



Universidad de Valladolid



ESCUELA DE INGENIERÍAS
INDUSTRIALES

Máster en Ingeniería Industrial

MASTER EN INGENIERÍA INDUSTRIAL
ESCUELA DE INGENIERÍAS INDUSTRIALES
UNIVERSIDAD DE VALLADOLID

TRABAJO FIN DE MÁSTER

**CARACTERIZACIÓN DE UNA PLANTA DE COGENERACIÓN PARA
AUTOABASTECIMIENTO ENERGÉTICO DE UNA POBLACIÓN DE
10000 HABITANTES UTILIZANDO RESIDUOS FORESTALES**

Autor: D. MIGUEL BRAVO MORILLO
Tutor: Dra. MIRIAM REYES SERRANO

Valladolid, septiembre, 2017



MASTER EN INGENIERÍA INDUSTRIAL
ESCUELA DE INGENIERÍAS INDUSTRIALES
UNIVERSIDAD DE VALLADOLID

TRABAJO FIN DE MÁSTER

**CARACTERIZACIÓN DE UNA PLANTA DE COGENERACIÓN PARA
AUTOABASTECIMIENTO ENERGÉTICO DE UNA POBLACIÓN DE
10000 HABITANTES UTILIZANDO RESIDUOS FORESTALES**

Autor: D. MIGUEL BRAVO MORILLO
Tutor: Dra. MIRIAM REYES SERRANO

Valladolid, septiembre, 2017



RESUMEN

El presente Trabajo Fin de Master (TFM), se basa en el estudio y en el análisis preliminar del diseño de una planta de cogeneración basada en un combustible renovable como es la biomasa. Todo ello está diseñado para abastecer la demanda energética de una población de 10000 habitantes, concretamente para la villa de Cuéllar.

A lo largo de este TFM, se va a repasar desde que es la biomasa, hasta el diseño del ciclo de Rankine en dos estaciones del año (invierno y verano), pasando entre medias por: los tipos de biomasa, el marco legal energético actual, las diferentes formas actuales de cogenerar energía eléctrica y térmica, la elección de un tipo de tecnología de cogeneración, la selección de los equipos más importantes del ciclo de Rankine, proporcionados tras contactar directamente con distintas empresas, un estudio preliminar del “*District Heating*” (DH), los pretratamientos necesarios para implementar el agua lo más pura posible al sistema, y, el tratamiento de los humos de combustión para liberar al medio ambiente la menor cantidad de partículas y contaminantes, de forma que el proceso sea viable tecnológicamente, y además, sostenible con el medio ambiente.



ABSTRACT

This project is based on the study and preliminary design of a cogeneration plant that use a renewable fuel such as biomass. This cogeneration plant is created to supply the energy demanded by a population of 10000 habitants, specifically for the town of Cuéllar.

Throughout this project, it will be reviewed since what the biomass is, until the design of the Rankine cycle in two seasons of the year (winter and summer). In addition, it will be study: the types of biomass, the current legal energy framework, the different ways to cogenerate electric and thermal energy, the choice of a type of cogeneration technology, the selection of the most important equipment of the Rankine cycle, provided after contacting directly with different companies, a preliminary design of the "District Heating" (DH), the pretreatments necessary to implement the purest water possible to the system, and, the treatment of combustion fumes to release to the environment the least amount of particles and contaminants, so the process will be technologically viable and, sustainable with the environment.



AGRADECIMIENTOS

Llegados a este punto, solo queda agradecer a todas y cada una de las personas que han contribuido al desarrollo de este Trabajo Fin de Master, ya sea mediante el aporte del conocimiento técnico necesario, o simplemente proporcionando la ayuda emocional que se hace imprescindible cuando nos enfrenamos a un trabajo de cierta magnitud.

En primer lugar, agradecer a mi tutora, la Dra. Miriam Reyes Serrano, toda la ayuda que me ha prestado desde el comienzo del TFM; primero adaptándome una temática del proyecto que me resultara atractiva, y posteriormente, concediéndome todas las tutorías que fueron necesarias, incluso fuera de su horario laboral, donde he aprendido no solo sobre la temática de la industria de la energía, sino también a realizar búsquedas y recopilar información de carácter industrial.

En segundo lugar, a VERESCENCE y a todos mis compañeros del trabajo, por permitirme compatibilizar el TFM con las prácticas en dicha empresa, facilitándome con ello la inclusión en el mundo laboral.

Por último, agradecer TODO a las personas que más quiero en este mundo, mi familia: mi madre Esperanza, mi padre Emilio, mi hermano Jorge, mi abuela Sira, mi tío Siro; y en especial a mi novia Estefanía, por todo su apoyo incondicional en los últimos meses. Todos ellos son realmente las personas que conocen lo largo que ha sido este camino, las que me han aguantado, y las que me más me han ayudado a continuar en el cuándo éste se volvía duro. En definitiva, a día de hoy, todo lo que he logrado es sin duda gracias a ellos, **GRACIAS**.

INDICE

ÍNDICE

1	MOTIVACIÓN, OBJETIVOS, Y ALCANCE	1
2	INTRODUCCIÓN	5
2.1	BIOMASA	5
2.1.1	HISTORIA	5
2.1.2	DEFINICIÓN DE BIOMASA	6
2.1.3	TIPOS DE BIOMASA	7
2.1.4	VENTAJAS DE LA BIOMASA.....	9
2.1.5	INCONVENIENTES DE LA BIOMASA	10
2.1.6	PARÁMETROS CARACTERÍSTICOS DE LA BIOMASA	11
2.1.7	EL PINO SILVESTRE.....	11
2.2	ENERGÍAS RENOVABLES EN ESPAÑA. MARCO LEGAL	14
2.2.1	PLAN ENERGÍAS RENOVABLES 2011-2020.....	15
2.2.2	REAL DECRETO-LEY 2/2012.....	18
2.2.3	LEY 15/2012, DE 27 DE DICIEMBRE, DE MEDIDAS FISCALES PARA LA SOSTENIBILIDAD ENERGÉTICA	19
2.2.4	REAL DECRETO-LEY 2/2013, DE 1 DE FEBRERO, DE MEDIDAS URGENTES EN EL SISTEMA ELÉCTRICO Y EN EL SECTOR FINANCIERO.....	20
3	COGENERACIÓN	23
3.1	TECNOLOGÍAS DE COGENERACIÓN	24
3.1.1	GASIFICACIÓN.....	25
3.1.2	COMBUSTIÓN	30
3.1.3	PIRÓLISIS	38
3.2	COGENERACIÓN DIRECTA: LA TURBINA DE VAPOR.....	42
3.2.1	DESCRIPCIÓN DE LA TECNOLOGÍA	42
3.2.2	TIPOS DE TURBINAS DE VAPOR.....	46
3.2.3	CARÁCTERÍSTICAS	48
3.3	COGENERACIÓN MEDIANTE GASIFICACIÓN	49
3.3.1	TURBINA DE GAS	49
3.3.2	COGENERACIÓN CON UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVO (MCIA).....	55
4	ELECCIÓN DE LA TECNOLOGÍA DE COGENERACIÓN	65
4.1	LA TIPOLOGÍA DE LA DEMANDA ENERGÉTICA Y SUS CANTIDADES ...	67
4.2	DISPONIBILIDAD DE COMBUSTIBLES EN EL ÁREA DE UBICACIÓN DE LA PLANTA.	68
4.3	COSTE ECONÓMICO Y SENCILLEZ.....	70
4.4	RENDIMIENTO DEL SISTEMA	71

4.5	DISPONIBILIDAD, ESPACIO NECESARIO Y TIEMPO DE ARRANQUE	71
4.6	SELECCIÓN FINAL: LA TURBINA DE VAPOR	71
5	DISEÑO	75
5.1	EMPLAZAMIENTO DE LA PLANTA Y CLIMATOLOGÍA	75
5.2	SISTEMAS DE PRETRATAMIENTO	78
5.2.1	PRETRATAMIENTO DE BIOMASA	79
5.2.2	PLANTA DE TRATAMIENTO DE AGUA	81
5.3	ELECCIÓN DE LOS COMPONENTES DEL CICLO DE RANKINE.....	88
5.3.1	TURBOGENERADOR.....	89
5.3.2	CALDERA	93
5.3.3	EL INTERCAMBIADOR DE CALOR.....	98
5.3.4	LA BOMBA	101
5.4	CÁLCULO DEL CICLO DE VAPOR	103
5.5	DISEÑO DEL CICLO DE RANKINE EN INVIERNO	103
5.6	DISEÑO DEL CICLO DE RANKINE EN VERANO	110
5.7	SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE LA ENERGÍA: DISTRICT HEATING	113
5.8	SISTEMAS AUXILIARES.....	121
5.8.1	SISTEMA DE REFRIGERACIÓN	121
5.9	SISTEMAS POST-TRATAMIENTO: CONTROL DE EMISIÓN DE GASES... ..	123
5.9.1	FILTROS DE MANGAS	124
5.9.2	PRECIPITADOR ELECTROSTÁTICO	126
5.9.3	SEPARADOR CICLONICO	126
5.9.4	DESCRIPCIÓN DE LA TECNOLOGÍA ADOPTADA	128
6	CONCLUSIONES	137
7	BIBLIOGRAFÍA.....	141
8	ANEXOS.....	149
8.1	ESQUEMAS DEL TURBOGENERADOR	149
8.2	ESQUEMA GENERAL DE LA CALDERA	154
8.3	BOMBA DEL CICLO DE RANKINE	155
8.4	RECURSOS HIDRÁULICOS	159
8.5	TEMPERATURAS EN CUÉLLAR	161
8.6	CÁLCULO DEL PCI EN INVIERNO Y VERANO.....	162
8.7	SÍMBOLOS.....	162

1. MOTIVACIÓN, OBJETIVOS, Y ALCANCE

1 MOTIVACIÓN, OBJETIVOS, Y ALCANCE

MOTIVACIÓN

Agotado el periodo de vigencia del Plan de Energías Renovables (PER) 2005-2010 y atendiendo al mandato establecido en la legislación vigente, el Gobierno de España ha elaborado un nuevo Plan para el periodo 2011-2020 [1].

Este plan incluye el diseño de nuevos escenarios energéticos y la incorporación de objetivos relativos al fomento de uso de energía procedente de fuentes renovables. Concretamente, la Directiva establece que se debe conseguir una cuota mínima del 20% de energía procedente de fuentes renovables en el consumo final bruto de energía. Actualmente, la seguridad de suministro energético, el respeto por el medio ambiente, y la competitividad económica, son los ejes fundamentales de la política energética europea y española.

En España, el empleo de la biomasa como fuente de energía renovable puede resultar muy beneficioso, ya que, bajo hipótesis conservadoras, se asegura que existen en torno a 88 millones de toneladas de biomasa primaria en verde, a los que deben sumarse los 12 millones de toneladas de biomasa secundaria seca obtenida de residuos de industrias agroforestales.

La villa de Cuéllar se encuentra en una zona de pinares con una gran superficie forestal susceptible de ser empleada como fuente de energía sostenible. Además de la abundante cantidad de biomasa que rodea a este municipio de 10000 habitantes, Cuéllar, posee una gran tradición en el uso de este combustible como recurso energético, ya que fue en esta localidad donde se implantó la primera central de Biomasa de España. Hoy en día, esta central térmica abastece a un 10% de la población [2], [3].

La creación de una nueva planta de cogeneración en Cuéllar, podría abastecer de energía térmica y eléctrica a toda su población utilizando la biomasa que rodea al municipio como combustible.

Asimismo, uno de los motivos que ha llevado a establecer la planta de cogeneración en Cuéllar, es que es el pueblo en el que he crecido. Cuando éramos pequeños, las noticias inundaban los medios sobre una nueva instalación térmica de biomasa que se iba a establecer en nuestro pueblo.

Con el paso del tiempo, y una vez que se la idea se hizo realidad, Cuéllar paso a tener la primera planta térmica basada exclusivamente en biomasa de toda España. Todo esto, junto con la realización de las prácticas del grado en la planta de biomasa de Cuéllar, ha creado el perfecto entorno para la realización de este Trabajo Fin de Master (TFM).

OBJETIVOS

El objetivo principal del presente TFM, es la realización y el dimensionado de una central de cogeneración de biomasa en Cuéllar, provincia de Segovia, bajo el propósito de crear un autoabastecimiento energético y lograr el cumplimiento de los objetivos del PER, puesto que la utilización de biomasa forestal como combustible para cubrir las necesidades térmicas y eléctricas de la población de Cuéllar, supondría un aumento de la generación de energía procedente de fuentes renovables.



Como objetivo secundario, se va a analizar las distintas formas de cogenerar actuales, comparándose entre ellas, y, seleccionándose una, tras analizar cuál es la más apropiada. Una vez hecho esto, se estudiará la forma de hacer viable el proceso a través de los distintos sistemas de pretratamiento, y, post-tratamiento, logrando generar la energía eléctrica y térmica que demanda la población. Finalmente, se expondrán las bases del diseño, de cómo se va a realizar la distribución de la energía térmica a toda la población

ALCANCE

A lo largo de este TFM, se va a estudiar en diferentes puntos desde la definición de biomasa, hasta el dimensionado de una central de cogeneración de biomasa que suministre energía eléctrica y térmica a una población de 10000 habitantes situada en la meseta ibérica, abarcando mientras, tanto la legislación que incentiva la creación de dicha central, como un análisis de las tecnologías actuales que se emplean en el proceso de cogeneración.

Dentro de este TFM, no es objeto de estudio: el análisis estructural, el eléctrico, el diseño completo del District Heating, los sistemas de lubricación, ni el estudio económico

2. INTRODUCCIÓN

2.1 BIOMASA

- 2.1.1 HISTORIA
- 2.1.2 DEFINICIÓN DE BIOMASA
- 2.1.3 TIPOS DE BIOMASA
- 2.1.4 VENTAJAS DE LA BIOMASA
- 2.1.5 INCONVENIENTES DE LA BIOMASA
- 2.1.6 PARÁMETROS CARACTERÍSTICOS DE LA BIOMASA
- 2.1.7 EL PINO SILVESTRE

2.2 ENERGÍAS RENOVABLES EN ESPAÑA. MARCO LEGAL

- 2.2.1 PLAN ENERGÍAS RENOVABLES 2011-2020
- 2.2.2 REAL DECRETO-LEY 2/2012
- 2.2.3 LEY 15/2012, DE 27 DE DICIEMBRE, DE MEDIDAS FISCALES PARA LA SOSTENIBILIDAD ENERGÉTICA
- 2.2.4 REAL DECRETO-LEY 2/2013, DE 1 DE FEBRERO, DE MEDIDAS URGENTES EN EL SISTEMA ELÉCTRICO Y EN EL SECTOR FINANCIERO.

2 INTRODUCCIÓN

2.1 BIOMASA

2.1.1 HISTORIA

La utilización de biomasa con fines energéticos es una actividad que forma parte de la historia de la humanidad desde tiempos prehistóricos. El hombre aprendió a generar y a mantener el fuego, utilizando el calor que éste generaba al quemar madera, troncos, ramas, hojas, raíces, o cualquier materia vegetal para calentarse, iluminar sus pasos, cocinar, modelar arcilla, e incluso dar forma a instrumentos y herramientas [4].

Durante la segunda mitad del siglo XIX, la dependencia de la biomasa se truncó debido a la sustitución de ésta, por otra fuente de energía de más potencia calorífica, el carbón, y más tarde, por otras fuentes energéticas como el petróleo. A partir de entonces, la reducción del uso de biomasa en los países desarrollados relegó su uso a los países más pobres.

Dentro de los países ricos solamente algunos sectores mantuvieron su consumo como el sector forestal, y en algunos casos, el agroalimentario o las cerámicas, donde los residuos del sector forestal se utilizaban tradicionalmente como sustrato energético.

En España, al finalizar la Guerra Civil y comenzar la Segunda Guerra Mundial, las dificultades de abastecimiento de petróleo dieron lugar al uso del gasógeno [5]. Este sistema permite obtener gas a partir de biocombustibles sólidos como la madera, y con él, alimentar el motor de los automóviles. Para ello, fue necesaria la adaptación de los vehículos que debían transportar estos biocombustibles sólidos en remolques. A pesar de éste pequeño reflote en el empleo de biomasa, un rendimiento generalmente muy bajo, y la perceptiva de un uso masivo, y por consiguiente, una posible deforestación de los bosque y montes de España, hicieron que con el fin de la segunda guerra mundial se dejaran de utilizar los sistemas gasógenos, ya que el suministro de petróleo y gas se volvió a restablecer [6], [7].

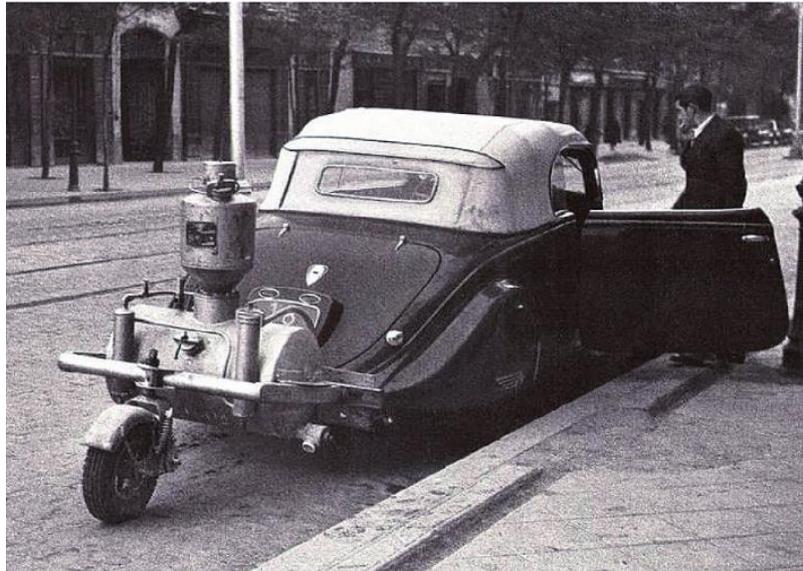


Figura 2.1 Vehículo impulsado por gasógeno en Madrid en 1942 [7].

Sin embargo, las circunstancias han cambiado en la actualidad. La subida de precios de los combustibles convencionales, las necesidades de autosuficiencia energética, y sobre todo los objetivos medioambientales de nuestra sociedad, hacen patente la necesidad de volver a utilizar los productos energéticos naturales.

Como puede preverse, las condiciones y la forma de empleo de la biomasa han cambiado enormemente desde que el hombre empezó a dominar el fuego hace 300000-400000 años, hasta la actualidad [8]. El estado tecnológico de la biomasa ha evolucionado hacia sistemas más variados y complejos, que proporcionan un alto rendimiento (comparable al de los combustibles convencionales) y, por tanto, favoreciendo un umbral de rentabilidad económica que en muchos casos supera a las alternativas convencionales (especialmente en aplicaciones térmicas).

2.1.2 DEFINICIÓN DE BIOMASA

La biomasa puede definirse como toda la materia orgánica susceptible de ser aprovechada o valorizada energéticamente. Los productos que constituyen lo que generalmente se denomina biomasa, comprenden un conjunto de materiales de diversos orígenes y naturaleza: cultivos energéticos, residuos de aprovechamientos forestales, residuos de cultivos agrícolas, residuos de podas de jardines, residuos de industrias agroforestales, residuos ganaderos, fracciones orgánicas de los residuos sólidos urbanos (R.S.U), etc. [1, 6, 7].

La definición más aceptada por la comunidad internacional, es la que contiene la Directiva 2009/28/CE del Parlamento Europeo y del Consejo del 23 de abril de 2009, relativa al fomento del uso de energía procedente de fuentes renovables, que define la biomasa como la fracción biodegradable de los productos, desechos y residuos de origen biológico, procedentes de actividades agrarias (incluidas las sustancias de origen vegetal y de origen animal), de la silvicultura (actividades relacionadas con el cultivo, el cuidado y la explotación de los bosques y los montes) y de las industrias conexas, incluidas la pesca y la acuicultura, así como la fracción biodegradable de los residuos industriales y municipales [11].

La energía que posee la biomasa, proviene de la energía solar que absorben las plantas a través de la fotosíntesis. Más adelante, esta energía pasa a través de la cadena trófica, desde las plantas, hacia los animales, las bacterias, y los hongos. Para recuperar dicha energía, hay varias opciones con un futuro muy prometedor, siendo las más simples la combustión de la biomasa, y la co-combustión [12], [13]. Además, la utilización de biomasa como fuente de energía, tiene la característica de ser el único recurso energético orgánico renovable, siendo también una de las fuentes más abundantes, ya que la energía solar que llega a la biósfera (aproximadamente $3 \cdot 10^{24}$ J/año) es captada y convertida en biomasa por los ecosistemas terrestres y acuáticos, con una eficiencia del 0,1% ($\sim 3 \cdot 10^{21}$ J/año), almacenándose en 200 Gt (peso seco) de material vegetal por año a expensas de la energía solar [14].

La mayor parte de la energía de la biomasa que se aprovecha como recurso energético, proviene de la madera y de los desechos de ésta (64%), seguido de los residuos sólidos urbanos (24%), los residuos agrícolas (5%), y los gases de vertedero (5%) [15].

2.1.3 TIPOS DE BIOMASA

Existen multitud de criterios, consideraciones, apelativos, y nomenclaturas, utilizadas por diferentes autores en distintas disciplinas, para determinar una clasificación de los diferentes tipos de biomasa existentes. Sin embargo, las más aceptadas y utilizadas se basan en clasificar la biomasa en función de la composición, el origen, y el estado.

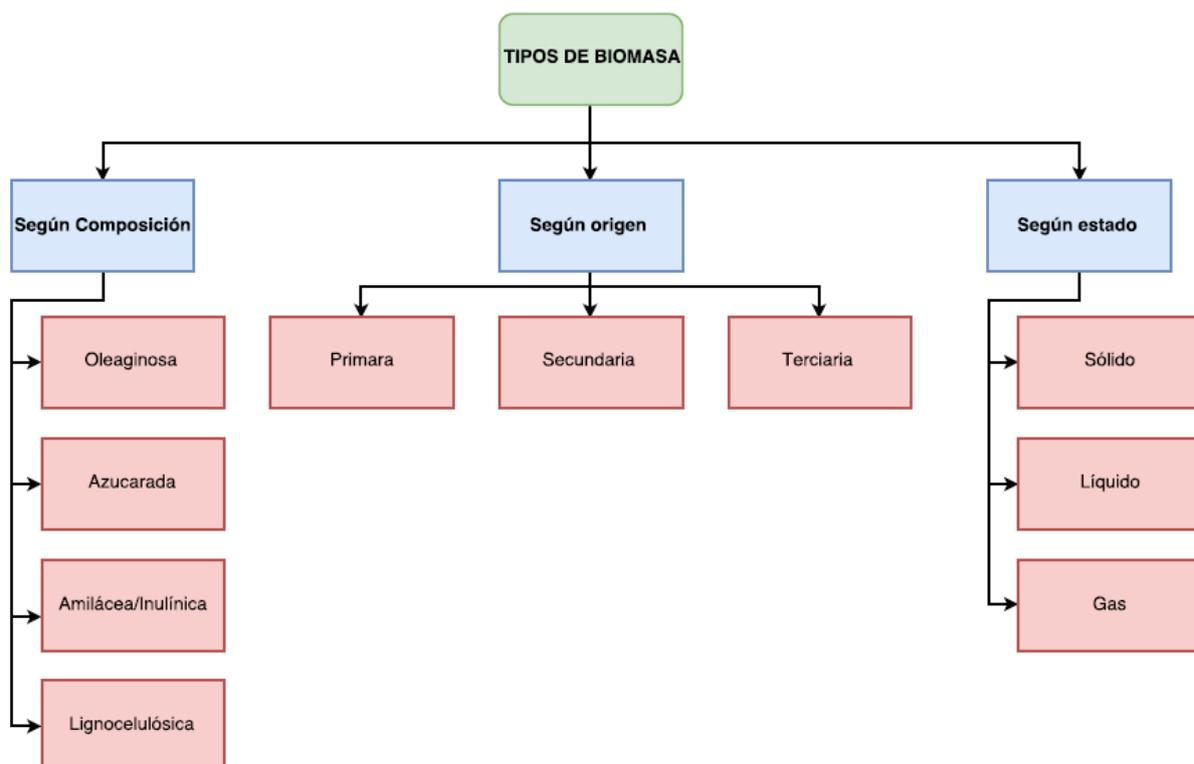


Figura 2.2 Tipos de biomasa según diferentes clasificaciones

2.1.3.1 SEGÚN SU COMPOSICIÓN

Una forma de clasificar la biomasa, es a través de su composición, es decir, en función de las sustancias bio-orgánicas empleadas para producir energía [13–15].

Cuando la molécula bio-orgánica de la biomasa es un lípido, se puede hablar de biomasa oleaginosa.

- Biomasa oleaginosa: fracción de una planta, concretamente sus frutos o semillas, con un alto contenido en aceites o gomas. Las semillas de girasol, de colza, o el fruto del olivo (aceituna sin hueso) son casos representativos de este tipo de biomasa.

Por el contrario, si la molécula bio-orgánica de la biomasa son hidratos de carbono, la biomasa se puede clasificar en: azucarada, amilácea, y lignocelulósica.

- Biomasa azucarada: mayoritariamente presenta monosacáridos como la glucosa y la fructosa, o, disacáridos en forma de sacarosa. La remolacha, o el tallo de la caña de azúcar, son ejemplos de este tipo de biomasa.
- Biomasa amilácea: los hidratos de carbono se encuentran en forma de polisacáridos de reserva, principalmente almidón o inulina. Ejemplos de este tipo de biomasa son los cereales y las patatas.
- Biomasa lignocelulósica: los hidratos de carbono que predominan en su composición son las celulosas (hemicelulosa y holocelulosa), y, la lignina, que son los principales componentes de la estructura de los vegetales. Pertenecen a este grupo la paja, la madera y la leña.

2.1.3.2 SEGÚN SU ORIGEN

En base a como se obtiene la biomasa para su uso como recurso energético, esta suele clasificarse en [10], [16], [17]:

- Biomasa primaria: es aquella que se obtiene directamente de un ecosistema natural. Se trata de la materia orgánica formada directamente por los seres fotosintéticos (biomasa vegetal, residuos agrícolas y forestales).
- Biomasa secundaria o residual: es la obtenida como residuo o subproducto de una actividad humana. En este grupo entran los residuos forestales (como los generados en operaciones de limpieza o poda), residuos agrícolas leñosos (podas de olivos, viñedos y frutales), residuos agrícolas herbáceos (la paja de los cereales de invierno, o el cañote de maíz), residuos de industrias forestales y agrícolas (astillas, cortezas, serrín, huesos de aceitunas, cáscaras de frutos secos, cascarilla de arroz), etc. [19].
- Biomasa terciaria: hace referencia a la biomasa que ha sufrido un procesado previo a su utilización energética final. Sería el caso del biodiesel, los pellets, las briquetas, etc. Todos ellos son biocombustibles finales obtenidos en plantas que transforman la biomasa de origen primario o secundario, en un producto final.

2.1.3.3 SEGÚN SU ESTADO

Por último, una clasificación comúnmente utilizada para el estudio de la biomasa, se basa en el estado en que ésta se encuentra. De esta manera se consigue catalogar la biomasa de forma muy intuitiva de cara a separar los procesos y las tecnologías utilizadas para la obtención de energía. Bajo este criterio, los tipos de biomasa son [10], [16], [17], [19], [20]:

- Biomasa sólida: tipo de biomasa más conocida, y en él que se engloba la madera obtenida de tratamientos silvícolas forestales, residuos de las industrias que trabajan con cualquier tipo de biomasa (astillas, serrín), residuos obtenidos en las podas y limpieza de parques y jardines, subproductos o residuos de naturaleza agrícola (paja), cultivos energéticos, carbón vegetal, pellets, turba, residuos agroindustriales (orujo, serrín, huesos de aceituna), y, fracciones orgánicas de residuos sólidos urbanos, etc.
- Biomasa líquida: esta denominación se aplica a una serie de productos de origen biológico utilizables como combustibles de sustitución de los derivados del petróleo, o como aditivos de éstos para su uso en motores (bioetanol, biodiesel, aceites etc.).
- Biomasa gaseosa: parte de la biomasa en estado gaseoso que puede emplearse como combustible. Entre ellos, se encuentran el gas gasógeno, el biogás y el hidrógeno.

2.1.4 VENTAJAS DE LA BIOMASA

Las ventajas en el empleo de biomasa como recurso energético pueden dividirse en dos grandes grupos, los relacionadas con el medioambiente, y los que tienen que ver con la economía y la sociedad.

2.1.4.1 VENTAJAS MEDIOAMBIENTALES

La biomasa como fuente energética aporta diversas ventajas frente a otras alternativas en la lucha contra el cambio climático y la contaminación. A continuación, se enumeran las más importantes [6], [10], [20]–[24]:

- Disminuye la carga contaminante provocada por los combustibles fósiles en comparación con la biomasa. Básicamente las emisiones son de CO₂ (principal responsable del efecto invernadero), con una baja presencia de nitrógeno y con bajas o nulas cantidades de azufre (causantes de la lluvia ácida).
- Establece un balance neutro en las emisiones de CO₂ al cerrar el ciclo del carbono. La combustión de biomasa produce CO₂ en una cantidad análoga a la captada previamente por las plantas durante su crecimiento, por lo que la combustión de la biomasa no supone un incremento neto de este gas en la atmósfera.
- Soluciona la gestión de residuos procedentes de podas y limpiezas de bosques, limitando la propagación de incendios, y saneando los bosques. A este caso, se le puede incluir los rastrojos y podas agrícolas, cuya quema tradicional en el campo conllevaba un riesgo añadido de incendios.
- Como una parte de la biomasa procede de residuos que son necesarios eliminar, su aprovechamiento energético supone convertir un residuo en un recurso.

- Posibilita la reforestación de tierras agrícolas desforestadas, con cultivos energéticos herbáceos o leñosos, con destino a la producción de biomasa, lo que aumentaría la retención de agua, y la disminución de la degradación y erosión del suelo.
- Permite recuperar en las cenizas de la combustión importantes elementos minerales de valor fertilizante, como fósforo y potasio.
- La incineración del residuo de biomasa presenta adicionalmente la ventaja de que se consigue una gran reducción del volumen de los residuos, ya que las cenizas no superan el 2% del volumen inicial.
- La biomasa produce alcohol y otros combustibles que son eficientes, limpios, y que presentan una alta viabilidad.

2.1.4.2 VENTAJAS SOCIOECONÓMICAS

Dentro de la economía y la sociedad, la utilización de la biomasa como recurso energético genera una serie de ventajas [9], [10], [23], [24]:

- Aumenta la diversificación energética, lo que contribuye a cumplir el objetivo marcado por los planes energéticos nacionales y europeos.
- Disminuye la dependencia energética externa.
- Crea nuevas oportunidades para el sector agrícola, donde los cultivos energéticos podrían sustituir a los cultivos excedentarios del mercado de alimentos.
- Genera puestos de trabajo en el aprovechamiento de algunos tipos de biomasa.
- Permite el desarrollo de una nueva actividad en las áreas rurales, sobre la base de un mercado con una demanda continua y sin fluctuaciones, consiguiéndose fijar la población en dichos núcleos, y contribuyendo al aumento económico del medio rural.
- La biomasa, es una fuente de energía renovable muy abundante que puede crecer en casi todas las partes del mundo, lo que dotaría de energía a toda la población mundial.
- La sustitución de los combustibles fósiles por biomasa, en la producción de electricidad, no necesita cambios en los equipos, facilitando la implantación de este recurso sin la necesidad de grandes inversiones.

2.1.5 INCONVENIENTES DE LA BIOMASA

A pesar de todos las ventajas que posee la biomasa como recurso energético, no hay que olvidar los pequeños inconvenientes derivados de las características que presenta la biomasa, como son [10], [23], [24]:

- Un menor rendimiento energético que los combustibles fósiles.
- Poseen un mayor coste de producción frente a los combustibles fósiles.
- Una baja densidad energética, es decir, para conseguir la misma cantidad de energía, se requiere una cantidad mayor de materia prima, lo que genera problemas de transporte y almacenamiento.
- La necesidad de un acondicionamiento o transformación para su utilización.
- Una recolección excesiva de madera en bosques, podría generar deforestación, provocando una disminución de la cantidad de biomasa fijada por el ecosistema, y, aumentando la erosión del suelo, pudiendo dar lugar a inundaciones y a movimientos de tierras.

- Cuando los residuos vegetales se utilizan como combustible, el suelo pierde los nutrientes que estos dejan tras su descomposición, de forma que a largo plazo la tierra queda infértil.

2.1.6 PARÁMETROS CARACTERÍSTICOS DE LA BIOMASA

La biomasa, al igual que otros combustibles, poseen ciertas características que hay que tener en cuenta de cara a su utilización en las centrales termoeléctricas [10], [25]:

- La composición química: los diferentes tipos de biomasa están formados por partes orgánicas, inorgánicas, y agua. Durante la combustión se quema la parte orgánica, siendo la inorgánica la que influye en el proceso de combustión y, quien forma la ceniza o residuo sólido.
La composición química de la biomasa se puede conocer realizando un análisis de los elementos más importantes y frecuentes como son: el carbono (C), el hidrogeno (H), el nitrógeno (N), el azufre (S), y en algunos casos el cloro (Cl).
- El contenido en humedad: condiciona la cantidad de energía liberada, ya que una parte de la energía se utiliza para vaporizar el agua producida, o el agua contenida en la propia biomasa. Es decir, cuanto menor sea este contenido, mejor será el valor calorífico de esa biomasa, y su proceso de combustión.
- El porcentaje en peso de cenizas: indica la cantidad de materia solida no combustible por kilogramo de materia prima. Conviene que su porcentaje en relación con la materia seca sea el menor posible.
- La densidad aparente: se define como el peso por unidad de volumen de material en el estado físico que presenta bajo unas condiciones dadas. Combustibles con alta densidad aparente, favorecen la relación de energía por unidad de volumen, lo que requiere menores tamaños de los equipos, y, aumentando los periodos entre cargas. Por otro lado, materiales con baja densidad aparente, necesitan mayores volúmenes de almacenamiento y de transporte. Además, pueden presentar problemas para fluir por gravedad, complicando el proceso de combustión y elevando los costes del proceso.
- El poder calorífico: se trata del parámetro que determina la energía disponible en la biomasa. En otras palabras, es la energía que se libera en forma de calor cuando la biomasa se quema completamente; expresándose como la cantidad de energía por unidad de masa. Cuando se habla de poder calorífico superior (PCS), se hace referencia al calor que verdaderamente se produce durante la reacción de combustión, siendo el poder calorífico inferior (PCI), el que es realmente aprovechable, sin utilizar la energía de la condensación del agua y de otros procesos.

2.1.7 EL PINO SILVESTRE

La biomasa que se va a emplear como recurso energético en la planta de cogeneración desarrollada en el presente TFM para la Villa de Cuéllar, proviene del pino silvestre.

El pino silvestre es una de las especies forestales más importantes de España, tanto por su extensión superficial, como por su elevado valor protector, productor, paisajístico, y recreativo que proporcionan sus masas. Se trata de un árbol esbelto y majestuoso que puede alcanzar los 35-40 m de altura, presentando diámetros que pueden superar los 100 cm, y los 500 o 600 años.

Su tronco es derecho, recto, y cilíndrico, con una ramificación escasa, sin embargo, con la edad el tronco se deforma haciéndose más o menos asimétrico, presentando una copa que nunca alcanza un gran tamaño. La corteza es delgada al comienzo con un color gris-verdoso. En cambio, a los 8 o 10 años comienza a engrosar volviéndose de color pardo oscura, corchosa, y frágil, con grandes escamas en sentido vertical. A cierta altura del tronco, la corteza comienza a cambiar de aspecto hasta formar una especie de láminas o escamas lisas, delgadas, y brillantes [26].

La madera es un material higroscópico y, por tanto, tiene a absorber o a perder agua según las condiciones del ambiente en que se encuentre (humedad relativa y temperatura del aire). Si la madera se encuentra totalmente seca, el pino silvestre tiene una densidad de 510 kg/m^3 . Como es lógico, con el aumento de humedad en la madera, la densidad variará. La tabla 2.1, refleja cómo afecta la humedad relativa a dicha variable.

Tabla 2.1 Densidad del pino silvestre en función de la humedad relativa [27].

Humedad (%)	Densidad (kg/m^3)
0	490
10	514
15	527
20	541
30	615
40	718
50	861

Además de la densidad, existe otra variable denominada densidad aparente. La densidad aparente cambia en función de si la madera se encuentra apilada en troncos, si únicamente se encuentra troceada, o, si se encuentra en forma de astillas con un cierto apilamiento. La siguiente figura muestra un factor de conversión aproximado del espacio que ocupa la madera en distintas disposiciones.



Figura 2.3. Factores de conversión entre distintas disposiciones de madera [27].

Una forma de conocer el contenido de humedad en la madera, conociendo la humedad relativa del aire, y de la temperatura de bulbo seco, es a través de las curvas de equilibrio higroscópico de la madera [28][21], mostrada en la figura 2.4.

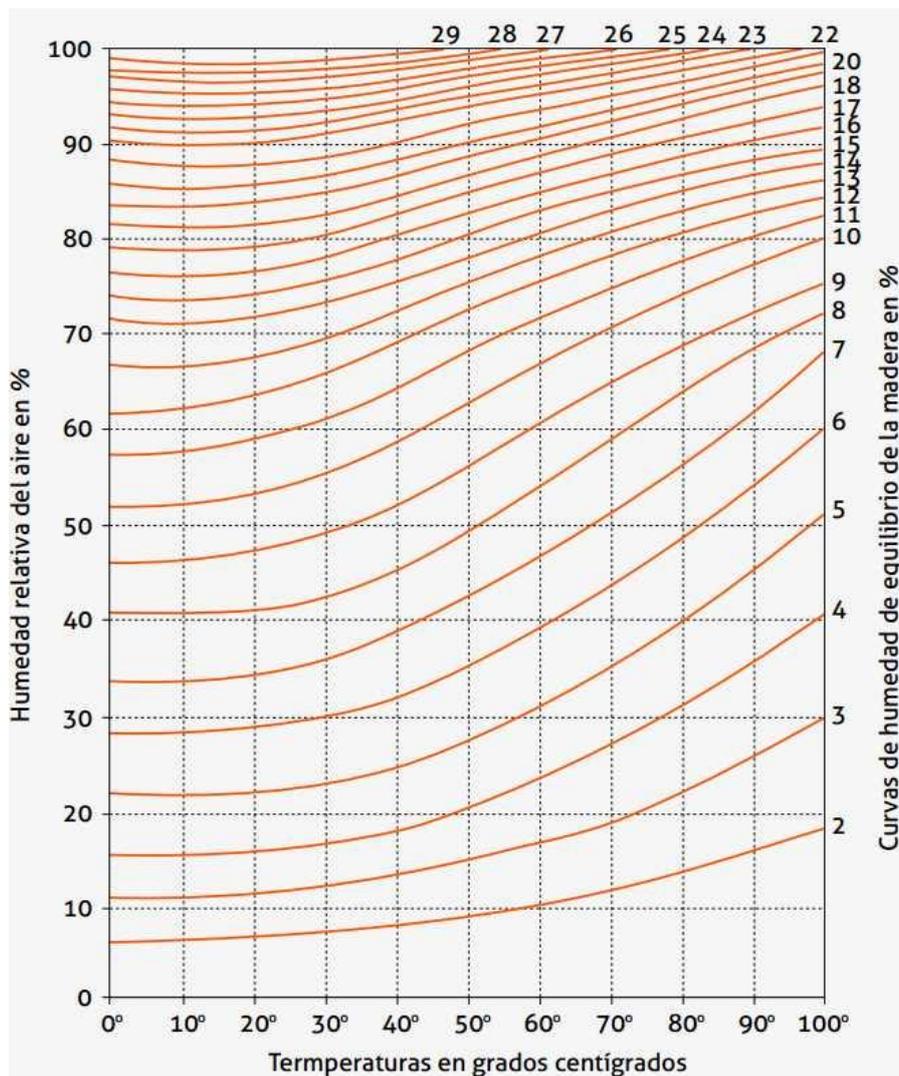


Figura 2.4. Curvas de equilibrio higroscópico de la madera [28].

En otro orden de cosas, la composición química del Pino Silvestre queda definida en la tabla 2.2.

Tabla 2.2. Composición Química del Pino Silvestre [27].

	C	H	O	N	K	S	Cl
	% en peso seco						
Corteza	51,4	5,7	38,7	0,48	0,24	0,085	0,019
Madera	47-54	5,6-7	40-44	<0,1-0,5	-	<0,01-0,05	<0,01-0,03

En términos energéticos, el Pino Silvestre presenta un poder calorífico superior de 21,1 MJ/kg cuando la humedad es nula. Una vez definido el poder calorífico superior, se puede emplear la Normativa UNE 164001EX, para calcular el poder calorífico inferior a una humedad determinada [29]:

$$PCI = \frac{PCS_o \cdot 1000(1-x) - 1127 \cdot x - 1.322}{1000} \quad (1)$$

2.1.7.1 PRETRATAMIENTO DE LA BIOMASA

Tras realizar los tratamientos de recogida de biomasa en los pinares, la madera, corteza etc., debe pasar por un proceso de reducción a astillas, de forma que el combustible se homogeniza en cuanto al tamaño, y, facilitando así el proceso de combustión.

Una de las formas más sencillas de realizar el proceso anterior, es a través de una astilladora. De cara a la combustión, interesa un combustible con unas dimensiones determinadas (ver el requisito del tamaño de combustible en el apartado 5.3.2).

De los varios tipos de astilladoras que existen en el mercado, la de cuchillas es la más interesante de cara a obtener un tamaño de astillas de entre 0,3 y 4,5 cm, pudiendo modificar dicho rango mediante el empleo de una cuchilla fija ajustable. Esta unidad de astillado está formada por un volante pesado en la que se montan radialmente dos o cuatro cuchillas, que cortan el material actuando como un yunque al final del mecanismo del avance [30].



Figura 2.5. Astilladora durante el proceso de astillado de un tronco de madera [30].

Una vez que se tiene toda la biomasa necesaria, esta se transporta hasta la planta de cogeneración, donde se almacena en un silo para favorecer su secado natural, hasta se reclama para su combustión.

2.2 ENERGÍAS RENOVABLES EN ESPAÑA. MARCO LEGAL

La utilización de energías renovables en España para la producción de energía eléctrica, dio su gran salto a partir de la salida del Plan de Energía Renovables del año 2005. Más adelante, en el año 2007, gracias al *Real Decreto 661/07*, las energías renovables se estimularon notablemente mediante ayudas al desarrollo en forma de retribuciones económicas por la energía eléctrica generada.

Durante los últimos años, la respuesta a los retos específicos del contexto energético español se ha centrado en potenciar la liberalización y fomentar la transparencia en los mercados, el desarrollo de las infraestructuras energéticas, la promoción del ahorro y la eficiencia energética, así como de las energías renovables. Respecto a estas últimas, sus beneficios para nuestro país son grandes con relación a sus costes que además tienden a bajar con el tiempo, a medida que progresa la tecnología.

En este apartado, se trata la legislación regulatoria de las energías renovables, desde la aparición del ya derogado *Real Decreto 661/07*.

2.2.1 PLAN ENERGÍAS RENOVABLES 2011-2020

El Plan de Energías Renovables (*PER*) 2011-2020, incluye nuevos diseños de escenarios energéticos junto a la incorporación de objetivos acordes a la *Directiva 2009/28/CE* del Parlamento Europeo, relativa al fomento del uso de fuentes de energía renovables [1].

Concretamente, la *Directiva* establece como objetivo la consecución de una cuota mínima del 20% de energía procedente de fuentes renovables en el consumo final bruto de energía de la Unión Europea, siendo el mismo objetivo para España. Este es el fin global que se recoge en el *PER 2011-2020*, que da respuesta a su vez, al artículo 78 de la *Ley 2/2011* de Economía Sostenible, que fija los mismos objetivos de la *Directiva 2009/28/CE* como las metas nacionales mínimas de energías renovables en 2020, estableciendo además que el Gobierno aprobará planes de energías renovables que hagan posible el cumplimiento de los objetivos fijados y que permitan la posibilidad efectiva de desarrollo de las energías renovables en todas las Comunidades Autónomas.

La *Directiva 2009/28/CE*, es parte del denominado Paquete Europeo de Energía y Cambio Climático, que establece las bases para que la UE logre sus objetivos para 2020: un 20% de mejora de la eficiencia energética, una contribución de las energías renovables del 20%, y una reducción de las emisiones de gases de efecto invernadero (GEI) del 20%. Sin embargo, teniendo en cuenta las conclusiones adoptadas por los Jefes de Estado y de Gobierno de la Unión Europea, podría materializarse un aumento en el objetivo de reducción de GEI hasta alcanzar el 30% en 2020. En ese caso habrá que modificar los objetivos nacionales de reducción de estos gases y las políticas para conseguirlos, lo que podría suponer la revisión de los objetivos del *PER*.

Asimismo, la *Ley 21/2013* de 9 de diciembre, de evaluación ambiental, establece la necesidad de llevar a cabo una Evaluación Ambiental Estratégica, entendida ésta como un instrumento de prevención que permita la integración de los aspectos ambientales en la toma de decisiones de los planes y programas públicos. Así, de acuerdo con la ley, se ha elaborado un Informe de Sostenibilidad Ambiental (ISA) del *PER 2011-2020* y una Memoria Ambiental.

Este Informe de Sostenibilidad Ambiental contempla: el diagnóstico ambiental del ámbito territorial de aplicación del *PER 2011-2020*; la consideración de la normativa vinculante y de relevancia en el marco de la planificación de las energías renovables; la identificación de los aspectos ambientales relevantes para la planificación de las energías renovables con un

horizonte a 2020; el planteamiento y el análisis de las alternativas del PER 2011-2020 con la selección de la alternativa final y de efectos significativos en el Medio Ambiente; y las acciones previstas para prevenir, reducir, y eliminar, los probables efectos negativos sobre el Medio Ambiente.

Por otro lado, dentro del contexto energético actual de las energías renovables, la seguridad de suministro, el respeto por el medio ambiente, y la competitividad económica, son los ejes fundamentales en los que se basa la política energética europea y española. Esta última, ha tenido que afrontar retos particulares: un consumo energético por unidad de producto interior bruto más elevado que la media europea, una elevada dependencia energética del exterior, y las elevadas emisiones de gases de efecto invernadero relacionadas con el crecimiento de los sectores de generación eléctrica y de transporte.

Como resultado de la política de apoyo a las energías renovables, el crecimiento de éstas durante los últimos años ha sido notable, y así, en términos de consumo de energía primaria, han pasado de cubrir una cuota del 6,3% en 2004 a alcanzar el 11,3% en 2010. Este porcentaje correspondiente al año 2010 se eleva al 13,2% si se calcula la contribución de las energías renovables sobre el consumo final bruto de energía de acuerdo con la metodología establecida en la Directiva 2009/28/CE.

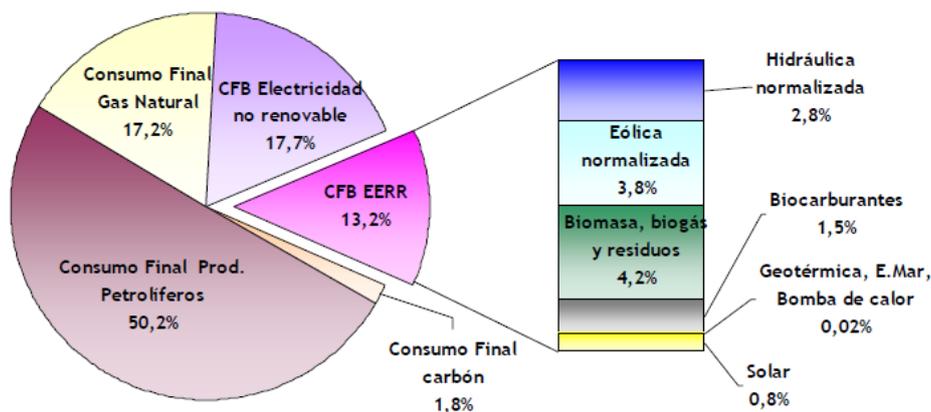


Figura 2.6. Consumo final bruto de energía en 2010 [1].

En cuanto al papel de las renovables en la generación eléctrica, su contribución al consumo final bruto de electricidad ha pasado del 18,5% en 2004 al 29,2% en 2010. Además, la contribución de la electricidad renovable a la producción bruta de electricidad en España en 2010 fue de un 32,3%, pudiéndose observar su contribución según diversas fuentes en la figura 2.7.

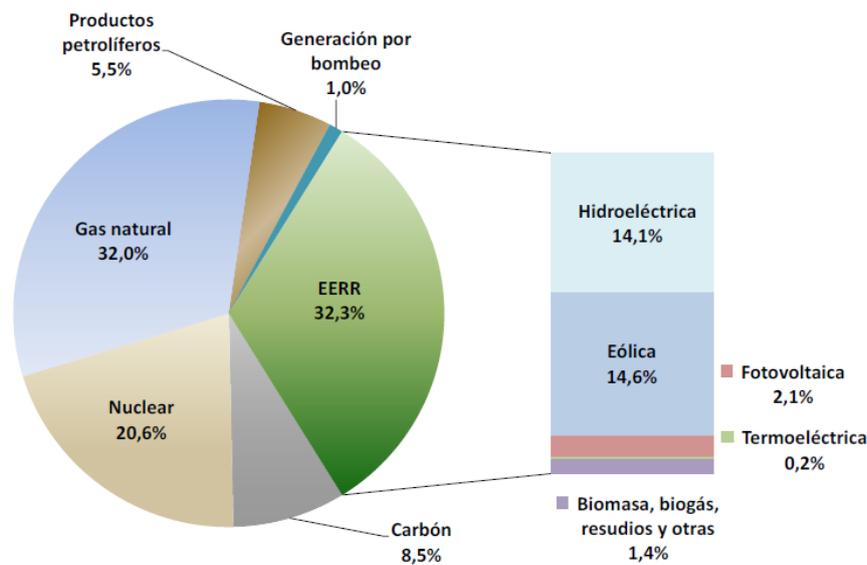


Figura 2.7. Estructura de la producción eléctrica 2010 [1].

En cuanto a la biomasa, que es la fuente de energía renovable de interés en el presente Trabajo Fin de Master, la mayor parte de su consumo térmico proviene del sector forestal, utilizándose en el sector doméstico sistemas tradicionales poco eficientes (uso de leñas en equipos obsoletos), y en industrias forestales para consumo térmico o cogeneración. Actualmente, existe una potencia instalada de 533 MW abastecida con residuos de industrias agroforestales y restos de cultivos agrícolas principalmente.

En los últimos años, se está llevando a cabo el desarrollo de los cultivos energéticos junto con la mecanización específica para la recogida, extracción, y tratamiento de biomasa. Asimismo, la implantación de tecnologías modernas para la biomasa térmica en edificios, los desarrollos tecnológicos en gasificación y en ciclos “*Organic Rankine Cycle*” (ORC) para la implantación de cogeneraciones, hacen prever para los próximos años una importante expansión de la biomasa en el sector térmico, tanto en edificios, como en instalaciones industriales. Por consiguiente, además de avanzar en una mayor aportación cuantitativa de la biomasa, se producirá un cambio cualitativo a tecnologías actualizadas y eficientes.

El potencial de biomasa disponible en España, bajo hipótesis conservadoras, se sitúa en torno a 88 millones de toneladas de biomasa primaria en verde, incluyendo: restos de masas forestales existentes, restos agrícolas, masas existentes sin explotar y cultivos energéticos a implantar. A este potencial, se deben sumar los más de 12 millones de toneladas de biomasa secundaria seca proveniente de residuos de industrias agroforestales.

Con el fin de alcanzar los objetivos fijados en el área de biomasa, se han definido en el PER 2011-2020 una serie de sugerencias dirigidas a cada fase del aprovechamiento de la misma. Para el desarrollo de un mercado maduro de suministro de biomasa, las propuestas se centran principalmente en la movilización del recurso. El apoyo al desarrollo de aplicaciones térmicas, especialmente en edificios, se realizará mediante campañas de difusión, desarrollos normativos, y nuevos sistemas de apoyo financiero, en forma de incentivos y de ayudas públicas a la

inversión, muchas de ellas suprimidas de forma temporal, debido a la crisis económica que hemos sufrido en los últimos años. Además, el crecimiento de la producción eléctrica con biomasa, se conseguirá mediante la generación distribuida a través de pequeñas cogeneraciones y centrales eléctricas, con potencias cercanas a los 15 MW, para lo que se establecen nuevos programas de financiación y mejoras en el sistema de retribución de la energía eléctrica renovable (especialmente para instalaciones con menos de 2 MW).

En cuanto a las necesidades de I+D+I, y con el objetivo de alcanzar las metas fijadas para el año 2020, así como para allanar el camino para que la cuota de energía renovable sea mucho más elevada de 2020 en adelante, es preciso intensificar los esfuerzos en el ámbito de la I+D+i energética.

En los últimos años, el marco nacional de apoyo a la I+D+i, ha facilitado que España alcance una posición de liderazgo en energías renovables con grandes empresas y centros tecnológicos de investigación y desarrollo de prestigio internacional, como el CIEMAT y el CENER. Para el impulso del I+D+i en energía en el inmediato futuro se cuenta con la recientemente creada ALINNE, Alianza para la Investigación e Innovación Energéticas. Se trata de un gran pacto nacional público-privado que pretende responder a los grandes retos de las actividades de I+D+i en el ámbito del sector energético, como contribuir a la definición de una estrategia nacional que ordene las políticas y programas públicos con las prioridades y necesidades de España en la materia, y jugar un papel protagonista en la fijación de una posición española común ante cada una de las situaciones que se planteen en materia de ciencia e innovación energética.

Por lo que respecta al ámbito de la biomasa sólida y gaseosa, se recoge la necesidad de avanzar en todos los aspectos referentes a la disponibilidad, y, a la logística de la biomasa como materia prima para usos energéticos. Asimismo, se mencionan tres cadenas de valor por su especial interés, todas ellas basadas en procesos termoquímicos de conversión de la materia prima:

- Bioetanol y otros combustibles gaseosos a partir de biomasa vía gasificación.
- Generación de energía eléctrica de alta eficiencia mediante la gasificación de biomasa.
- Vectores bioenergéticos a partir de biomasa mediante procesos termoquímicos distintos a la gasificación.

2.2.2 REAL DECRETO-LEY 2/2012

En este decreto ley, se procede la supresión de los incentivos económicos para nuevas instalaciones de producción de energía eléctrica a partir de: cogeneración, fuentes de energías renovables, y residuos. Esta medida se llevó a cabo debido a que el crecimiento de las tecnologías incluidas en el régimen especial, permitieron superar los objetivos de potencia instalada previstos en el Plan de Energía Renovables 2005-2010. La superación de dichos objetivos, supuso un desequilibrio entre los costes de producción y el valor de las primas; dando lugar a un sobrecoste que el sistema no pudo afrontar en concepto de primas. Dicho de otra forma, el déficit tarifario, constituye en sí mismo una barrera para el adecuado desarrollo del sector y en particular para la continuación de las políticas de apoyo a la producción eléctrica a partir de fuentes de energía renovable y alta eficiencia [31].

Por otro lado, los objetivos de potencia para el año 2020 recogidos en el recientemente aprobado Plan de Energías Renovables, permiten al Gobierno disponer de un holgado margen de maniobra en la fijación del camino de implantación de las instalaciones de producción de energía eléctrica, a partir de fuentes renovables desde el momento actual. Así, no resulta imprescindible en este momento continuar con las tasas anuales de implantación de estas tecnologías, para lograr al final de la década los objetivos previstos. La compleja situación económica y financiera, aconseja la supresión de los incentivos para la construcción de estas instalaciones con carácter temporal, al menos hasta la solución del principal problema que amenaza la sostenibilidad económica del sistema eléctrico, es decir, el déficit tarifario del sistema eléctrico.

Por todo lo anterior, el Ministro de Industria, Energía, y Turismo, con apoyo del Consejo de Ministros, se dispone a suprimir aquellos incentivos económicos para las instalaciones de producción de energía eléctrica en régimen especial, y para aquellas en régimen ordinario que se incluyen en el régimen especial como es el caso de la cogeneración.

La consecuencia de esto, es la supresión del programa de pre asignación de retribución para el otorgamiento del régimen económico, aplicable a todas aquellas instalaciones de régimen especial, que tras la fecha de entrada en vigor del presente real decreto-ley, no hubieran resultado inscritas en el proceso de pre asignación de retribución.

A su vez, se eliminan los complementos por eficiencia y energía reactiva, junto a los valores de las tarifas reguladas primas límite, previstas en el Real Decreto 661/2007.

2.2.3 LEY 15/2012, DE 27 DE DICIEMBRE, DE MEDIDAS FISCALES PARA LA SOSTENIBILIDAD ENERGÉTICA

Con esta Ley se regulan tres nuevos impuestos: el impuesto sobre el valor de la producción de la energía eléctrica; el impuesto sobre la producción de combustible nuclear gastado y residuos radiactivos resultantes de la generación de energía nucleoelectrónica; y el impuesto sobre el almacenamiento de combustible nuclear gastado y residuos radiactivos en instalaciones centralizadas [32].

Para reactivar el equilibrio presupuestario, se estableció un impuesto sobre la producción de la energía eléctrica, el cual agrava la realización de actividades propias de producción, y, la incorporación de la energía eléctrica generada en el sistema eléctrico español.

Este impuesto de sostenibilidad energética, se aplica a la producción de todas y cada una de las instalaciones de generación. En el Título I de la ley 15/2012, se establece el impuesto sobre el valor de producción de la energía eléctrica, lo que influye en la capacidad económica de los productores de energía eléctrica, ya que suponen importantes inversiones en redes de transporte y distribución de la energía para poder evacuarla a la red.

2.2.4 REAL DECRETO-LEY 2/2013, DE 1 DE FEBRERO, DE MEDIDAS URGENTES EN EL SISTEMA ELÉCTRICO Y EN EL SECTOR FINANCIERO.

Los peajes de acceso aplicados a los consumidores, son la principal fuente de ingresos del sistema eléctrico español, siendo éstos utilizados para financiar las diferentes partidas de costes [33].

La evolución de las partidas de costes ha provocado la aparición de desajustes económicos entre dichos costes, y los ingresos obtenidos a partir de los precios regulados. Dichas desviaciones existentes se deben al crecimiento del coste del régimen especial, por el aumento de las horas de funcionamiento de las centrales que han superado las previsiones. Todo esto, junto a la disminución de ingresos por peajes tras la acusada caída de la demanda, ha dado lugar a una situación en la que es necesario adoptar medidas de carácter urgente para corregir dichos desajustes.

Una posible solución que se planteó el gobierno para paliar el problema, fue la de aumentar los ingresos por peajes de acceso que repercutiría directamente a los consumidores finales. Bajo el objetivo de evitar el sobreesfuerzo por parte de los consumidores, se determinaron una serie de medidas para disminuir los desajustes del sistema eléctrico.

Tanto las modificaciones que afectan a los procesos de retribución de actividades que se encuentran vinculadas al IPC (Índice de Precios de Consumo), como las referentes a las instalaciones adscritas en régimen especial, tienen un impacto económico en los costes que deben ser financiados con los ingresos cada vez menores del sistema eléctrico, por lo que se establecen una serie de normas para la valorar, y establecer, los límites del IPC, previéndose que en ningún caso el importe excederá del 3% de las provisiones técnicas a cubrir.

Por tanto, se determinó que todas aquellas metodologías vinculadas al Índice de Precios de Consumo que rigen la actualización de retribuciones, tarifas, y primas, que perciban los sujetos del sistema eléctrico, se sustituirán por el Índice de Precios de Consumo a impuestos constantes, reduciéndose la actualización de las retribuciones a la mitad.

Asimismo, este real decreto dicta que aquellas instalaciones de régimen especial que hubieran optado por vender su energía de acuerdo al mercado de producción de energía eléctrica, no podrán acogerse con posterioridad al cambio de opción en el que, por periodos no inferiores a un año, se permite cambiar de opción de venta de su energía, siempre y cuando fuese comunicado con antelación mínima de un mes a la empresa distribuidora y a la Dirección General de Política Energética y de Minas. En el caso de que, durante un periodo de tiempo, una instalación de régimen especial haya optado por vender su energía al mercado, tras la entrada en vigor del Real Decreto-Ley 2/2013, se le será liquidada la prima ofrecida por la Comisión Nacional de Energía, teniendo en cuenta la energía producida en ese periodo como si hubieran estado acogidas a la opción de venta a tarifa. Al igual que todas aquellas instalaciones que estuvieran vendiendo su energía de acuerdo al mercado, pasarán automáticamente a estar acogidas a la opción de tarifa. En el caso de que deseen continuar vendiendo su energía al mercado, podrán hacerlo quedando en lo sucesivo acogidas a dicha opción sin posibilidad de cambiar de opción.

3. COGENERACIÓN

3.1 TECNOLOGÍAS DE COGENERACIÓN

3.1.1 GASIFICACIÓN

3.1.2 COMBUSTIÓN

3.1.3 PIRÓLISIS

3.2 COGENERACIÓN DIRECTA: LA TURBINA DE VAPOR

3.2.1 DESCRIPCIÓN DE LA TECNOLOGÍA

3.2.2 TIPOS DE TURBINAS DE VAPOR

3.2.3 CARÁCTERÍSTICAS

3.3 COGENERACIÓN MEDIANTE GASIFICACIÓN

3.3.1 TURBINA DE GAS

3.3.2 COGENERACIÓN CON UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVO (MCIA)



3 COGENERACIÓN

El término cogeneración engloba la producción simultánea de energía eléctrica y/o mecánica, más energía térmica útil, unificadas en un único proceso tecnológico [34]. La energía eléctrica puede ser utilizada en el sitio, distribuida a través de la red eléctrica, o ambos. Por otro lado, si el sistema de cogeneración produce más energía térmica útil que la necesaria, ésta se distribuye a instalaciones cercanas mejorando sustancialmente la economía y la eficiencia de este sistema.

La cogeneración no se trata de un nuevo concepto, sino que se empezó a utilizar en 1880 cuando el vapor era la principal fuente de energía en la industria y, la electricidad, se empleaba únicamente como un producto en forma de energía y luz [35]. Debido a la crisis energética actual y al aumento del precio de los combustibles, ha habido un resurgimiento de interés en los últimos años. Un cogenerador puede proveer energía térmica suficiente para muchos tipos de procesos, industriales, o, para consumo con un “*District Heating*” (DH), suministrando a su vez grandes cantidades de electricidad. Una de las características más interesantes de la cogeneración se basa en el ahorro energético y en la menor emisión de gases, por juntar dos formas de energía en un único proceso con respecto a los métodos convencionales de separar la tecnología eléctrica por un lado, y la térmica por otro [36].

Cabe destacar, que una instalación de cogeneración que produzca electricidad y energía térmica, dependiendo de la demanda térmica, puede llegar a consumir más combustible que la requerida para producir cualquiera de las dos formas de energía por separado. Sin embargo, el total de combustible requerido para producir energía eléctrica y térmica en un sistema de cogeneración, es menor que el requerido si se quisiera producir estas dos energías por separado [37]. Esto se debe a que la termodinámica obliga a eliminar una cierta cantidad de calor en todo proceso térmico de producción de electricidad, ya que todo el calor absorbido no puede transformarse en trabajo, siendo el objetivo de la cogeneración el que no se pierda esta gran cantidad de energía [38].

En un proceso de cogeneración, el calor se presenta en forma de vapor de agua a alta presión o en forma de agua caliente, pudiéndose utilizar, por ejemplo, el vapor caliente que sale de una turbina de producción de energía eléctrica, para suministrar energía en otros usos. El aprovechamiento de este calor residual en los sistemas de cogeneración, suele ofrecer rendimientos globales del orden de 80 %, siendo este un valor mucho más alto que si se compara con sistemas tradicionales donde se obtiene un rendimiento de entorno al 30-35 % [39]. La siguiente figura, ilustra como la energía interna de un combustible es convertida en energía térmica y eléctrica con un generador convencional, comparada con un cogenerador.

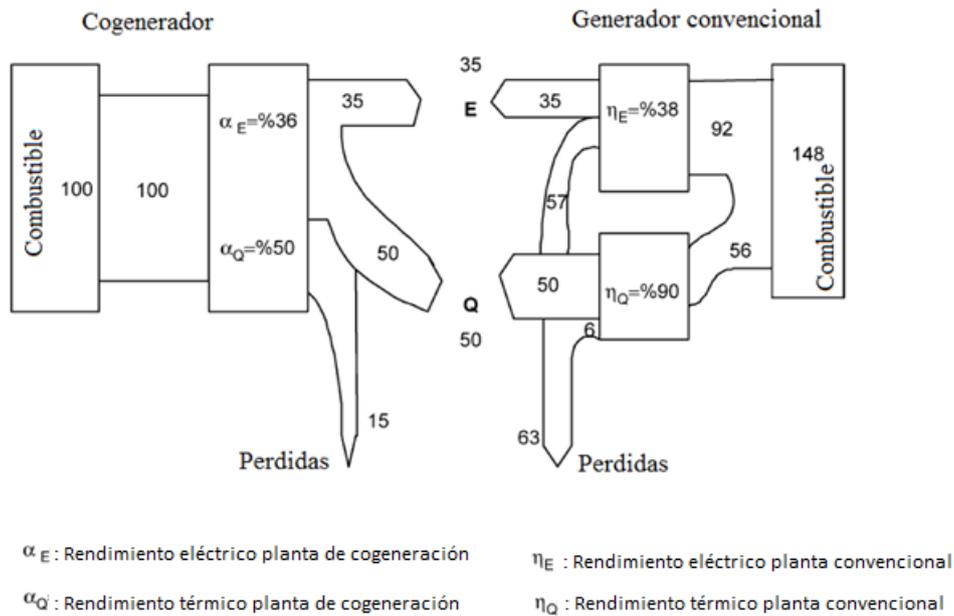


Figura 3.1. Cogeneración en comparación con un generador convencional [40].

Algunas de las ventajas de los sistemas de cogeneración con respecto a los sistemas convencionales se basan en los siguientes principios [36, 38, 39, 43]:

- El ahorro energético: ya que la cogeneración posee mayor rendimiento, y por tanto, se necesita menos combustible para generar la misma energía
- El aumento de la competencia entre los productores de energía: un incremento en la cantidad de productores de energía, provoca un aumento en la competencia entre los distintos ofertantes, lo que redundará en un mejor servicio.
- La preservación del medio ambiente: debido a la mayor eficiencia energética que poseen las instalaciones de cogeneración frente a las plantas convencionales, se produce un ahorro de combustible, lo que genera una reducción de las emisiones contaminantes.
- La estimulación de la economía: puesto que se crean nuevas empresas y puestos de trabajo.

3.1 TECNOLOGÍAS DE COGENERACIÓN

Las plantas de cogeneración son sistemas que poseen una entrada de combustible y varias energías salientes. Dentro de estos sistemas existen equipos principales y auxiliares.

Una planta de cogeneración es un sistema complejo con una entrada de combustible y varias energías salientes. Con el fin de realizar su función es necesario una serie de equipos principales y auxiliares.

El tipo de ciclo, los productos generados, el rendimiento, y todas las características principales, vienen definidos por el equipo principal empleado, en otras palabras, se trata de un punto clave

a la hora de definir el sistema de cogeneración. Por otro lado, los equipos auxiliares sirven para asegurar las necesidades de los equipos principales [38].

Los tipos de tecnología de cogeneración que van a estudiarse en el presente Trabajo Fin de Master, son: la turbina de vapor, la turbina de gas, y los motores de combustión interna alternativos. Si el sistema escogido para cogenerar es la turbina de vapor, únicamente será necesario llevar a cabo una reacción de combustión de la biomasa. Por el contrario, si se elige la turbina de gas, o, los motores de combustión interna alternativos, la obtención de energía, pasará primero por la gasificación del combustible.

Como podrá verse más adelante, la elección del tipo de tecnología de cogeneración para una aplicación específica dependerá de muchos factores como: la cantidad de energía necesaria, la duración del ciclo, el espacio necesario, las necesidades térmicas, las limitaciones en cuanto a las emisiones, el tipo de combustible, el precio, etc.

3.1.1 GASIFICACIÓN

La gasificación de la biomasa puede describirse como un conjunto de reacciones termoquímicas que se producen en un ambiente pobre en oxígeno, dando como resultado la transformación de un sólido, en una serie de gases combustibles y no combustibles que incluyen: monóxido de carbono (CO), dióxido de carbono (CO₂), hidrógeno (H₂), metano (CH₄), trazas de hidrocarburos, agua, y nitrógeno (este último, en el caso de que se utilice aire como agente de gasificación). Los gases combustibles, son susceptibles de ser utilizados en una caldera, en una turbina, o en un motor tras ser debidamente acondicionados. Como subproductos de la gasificación, también se produce alquitrán y partículas sólidas como cenizas y carbón vegetal [4], [44]–[46].

Se trata por tanto de un proceso de conversión termoquímica en la que el combustible se convierte en un gas combustible. El producto de gasificación es de bajo o de medio poder calorífico, dependiendo del proceso empleado, donde el gas combustible retiene alrededor del 70-80% de la energía de la biomasa original [47]. El resto de la energía que contenía el combustible original, se invierte en: las reacciones endotérmicas, las pérdidas de calor en los reactores, el enfriamiento del syngas (gas obtenido en la gasificación pero enriquecido para obtener una mezcla de gases de mayor calidad [19]), el secado (para eliminar el vapor de agua), el filtrado, y, el lavado (proceso que puede que sea necesario con el fin de eliminar los alquitranes). Adicionalmente, mediante la gasificación de la biomasa se obtienen rendimientos eléctricos más altos, que los obtenidos por el sistema de combustión tradicional (ciclo Rankine), pudiéndose alcanzar valores superiores al 30-32% [4].

3.1.1.1 FASES DE LA GASIFICACIÓN

Con independencia del tipo de gasificador empleado, el proceso de gasificación de la biomasa se lleva a cabo en seis etapas [48], [49]:

- El pretratamiento de la biomasa: la primera parte del proceso de gasificación consiste en adecuar la materia prima a ciertos valores de humedad y tamaño óptimo.

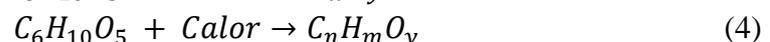
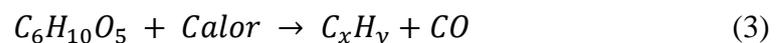
La biomasa recién talada se encuentra con cantidades de humedad de entorno al 30-50%, lo que reduce la capacidad energética del material. Para emplear esta biomasa como combustible se necesita reducir la humedad por debajo del 15%. Esta reducción se puede realizar por medio de un secado natural o forzado. El secado natural se basa en aprovechar las condiciones ambientales favorables, (una alta temperatura y una baja humedad relativa) para deshumedecer la biomasa; mientras que el secado forzado consiste en aportar un flujo térmico alrededor de la biomasa. El secado forzado puede ser directo, si existe contacto entre los gases calientes y la biomasa, o indirecto, que por el contrario no existe contacto entre los gases y la biomasa.

Por otro lado, la reducción a partículas más pequeñas de biomasa es una etapa fundamental de cara a optimizar tanto el proceso de producción de energía, como el de transporte, ya que un menor tamaño de partícula supone aumentar la superficie activa del lecho, lo que implica un incremento de la eficacia y de la densidad aparente, consiguiéndose una disminución del espacio necesario para el transporte. Sin embargo, la reducción de tamaño plantea un problema durante el almacenamiento, ya que favorece el inicio de ciertos procesos de descomposición, haciendo que el combustible comience a perder calidad.

- Secado: se trata de una etapa endotérmica que no conlleva ninguna reacción química. En esta fase, el agua líquida de la biomasa es retirada por evaporación gracias al calor desprendido por la combustión parcial de la propia biomasa en la zona de oxidación. La temperatura en esta etapa puede llegar a los 120 °C.



- Pirólisis: la biomasa original se descompone debido a la aportación de calor, generando una mezcla de sólido (principalmente carbono) y gas. La temperatura en esta fase varía entre 200 y 600 °C. El gas que se libera de la biomasa está compuesto principalmente por hidrocarburos de diferentes longitudes de cadena que pueden llegar a condensar si la temperatura no es lo suficientemente alta.



- Oxidación: estas reacciones tienen lugar cuando el agente gasificante es aire u oxígeno puro. Se trata de reacciones exotérmicas que generan la energía necesaria para la gasificación del combustible.



- Reducción: conjunto de reacciones, mayoritariamente endotérmicas, que emplean el calor desprendido durante la oxidación para obtener CO y H₂ como subproductos de la oxidación parcial del carbono fijo.



- Acondicionamiento del gas síntesis: consiste en llevar a cabo una limpieza del gas procedente de la gasificación. Este gas contiene por lo general una alta cantidad de impurezas como: cenizas, compuestos de sodio y potasio, amoníaco, ácido clorhídrico, sulfhídrico, y cianhídrico, compuestos aromáticos, etc., que deben ser eliminados para evitar la erosión, la corrosión y la suciedad en todo el circuito. El acondicionamiento del gas permite obtener rendimientos mayores durante la combustión posterior en la caldera.

Los sistemas de limpieza son muy variados, caracterizándose por el tipo y cantidad de contaminante que son capaces de separar y eliminar. Por una parte, se emplean separadores ciclónicos para retirar las partículas del gas sin emplear un filtro de aire, donde los elementos se separan gracias a la acción de la fuerza centrífuga y de la gravedad. Además, también pueden emplearse filtros de manga. Los filtros de manga consisten en diferentes mangas tejidas con distintos tamaños de poros, dispuestas sobre cestas metálicas. Por otro lado, los “*scrubbers*” o torres lavadoras, son equipos especializados en eliminar tanto gotas y partículas, como compuestos gaseosos ácidos y alcalinos, empleando para ello un líquido lavador que mediante absorción retira los elementos no deseados que arrastra el gas. Por último, también puede emplearse filtros electrostáticos que captan las partículas por medio de una precipitación electrostática [30].

3.1.1.2 TIPOS DE GASIFICADORES

Los gasificadores pueden clasificarse por la forma en que el aire, el oxígeno, y el vapor, entran al sistema. Igualmente, la elección de un tipo de gasificador vendrá dado por el tipo de materia prima, el contenido de humedad en ésta, el tipo de cenizas, y la forma del combustible [44].

Los tres tipos más comunes de gasificadores son: los de lecho móvil de corrientes paralelas (*downdraft*), los de lecho móvil en contracorriente (*updraft*), y el de lecho fluidizado [4], [50].

GASIFICADOR DE LECHO MOVIL EN CORRIENTE PARALELA (DOWNRAFT)

En este tipo de gasificador, el sólido y el gas circulan en la misma dirección. La biomasa se introduce por la parte superior junto con el agente oxidante, moviéndose ambos en sentido descendente. Durante este recorrido, existe un aumento progresivo de la temperatura en el combustible. Este patrón de temperaturas se origina gracias a las elevadas temperaturas que se generan en la parte inferior del reactor mediante la combustión parcial de los productos que llegan hasta allí (gases, alquitranes y carbón vegetal). Finalmente, el gas producido se expulsa por la base al igual que las cenizas.

La principal ventaja de los gasificadores *downdraft* es la baja cantidad de alquitrán que contiene el gas producido, haciendo que este tipo de gasificador sea interesante en motores. No obstante,

los gasificadores de corriente paralela poseen la desventaja de tener grandes niveles de cenizas en el gas producido [30].

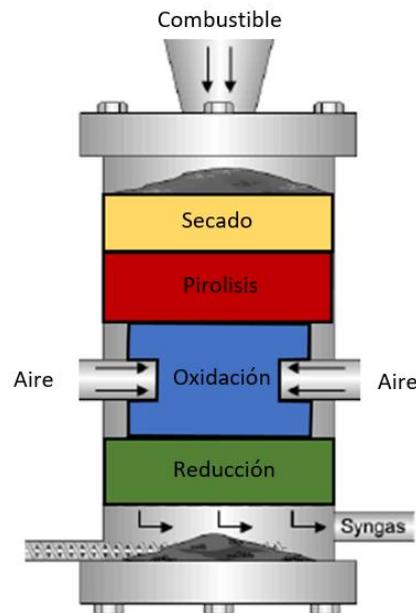


Figura 3.2. Diagrama de un gasificador de lecho móvil de corriente paralela [51].

GASIFICADOR DE LECHO MOVIL EN CONTRACORRIENTE (UPDRAFT)

En los gasificadores de lecho móvil en contracorriente la alimentación se produce en la parte superior del reactor con un movimiento en sentido descendente. Por otro lado, la entrada de aire se realiza en la base. El aire, junto con los gases que se generan en este punto, se desplazan en sentido ascendente abandonando el gasificador por la parte superior. Es decir, en este tipo de gasificador la biomasa viaja en contracorriente a los gases generados y al agente oxidante. Las principales ventajas de este tipo de gasificador son: la simplicidad, el gran aprovechamiento de la biomasa, y, el buen intercambio de calor interno. Otra ventaja es que puede emplearse biomasa con un alto contenido en humedad, ya que el gas producido consigue secar la biomasa cuando éste abandona el reactor. La desventaja de este tipo de gasificador es la alta cantidad de alquitrán y de gases de pirólisis que se generan [30].

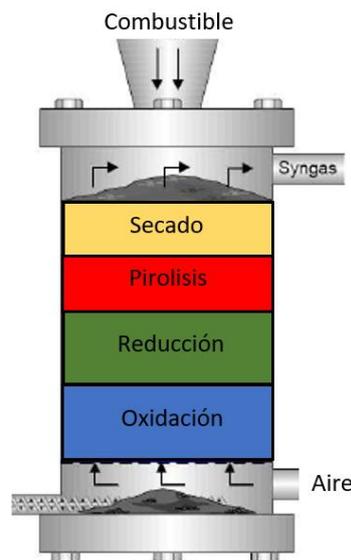


Figura 3.3. Diagrama de un gasificador de lecho móvil en contracorriente [51].

GASIFICADOR DE LECHO FLUIDIZADO

En los gasificadores de lecho fluidizado el agente oxidante se introduce por un lado del reactor, eliminándose el gas producido por el lado contrario. La ventaja de este gasificador es su pequeño tamaño, siendo las desventajas de éste: un nivel alquitrán generado más alto, una necesidad de biomasa como materia prima mayor, y un equipo de limpieza de gases más complejo [30].

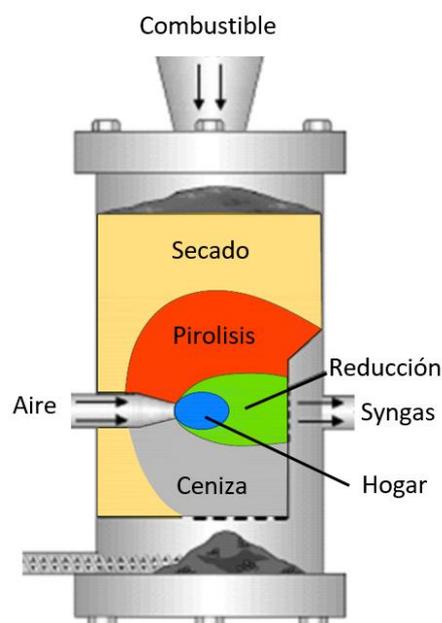


Figura 3.4. Gasificador de lecho fluidizado [51].

3.1.1.3 VARIABLES DEL PROCESO

Los factores de operación junto con las características de la biomasa a gasificar, determinan la composición del gas producto. Estos parámetros son [52]:

- La temperatura: es una variable muy importante en todas las etapas de gasificación, y por tanto, en el rendimiento final del proceso. En concreto, durante la etapa de pirólisis las proporciones de sólidos y de gases producidos dependen de la velocidad de calentamiento y de la temperatura final. Como idea general, puede predecirse que altas velocidades de calentamiento ($>2\text{ °C/s}$) y altas temperaturas finales ($>650\text{ °C}$), producen principalmente gases. En el caso contrario, si la temperatura final es menor, se obtiene una mayor proporción de líquidos (alquitranes), al igual que ocurre si la velocidad de calentamiento se reduce. Como norma general, los gasificadores de lecho fluidizados emplean velocidades de calentamiento altas, mientras que en los reactores de lecho fijo, las velocidades de calentamiento son moderadas (entre $0,2$ a $0,5\text{ °C}$). Durante la etapa de gasificación, la temperatura influye en los equilibrios de reacción, ya que la mayoría de éstas, son reversibles. Generalmente, una elevación de la temperatura provoca un aumento de las concentraciones del gas producto, de monóxido de carbono, y de vapor de agua, disminuyendo el hidrogeno y el dióxido de carbono.
- La presión: un aumento de la presión desfavorece las reacciones de gasificación, aumentando los hidrocarburos y los alquitranes. Los gasificadores de lecho fijo, suelen trabajar a presión atmosférica, mientras que los de lecho fluidizado, operan a una presión más elevada, alcanzando presiones de hasta 30 bares.
- La relación agente gasificante-biomasa: es la variable más importante de la gasificación, ya que los procesos que tienen lugar en esta etapa se autoabastecen energéticamente mediante la combustión parcial de la biomasa a gasificar. Valores bajos en este parámetro pueden generar una cantidad insuficiente de energía para mantener el proceso en las condiciones adecuadas, provocando una disminución en el rendimiento.

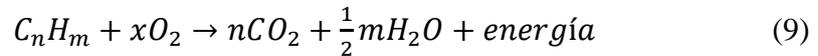
3.1.2 COMBUSTIÓN

La combustión es una reacción química relativamente rápida donde el oxígeno del aire (comburente), se combina con los diferentes elementos del combustible para originar un desprendimiento de calor. Debido a esta reacción exotérmica, se genera una llama, que es una masa gaseosa incandescente que emite luz y calor [25]. En el caso de que la reacción de combustión se lleve a cabo directamente con el oxígeno, esta se denomina oxicomustión.

La reacción del combustible con el oxígeno origina sustancias gaseosas entre las cuales las más abundantes son CO_2 y H_2O . Además de éstas, se generan otros productos en la combustión como:

- CO_2
- H_2O , como vapor de agua
- N_2
- Óxidos de nitrógeno (NO_x)

- O₂
- CO
- Partículas sólidas inquemadas
- SO₂



Para que se produzca esta reacción química, se deben dar ciertas circunstancias:

- Debe haber una cantidad suficiente de combustible.
- Se necesita una cantidad de aire suficiente, para que el oxígeno presente en el aire pueda oxidar o reaccionar con el combustible.
- La temperatura debe ser la necesaria para que se produzca y mantenga la reacción. Si la temperatura no supera un determinado valor, denominado temperatura de inflamación, el comburente y el combustible no reaccionan.
- Debe haber un iniciador de la combustión, normalmente una llama preexistente. Esto significa que, durante el encendido del sistema, participan otros elementos, pudiendo ser incluso otros combustibles.

3.1.2.1 FASES DE LA COMBUSTIÓN

El proceso de combustión de biomasa, entraña toda reacción química con gran desprendimiento de calor, donde la biomasa, que es el combustible, reacciona con el aire liberando CO₂ y H₂O.

Cabe destacar, que la biomasa es un combustible rico en sustancias volátiles. Esta característica, determina la forma en que suceden las distintas etapas de combustión de la biomasa [25]:

- La primera fase, consiste en el secado total de la biomasa mediante la evaporación de toda el agua que ésta pudiera contener.
- A continuación, la temperatura empieza a aumentar. A partir de los 150 °C comienza la reacción de oxidación de forma lenta y gradual hasta los 250°C.
- En el siguiente paso, la temperatura continúa elevándose hasta alcanzar 275 °C. En este momento, comienza un proceso exotérmico en el que la biomasa libera una serie de sustancias volátiles que arden, lo que provoca que la temperatura aumente hasta los 900 °C
- En la última etapa solo queda el sólido carbonoso que arde lentamente. Durante la tarea de diseño, es importante conocer el tiempo que requiere este sólido en completar la combustión, ya que, en otro caso, puede quedar una parte del combustible inquemado.

La calidad del proceso de combustión, puede determinarse fácilmente mediante la proporción de CO/CO₂ en los humos. Si el valor de esta relación es inferior al 0,07 es un indicativo de una buena combustión.

Habitualmente, el proceso de combustión se realiza con un exceso de aire que oscila entre un 5 y un 40% respecto al aire estequiométrico. De esta forma, todas las moléculas del combustible encuentran una molécula de oxígeno, evitando así, que parte del combustible escape con los humos.

3.1.2.2 TIPOS DE COMBUSTIÓN

Según la forma en que se lleve a cabo las reacciones de combustión, la combustión puede ser de hasta cuatro tipos distintos [25].

Combustión completa

Ocurre cuando las sustancias combustibles reaccionan hasta su máximo grado posible de oxidación. En este caso no habrá presencia de sustancias combustibles en los productos de la combustión.

Combustión incompleta

Se produce cuando no se alcanza el grado máximo de oxidación y hay presencia de sustancias combustibles en los gases de combustión. Este tipo de reacción se caracteriza por la presencia de los llamados inquemados en los humos o gases de combustión. Estas sustancias generan CO, H₂, y también pueden aparecer pequeñas cantidades de partículas sólidas que forman parte del combustible (hollín), confiriendo a los humos cierta opacidad.

En la práctica, se debe tener especial cuidado en los espacios que alojan equipos de combustión, puesto que el CO o monóxido de carbono, es un gas inodoro y de efectos nocivos para el cuerpo humano, ya que bloquea el transporte de oxígeno en sangre: el CO y el O₂ compiten en la reacción con la hemoglobina (proteína que transporta el O₂ por el organismo). El resultado final, es la muerte, si la concentración o el tiempo es suficiente, pasando por una etapa previa de inconsciencia.

Combustión estequiométrica

Es la combustión que se lleva a cabo con la cantidad mínima de aire para que no existan sustancias combustibles en los gases de reacción. En este tipo de combustión no hay presencia de oxígeno en los humos, ya que este se ha empleado íntegramente en la reacción de combustión.

Combustión con exceso de aire

Es la reacción que se produce con una cantidad de aire superior al mínimo necesario. Cuando se utiliza un exceso de aire, quedan menos sustancias combustibles, existiendo oxígeno sobrante junto con los gases de combustión. Por tanto, el exceso de aire asegura la combustión completa del combustible disponible en el proceso.

Combustión con defecto de aire

Se produce cuando la combustión se genera con una cantidad de aire menor al mínimo necesario. En este tipo de reacción es característica la presencia de sustancias combustibles en los gases o humos de reacción.

3.1.2.3 TÉCNICAS PARA LA COMBUSTIÓN DE LA BIOMASA

Actualmente, existen diversas técnicas posibles para la combustión de la biomasa. La elección del tipo de combustión, depende de aspectos como: la humedad y la granulometría de la biomasa. Bajo estas variables, las soluciones técnicas para la combustión de la biomasa pueden agruparse en [53]:

- Combustión en masa: es el tipo de combustión que se origina en un hogar rotativo o en una parrilla de tipo vibrante. Este tipo de combustión, permite que la biomasa pueda ser de gran tamaño, depositándose en la parrilla o en el lecho, hasta completar su secado y combustión. Es un método adecuado cuando el combustible de biomasa tiene un contenido en humedad elevado, y, con una composición muy variable. Una de las características de este tipo de combustión es que la biomasa no necesita demasiados tratamientos previos, siendo esta una de sus principales ventajas. Sin embargo, a pesar de la gran versatilidad que posee esta técnica, posee la desventaja de ser un sistema más caro.
- Combustión en suspensión: en esta forma de combustión, el combustible se quema en suspensión tras ser lanzado mediante un quemador. Dentro del hogar, el combustible no toca las paredes ni se deposita en los fondos. Se trata del sistema más adecuado cuando el combustible tiene un bajo contenido en humedad, y con un rango de distribución de tamaños muy estrecho.
- Combustión en semi-suspensión: en esta técnica, la biomasa se deposita sobre una parrilla y la combustión se realiza con una ligera suspensión en la parte pesada de la parrilla. Para llevar a cabo este proceso, la biomasa debe tener un tamaño medio de entre 3 y 50 mm, y no presentar problemas de aglomeración o auto pegamiento.

A continuación, se desarrolla el estudio de la variedad de sistemas para la combustión en calderas que pueden suministrar el calor requerido en las industrias [25], [53].

SISTEMAS DE PARRILLA

La parrilla, es una estructura metálica construida mediante fundición, cuya función es la de mantener el combustible en el hogar y facilitar el paso del aire primario de combustión. Para facilitar el paso del aire, las parrillas poseen unas aberturas en el emparrillado que varían entre un 20 y un 40 % de la superficie total de la parrilla, dependiendo del tipo de biomasa empleado.

Las parrillas, deben tener la posibilidad de evacuar las escorias, por lo que disponen de un cierto grado de inclinación, y de un algún tipo de movimiento para transportar los residuos o hasta el punto más bajo, desde donde son extraídos.

La parrilla constituye la solera del hogar, proporcionando la superficie necesaria para la combustión de las partículas de biomasa más grandes. Esta zona puede estar refrigerada mediante aire o agua. En el último caso, suelen llevar soldados en su parte inferior una serie de tubos por los cuales circula el agua de refrigeración.

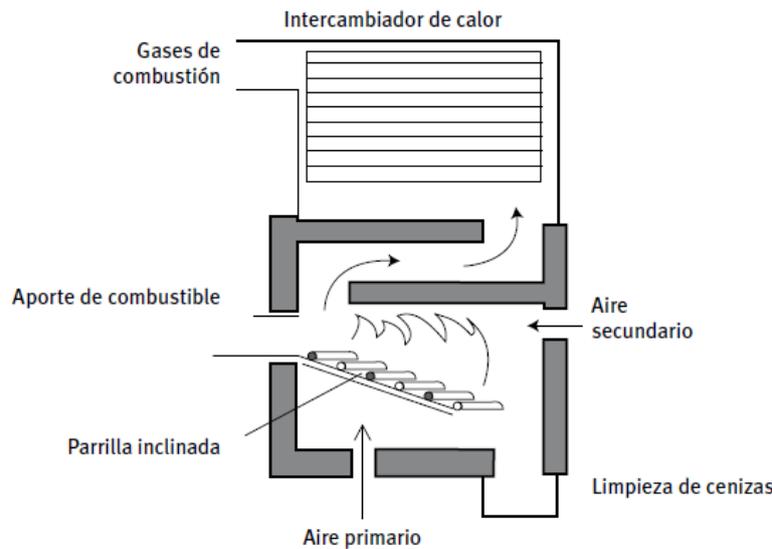


Figura 3.5. Esquema de caldera con parrilla [53].

Hay diversos modelos de parrillas, la elección de un tipo u otro depende de la biomasa sólida y, sobre todo, de la humedad que ésta contenga. Los cuatro tipos de sistema de parrillas son:

- Hogares de parrilla fija: indicado cuando el tamaño de la biomasa sea pequeño y con baja humedad. La combustión se desarrolla de forma heterogénea, ya que durante la quema, la biomasa se encuentra apilada sobre la parrilla, permitiendo que coexistan distintas fases de combustión.
- Hogares de parrilla inclinada: es recomendable cuando la biomasa tenga una granulometría y una humedad variables, lo que tenderá a formar una gran cantidad de cenizas. Debido a la inclinación, los residuos se desplazan a lo largo de la parrilla haciendo que la combustión resultante sea más homogénea, comparada al caso anterior. La retirada de cenizas, suele realizarse fácilmente mediante métodos mecánicos, de forma que éstas se van depositando en el cenicero, a medida que se van produciendo
- Hogares de parrilla móvil: se trata del sistema más adecuado cuando la biomasa posea una elevada fracción de inertes. Como consecuencia de lo anterior, se genera una gran cantidad de cenizas, por lo que es necesario un sistema tractor, que permita el movimiento de la parrilla y la descarga continua de las cenizas.
- Hogares de parrilla vibratoria: este tipo de parrilla permite una descarga automática e intermitente de las cenizas. Dependiendo de las características del combustible, se puede variar el tiempo de vibración y de reposo (entre 4 y 10 segundos).

HOGARES ROTATIVOS

Los hogares rotativos poseen una forma cilíndrica, presentando un mecanismo que genera un movimiento rotacional. En este tipo de hogar se puede variar la velocidad de rotación del horno, modificando con ello el tiempo de permanencia del combustible, haciendo de éste, un método muy eficiente para el control de la combustión. Los hogares rotativos están indicados para diferentes tipos de biomasa y residuos muy heterogéneos con amplios márgenes operativos.

QUEMADORES DE TORNILLO

Se trata de uno de los sistemas más empleados cuando las instalaciones son pequeñas (hasta 6 millones de kcal/h), utilizándose para quemar biomasa con una granulometría máxima de 30 mm, y, una humedad de hasta un 35 %. Durante la combustión, el espacio debe ser reducido, lo que provoca altas temperaturas de llama, y una gran cantidad de escorias.

CÁMARAS TORSIONALES

Poseen un tipo de quemador diseñado para la combustión de biomasa sólida pulverizada. Los tamaños de partícula deben estar comprendidos entre 0,1 y 30 mm, ya que el combustible debe ser transportado neumáticamente. Este quemador no es recomendable cuando el combustible presente humedades superiores al 30%.

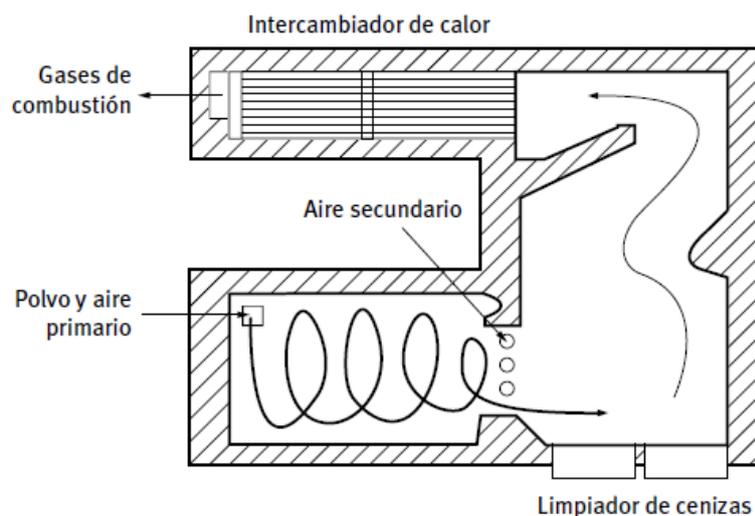


Figura 3.6. Esquema de caldera de biomasa pulverizada [53].

La forma de operar de una cámara torsional es la siguiente: el combustible se introduce a presión en la cámara de combustión a través de un sistema neumático que dota al combustible de un

movimiento helicoidal dentro de la cámara, formándose una mezcla combustible aire. Dentro de la cámara, las partículas de biomasa se mantienen en suspensión aerodinámica, produciéndose en primer lugar un proceso de volatilización. Por otra parte, el residuo carbonoso formado se concentra en la periferia, que es donde existe una mayor presión parcial de oxígeno, por lo que se logra la rápida conversión de estas partículas carbonosas a la fase gaseosa.

COMBUSTION EN LECHO FLUIDO (CLF)

La tecnología de combustión de lecho fluido, es una de las variantes que se viene usando de forma creciente de cara a resolver los problemas de eliminación de residuos, consiguiéndose a su vez, un mayor aprovechamiento energético.

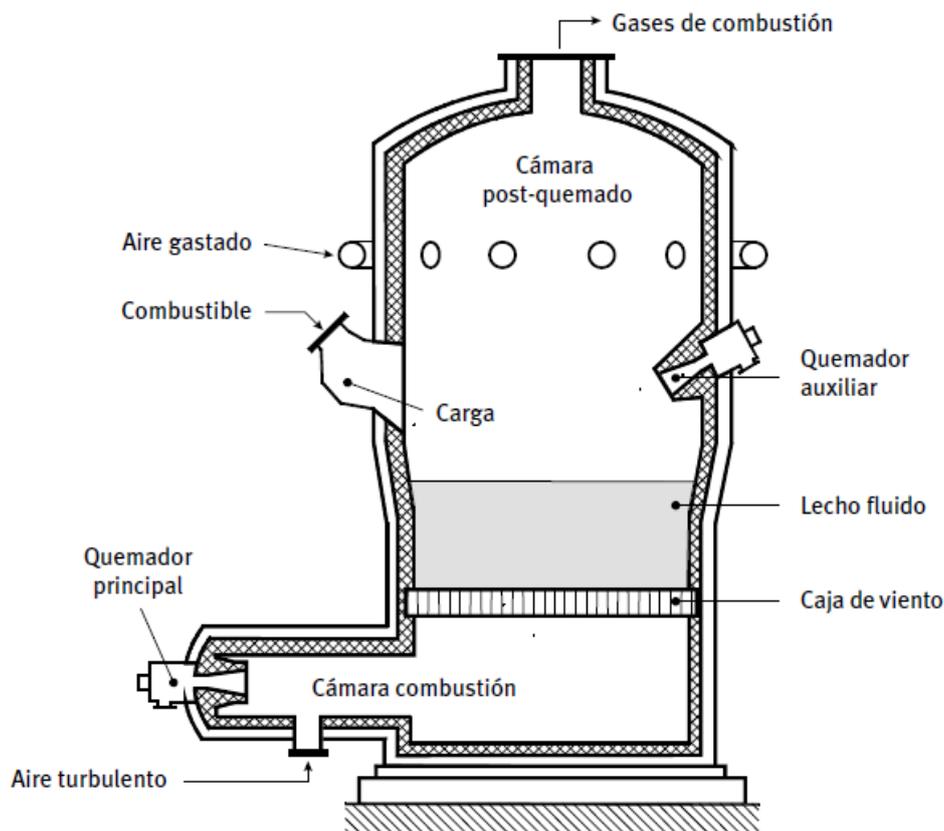


Figura 3.7. Lecho fluido estacionario bioma [53].

En una caldera de lecho fluido, el combustible junto con el material inerte que forma el lecho (arena, sílice, cenizas, alúmina etc.), se encuentran en suspensión gracias a un flujo de aire, permitiendo controlar ciertos parámetros de la combustión como: la turbulencia, la temperatura, y el tiempo, permitiendo aprovechar el calor generado a una temperatura más baja que en una caldera convencional, sin un detrimento de la eficiencia. Por un lado, la turbulencia en el volumen del combustor, junto con el efecto torbellino y la inercia térmica del material del lecho, dan lugar a una combustión completa, controlada, y, uniforme. Además, como la temperatura

se encuentra por debajo de la emisión de contaminantes como el óxido de nitrógeno, se evita los problemas de formación de escorias que ocurren en las calderas convencionales.

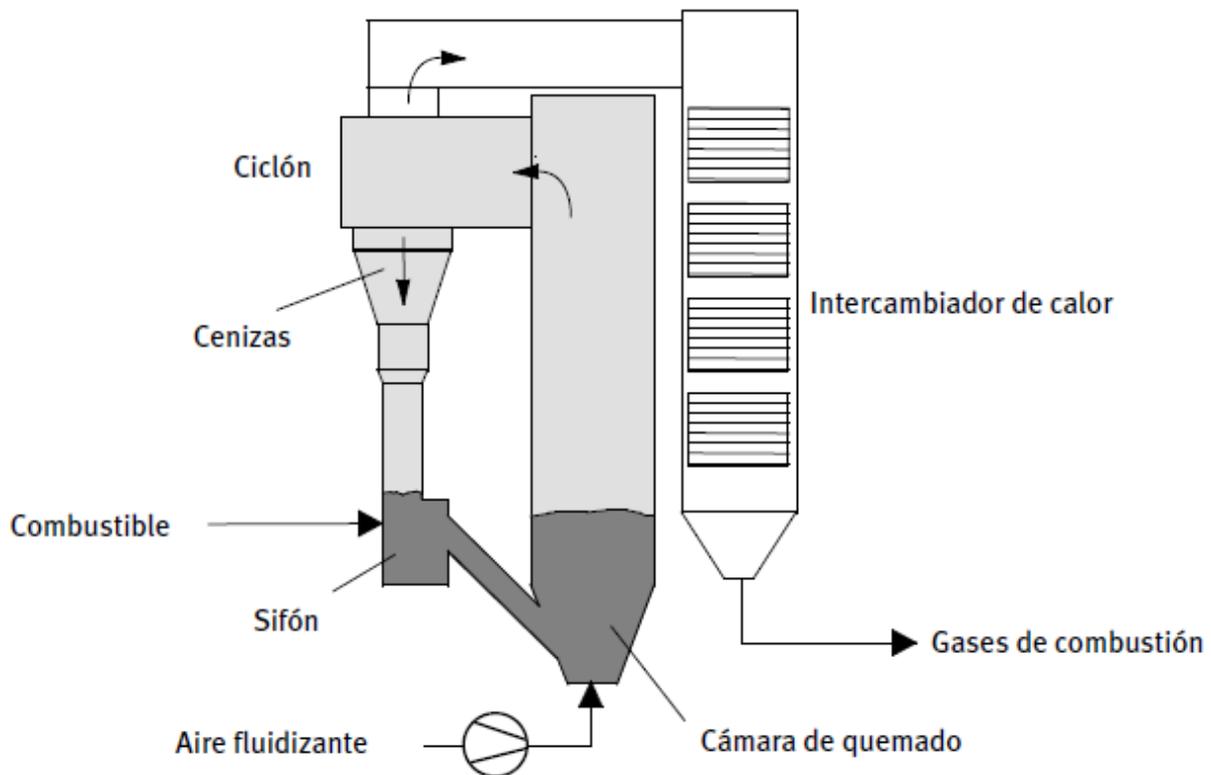


Figura 3.8. Caldera de lecho circulante [53].

Los factores citados anteriormente, son claves para maximizar el rendimiento y controlar las emisiones. El alto rendimiento de las calderas de lecho fluido, los hacen particularmente adecuados para manejar combustibles problemáticos que posean un bajo contenido energético, y un alto contenido de humedad. Debido a las ventajas de esta caldera, se considera a los combustores de lecho fluido como un de las alternativas más convenientes para la valorización energética de la biomasa. A pesar de ello, estos sistemas no son frecuentes en las instalaciones de energía térmica, siendo más utilizadas en instalaciones de generación eléctrica.

Una forma de clasificar las calderas de lechos fluidos, es a partir de la presión de operación, pudiendo ser:

- Lechos fluidos atmosféricos (CLFA), que operan a presión atmosférica.
- Lechos fluidos a presión (CLFP), los cuales trabajan a presiones entre 5 y 20 bar.

3.1.2.4 VARIABLES DE OPERACIÓN

Las variables del proceso que rigen el funcionamiento de la combustión son [54]:

- La proporción de oxígeno del aire de entrada: el defecto de oxígeno impide que la reacción se complete, produciéndose carbón que perjudica al equipo, y, monóxido de carbono. Por el contrario, un exceso de oxígeno multiplica la masa gaseosa ralentizando el proceso de combustión.
- Temperatura de combustión: es la temperatura que alcanzan los productos de la combustión por el calor generado en la reacción. La temperatura es una variable fundamental si queremos que el combustible combustione completamente y de la forma más apropiada posible. No obstante, alcanzar temperaturas muy elevadas supone problemas con los materiales de la caldera, y grandes pérdidas de radiación que mermaran la eficiencia del proceso. Una solución de compromiso establece que la temperatura de combustión se encuentre comprendida en el rango de 600 a 1300 °C.
- Características del combustible: dentro de las propiedades físicas y químicas de la biomasa destacan la granulometría, el contenido de humedad y el poder calorífico. Cuanto menor sea el tamaño de la partícula, la combustión se desarrollará de forma más rápida. Por otro lado, una humedad elevada supone una pérdida de energía térmica, ya que parte del calor generado en la combustión se emplea en evaporar el agua. Finalmente, un poder calorífico alto supone un desprendimiento de energía mayor, influyendo, por tanto, en el dimensionado del sistema.

3.1.3 PIRÓLISIS

La pirólisis, es un proceso termoquímico que convierte la materia orgánica, en fracciones sólidas, líquidas, y gaseosas, que pueden emplearse como combustibles útiles con un alto rendimiento mediante un calentamiento a una temperatura elevada (entre 350 y 650°C) y, en ausencia de oxígeno [55], [56]. Por otra parte, también se denomina pirólisis a las reacciones de inicio y acompañamiento de los procesos de combustión y gasificación.

Se trata de un proceso complejo desde un punto de vista químico, ya que se lleva a cabo a través de una serie de reacciones dependientes de muchos factores: estructurales, de composición de materia prima, de la tecnología empleada, de la velocidad de calentamiento, del tiempo de residencia, de la velocidad de enfriamiento, y de la temperatura del proceso [57].

La pirólisis se ha practicado durante siglos para producir carbón vegetal. Durante los últimos años, las investigaciones han permitido y desarrollado tecnologías que son capaces de variar las proporciones de gas, líquido y sólido, ampliando así, el espectro de la pirólisis en futuras aplicaciones.

La producción de combustibles líquidos obtenidos a partir del proceso de pirólisis, permite una nueva alternativa que ha adquirido un gran interés en Europa y Estados Unidos por su alta densidad energética y por su transformación en hidrocarburos de características similares a la gasolina. Los líquidos obtenidos a través de la pirólisis de la biomasa, están compuestos por

hidrocarburos muy oxigenados (en torno al 40%) que provocan que el líquido de pirólisis tenga un pH muy bajo [54].

3.1.3.1 ETAPAS DE LA PIRÓLISIS

Durante el proceso de pirólisis, existen una gran cantidad de reacciones involucradas que dan lugar a la descomposición térmica de la materia orgánica. Atendiendo a la temperatura, se pueden distinguir 4 etapas dentro de la pirólisis de la biomasa [58]:

1. Incremento de la temperatura hasta los 200°C en ausencia parcial de aire. En esta fase se produce la evaporación de la humedad, y de los productos volátiles contenidos en la biomasa.
2. La temperatura aumenta hasta los 220°C o 330°C, donde los componentes menos estables se descomponen desprendiendo agua y óxidos de carbono, a la vez que se forman hidrocarburos líquidos oxigenados. Se trata de una zona con un predominio de residuo sólido.
3. Entre los 330°C y los 450°C, se obtiene el verdadero carbón, con más de 50% de aceite pirolítico y un bajo rendimiento en gas.
4. Por encima de los 500°C, la fracción de gas aumenta rápidamente, en detrimento de la fracción líquida y gaseosa, llegando a predominar alrededor de los 800°C. La temperatura favorece la rotura de moléculas complejas, dando lugar a otras más sencillas [59].

3.1.3.2 TIPOS DE PIRÓLISIS

Una forma de clasificar los distintos tipos de pirólisis, es precisamente en función de tres de las variables citadas anteriormente: la velocidad de calentamiento, el tiempo de residencia, y la temperatura final. Los tipos de pirólisis, junto a los valores típicos de estos factores, se detallan en la siguiente tabla [60].

Tabla 3.1. Tipos de pirólisis en función [61] del tiempo de residencia, la velocidad de calentamiento, temperatura, y los productos obtenidos en cada uno de los procesos [61].

Proceso	Tiempo de residencia	Velocidad de calentamiento	Temperatura (°C)	Productos
Carbonización	Días	Muy lenta	400	Bio-char
Convencional	5-30 minutos	Lenta	600	Gas, líquido y biochar
Rápida	0,5-5 segundos	Muy rápida	650	Bioaceites
Flash (líquidos)	<1 segundos	Rápida	<650	Bioaceites
Flash (gas)	<1 segundos	Rápida	<650	Químicos y gas
Ultrarrápida	<0,5 segundos	Muy rápida	1000	Químicos y gas
Vacío	2-30 segundos	Media	400	Bioaceites
Hidropirólisis	<10 segundos	Rápida	<500	Bioaceites
Metanopirólisis	<10 segundos	Rápida	>700	Químicos

Los procesos de pirólisis se emplean para producir un amplio rango de combustibles y productos químicos a partir de la biomasa. Dependiendo de las condiciones de operación, los procesos de pirólisis pueden ser divididos en tres subclases principales: la pirólisis convencional, la pirólisis rápida, y la pirólisis ultrarrápida o pirólisis flash.

PIRÓLISIS CONVENCIONAL

La pirólisis convencional, se define como el tipo de pirólisis que tiene lugar a una velocidad de calentamiento lenta, alcanzando una temperatura máxima de entre 500-600°C [14]. Bajo estas condiciones se producen: sólidos, líquidos y gases. La pirólisis a baja velocidad, está asociada con un alto contenido en carbón [62]. Por otro lado, si aumentamos la velocidad y mantenemos la temperatura baja, se formará alquitrán [63]. Si a su vez, aumentamos la temperatura, comienza a aparecer gas.

PIRÓLISIS RÁPIDA

Actualmente, la tecnología preferida es la pirólisis rápida o flash, con temperatura alta y cortos tiempo de residencia [64]. La pirólisis rápida, o también denominada termólisis, es el proceso por el cual el material se calienta rápidamente en ausencia de oxígeno hasta temperaturas del orden de 650°C. Una vez alcanzada esta temperatura, se enfría rápidamente para provocar la condensación de la fracción líquida, sin que se lleven a cabo las reacciones de craqueo de los compuestos de elevado peso molecular, que pasan a formar parte de los gases no condensables [65]. La pirólisis rápida, se utiliza sobre todo para la producción de bioaceites, ya que poseen un rendimiento mayor a los que se obtienen en la pirólisis convencional [66].

PIRÓLISIS ULTRARÁPIDA O PIRÓLISIS FLASH

Este tipo de pirólisis se basa en alcanzar una temperatura más elevada (1000°C), con tiempos de residencia menores. La pirólisis flash, es una alternativa interesante de cara a la producción de sólido, líquido (bioaceites o bioaceites crudos), y, productos gaseosos empleados como fuente de energía [67]. La conversión de biomasa en aceite crudo, puede alcanzar una eficiencia superior al 70% en este tipo de procesos [68]. Estos aceites pueden ser usados en turbinas y motores, aunque existen problemas debido a las propiedades físico químicas intrínsecas a los aceites: una baja estabilidad térmica, la corrosividad y un poder calorífico bajo [64].

PARAMETROS DE LA PIRÓLISIS

La pirólisis es un proceso complejo con numerosas variables en juego. Estos parámetros van desde las características del combustible, hasta los valores de las variables físicas y químicas presentes durante dicho proceso. A continuación, se describen los parámetros que definen el devenir de la pirólisis de la biomasa:

- La composición: el espectro de los productos pirolíticos obtenidos, dependen en gran medida de la composición de la biomasa a pirolizar. Un aumento en el porcentaje de polietileno en una mezcla con madera, aumenta la fracción sólida, el valor calorífico y el porcentaje de hidrocarburos gaseosos frente a los óxidos de carbono [69]. Por otro lado, un aumento en la cantidad de cenizas de la muestra, repercute en el rendimiento del alquitrán, disminuyendo éste, y, aumentando la producción de gas y agua [70].
- La densidad: la diferencia de densidades en los combustibles, es la causa de que la pirólisis genere mayor o menor porcentaje de fracción gaseosa. Una mayor densidad provoca que los alquitranes queden retenidos en las partículas más tiempo, provocando que una fracción más alta de ellos se transforme en gas [71].
- La temperatura: es el parámetro posiblemente más importante junto con la velocidad de calefacción, ya que afecta a la rapidez y extensión en que se presentan las reacciones químicas, la distribución, y la composición de los productos obtenidos. En general, el proceso de pirólisis a temperaturas elevadas promueve la formación de la fase volátil [59].
- La humedad: un aumento de la humedad en la biomasa, genera una temperatura más baja de pirólisis que la fijada, puesto que parte del calor suministrado se emplea en evaporar el calor de ésta, favoreciendo la carbonización, y disminuyendo la formación de aceites [58].
- La velocidad de calefacción: tasas de calentamiento bajas y moderadas sin la evacuación rápida del volátil, promueven la formación de carbonizado, ya que permiten un mayor tiempo de contacto entre la fase sólida y volátil. En el caso contrario, tasas de calentamiento elevadas, inhiben la formación de carbonizado, generando gradientes térmicos y, promoviendo la presencia de reacciones secundarias [72].
- El tiempo de residencia: cuanto mayor es el tiempo de residencia, las reacciones de craqueo de los alquitranes primarios transcurren con mayor extensión [73].
- Tamaño de la biomasa: tiene una influencia notoria sobre los resultados de la pirólisis debido a los mecanismos de transmisión de calor. Entre mayor sea el tamaño, mayor es el tiempo necesario para que los productos primarios de la pirólisis abandonen la partícula, lo que promueve el desarrollo de reacciones secundarias entre la fase volátil y la sólida [74].
- La presión: un aumento en la presión del proceso promueve la formación de reacciones secundarias, conduciendo a una mayor formación de carbonizado. Por otro lado, si la pirólisis ocurre bajo atmosferas de vacío, se inhibe el desarrollo de reacciones secundarias [75].

- La ceniza: los extractos presentes en la biomasa, junto con la ceniza, son capaces de catalizar las reacciones de pirólisis influyendo en la distribución de las fracciones de sus productos [76].

3.2 COGENERACIÓN DIRECTA: LA TURBINA DE VAPOR

La tecnología de cogeneración basada en turbinas de vapor, es la más versátil y antigua empleada en generadores y maquinaria mecánica. La primera turbina se inventó en 1884, sustituyendo rápidamente a los motores de combustión interna alternativos debido a su mayor eficiencia y costes más bajos [43].

Se trata de un sistema que posee principalmente tres componentes: una fuente de calor, una turbina de vapor, y una salida de calor. La versatilidad de este tipo de tecnología viene dada por la capacidad que tienen las turbinas de vapor de funcionar desde potencias muy bajas, hasta más de 1300 MW, pudiéndose emplear para ello fluidos con una presión de unos pocos bares o de incluso 100 bares.

Una turbina de vapor, está compuesta por dos partes, el rotor, y el estator. El rotor está formado por una serie de álabes unidos al eje, constituyendo la parte móvil de la turbina. El estator por otro lado, también está formado por alabes, pero unidos a la carcasa de la turbina en lugar de al eje, siendo, por tanto, la parte fija de la turbina.

A diferencia de las turbias de gas y de los motores de combustión interna alternativos, las turbinas de vapor generan principalmente electricidad, teniendo como subproducto energía térmica (vapor) [43].

3.2.1 DESCRIPCIÓN DE LA TECNOLOGÍA

El ciclo termodinámico básico de una turbina de vapor se conoce como ciclo de Rankine. Este ciclo es la base de los generadores de energía convencionales estacionarios, donde mediante una fuente de calor (una caldera) se convierte el agua en vapor a alta presión. Al comienzo del ciclo, el agua es bombeada para elevar su presión. Dependiendo del tamaño de la unidad puede ser interesante precalentar este agua. Una vez que el agua alcanza la caldera, se evapora aumentando su temperatura. A continuación, el vapor a alta presión se expande en la turbina mediante una conversión de presión en velocidad. Después, el vapor se lleva a un condensador o a un sistema de distribución de vapor de temperatura intermedia, que suministra el vapor a otra aplicación industrial o comercial. Por último, el condensado del condensador o del sistema que utiliza el vapor industrial, se devuelve a la bomba de agua para comenzar de nuevo el ciclo [43]. En la siguiente figura se representa el esquema de la instalación de forma simplificada, donde aparecen los 4 elementos principales de este tipo de ciclo.

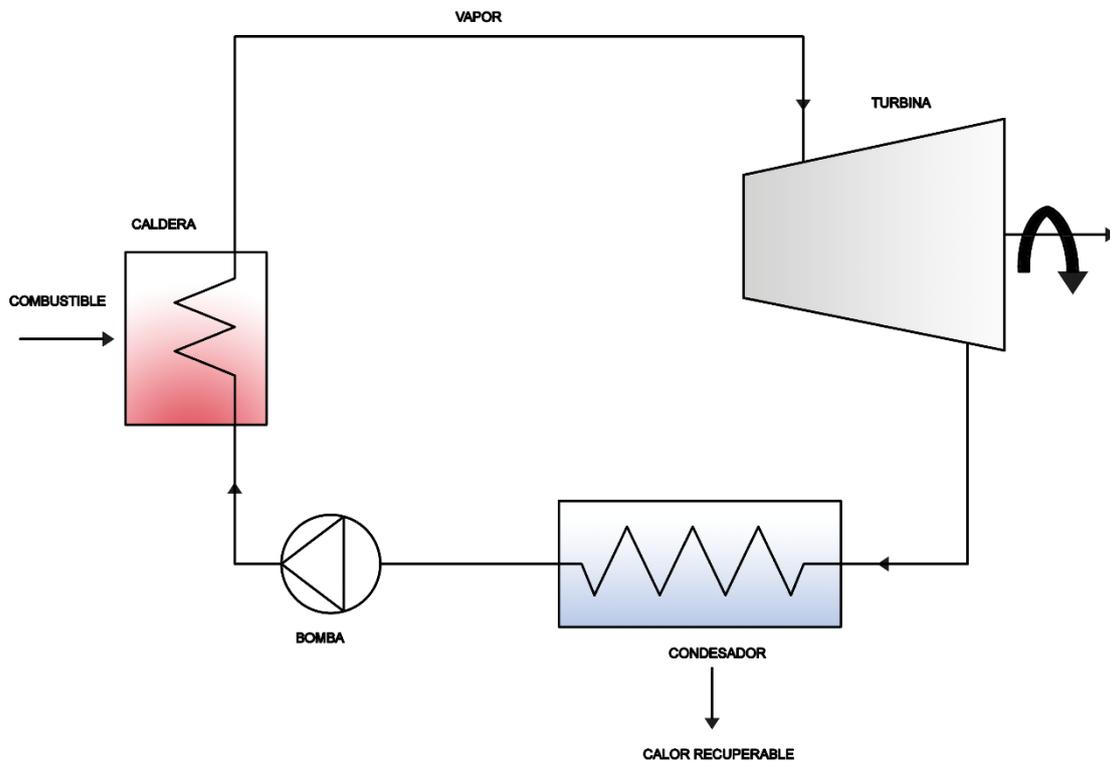


Figura 3.9. Ciclo de turbina de vapor.

Cuando el sistema está diseñado solamente para la generación de energía eléctrica, como en una gran red eléctrica, el vapor se expulsa de la turbina a la presión más baja posible mediante el uso de un condensador refrigerado por agua, con el fin de extraer la máxima cantidad de energía del vapor.

En otros casos como instalaciones de cogeneración o DH, el vapor se extrae de la turbina de vapor a una presión suficientemente alta como para ser utilizada como fuente térmica.

Los elementos principales del ciclo de Rankine se analizan a continuación [43].

CALDERA

Las turbinas de vapor difieren de los motores de combustión interna alternativos y de las turbinas de gas, en que, en el primer caso, el combustible se quema en un equipo independiente, la caldera, la cual se encuentra separada del equipo de generación de energía. La energía se transfiere de la caldera a las tuberías por donde circula el agua, es un sistema de combustión externa. Esta separación permite que las turbinas de vapor funcionen con una enorme variedad de combustibles.

Para tamaños de hasta 40 MW las calderas se construyen en fábricas, lo que supone ciertas ventajas como la facilidad de transporte, el ahorro de costes, y, la calidad mejorada, ya que el coste y la calidad de la mano de obra industrial suele mejor que la mano de obra de campo.

Por otro lado, las grandes calderas ensambladas en obra, solo son capaces de operar con gas o aceite, ya que no existe un diseño óptimo en cuanto al tiempo de residencia, adecuado para la combustión completa de la mayoría de los combustibles sólidos y residuales.

TURBINA DE VAPOR

La turbina de vapor es el elemento encargado de expandir el vapor que le llega a alta presión, hasta una presión más baja, proporcionando al eje la energía necesaria para accionar un generador o ejecutar un proceso mecánico. Se transforma la entalpía del vapor en energía mecánica en el eje.

Hay dos diseños distintos para las turbinas de vapor: las turbinas de acción y las turbinas de reacción. Las turbinas de acción transforman la energía de presión del vapor en velocidad gracias a las toberas, de forma que, el impulso del vapor a velocidad es el que mueve el rotor. En las turbinas de reacción, existe diferente presión a ambos lados de las ruedas de los álabes, siendo esto lo que genera el impulso del rotor [25], ver figura 3.10.

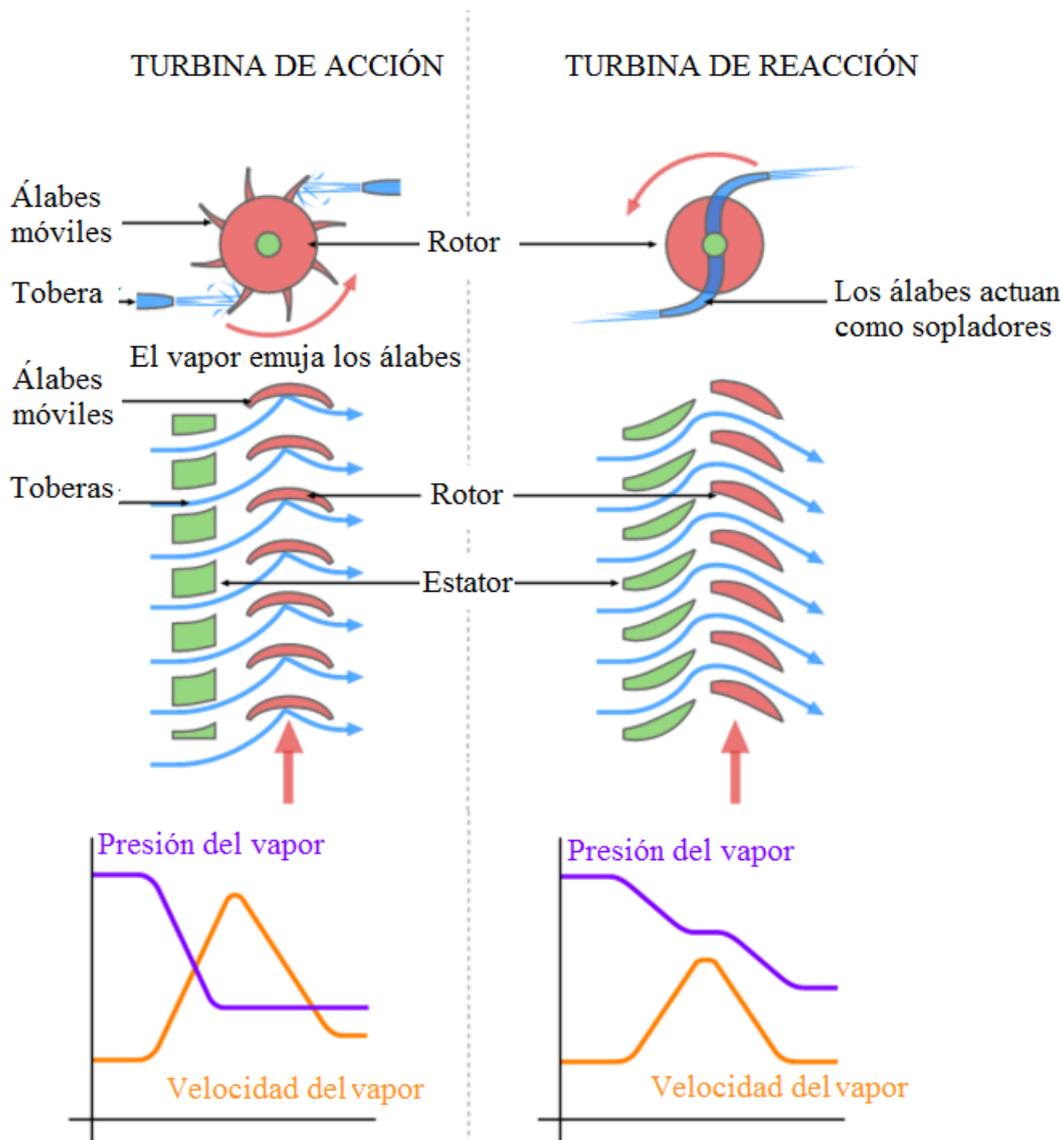


Figura 3.10. Diferencia entre turbina de acción y turbina de reacción [25].

La combinación del par generado y de la velocidad es la potencia de salida de la turbina. En algunos casos puede ser necesario la utilización de un engranaje de reducción para reducir la velocidad de la turbina a la velocidad de salida requerida por el generador.

Cuando el vapor se expande con una relación muy grande entre la presión de entrada y la presión de salida, como ocurre en las turbinas de vapor de gran envergadura, el vapor puede comenzar a condensar en la turbina si la temperatura del vapor desciende por debajo de la temperatura de ebullición a esa presión. Si esto ocurre, las gotas de agua que se forman impactarían con los álabes causando una gran erosión. En este punto crítico de la expansión, el vapor a veces es enviado a la caldera para aumentar su temperatura, de forma que posteriormente se devuelve a la turbina para dar lugar a una expansión adicional con seguridad.

3.2.2 TIPOS DE TURBINAS DE VAPOR

Existen varios tipos de configuraciones posibles en los sistemas de cogeneración que utilizan turbinas de vapor para llevar a cabo su función [36].

TURBINAS DE VAPOR DE CONTRAPRESIÓN

En las turbinas de vapor de contrapresión, el vapor sale de la turbina con una presión mayor o igual a la atmosférica dependiendo de las necesidades térmicas, de esta forma el vapor nos proporciona primero energía eléctrica y después energía térmica mediante un intercambiador de calor [25]. Presiones de salida bajas en la turbina son habituales en cargas térmicas como DH, mientras que el empleo de presiones más altas a la salida de la turbina, son más comunes en sistemas con una carga térmica elevada. A continuación, el vapor se condensa y se devuelve al sistema, pudiéndose perder parte del flujo en el proceso, por lo que suele ser necesario una pequeña alimentación del fluido para mantener el balance de materia.

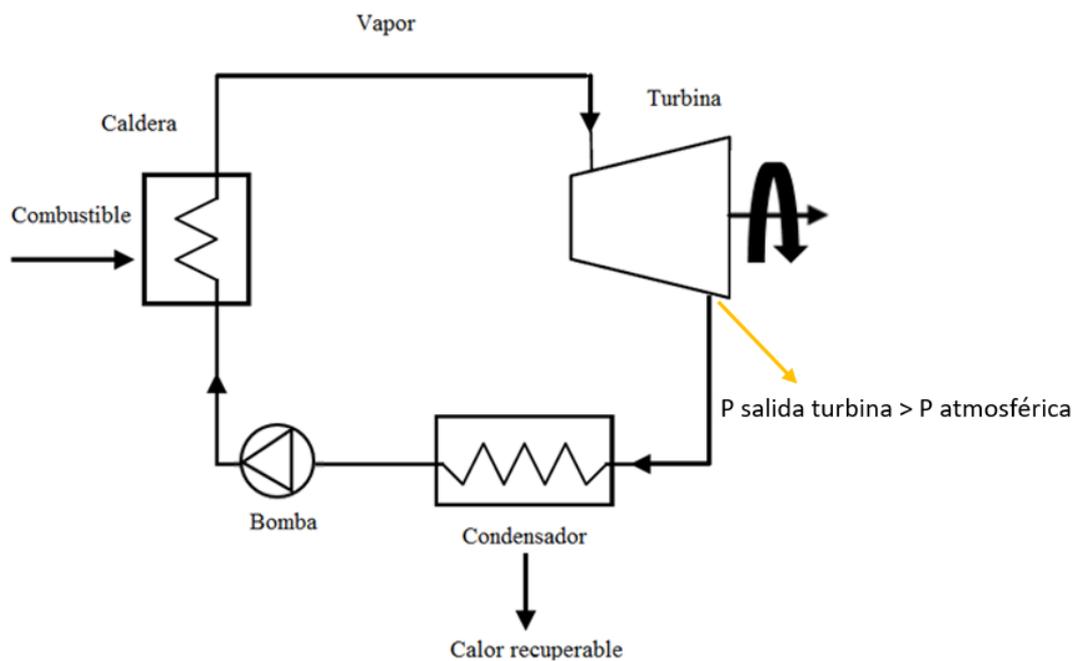


Figura 3.11. Sistemas de cogeneración basados en turbinas de contrapresión [36].

Las ventajas de este tipo de turbinas son las siguientes:

- Poseen una configuración simple y con pocos componentes.
- Tienen un coste capital bajo.
- No necesitan refrigerante o su uso es limitado.
- Su eficiencia total es alta, ya que no se elimina el calor al ambiente a través de un condensador.

Sin embargo, los inconvenientes de emplear este tipo de turbinas son:

- Las turbinas de vapor necesitan mayor espacio para la misma energía necesaria, como consecuencia de la baja diferencia de entalpía de vapor con la que operan.
- El flujo másico de vapor a través de la turbina depende de la carga térmica. En otras palabras, la electricidad generada por el vapor está controlada por la carga térmica, lo que da lugar a una flexibilidad muy baja en cuanto al control del sistema. Por esta razón, se necesita dos modos de conexión a la red eléctrica, uno para comprar electricidad en caso de deficiencia, y otra para vender el exceso de electricidad en caso de que se genere más electricidad de la necesaria para el proceso. Un modo de alcanzar la flexibilidad es extraer parte del vapor para calentar la alimentación de agua, de modo que la salida térmica se reduce, mientras que la potencia mecánica de la turbina no se reduce tanto, ya que el vapor todavía se puede emplear para producir trabajo por estar aun con presión suficiente para expandirse.

TURBINA DE VAPOR DE CONDENSACIÓN

Las turbinas de vapor de condensación, se emplean cuando no existe ningún proceso capaz de aprovechar la energía térmica en forma de calor latente del vapor, por lo que se maximiza la transformación de energía térmica en energía eléctrica, haciendo que el salto de presión entre la entrada de la turbina y la salida, sea el máximo posible. La presión que se alcanza en el condensador, es decir, en la salida de la turbina, es inferior a la presión atmosférica, lográndose transformar la energía eléctrica en torno a un 80-90 % de la diferencia entre la energía que contiene el vapor a la entrada y a la salida [25].

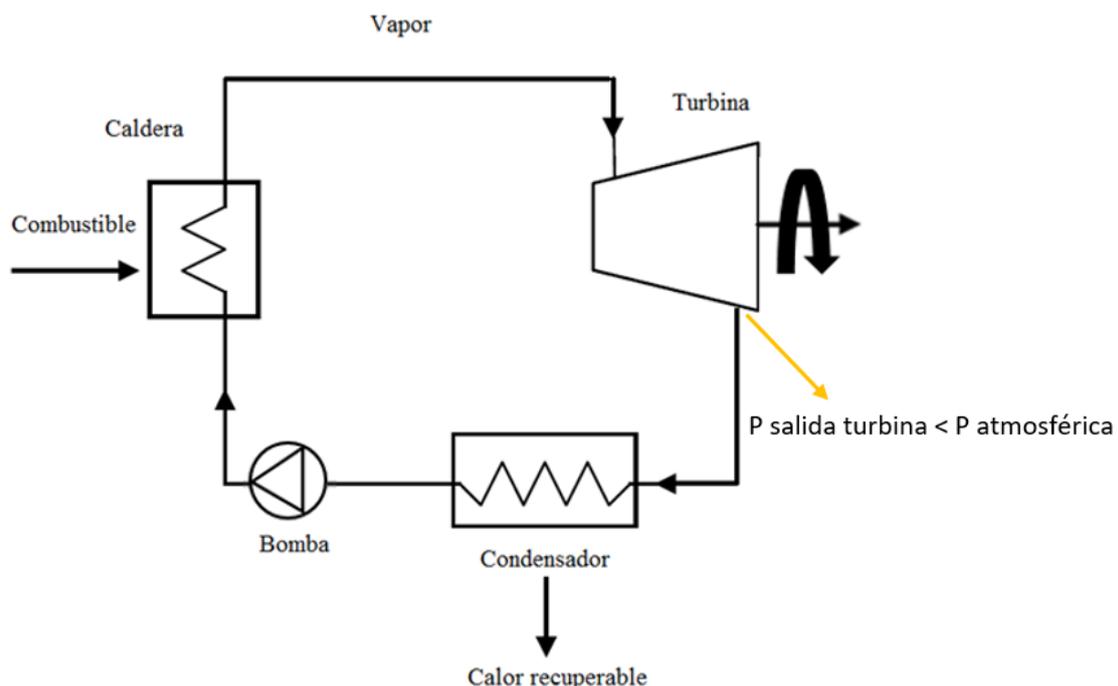


Figura 3.12. Sistemas de cogeneración con una turbina de condensación [36].

En comparación con los sistemas de contrapresión, las turbinas de condensación tienen un coste mayor y en general una menor eficiencia.

3.2.3 CARACTERÍSTICAS

Las características principales que poseen las turbinas de vapor se basan en los siguientes puntos [77]:

TAMAÑO Y POTENCIA

Las turbinas de vapor pueden diseñarse en cuanto a presión y temperatura para adaptarse a los requerimientos necesarios, con el fin de maximizar la eficiencia eléctrica y térmica, existiendo en el mercado una gran variedad de turbinas y tamaños, desde microturbinas con una potencia inferior a los 100 kW, hasta grandes turbinas con una capacidad 1300 MW.

ALTA CALIDAD TÉRMICA

Las turbinas de vapor son capaces de operar en un amplio rango de presiones, incluyendo presiones subatmosféricas y supercríticas, de forma que se puede personalizar el diseño de cara a encontrar los requerimientos energéticos que el sistema de cogeneración necesita.

EFICIENCIA

La eficiencia de las turbinas de vapor es relativamente alta (60-85%). Sin embargo, la eficiencia eléctrica es baja con valores que varían entre el 5 y el 40%, resultando un ratio que algunos autores establecen en un PHR (“Power to Heat Ratio”) de entre 0,1 – 0,5. En términos generales, la alta temperatura requerida en el proceso térmico, hace que la eficiencia eléctrica disminuya. Si lo que se busca, es aumentar la eficiencia eléctrica, se debe incrementar la presión y la temperatura del vapor a la entrada de la turbina.

DISPONIBILIDAD

Una turbina de vapor, generalmente está disponible alrededor del 99% del tiempo, pudiendo operar durante más de un año sin realizar paradas de inspección o mantenimiento. El mayor problema proviene del tiempo de arranque, que varía entre 1 hora y 1 día dependiendo del tamaño. Por norma general, el ciclo de vida de una turbina de vapor suele encontrarse en 25 años, sin embargo, existen turbinas que llevan en funcionamiento más de 50 años.

MANTENIMIENTO

El principal problema de mantenimiento que poseen este tipo de turbinas, se debe a las deposiciones de sólidos en los álabes, puesto que generan una disminución de la energía que la turbina es capaz de aportar. El coste de mantenimiento suele ser menor a 0,004 €/kWh.

FLEXIBILIDAD DE COMBUSTIBLE

La amplia variedad de combustibles que se pueden emplear en turbinas de vapor varía desde: fuentes nucleares, carbón, gasóleo, gas natural, biomasa, energía solar, etc. La razón de lo anterior, se debe a que las turbinas de vapor tienen separada la fuente de calor, de forma que no se convierte directamente el calor en energía eléctrica, es decir, la energía es transferida desde la caldera hasta la turbina, a través del vapor a alta presión que acciona la turbina.

RECUPERACIÓN DEL CALOR

La cantidad de calor recuperada y la calidad de éste, es función de las condiciones de diseño de la turbina de vapor. El vapor que sale de la turbina puede ser empleado directamente en algún proceso, o también es posible transportarla a otros lugares donde su uso sea necesario. Igualmente, este vapor puede convertirse en otras formas de energía térmica, como agua caliente o agua fría según los requerimientos.

COSTE

Las instalaciones con turbinas de vapor suelen costar entre 800-1000 €/KW. En el caso de añadir una turbina de vapor a una caldera existente o a un ciclo combinado, el coste se incrementaría en 400-800 €/KW.

3.3 COGENERACIÓN MEDIANTE GASIFICACIÓN

La gasificación de la biomasa, se basa en someter al combustible a una serie de reacciones termoquímicas en ausencia de oxígeno, para transformar el combustible de un estado sólido a un estado gaseoso, de forma que puedan ser utilizados posteriormente para producir energía en una turbina de gas o en un motor de combustión interna alternativo [4].

3.3.1 TURBINA DE GAS

En las últimas décadas, las turbinas de gas han sufrido una gran expansión en el mercado, siendo ahora la tecnología más aplicada en los sistemas de cogeneración de media y alta potencia. Al comienzo, las turbinas de gas se empleaban para compensar los picos de demanda, no obstante, con los cambios en la industria de la energía, y el aumento de la eficiencia, la turbina de gas, se

ha convertido en la base de las industrias energéticas. Actualmente, las turbinas de gas se emplean en un rango desde los 30 kW (microturbinas) hasta los 250 MW, con una eficiencia que varía desde el 40%, hasta el 60% en el caso de ciclos combinados.

3.3.1.1 DESCRIPCIÓN DE LA TECNOLOGÍA

En cuanto a su estudio termodinámico, las turbinas de gas están basadas en el ciclo de Brayton. Este ciclo comienza en el compresor, que es el encargado de calentar y comprimir el aire a la entrada. A continuación, el aire se mezcla con el combustible en la cámara de combustión. Más adelante, los gases de combustión generados se llevan a la turbina donde se produce la energía necesaria. La energía originada, se emplea en hacer funcionar el compresor y en obtener energía eléctrica [36], [77]. En la siguiente figura, se representa los principales componentes de una turbina de gas.

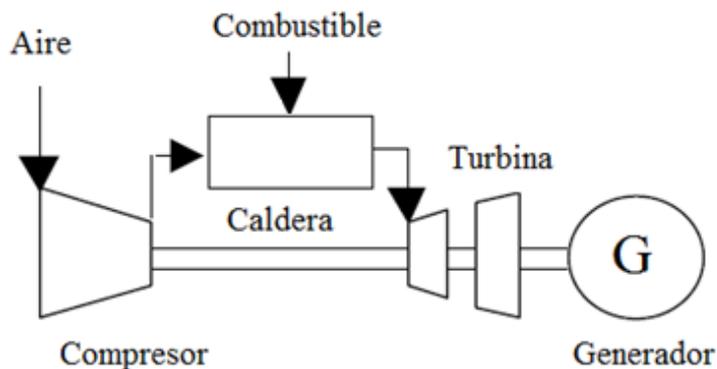


Figura 3.13. Componentes de una turbina de gas [77].

Uno de los aspectos más importantes de cara al dimensionado de la turbina de gas, es que la potencia producida por la turbina, es proporcional a la temperatura absoluta del gas que pasa a través del dispositivo. En consecuencia, y con el fin de aumentar la eficiencia del ciclo, es necesario accionar la turbina de expansión a la temperatura más alta posible, por lo que la elección de los materiales es un punto clave en este tipo de sistemas [43].

3.3.1.2 TIPOS DE TURBINA DE GAS

Los distintos tipos de turbina de gas, pueden operar en ciclos abiertos o cerrados [36].

TURBINA DE GAS DE CICLO ABIERTO EN SISTEMAS DE COGENERACIÓN

La mayoría de las turbinas de gas operan con el ciclo de Brayton abierto (también denominado ciclo de Joule cuando las irreversibilidades son ignoradas). El funcionamiento es el siguiente: un compresor toma aire del ambiente incrementando su presión y enviándolo a la caldera con una temperatura superior al ambiente debido al aumento de la presión (los sistemas antiguos y pequeños operan con una relación de compresión de 15:1, mientras que los más nuevos y más grandes, trabajan con relaciones de compresión de 30:1). Una vez alcanzada la caldera, se inyecta el combustible dando lugar al comienzo de la combustión, normalmente con un exceso de aire (la caída de presión en la caldera es de un 1-2 %). A continuación, los gases abandonan la caldera con una temperatura alta, y con una concentración de oxígeno que varía entre un 15 y un 16%. De forma general, cuanto mayor es la temperatura de los gases, mayor será la eficiencia del ciclo, siendo los materiales que componen el sistema los factores limitantes de este proceso (la tecnología actual no permite superar los 1300°C). Los gases que se encuentran en este punto con una temperatura y una presión alta, entran en la turbina produciendo el trabajo mecánico suficiente para el funcionamiento del compresor y la generación de electricidad.

Los gases que abandonan la turbina, siguen con una temperatura alta (450-600°C), por lo que suelen emplearse para generar vapor de alta calidad (en cuanto a temperatura y presión) en un intercambiador de calor. En el caso contrario, en lugar de producir vapor, los gases que salen de la turbina pueden emplearse directamente en algunos procesos térmicos que requieran una temperatura alta y una humedad baja.

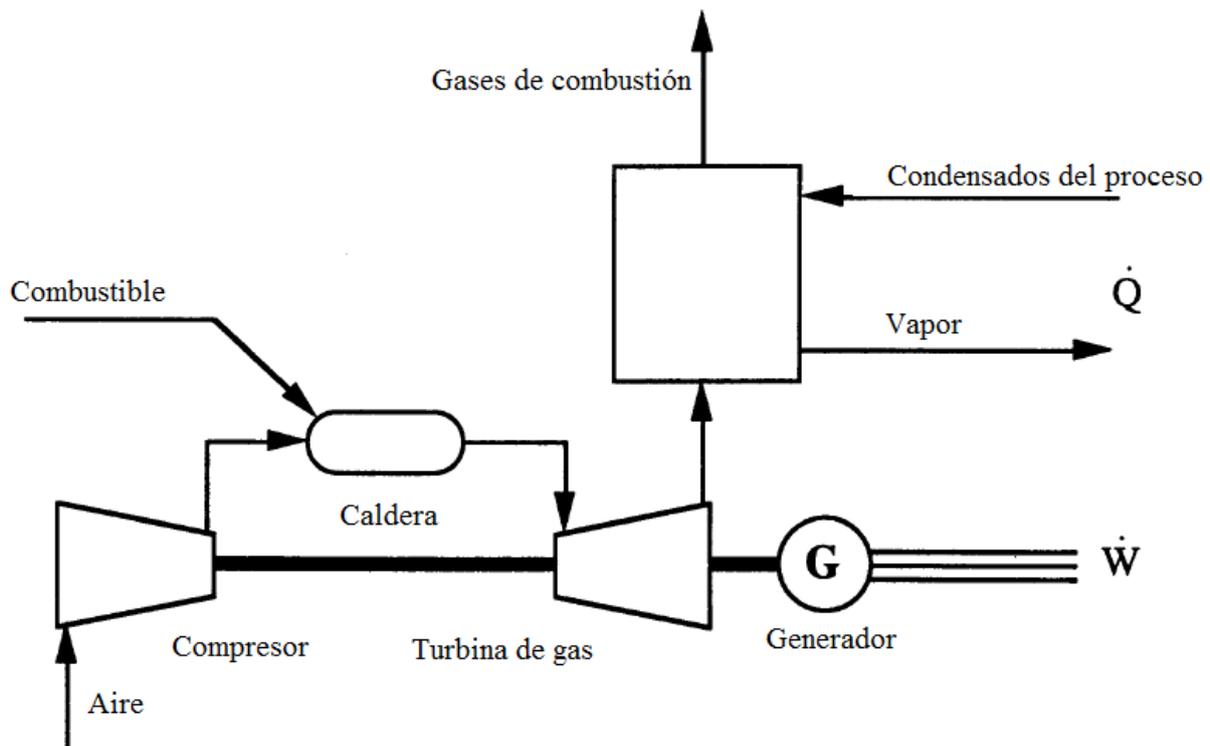


Figura 3.14. Sistema de cogeneración con una turbina de gas en ciclo abierto [36].

Los sistemas de cogeneración con turbinas de gas en ciclo abierto, generan una salida de energía eléctrica en un rango de 100 kW-100 MW. Para producir esta energía se puede emplear una gran variedad de combustibles: gas natural, destilados livianos del petróleo como gasóleo, productos de la gasificación del carbón, etc. Un hecho muy importante a tener en cuenta es que los alabes de la turbina están expuestos directamente a los gases de combustión. Consecuentemente, los productos de la combustión no deben contener constituyentes que causen corrosión, tales como: sodio, potasio, calcio, vanadio, sulfuro; o, erosión por impacto de partículas sólidas relativamente grandes. Con el objetivo de prevenir estos efectos indeseables, puede ser necesario el empleo de un tratamiento en los combustibles, o en los gases de combustión antes de que éstos entren en la turbina.

TURBINA DE GAS DE CICLO CERRADO EN SISTEMAS DE COGENERACIÓN

Los sistemas de cogeneración en ciclo cerrado, se basan en que el fluido de trabajo (habitualmente helio o aire), circule en un circuito cerrado. El funcionamiento es semejante al de ciclo abierto, con la excepción de que el gas que sale de la turbina se dirige hacia el compresor en lugar de ser expulsado al entorno. Una forma de aumentar la eficiencia, consiste en instalar un intercambiador de calor entre estos dos elementos.

Con el empleo de este sistema, el fluido de trabajo puede mantenerse limpio en el caso de que exista un intercambiador de calor en la caldera, de forma que evitamos los problemas que causan la erosión y la corrosión.

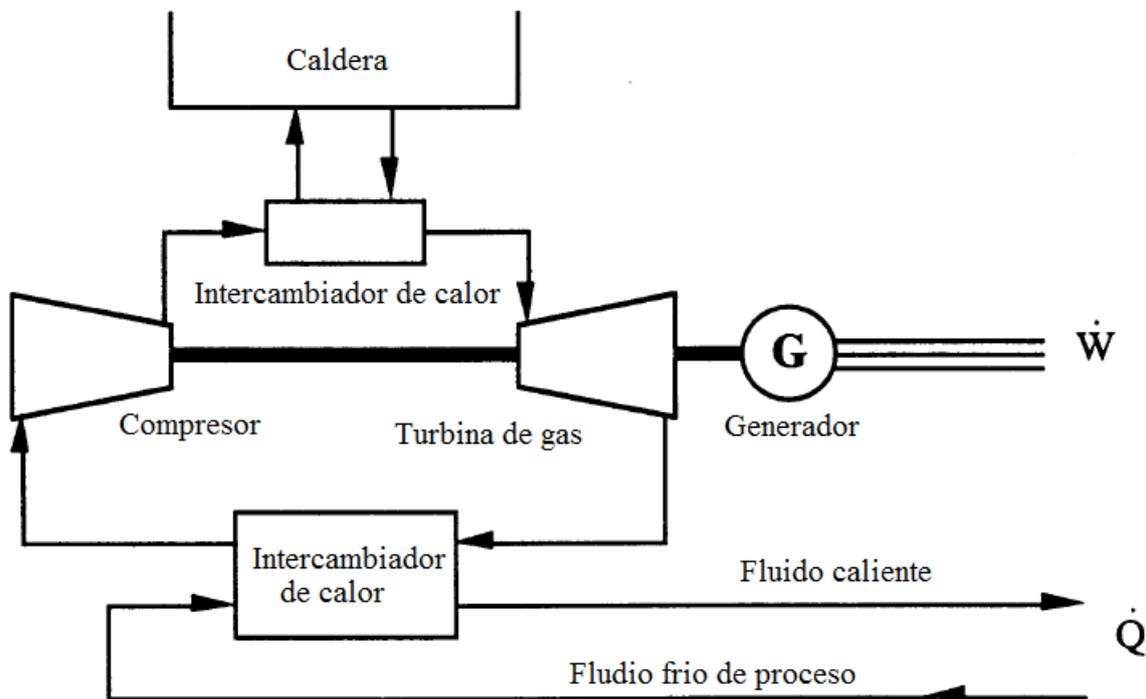


Figura 3.15. Esquema de una turbina de gas operando en circuito cerrado.

3.3.1.3 CARACTERÍSTICAS

Las turbinas de gas presentan las siguientes características en cuanto a su diseño, rendimiento, recuperación de calor, y emisiones [77]:

POTENCIA

Las turbinas de gas suelen emplearse cuando la demanda eléctrica es superior a 5 MW. Como se ha visto, estas turbinas pueden utilizarse en ciclo simple o ciclo combinado, siendo las turbinas de ciclo simple las más usadas cuando la potencia es menor que 25 MW.

CALIDAD TÉRMICA

Las turbinas de gas producen una salida térmica de alta calidad, lo que permite emplear este tipo de turbinas en cualquier aplicación de cogeneración.

EFICIENCIA

La eficiencia térmica de la turbina de gas, es decir, del ciclo de Brayton, es función de la relación de presiones entre la entrada de la turbina, y la del ambiente. La eficiencia nominal eléctrica, en otras palabras, la eficiencia bajo potencia nominal, de una turbina de gas de tamaño pequeña o mediana, varía en un rango de entre 25-35 %. Para el caso de turbinas más grandes y actuales, se ha conseguido alcanzar eficiencias del 40-42 %, por permitir una temperatura de los gases a la entrada más alta (1200-1400°C). La eficiencia total de estos sistemas es del 60-80 %, con un PHR de 0,5-0,8.

Una gran parte de la potencia generada por la turbina, a veces superior al 50%, se consume en el compresor, hecho por el que existe una eficiencia relativa baja en comparación con otros sistemas de potencia similar. En el caso de que exista una gran diferencia entre la presión del ambiente y la presión a la entrada de la turbina, cabe la posibilidad de instalar un intercooler para refrigerar el aire en un punto intermedio del compresor, consiguiéndose reducir el trabajo de compresión, y aumentándose por tanto la eficiencia.

DISPONIBILIDAD

Una turbina de gas puede estar en funcionamiento en torno al 90, 98% del tiempo. Su tiempo de arranque es menor que el de una turbina de vapor (10 minutos – 1 hora). En cuanto al ciclo de vida, una turbina de este tipo puede durar entre 15-20 años, dependiendo en gran medida de la calidad del combustible y del mantenimiento.

MANTENIMIENTO

Aunque las turbinas de gas pueden trabajar por ciclos, el mantenimiento puede costar el triple en turbinas que trabajen de esta forma. Asimismo, si el funcionamiento de la turbina se encuentra por encima de capacidad nominal durante períodos de tiempo significativos, se aumentará drásticamente el número de inspecciones y revisiones. A grandes rasgos, los costos típicos de mantenimiento para una turbina son de 0.003-0.005 €/kWh.

FLEXIBILIDAD DE COMBUSTIBLE

Habitualmente, las turbinas de gas operan con gas natural, gas de síntesis, o fuelóleo. Sin embargo, si realizamos un tratamiento previo a los gases que entran en la turbina, es posible ampliar el abanico de combustibles.

RECUPERACIÓN DE CALOR

La turbina de gas de ciclo abierto es el sistema menos eficiente por no existir una recuperación de calor de los gases que salen de la turbina. Estos gases calientes, pueden transportarse a un intercambiador de calor para generar vapor o agua caliente, mejorando la eficiencia del sistema. Una vez que se obtiene el vapor, este puede emplearse en algún proceso que necesite un aporte térmico, o bien, utilizarse como alimentación de una turbina de vapor, creando un ciclo combinado. Si las turbinas de gas alcanzan grandes dimensiones, los ciclos combinados se hacen viables, alcanzándose eficiencias eléctricas de hasta el 60 %. La máxima recuperación de calor, depende de la temperatura mínima aceptable de los gases de salida. Por ejemplo, si el combustible contiene azufre, los gases de salida no deben tener una temperatura inferior a 140-165 °C, de forma que no se alcance el punto de rocío del ácido sulfúrico. En el caso de que el combustible no posea azufre, los gases de salida deben estar por encima de 90-100 °C, evitando así, la condensación del vapor.

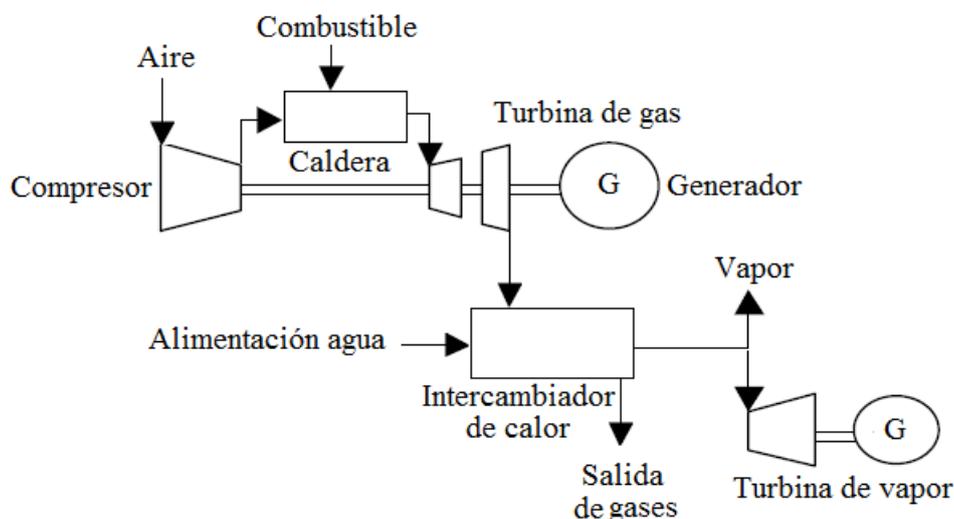


Figura 3.16. Esquema de un ciclo combinado [77].

COSTE

Las turbinas de gas es el sistema más barato por potencia generada, entre 300-900 €/kW, valor que disminuye aún más en el caso de ciclos combinados.

3.3.2 COGENERACIÓN CON UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVO (MCIA)

Los motores de combustión interna alternativos, son equipos volumétricos empleados para producir energía a través de la combustión que se origina en dispositivo cilindro- embolo, transformando la energía liberada en un efecto mecánico útil. Presenta las ventajas de ser una tecnología probada, fiable, con una eficiencia eléctrica alta (35%) y con un coste de inversión y mantenimiento relativamente bajos. Adicionalmente, si se recupera el calor del circuito de refrigeración, y de los gases de escape, la eficiencia global asciende al 80 %. Consecuentemente, se trata de un tipo de tecnología a tener en cuenta de cara a la cogeneración [78].

Hoy en día, la tecnología de los motores de combustión interna alternativos se encuentra muy desarrollada y expandida por todo el mundo, estimándose una producción mundial anual de 200 millones de unidades.

Dentro de este tipo de motores se incluyen los motores diésel, y, los motores de encendido mediante chispa, empleados tanto para el transporte, como para aplicaciones estáticas. En cuanto a la potencia, ésta se encuentra ligada al tamaño, existiendo motores pequeños con una potencia menor a un KW, hasta los motores más grandes con más de 80 MW.

La gran historia tecnológica de estos motores, junto con su fiabilidad, su robustez, su bajo coste relativo, el aumento de la eficiencia de los combustibles, y la reducción de las emisiones, hacen de estos motores una alternativa a tener muy en cuenta de cara a las aplicaciones de cogeneración [43].

3.3.2.1 DESCRIPCIÓN DE LA TECNOLOGÍA

Existen dos tipos de motor de combustión interna alternativos principales de cara a las aplicaciones estáticas de generación de energía: el motor de ciclo de Otto o motor de encendido provocado (MEP), con encendido mediante chispa, y, el motor de ciclo de Diesel o motor de encendido por compresión (MEC), con inicio de combustión por compresión. Los dos tipos de motor usan una cámara de combustión cilíndrica, donde hay un pistón que se desplaza longitudinalmente por todo el cilindro. El pistón se encuentra conectado a un cigüeñal que transforma el movimiento lineal en un movimiento rotacional, y, mediante un eje, acciona el generador.

La principal diferencia entre los ciclos de MEC y MEP, se debe al método en que comienza la combustión del combustible. Los motores de encendido por chispa utilizan una bujía para encender la mezcla de combustible con aire existente en el cilindro. Por el contrario, los motores de encendido por compresión, comprimen el aire introducido en el cilindro con el fin de alcanzar una presión alta, lo que provoca un aumento de la temperatura hasta alcanzar el punto de auto ignición del combustible. Una vez que se ha conseguido esta condición, se inyecta el combustible para que comience la combustión.

Según el ciclo de funcionamiento del motor, se puede hablar de motores de 2 o de 4 tiempos. Habitualmente, los motores de 2 tiempos se emplean en aplicaciones de energía estacionaria, concretamente en servicio en espera. Sin embargo, la mayoría de los motores de ignición por chispa, y, de los motores diésel utilizados en aplicaciones estacionarias de generación de energía, se basan en los motores de 4 tiempos [79]. Los 4 tiempos del ciclo son [80]:

1. La admisión: momento en que se introduce el aire (en el MEC), o la mezcla de aire-combustible (en el MEP) en el cilindro.
2. La compresión: se da cuando se comprime el aire o la mezcla de aire-combustible dentro del cilindro. En los motores diésel, el combustible se inyecta en el final de carrera de la compresión, iniciándose la combustión por la temperatura elevada del aire comprimido en el cilindro. En los motores de encendido por chispa, la mezcla de aire comprimido y combustible, inicia la combustión por una fuente de ignición.
3. La combustión y la expansión: el pistón se acelera con movimiento descendente debido a la expansión de los gases de combustión.
4. El escape: los productos de la combustión se expulsan del cilindro.

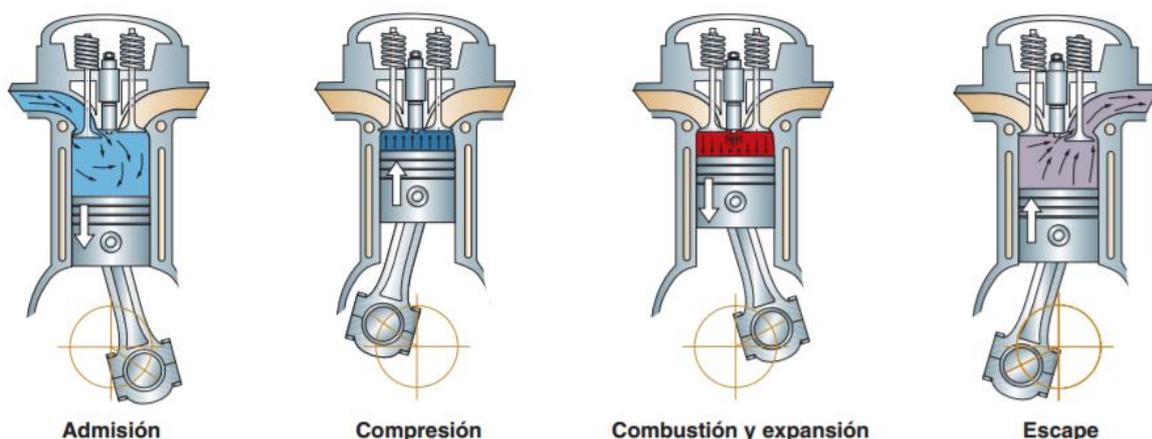


Figura 3.17. Ciclo de trabajo teórico de un MEC de cuatro tiempos [80].

El motor de dos tiempos, en contraste con el de cuatro tiempos, realiza el ciclo de trabajo en dos carreras del pistón (360 °). Cada vez que el pistón alcanza el punto máximo superior (PMS),

se produce el encendido de la mezcla, por tanto, el pistón realiza un tiempo en la parte superior y otro tiempo por la inferior en el cárter.

Los motores de dos tiempos no tienen válvulas, la entrada y salida de gases se realiza a través de lumbreras (aperturas en el cilindro que el pistón cierra y abre al desplazarse). En el primer tiempo el pistón sube desde el punto muerto inferior (PMI) al punto muerto superior, produciéndose el encendido antes de alcanzar el PMS, la parte superior del pistón realiza la compresión y en la inferior se introduce la mezcla de combustible y aire en el cárter. En el segundo tiempo, el pistón se desplaza desde el punto muerto superior al punto muerto inferior, de forma que los gases producidos durante la combustión se expansionan, empujando el pistón y descargando los gases quemados por la lumbrera de escape. A continuación, la mezcla entra en la parte alta del cilindro por la lumbrera de transferencia y se comprime en el cárter.

Cabe destacar que rendimiento de este motor es inferior al de cuatro tiempos ya que la compresión no es enteramente efectiva hasta que el pistón cierra las lumbreras de transferencia y de escape durante su recorrido ascendente. Además, parte del volumen de mezcla sin quemar se pierde por la lumbrera de escape con los gases resultantes de la combustión [80].

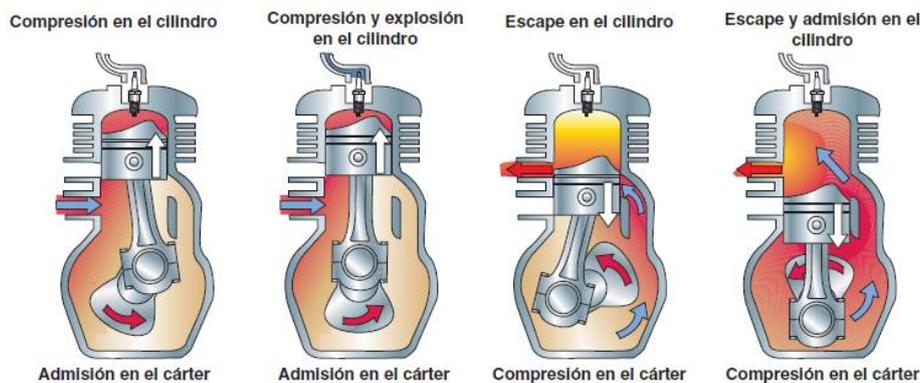


Figura 3.18. Ciclo de trabajo en un motor de dos tiempos [80].

3.3.2.2 TIPOS DE MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVOS

Una forma de clasificar los sistemas basados en los motores alternativos se basa en el tipo de ciclo, pudiendo ser el ciclo de MEP o el ciclo MEC. Los MEP, pueden operar con una amplia gama de combustibles tales como: gasolina, gas natural, propano, biogás, etc. Por otro lado, los MEC operan con una presión y una temperatura mayor, de forma que los combustibles que se emplean son: gasóleo, fuel, biodiesel etc. [36].

Otra forma de clasificar los motores, se basa en: el movimiento que realizan (alternativos o rotativos), su ciclo de funcionamiento (2 ó 4 tiempos) y el tamaño de éstos. Atendiendo al tamaño los motores pueden ser:

- Sistemas pequeños: poseen una potencia de 15-1000 kW en motores basados en el ciclo de MEP, y, de 75-1000 kW en MEC.
- Sistemas de media potencia: en los casos en que la potencia sea de 1-6 MW, en MEC y MEP
- Sistemas de alta potencia: cuando los sistemas tengan potencia superior a los 6 MW.

3.3.2.3 *CARACTERÍSTICAS*

Las características que han hecho de los motores de combustión interna alternativos una opción muy importante de cara a la cogeneración, se basan en los siguientes parámetros [77]:

TAMAÑO Y POTENCIA

Los motores alternativos están disponibles comercialmente en varios tamaños, desde los 10 kW hasta los 18 MW, pudiendo producir agua caliente, vapor a baja presión, e incluso agua para refrigeración.

ARRANQUE RÁPIDO

La rápida capacidad de arranque que tienen los motores alternativos, permite reanudar el sistema de forma apropiada en poco tiempo. Por consiguiente, en el caso de que se necesite energía de forma rápida, ya sea por un pico de demanda energética, o por emergencia, los motores alternativos pueden suministrar electricidad rápidamente.

EFICIENCIA

Los motores alternativos tienen una de las mayores eficiencias eléctricas (25-50%), superando incluso a las turbinas de gas con un tamaño semejante, lo que repercute en un menor coste de combustible [77]. La eficiencia energética total es de un 70-85 %, con un PHR de 0,8-2,4, siendo el valor más alto de los tres sistemas vistos en este apartado.

DISPONIBILIDAD

Son equipos robustos, que presentan una disponibilidad del 95% del tiempo en aplicaciones estáticas de generación de energía, presentando un ciclo de vida de aproximadamente 20 años.

MANTENIMIENTO

El mantenimiento del motor se compone de: inspecciones, ajustes, cambios de bujías cada 500-2000 horas, y, reemplazos periódicos de aceite de motor y refrigerante. El intervalo de tiempo entre revisiones suele ser recomendado por el fabricante, presentando valores que están generalmente entre 12000-15000 horas de operación para una revisión de gama alta, y, de entre 24000-30000 para una revisión general. En términos generales, los costes típicos de mantenimiento son de 0,01-0,015€/ kWh.

RECUPERACIÓN DE CALOR

La energía que se libera durante la combustión se convierte en trabajo y calor. El trabajo se emplea en impulsar el generador a través del eje, mientras que el calor, se libera del motor mediante el empleo de refrigerante a través de los gases de escape y de la radiación superficial.

Aproximadamente el 60-70% de la energía que entra al sistema, se convierte en calor. Este calor puede ser recuperado en distintos lugares tales como: el escape del motor y el refrigerante de la camisa. Por otra parte, cantidades más pequeñas de calor también se encuentran en el refrigerador del aceite lubricante, y en el intercooler del turbocompresor. Una vez recuperado parte de este calor, se puede obtener vapor o agua caliente para otras aplicaciones.

El calor en el refrigerante de la camisa del motor representa hasta el 30% de la entrada de energía, siendo capaz de producir agua caliente a 93°C.

Asimismo, el calor de los gases que escapan por el motor representa el 10-30% de la energía de entrada del combustible, con unas temperaturas en los gases que pueden variar entre los 450°C y los 650°C. De este calor sólo se puede recuperar una parte, ya que la temperatura de dichos gases debe mantenerse por encima de la temperatura de condensación. La mayoría de las unidades encargadas de la recuperación de calor están diseñadas para una temperatura de salida de los gases de 150-275°C, de esta forma se evitan los efectos corrosivos de la condensación en la zona de escape. Con la recuperación de este calor, se puede obtener vapor a 110°C.

En definitiva, con la recuperación de calor de la camisa del motor, y de los gases de escape, el 70-80% de la energía del combustible se puede llegar a utilizar eficazmente.

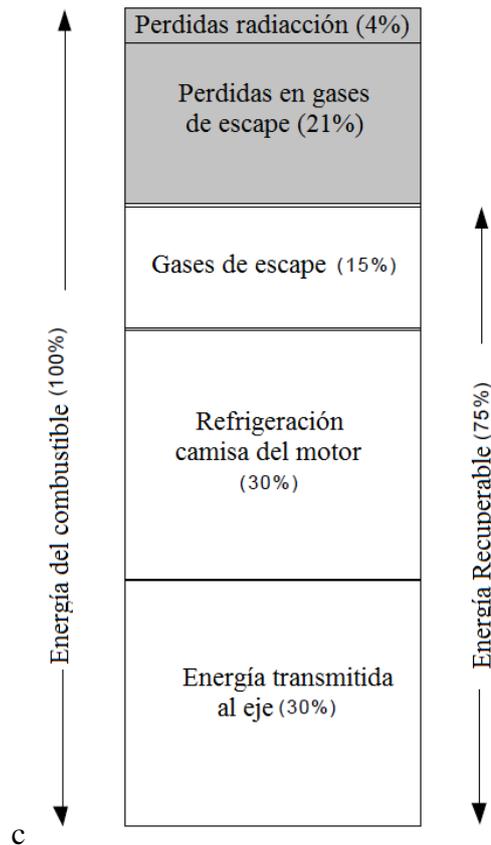
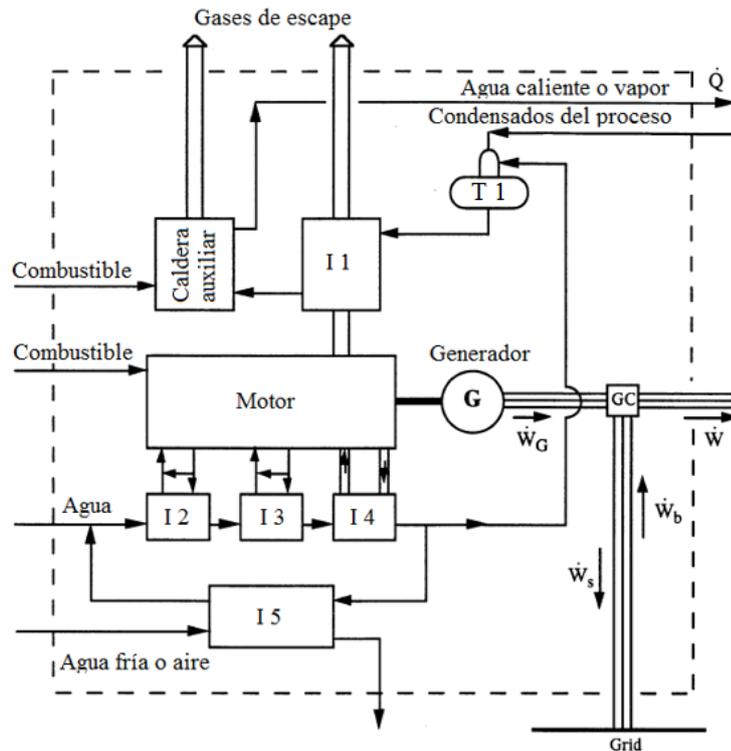


Figura 3.19. Balance de energía en un motor de combustión interna alternativo [77].

La Figura 3.20, ilustra el diagrama de flujo de un sistema de cogeneración, de cara a la recuperación de calor generada en el motor para aumentar la eficiencia del sistema. El elemento principal es el motor, ya que acciona el generador para producir energía eléctrica. Acto seguido, se encuentran cuatro intercambiadores de calor que intercambian energía con los fluidos necesarios para el correcto funcionamiento del motor: el intercambiador del aceite lubricante, el del agua de la camisa del motor, el del aire de carga, y, el del intercambiador de calor de los gases de escape. La función de estos intercambiadores es la de refrigerar los fluidos citados anteriormente a costa de aumentar la temperatura de otro fluido. Este último fluido puede ser agua caliente o vapor de agua, dependiendo de la cantidad de calor recuperado, pudiendo ser empleado en otros procesos térmicos.



- T 1: Tanque alimentación agua. I 3: Intercambiador de la camisa de agua del motor
 I 1: Intercambiador gases de escape - agua I 4: Intercambiador del aire de entrada
 I 2: Intercambiador del aceite lubricante I 5: Intercambiador de calor.

Figura 3.20. Diagrama de flujo de un sistema de cogeneración con un motor de combustión interna alternativo [36].

EMISIONES

El método principal para reducir las emisiones en los MEP (NO_x , CO, y hidrocarburos no metánicos), son la combustión con exceso de aire y, la combustión con aire estequiométrico, con el posterior empleo de un tratamiento catalítico que suele poseer una eficiencia del 90-99%.

En el caso de los MEC, se generan más partículas, por lo que se utilizan trampas de partículas con una efectividad del 90% y filtros recubiertos con un catalizador que debe ser regenerado si se desea una operación adecuada y una larga vida útil [77].

COSTE

Las aplicaciones en cogeneración utilizando motores de combustión interna alternativos tienen un coste de 800-15000 €/kW. El extremo superior de este rango es típico de sistemas de pequeña capacidad, puesto que son sensibles a otros costes relacionados con la construcción de equipos auxiliares

4. ELECCIÓN DE LA TECNOLOGÍA DE COGENERACIÓN

- 4.1 LA TIPOLOGÍA DE LA DEMANDA ENERGÉTICA Y SUS CANTIDADES
- 4.2 DISPONIBILIDAD DE COMBUSTIBLES EN EL ÁREA DE UBICACIÓN DE LA PLANTA.
- 4.3 COSTE ECONÓMICO Y SENCILLEZ
- 4.4 RENDIMIENTO DEL SISTEMA
- 4.5 DISPONIBILIDAD, ESPACIO NECESARIO Y TIEMPO DE ARRANQUE
- 4.6 SELECCIÓN FINAL: LA TURBINA DE VAPOR

4 ELECCIÓN DE LA TECNOLOGÍA DE COGENERACIÓN

La elección de un tipo de tecnología de cogeneración, frente al resto, de cara a una determinada aplicación, depende de múltiples factores a estudiar como: la cantidad de energía necesaria, la función del ciclo, la disponibilidad de espacio, las necesidades térmicas, la legislación de las emisiones, la disponibilidad, el tipo de combustible, los costes, etc. La siguiente tabla resume las características de las tecnologías que se han estudiado en este apartado [77].

Tabla 4.1. Comparación de las distintas tecnologías [43], [77], [81], [82].

Tecnología	MCIA	Turbina de vapor	Turbina de gas
Eficiencia eléctrica (PCS)	27-41 %	5-40 %	24-36 %
Eficiencia cogeneración global (PCS)	77-80 %	80%	66-71 %
Potencia eléctrica (MW)	0,005-10	0,5-Cientos de MW	0,5-300
Ratio PHR	0,5-1,2	0,07-0,25	0,6-1,1
Carga parcial	Buen comportamiento	Buen comportamiento	Baja eficiencia
Coste de la instalación cogeneración (€/kWe)	1500-2900	670-1100	1200-3300 (5-40 MW)
Coste de la instalación cogeneración (€/kW)	900-1400	700-1900	300-900
Coste de mantenimiento, inspecciones etc. (€/kWe)	0,009-0.025	0,006 a 0,01	0,009-0,013
Coste de mantenimiento, inspecciones etc. (€/kWh)	0.008-0.018	0.004-0.01	<0.004
Disponibilidad	96-98%	72-99%	93-96%
Vida útil	20	>25	20
Horas entre revisiones	30000-60000	>50000	25000-50000
Tiempo de arranque	10 segundos	1 hora - 1 día	10 minutos - 1 hora
Combustibles	Gas natural, biogás, GLP, gasóleo, gasolina	Cualquier tipo	Gas natural, gas de síntesis, biogás, fuelóleos
Usos de la energía térmica saliente	Calefacción, agua caliente, refrigeración, vapor de baja presión	Vapor de proceso, DH, agua caliente, agua fría	Calor, agua caliente, vapor de alta y baja presión

Espacio necesario (kW/m²)	35-50	>100	20-500
NO_x (kg/MWh) (sin incluir SCR)	0,03 combustión estequiométrica; 0,4 Exceso de aire	Gas 0,2-0,4; Madera 0,4-0,6; Carbón 0,6-2,3	0,2-0,6

En síntesis, las ventajas y desventajas principales que poseen las tres tecnologías son:

Tabla 4.2. Ventajas y desventajas de las distintas tecnologías

	Ventajas	Inconvenientes
Turbina de vapor	Alta eficiencia	REC bajo Coste elevado Puesta en marcha lenta Obtención de potencia eléctrica baja
	Alta seguridad	
	Utiliza todo tipo de combustibles	
	Largo periodo de vida	
	Amplio intervalo de potencias	
Turbina de gas	Gran abanico de aplicaciones	Combustibles limitados Vida de trabajo corta
	Alta fiabilidad	
	Alta temperatura de la energía térmica	
	Posibilidad de postcombustión para incrementar el calor útil	
Motores alternativos	REC elevado	Elevado coste de mantenimiento Energía térmica de baja temperatura
	Alta eficiencia eléctrica	
	Bajo coste	
	Vida de trabajo alta	
	Buena adaptación a variaciones de la demanda	

Para llevar a cabo selección de la tecnología de cogeneración a implantar, en el caso que nos ocupa, deben tenerse en cuenta varios condicionantes:

- La tipología de la demanda energética y sus cantidades.
- La disponibilidad de combustibles en el área de ubicación de la Planta.
- El coste económico y su sencillez.
- El rendimiento del sistema.
- La disponibilidad, el espacio necesario, y el tiempo de arranque.

4.1 LA TIPOLOGÍA DE LA DEMANDA ENERGÉTICA Y SUS CANTIDADES

En primer lugar, la demanda energética de Cuéllar es de energía eléctrica y de energía térmica, tanto para calefacción, como para agua caliente.

POTENCIA ELÉCTRICA

Para calcular la potencia eléctrica necesaria en el sistema de cogeneración de Cuéllar, se ha estudiado la demanda eléctrica de España. Conocido este valor, y con el número de habitantes de España (46.528.966 personas), se calcula la potencia eléctrica necesaria por persona [83],[84]. Finalmente, multiplicando por el número de vecinos de Cuéllar, se obtiene la potencia eléctrica necesaria en dicha población.

Balance	BALANCE (GWh)		
	Castilla y León	España	% del total
Hidráulica	11.570	39.171	29,5
Nuclear	0	56.099	-
Carbón	6.554	37.491	17,5
Fuel / gas	0	6.765	-
Ciclo combinado	0	29.260	-
Hidroeléctrica	0	18	-
Eólica	10.940	47.695	22,9
Solar fotovoltaica	828	7.965	10,4
Solar térmica	0	5.060	-
Otras renovables	247	3.426	7,2
Cogeneración	1.858	25.817	7,2
Residuos	0	3.392	-
Generación neta	31.997	262.161	12,2
Consumos en bombeo	-920	-4.819	19,1
Saldo Intercambios	-16.923	7.667	-
Demanda B.C	14.154	265.009	5,3

Figura 4.1. Demanda eléctrica en el año 2016 [85].

$$265009000 \frac{MWh}{año} \cdot \frac{1 \text{ año}}{365 \text{ d}} \cdot 1 \frac{d}{24h} \cdot \frac{1}{46.528.966 \text{ hab España}} \cdot 10000 \text{ hab} = 6.502 \text{ MW}$$

Redondeando para tener en cuenta los picos de demanda eléctrica, se tienen 7 MW de potencia eléctrica. Asimismo, la potencia eléctrica se supone igual en verano que en invierno [86]

POTENCIA TÉRMICA

Una vez que se conoce cuál es la potencia eléctrica, se puede determinar la potencia térmica, mediante un simple cálculo estadístico. En la bibliografía, se ha encontrado que únicamente un 15 % de la energía consumida en Castilla y León es eléctrica, por lo que se puede suponer que el resto es térmica [87].

$$\frac{7 \text{ MW}}{15} = 46,67$$

Aproximando, 47 MW.

Si la potencia energética total demandada por Castilla y León es de 47 MW, y conociendo que la potencia eléctrica es de 7 MW, se tiene una potencia térmica de 40 MW en invierno.

Por otro lado, la potencia térmica demandada se utiliza para Agua Caliente Sanitaria (ACS) y para calefacción. Si el ACS, supone entre un 21 y un 26 % de la potencia total, entonces se tiene [88]:

$$\text{Potencia ACS} = 0,23 \cdot 47 = 10,81 \text{ MW}$$

Aproximando, 11 MW, que es la potencia demandada en verano, ya que en esta estación del año el uso de calefacción es nulo.

Con los datos anteriores, se puede obtener el ratio PHR con la ecuación 11, ratio que viene definido por la relación entre la potencia eléctrica y la térmica

$$PHR = \frac{P_e}{Q} = \frac{7}{40} = 0,175 \quad (11)$$

Empleando la información que aporta la tabla 4.1, como método para determinar que tecnología escoger frente al resto, se aprecia que, según nuestra potencia eléctrica la tecnología más adecuada es la turbina de vapor. Adicionalmente, el empleo de una turbina de vapor, permite obtener calor para DH y agua caliente, siendo éstas las demandas térmicas que tendría la instalación de cogeneración.

A pesar de lo anterior, cuando la temporada de funcionamiento de la planta de cogeneración, cae en verano, la demanda térmica varía, situándose en 11 MW, quedando constante la demanda eléctrica.

Si con estos datos se realiza nuevamente el ratio PHR, se obtiene un valor de 0,636, siendo entonces, el MCI, y, la turbina de gas, las tecnologías preferentes

4.2 DISPONIBILIDAD DE COMBUSTIBLES EN EL ÁREA DE UBICACIÓN DE LA PLANTA.

En cuanto a la elección del combustible según la disponibilidad y la ubicación de la planta, se escoge la biomasa como combustible principal de la instalación, ya que Cuéllar y alrededores dispone de una gran cantidad de biomasa susceptible de emplearse como combustible [2]. Por añadidura, si se utiliza la biomasa como combustible, y recordando que éste se trata de un recurso renovable, será más fácil cumplir los objetivos propuestos por el PER (conseguir una cuota mínima del 20% de energía procedente de fuentes renovables en el consumo final bruto de energía).

Analizando el apartado de los tipos de combustibles que ofrece la tabla 4.1, se advierte que únicamente se puede escoger la turbina de vapor, si se pretende que la fuente energética sea

biomasa en estado sólido. Para poder utilizar los motores de combustión interna alternativos, o, las turbinas de gas, sería necesario realizar un tratamiento a la biomasa para transformar ésta en un combustible gaseoso a través de un proceso de gasificación, como se ha detallado anteriormente. Por tanto, se puede decir que existen dos posibilidades, dependiendo de si el combustible a utilizar se emplea directamente en una caldera de gas, o se gasifica previamente.

Por otro lado, se sabe que el rendimiento por hectárea de residuos de poda y de corteza de pino, es de 1 t/ha y 0,2 t/ha respectivamente [89]. Conociendo que la superficie de monte público en Cuéllar es de 16000 ha, se tiene que Cuéllar produce anualmente de forma natural la cantidad de 19200 toneladas de residuos de biomasa forestal, en otras palabras, se generan 0,61 kg/s de biomasa.

Ante la posibilidad, de que las hectáreas públicas de pinar de Cuéllar fueran insuficientes, se ha decidido introducir tanto las hectáreas públicas, como las privadas. De esta forma, se ha hecho un estudio del número de hectáreas de pinares, en función de la distancia a la planta de cogeneración, obteniéndose los resultados representados en las siguientes figuras:

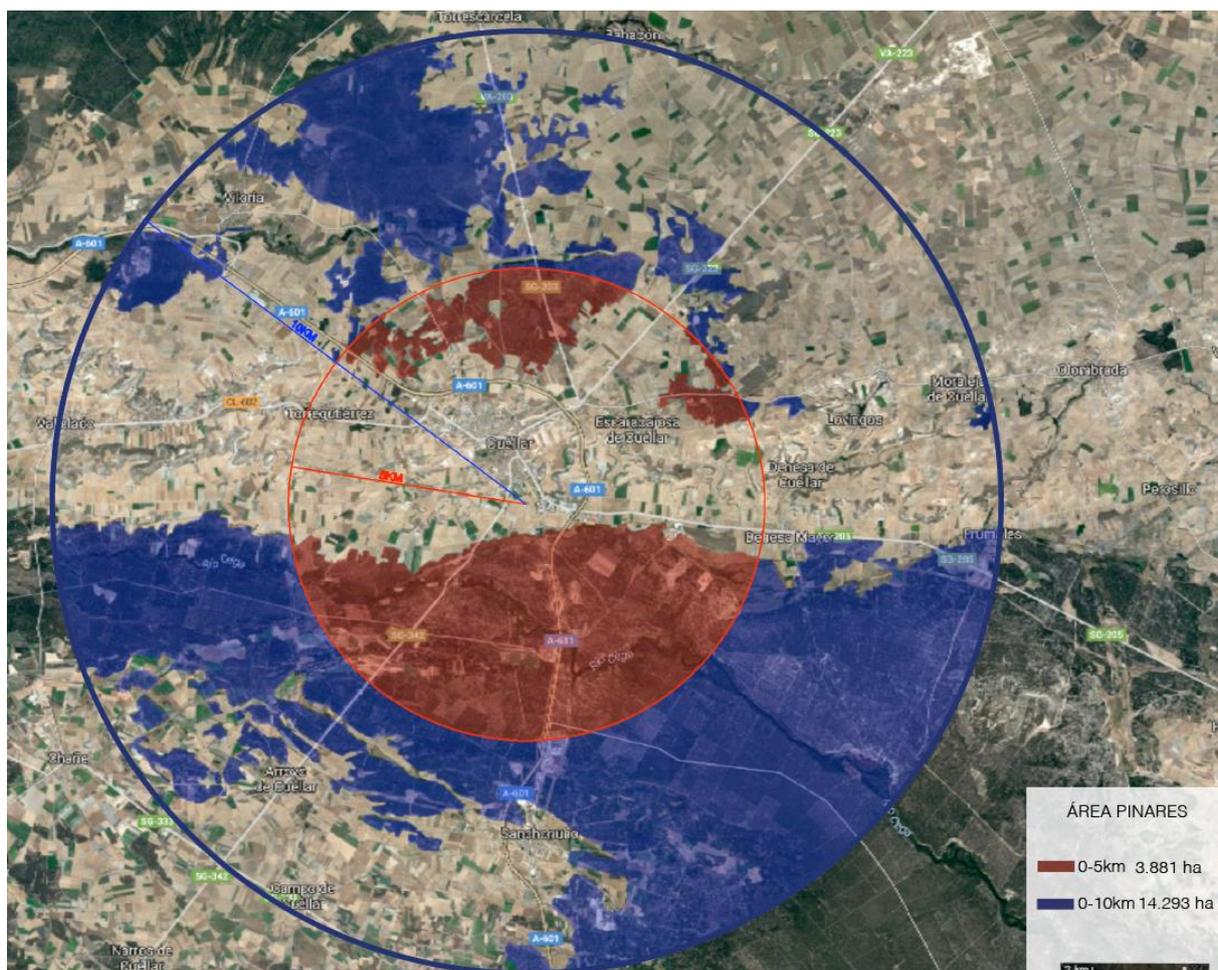


Figura 4.2. Hectáreas de pinar en función de la distancia a la planta de cogeneración.

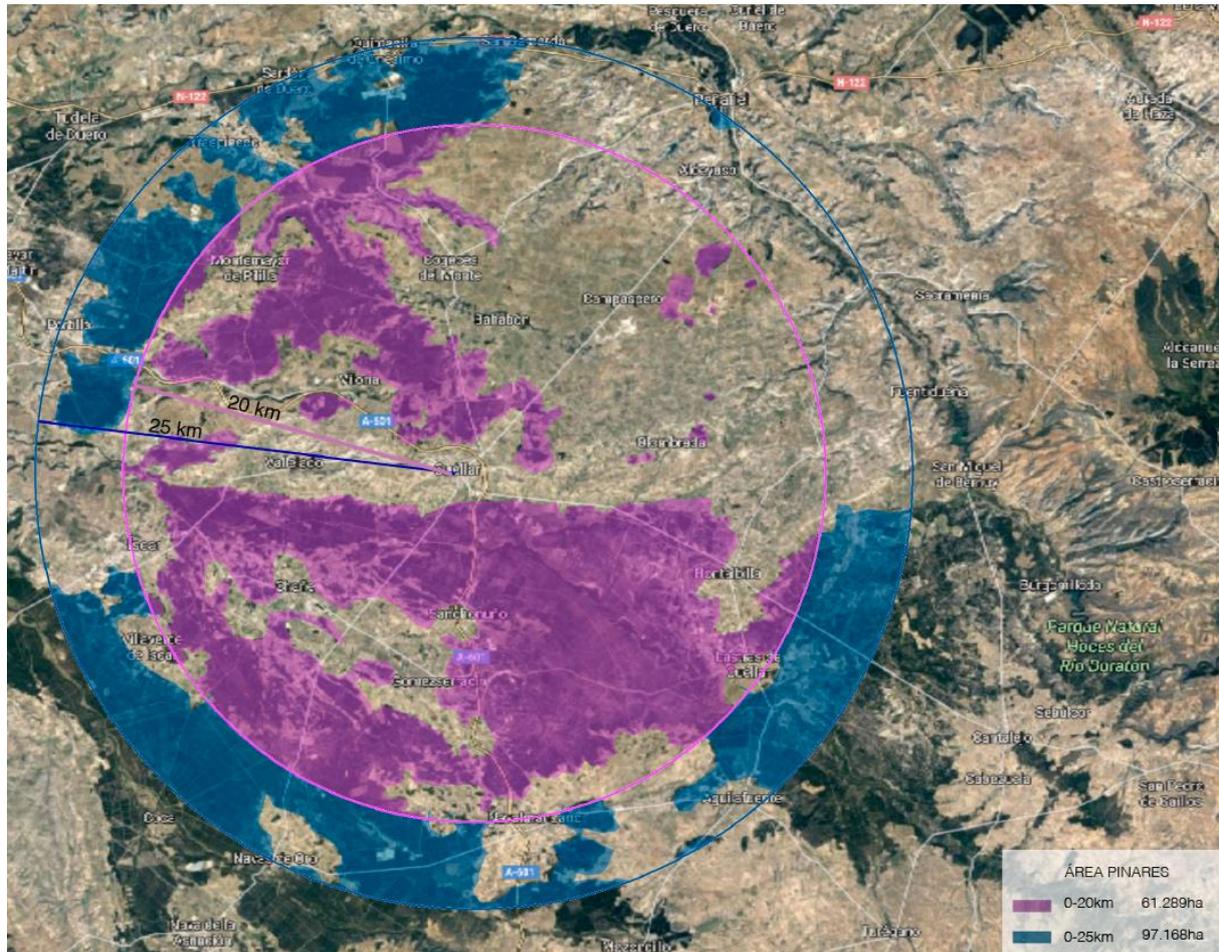


Figura 4.3. Hectáreas de pinar en función de la distancia a la planta de cogeneración.

4.3 COSTE ECONÓMICO Y SENCILLEZ

Volviendo a estudiar la tabla 4.1, se distingue como la turbina de gas ofrece los costes más baratos en cuanto a la instalación, y al mantenimiento. Sin embargo, si se compara con la turbina de vapor, ésta requiere menores revisiones a lo largo del tiempo, lo que abarata el coste de mantenimiento. Además, comparando la turbina de vapor con la turbina de gas, y los motores de combustión interna alternativos, la turbina de vapor no necesita gasificar la biomasa como lo requieren las otras dos opciones. Esto aporta una gran sencillez en el proceso, y una reducción del coste económico fundamental de cara a escoger la turbina de vapor como la mejor alternativa.

4.4 RENDIMIENTO DEL SISTEMA

De nuevo, revisando las tres tecnologías en cuanto a su rendimiento, se descubre como la turbina de vapor y los motores de combustión interna alternativos se encuentran por encima de la turbina de gas. Otro punto a tener en cuenta, es que estos dos sistemas permiten operar a carga parciales sin disminuir excesivamente su rendimiento, hecho que no se da en el caso de la turbina de gas, ya que su rendimiento se ve afectado notablemente si ésta funciona en carga parcial.

4.5 DISPONIBILIDAD, ESPACIO NECESARIO Y TIEMPO DE ARRANQUE

En cuanto a la disponibilidad, la turbina de vapor es la clara vencedora. Esta mayor disponibilidad se debe a que las inspecciones y el mantenimiento son menos frecuentes que en las otras dos tecnologías. Igualmente, la turbina de vapor es la opción que cuenta con mayor vida útil, lo que asegura una mayor disponibilidad durante el tiempo, posponiendo el tener que realizar nuevas inversiones.

Respecto al espacio necesario, los motores de combustión interna alternativos presentan la tecnología que menor espacio necesitan para potencias semejantes, siendo la turbina de gas la alternativa que requiere mayor espacio.

Con relación al tiempo de arranque, la mejor opción son los motores de combustión. No obstante, esta característica no es muy importante, dado que el sistema va operar de forma continua sin realizar ningún tipo de parada.

4.6 SELECCIÓN FINAL: LA TURBINA DE VAPOR

Finalmente, y a modo resumen, teniendo todo lo anterior en cuenta, se observa como la turbina de vapor es la tecnología más conveniente en cuanto a: la tipología de la demanda energética y sus cantidades, (durante el invierno); la disponibilidad de combustible y sencillez, tratándose de un aspecto clave por no necesitar la biomasa un tratamiento previo a su utilización; el rendimiento; y por último la gran disponibilidad que ofrece esta opción.

5. DISEÑO

- 5.1 EMPLAZAMIENTO DE LA PLANTA Y CLIMATOLOGÍA
- 5.2 SISTEMAS DE PRETRATAMIENTO
 - 5.2.1 PRETRATAMIENTO DE BIOMASA
 - 5.2.2 PLANTA DE TRATAMIENTO DE AGUA
- 5.3 ELECCIÓN DE LOS COMPONENTES DEL CICLO DE RANKINE
 - 5.3.1 TURBOGENERADOR
 - 5.3.2 CALDERA
 - 5.3.3 EL INTERCAMBIADOR DE CALOR
 - 5.3.4 LA BOMBA
- 5.4 CÁLCULO DEL CICLO DE VAPOR
- 5.5 DISEÑO DEL CICLO DE RANKINE EN INVIERNO
- 5.6 DISEÑO DEL CICLO DE RANKINE EN VERANO
- 5.7 SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE LA ENERGÍA: DISTRICT HEATING
- 5.8 SISTEMAS AUXILIARES
 - 5.8.1 SISTEMA DE REFRIGERACIÓN
 - 5.8.2 SISTEMAS POST-TRATAMIENTO: CONTROL DE EMISIÓN DE GASES

5 DISEÑO

En este apartado, se va a analizar por el orden descrito, los distintos puntos del diseño de la planta de cogeneración. Primero se estudiará el emplazamiento de la planta de cogeneración, y después, los sistemas de pretratamiento, tanto del agua, como del combustible (biomasa). Más adelante, se detallará el sistema de cogeneración junto con la elección de sus componentes, los cálculos, el sistema de distribución de calor DH, y, los sistemas auxiliares tanto de refrigeración, como de post-tratamiento de gases.

5.1 EMPLAZAMIENTO DE LA PLANTA Y CLIMATOLOGÍA

Una vez seleccionada la tecnología a emplear para la planta de cogeneración de biomasa que se describe en el presente Trabajo de Fin de Master, se procede a realizar un estudio del emplazamiento de dicha instalación.

El emplazamiento de la planta de cogeneración de biomasa es uno de los puntos más importantes de cara a la viabilidad tecnológica y económica del sistema. El problema de la búsqueda del emplazamiento más idóneo, depende fuertemente de las características particulares de la región geográfica que se analice. La ubicación, la cantidad de las materias primas (combustibles), la distancia existente entre la central y los combustibles, la existencia de vías de transporte, el coste del transporte, etc., son parámetros que tienen que estudiarse con detenimiento durante el proceso de elección del emplazamiento [90], [91].

Teniendo en cuenta las consideraciones anteriores, el lugar escogido para el emplazamiento de la planta de cogeneración, ha sido Cuéllar. Cuéllar es un municipio con unos 9500 habitantes, localizado a 150 km de Madrid, a 50 km de Valladolid, y a 60 km de Segovia [83], [92]. La elección de este municipio se basa en los siguientes aspectos [17], [92]–[94]:

- Se trata de una zona con una gran cantidad de biomasa (se conoce al entorno como “mar de pinares”, ya que tiene una gran extensión de pinares que rodean al municipio), con unas 16000 hectáreas de monte público, y muchas más de monte privado.
- Posee una central DH, que suministra calor a varias instituciones públicas y, a unas 225 residencias privadas, que corresponde a un 10 % de la población total actual. La existencia de una instalación similar, asegura que el municipio cuente con una cultura energética renovable, en este caso de biomasa. En otras palabras, existen personas y mano de obra que conocen todo lo relacionado con este combustible: la manipulación, la trituración, el transporte, el almacenamiento, el secado, los pretratamientos necesarios, la combustión etc., facilitando la implantación de una instalación de cogeneración, que opere con el mismo combustible.
- Existen dos suministradores: un aserradero, y una fábrica de palés, cuyo residuo principal es biomasa perfectamente aprovechable en nuestra instalación. Esta biomasa, junto con la que se puede obtener de la limpieza de los montes garantiza el suministro continuo de combustible en la instalación.



Figura 5.1. Localización de Cuéllar [92]

Dentro del municipio de Cuéllar, se ha determinado, que la localización de la instalación de cogeneración más idónea se encuentra al sur del pueblo, en una zona muy cercana a la actual instalación. La elección de esta zona se basa en los siguientes puntos:

- Cercanía a la autovía A-60: lo que facilita las comunicaciones y el transporte de los materiales para la construcción de la instalación, y, para su posterior explotación.
- Proximidad del combustible: puede apreciarse en la figura 5.2, como la zona de pinares se encuentra a poca distancia de la instalación (con una extensión de aproximadamente 16000 hectáreas) [92]. De esta manera, el aprovisionamiento de combustible está garantizado en un corto plazo de tiempo.
- La existencia de un río cercano: el Río Cega (caudal medio anual de $1,25 \text{ m}^3/\text{s}$), que puede proporcionar agua para el proceso y la refrigeración del sistema.
- La posición de la instalación: que permite que los servicios de agua caliente y electricidad lleguen a todos los vecinos del municipio, ya que la distancia entre la instalación, y el punto más lejano del pueblo es relativamente pequeña.

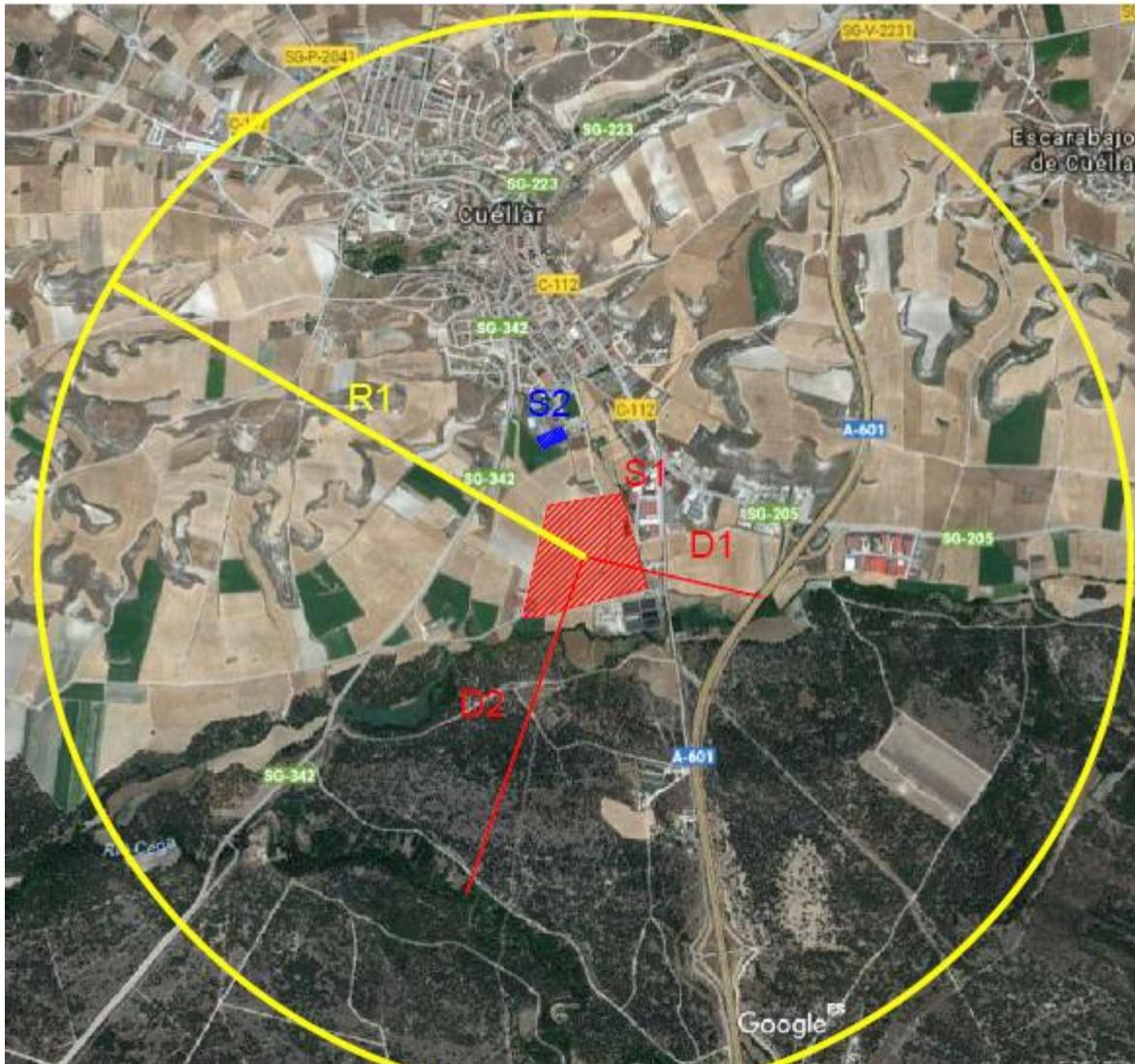


Figura 5.2. Emplazamiento de la instalación dentro de Cuéllar. R1 (radio de acción) =2,57 km. D1 (distancia a la autovía) =800 m. D2 (distancia al río) =1,7 km. S1(superficie propuesta de la hipotética instalación de cogeneración) =7000 m². S2 (superficie de la actual instalación) =220 m².

En cuanto a la climatología, Cuéllar presenta un clima continental típico de las latitudes del interior, con inviernos duros, largos, y fríos, y veranos cálidos. El aislamiento provocado por los sistemas montañosos más próximos contribuye a aumentar la crudeza del frío invierno en todo su término.

La temperatura media de Cuéllar es de 12°C aproximadamente, existiendo una gran variación de temperatura entre la temperatura máxima diaria y la mínima, como puede verse en la figura 5.3 [95].

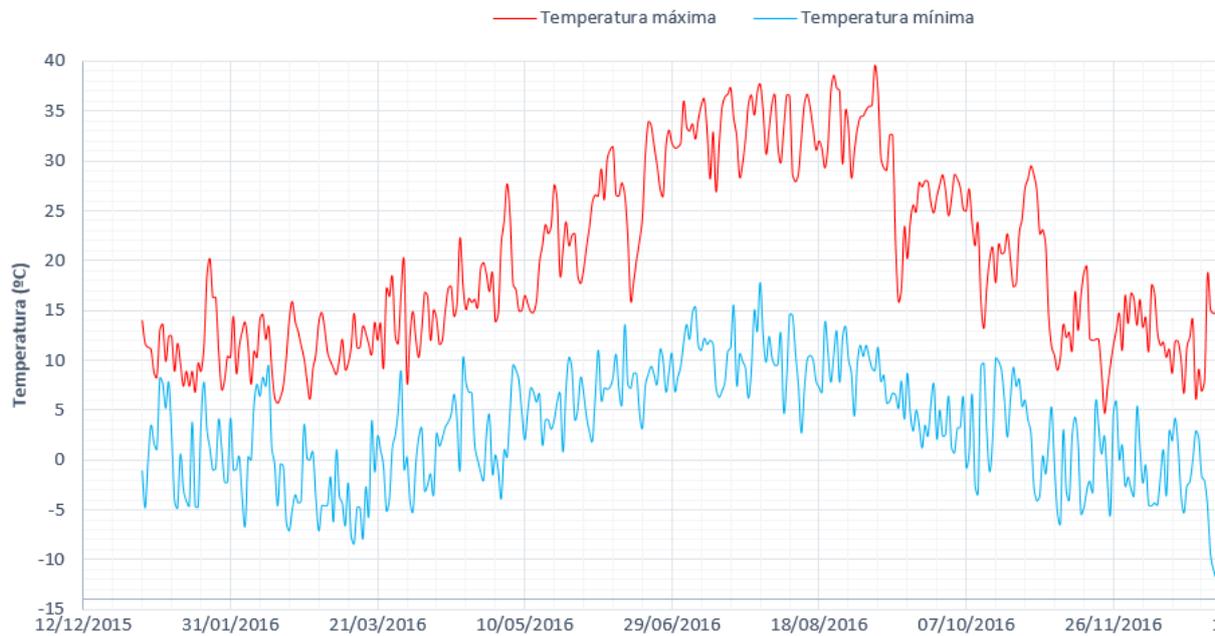


Figura 5.3. Variación de las temperaturas máximas y mínimas diarias, en el año 2016 [95].

5.2 SISTEMAS DE PRETRATAMIENTO

Los sistemas de pretratamiento se han dividido en dos: el pretratamiento de la biomasa, y el pretratamiento del agua. Dentro de la figura 5.4, pueden verse los procesos fundamentales que involucran a estos.

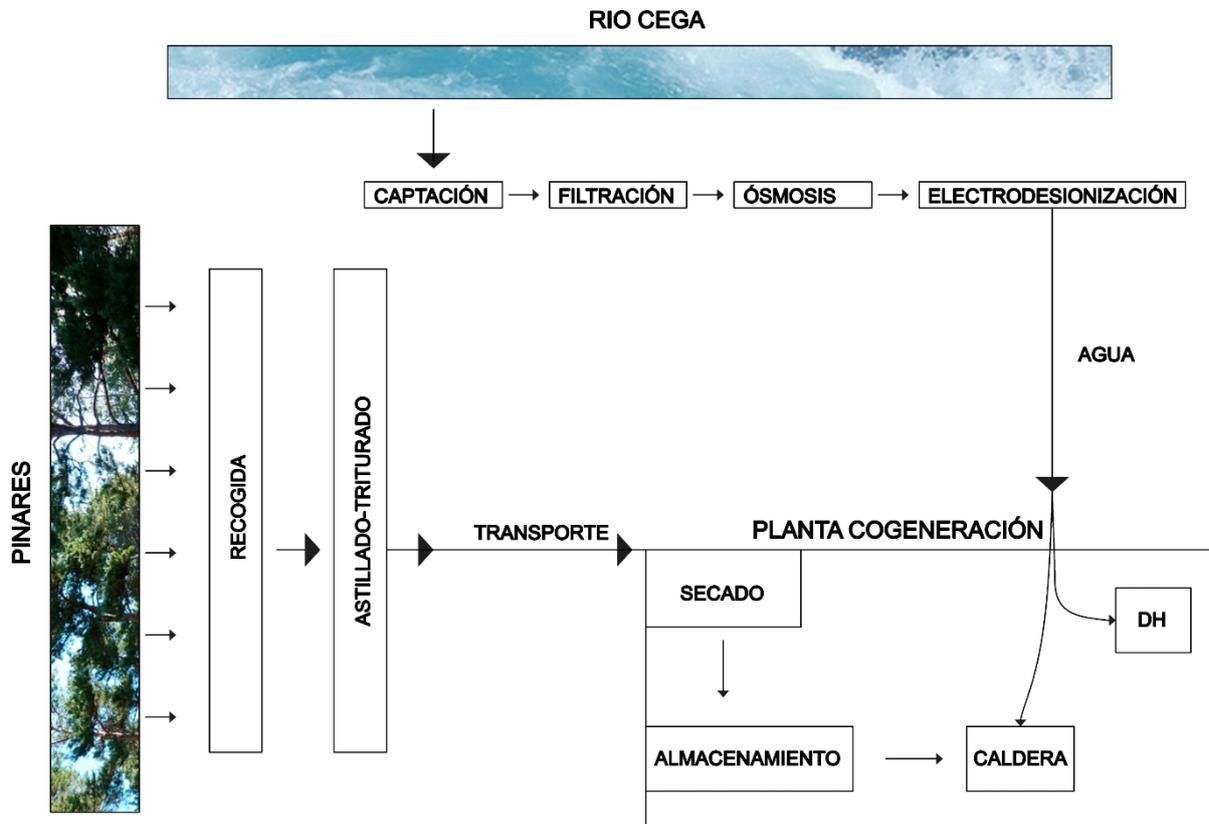


Figura 5.4. Diagrama proceso de los sistemas de pretratamiento.

5.2.1 PRETRATAMIENTO DE BIOMASA

La biomasa, antes de ser sometida al proceso de combustión, requiere de ciertas acciones que faciliten su posterior reacción. Lo primero que debe hacerse es conseguir esta biomasa. Una vez hecho esto, si se somete a la biomasa a un proceso de: astillado, triturado, y secado, se conseguirá una combustión mucho más eficiente, y, homogénea, siendo éste un aspecto clave de cara al control de la reacción dentro de la caldera.

RECOGIDA

La recogida de la biomasa se realiza de forma general por las labores de limpieza y de entresaca del monte, lo que evita la acumulación de residuos orgánicos y previene incendios y plagas, a lo largo de todos los pinares que rodean al municipio. De esta forma se consigue el doble objetivo: dejar una densidad adecuada del pinar para que el crecimiento del monte sea el mejor, y, la obtención de un combustible renovable.

Para la recogida se pueden emplear procesadoras y autocargadores. Las procesadoras tienen como función la de apea y trocea la madera. Por otro lado, los autocargadores se utilizan para el desembosque de los materiales

ASTILLADO Y TRITURADO

Inmediatamente después, la madera, la roña, y los restos de biomasa forestal que se han recogido en el proceso anterior, se trituran para obtener astillas de un determinado calibre (0,3 - 4,5 cm). Concretamente puede emplearse una astilladora “BRUKS 803 CT”. En este proceso se consiguen dos objetivos. El primero de ellos consiste en obtener un tamaño de la biomasa acorde a la caldera de vapor. El segundo se basa en el transporte, ya que la biomasa astillada y triturada es más fácil de transportar.

TRANSPORTE

A continuación, y una vez astillada la biomasa, ésta se traslada desde los distintos puntos del pinar mediante camiones, hacia el lugar de almacenamiento de la biomasa, que se encuentra en las proximidades de la planta con el fin de asegurar el suministro del combustible en un tiempo relativamente corto.

SECADO

Más adelante, y una vez que la biomasa se sitúa en la planta de cogeneración, concretamente en una nave cerrada, comienza un secado más exhaustivo. El empleo de una nave cerrada, permite que la lluvia y la humedad ambiental no se fijen en la biomasa. Sin embargo, habría que tener en cuenta los problemas de autocombustión de la biomasa, que generan no solo la pérdida de biomasa si no que aumenta el riesgo de deflagración.

El secado es una parte muy importante del pretratamiento de la biomasa, ya que como se adelantó en la ecuación del PCI, la humedad provoca que el PCI disminuya. De forma gráfica se puede apreciar esta causalidad en la siguiente figura:

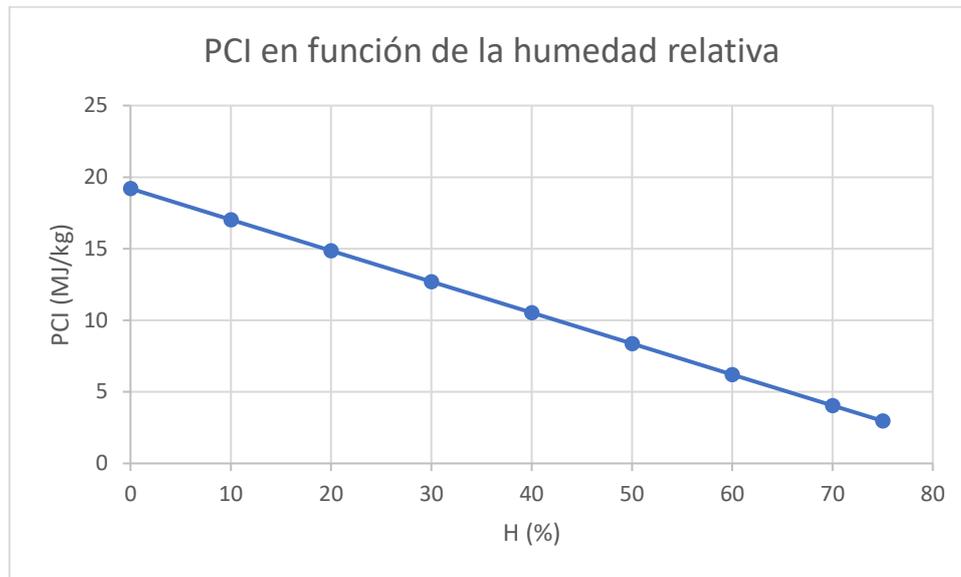


Figura 5.5. Poder calorífico en función de la humedad.

Para realizar los procesos de secado pueden utilizarse varios métodos [25]:

- Secado natural: en el cual, el proceso de evaporación del agua de la biomasa ocurre de forma natural, mediante el traslado del agua al aire circundante por equilibrio higroscópico.
- Secado forzado: en este método, el secado ocurre por la simple ventilación de la nave con aire procedente del exterior, que acelera el proceso de secado.
- Secado forzado: es la forma más efectiva de reducir la humedad que contiene la biomasa.

El secado que va a implantarse en la planta de cogeneración es el secado forzado en una nave cerrada. De esta forma, cuando las condiciones ambientales exteriores sean favorables, se permite la ventilación con aire exterior, y, si son adversas, se detiene la ventilación.

ALMACENAMIENTO FINAL

Finalmente, la biomasa se transporta a través de un tornillo sin fin o tornillo de Arquímedes hasta la tolva de alimentación, a la espera de ser utilizada por la caldera.

5.2.2 PLANTA DE TRATAMIENTO DE AGUA

En las plantas de generación de energía eléctrica mediante turbinas, la operación de mantenimiento más importante es la de introducir y mantener agua de gran calidad y pureza dentro del ciclo de vapor, ya que de esta manera se consigue [96]:

- Aumentar la vida útil de las turbinas de vapor, las calderas, los condensadores, y, las bombas.

- Reducir los gastos de mantenimiento.
- Mantener el rendimiento térmico correcto.

A fin de garantizar el control químico apropiado del agua del ciclo, se deben vigilar tres parámetros fundamentalmente: el oxígeno disuelto, el pH, y, las sales. Si el control de estas tres variables es insuficiente, el coste de la pérdida de producción es diez veces superior al coste de las reparaciones, de forma que la rentabilidad económica de la planta depende en gran medida de la calidad del agua.

Los principales problemas que pueden surgir en el ciclo son: la corrosión por picadura, la corrosión por fatiga, el agrietamiento por corrosión bajo tensión, la erosión debido a partículas sólidas, la acumulación de deposiciones, y la erosión por gotas de agua.

De forma cualitativa, los principales daños ocasionados por los compuestos químicos presentes en el agua son los siguientes:

- Escamas: pueden originarse por la presencia de calcio (Ca), magnesio (Mg),
- Depositiones: debido a la presencia de sílice (SiO_2) por debajo de los 41 bar, de sodio (Na), de cobre (Cu), de dióxido de carbono (CO_2) y ácido carbónico (H_2CO_3).
- Corrosión: principalmente generada por cloruros (Cl-R), sulfatos ($\text{SO}_4\text{-R}$). Estos componentes actúan disminuyendo el pH. Si mantenemos el pH en torno a 9, se garantiza en gran medida la inhibición de la corrosión, oxígeno (O_2).
- Oxidación: debido al hierro (Fe),



Figura 5.6. a) Corrosión por oxígeno. b) Corrosión por sosa caustica. c) Incrustaciones [97].

La garantía en el suministro de agua de calidad pasa primero por conocer las peculiaridades del agua que se va a emplear en el ciclo de agua-vapor. Una vez evaluadas las características, se debe tratar el agua para que presente las propiedades más óptimas. En términos generales, la mayoría de plantas de tratamiento de agua presentan los siguientes tres procesos [25]:

- Tratamientos previos: se basan en acondicionar el agua mediante una filtración o una ultrafiltración, una adicción de biocida, y un ablandamiento con sustitución de sales cálcicas y magnésicas por sales sódicas.
- Osmosis inversa: consiste en retirar las sales y los minerales disueltos en el agua. La osmosis normal, tiene lugar de forma espontánea, donde el disolvente pasa de una solución menos concentrada a una más concentrada a través de una membrana semipermeable. En el caso de la osmosis inversa, el disolvente pasa de una concentración más concentrada a una menos concentrada, mediante la aplicación de una presión determinada.
- Afino: fase que consiste en la depuración del agua hasta obtener una conductividad requerida por el ciclo del agua-vapor, ya que la conductividad del agua es función de la cantidad de sales disueltas (el agua pura tiene una conductividad de $0,05 \mu\text{S}/\text{cm}$. Este afino, puede realizarse a través de dos formas: mediante intercambio iónico o con electrodesionización.

Las resinas de intercambio iónico consiguen capturar los aniones o cationes de forma selectiva. Si se mezcla una resina aniónica con una catiónica, se logra disminuir la carga iónica, obteniéndose una conductividad de en torno a $0,5-1 \mu\text{S}/\text{cm}$ que será suficiente para el ciclo de agua-vapor. Un aspecto negativo de esta técnica es que después de un tiempo de uso, la resina pierde la capacidad de captura los iones, haciéndose necesario la regeneración de la resina utilizando ácido clorhídrico e hidróxido de sodio.

Por el contrario, la electrodesionización, no utiliza sustancias peligrosas como ácidos o bases fuertes, si no que emplea una corriente continua que atraviesa la disolución para separar los cationes que se desplazan hacia el cátodo, y los aniones que se dirigen hacia el ánodo. Si entre el ánodo y el cátodo se colocan un par de membranas semipermeable que tengan en su superficie resinas de intercambio iónico, se consigue retener los iones, de forma que se forma una zona de baja salinidad entre las dos membranas. Una vez que se agota la resina, esta se regenera automáticamente, por lo que no es necesario aplicar ningún producto, ni requiere de atención o mantenimiento.

5.2.2.1 EQUIPOS DEL TRATAMIENTO DE AGUA

Los equipos de tratamiento de agua, tienen como objetivo fundamental el obtener agua de una calidad apropiada al sistema al que va a alimentarse, el ciclo de Rankine y el DH. Los sistemas utilizados son cinco, una serie de filtros, una adicción de un biocida, después un sistema de ósmosis, y por último una electrodesionización. El quinto equipo es un desgasificador que se encuentra dentro del ciclo de Rankine, y que evita el oxígeno en el ciclo de agua-vapor.

FILTROS Y BIOCIDA

La primera etapa consiste en una serie de filtros de arena y arena-antracita, de los fabricantes “TREPOVI” y “STF filtros”. A continuación, se añade el biocida, que es un sistema empleado para la limpieza de sistemas de ósmosis inversa, que actúa sobre las membranas celulares de los microorganismos, destruyéndolos y evitando su proliferación. El biocida que se pretende usar es el “*Genesol 32*”, de la empresa “*Genesys International*”

ÓSMOSIS INVERSA

El modelo del sistema de ósmosis escogido es el “E8 PLUS SERIES - 216 - 50 HZ”, del fabricante “GE POWER & WATER”, cuyo diseño está adaptado a las necesidades de agua de calderas, consiguiendo aportar agua de calidad tanto a la caldera, como a la reposición del circuito por las purgas de la misma.



Figura 5.7. Sistema de ósmosis inversa, modelo E8 series.

Los rangos de operación, y las especificaciones técnicas de este equipo se detallan a continuación.

Tabla 5.1. Especificaciones del sistema de ósmosis E8 PLUS SERIES - 216 - 50 HZ.

Presión de trabajo (bar)	13,8-17,2
Recuperación máxima	75%
Rechazo máximo	95-98%
Temperatura funcionamiento (°C)	13-30
Presión mínima de entrada (bar)	2
Temperatura de diseño (°C)	25
Modelo	E8-288K-50hz
Rango de recuperación	66-75%
Rango de permeabilidad (m³/h)	45
Rango recuperación (m³/h)	23
Cantidad de membranas	36
Array	2
Cantidad Pre-filtros RO.Z 01-40-XK, 3027255	21
Entrada (cm)	10

Concentrado (cm)	7,6
Altura (cm)	193
Ancho (cm)	693
Profundidad (cm)	262
Peso (kg)	3298

ELECTRODESIONIZACIÓN

A continuación, el agua que sale del circuito de ósmosis se dirige al electrodesionizador. De nuevo, se emplea como fabricante el grupo “GE POWER & WATER”, concretamente el modelo “GEMK3-18 EU”, que presenta las especificaciones que se detallan en la siguiente tabla.



Figura 5.8. Electrodesionizador, modelo GEMK3.

Tabla 5.2. Especificaciones del sistema de Electrodesionización GEMK3-18 EU

Calidad del producto de salida (MΩm-cm)	> 16
Salida del producto en sílice (ppb)	< 5
Recuperado	0,95
Rangos de temperatura (°C)	4,4 - 40
Presión de alimentación (bar)	4,7 - 6,9
Tensión (V)	400,00
Frecuencia (Hz)	50,00

Materiales de la tubería	PVC
Número de pilas	10 - 18
Tipo de pilas	MK-3
Flujo nominal (m³/h)	61,2
Flujo salida concentrado (l/min)	3,07-127,56
Flujo salida electrodo (l/min)	23,85
Dimensión global (m)	1,5 x 5,6 x 2,1
Entrada tubería	DN150
Salida producto tubería	DN150
Tubería de enjuague	DN150
Salida de tubería del electrodo	DN25
Salida del concentrado	DN40
Peso (kg)	3855
Amperaje máximo (A)	93,6
Requerimientos de conexión (KVA)	42
Consumo energético (kWh/1000 gal)	0,5 - 1

DESGASIFICADOR

El desgasificador, es un equipo con el objetivo principal de eliminar el oxígeno del agua de alimentación, con el objetivo de evitar la corrosión que éste genera en los circuitos de vapor.

En este caso, la compañía escogida es: “BRYAN BOILERS”, concretamente el modelo DTA-150-175. Se trata de un desgasificador de tipo “tray” (bandeja), que consigue eliminar los gases disueltos en el agua, cuando éste fluye a través de diferentes bandejas en distintos niveles, de forma que se aumenta la superficie de intercambio, mientras se calienta hasta el punto de saturación el vapor alimentado en contraflujo.

El funcionamiento es el siguiente: el agua se va depositando en las bandejas mientras que el vapor fluye a través de las perforaciones que existen en éstas, logrando aumentar la temperatura del agua. A medida que el agua se va calentando, los gases disueltos se eliminan, ya que la solubilidad de un gas en un líquido disminuye conforme la temperatura se eleva. A continuación, el agua se deposita en el tanque de almacenamiento, donde otro vapor asciende con el fin de crear una atmosfera protectora que limite la reabsorción de gases.

El modelo DTA-150-175, garantiza un suministro de agua desaireada con un contenido de oxígeno máximo de 7 ppb, y con una cantidad de dióxido de carbono nula medible. Asimismo, todas las superficies internas que entran en contacto con el agua no desaireada, están construidas con acero inoxidable tipo 304L para una larga vida útil y bajo mantenimiento. Por otro lado, el tiempo de residencia para el agua no desaireada dentro del desgasificador, es más largo, lo que proporciona una mayor eficiencia.

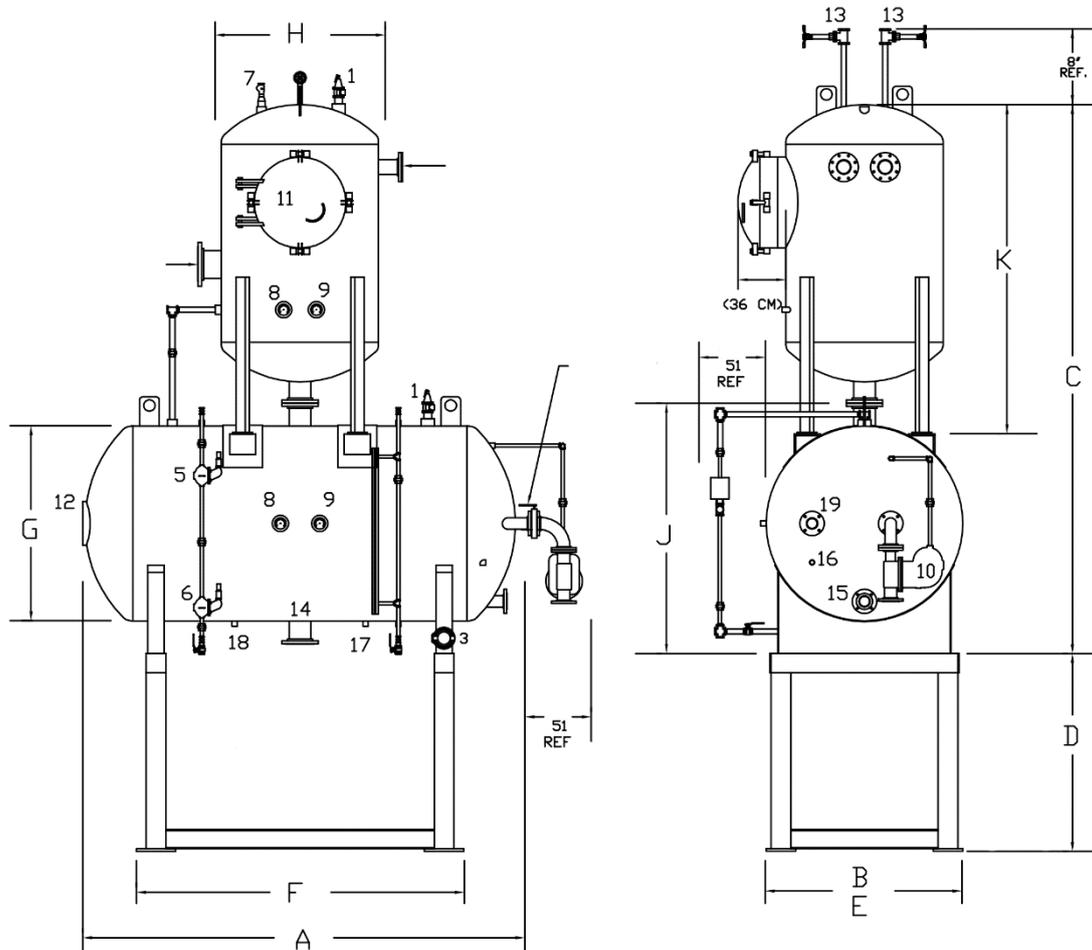


Figura 5.9. Esquema del modelo DTA-150-17.

Tabla 5.3. Especificaciones del modelo DTA-150-17.

MODELO	DTA-150-175		Número de columnas	6
CAPACIDAD	Kg/h	79,3 77	Bandejas en cada columna	14
	Caldera MW	51,2 74	Número de columnas	84
	LITROS	13,2 47	Presión del tanque (sección superior)	
DIMENSIONES (CM)	(A) Longitud	577		(cm)
	(B) Anchura	183	Diámetro	167,64
	(C) Altura	505	Longitud carcasa	198,12
	(G) Almacenamiento tanque	183	Espesor cabeza	0,9525
	(H) Desgasificador	168	Espesor carcasa	0,9526

	(J) Altura tanque almacenamiento	224
	(K) Altura desgasificador	310
DESCRIPCIÓN		
1	Válvula de alivio	
2	Válvula de reducción de presión **	
3	Control agua	
4	Válvula control de agua **	
5	Control máximo nivel	
6	Control mínimo nivel	
7	Rompedor de vacío	
8	Medidor de temperatura	
9	Presostato	
10	Rebosadero	
11	Acceso a las bandejas	
12	Acceso personal	
13	Descarga	
14	Bomba	
15	Bomba bypass	
16	Entrada químicos	
17	Drenado	
18	Toma de muestras	
19	Condensados	
**	No mostrado	

Presión del tanque (sección inferior)	
	(cm)
Diámetro	182,88
Longitud carcasa	472,44
Espesor cabeza	0,9525
Espesor carcasa	0,9525
Conexiones	
	(cm,)
Puerta de acceso a bandeja	60,96
Entrada agua	15,24
Entrada vapor	45,72
Drenaje	5,08
Toma de muestra	2,54
Nivel desde el fondo del tanque de almacenamiento	
	(cm)
Rebose	167,64
Máximo nivel	162,56
Mínimo nivel	15,24
	(l)
Rebose	13312
Máximo nivel	12892
Mínimo nivel	507

5.3 ELECCIÓN DE LOS COMPONENTES DEL CICLO DE RANKINE

Una vez que se ha seleccionado el tipo de sistema que se va a utilizar (turbina de vapor), deben seleccionarse los elementos necesarios para que se pueda llevar a cabo la cogeneración de la planta de biomasa.

Los equipos principales que van a estudiarse son: el turbogenerador, la caldera, el intercambiador de calor, y la bomba. De forma que, mediante el empleo sinérgico de estos equipos, la planta de cogeneración sea capaz de cubrir la demanda energética de Cuéllar.

5.3.1 TURBOGENERADOR

El turbogenerador escogido es el “*MARC2-C10*”, del grupo “*MAN TURBOMACHINERY STEAM TURBINES*”. Se trata de una turbina de vapor axial, de condensación, con una potencia máxima de 9,9 MWe, que consta de un solo cuerpo dividido internamente mediante unas válvulas que garantizan la presión en la extracción.

Las características de esta turbina son las siguientes:

- Es una turbina que tiene una etapa de acción, y después de ésta, múltiples etapas de reacción, con 17 filas de alabes totales.
- Está diseñada para soportar altas presiones (90 bar), y altas temperaturas (520 °C), con una carcasa de hierro fundido y de construcción soldada.
- La extracción controlada de vapor se lleva a cabo a través de una única válvula de actuación.
- Posee una válvula de disparo con filtro de vapor integrado.
- Tiene una protección de parada de emergencia y una tapa de no-retorno para cada línea de extracción.
- Presenta un sistema de sellado de vapor y un sistema de drenaje de turbina.
- Posee un reductor que regula el giro del rotor.
- El reductor de eje paralelo incluye el acoplamiento de los dientes curvados en el extremo rápido y el extremo lento, de forma que el dispositivo de giro del rotor, se monta en el extremo rápido.
- Tiene un módulo combinado de lubricación y control del aceite (tanques de aceite, bombas, refrigerador, filtros etc.). El sistema de lubricación de aceite de baja presión, es común para: la turbina, la caja de cambios y el generador.
- El generador síncrono es trifásico de 4 polos en estrella, con un sistema de excitación sin escobillas y con un regulador de tensión automático y un solo enfriador de agua a aire.
- La cabina de control del turbogenerador local como sistema de caja negra, incluye: el control de turbinas Siemens S7, -los equipos de supervisión de turbinas y alternadores, los equipos de protección de turbinas / alternadores, y, los equipos de sincronización automática.
- El aislamiento térmico, está compuesto de esteras de fibra de vidrio con relleno de lana mineral.

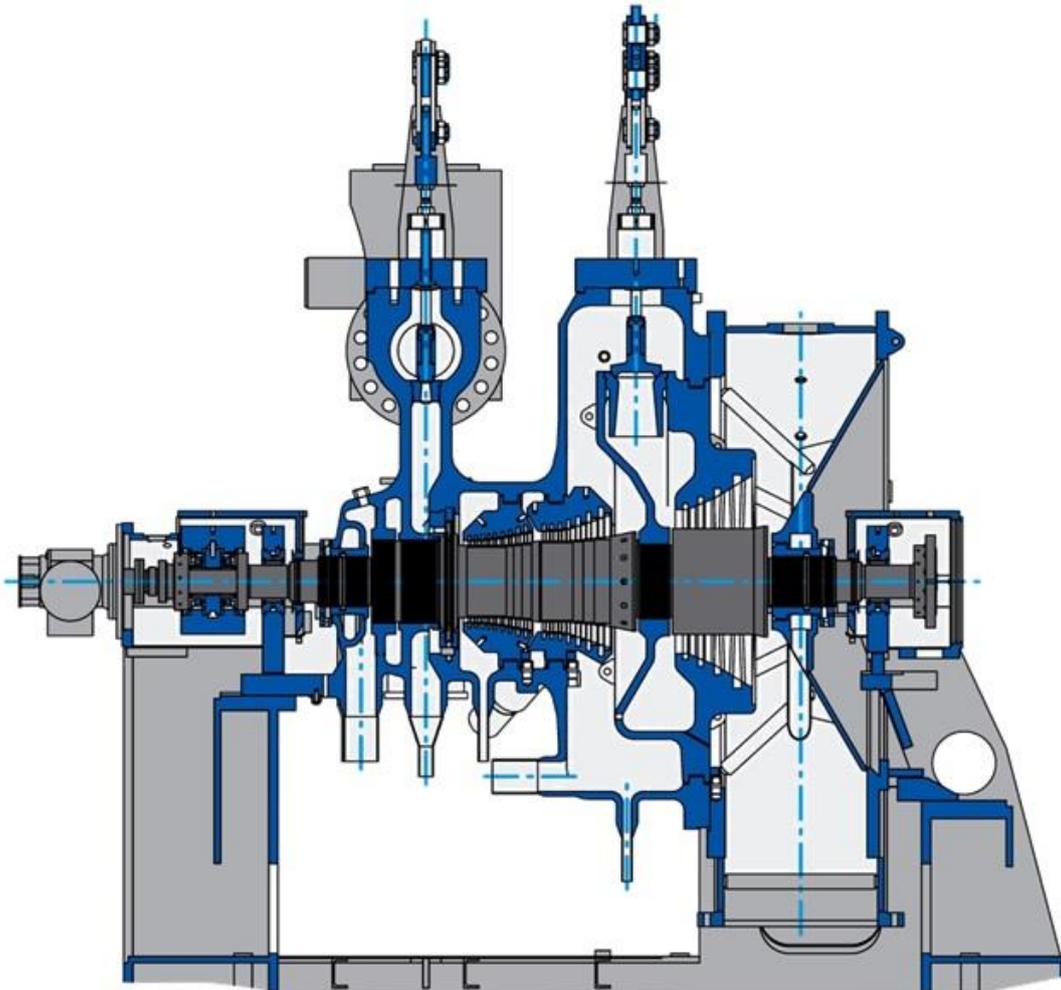


Figura 5.10. Esquema de la turbina MARC2-C10

En cuanto a las especificaciones técnicas del turbogenerador MARC2-C10, estas quedan detalladas en la tabla 5.3.

Tabla 5.4. Especificaciones técnicas de la turbina MARC2-C10.

MARC 2-C10			
Entrada turbina		INVIERNO	VERANO
Condiciones del vapor			
Presión	bar	52,90	52,90
Temperatura	°C	485,00	485,00
Entalpía	kJ/kg	3396,08	3396,08
Flujo	kg/s	16,87	12,27

Extracción controlada			
Presión	bar	6,00	3,00
Temperatura	°C	242,15	186,1
Entalpía	kJ/kg	2941,02	2837,29
Flujo	kg/s	16,02	4,79
Vapor salida turbina			
Presión	bar	0,85	0,6
Temperatura	°C	133,21	112,533
Entalpía	kJ/kg	2744,49	2705,98
Flujo	kg/s	0,84	7,48
Potencia eléctrica	kWe	7840	7840
Generador			
Diseño	kVA	12308	
Factor de potencia	$\cos \varphi$	0,80	
Tensión/Frecuencia	kV/Hz	6,3 +/- 5% / 50Hz	
Aislante	Clase	F / B	
Protección	Clase	IP54	

El resto de características físicas de este turbogenerador, se presentan en la siguiente tabla:

Tabla 5.5. Características físicas del turbogenerador MARC2-C10.

Altura del turbogenerador (m)	4,5
Longitud del turbogenerador (m)	8,5
Anchura del turbogenerador (m)	5
Peso de la turbina (t)	22,5
Peso del generador y del reductor (t)	20

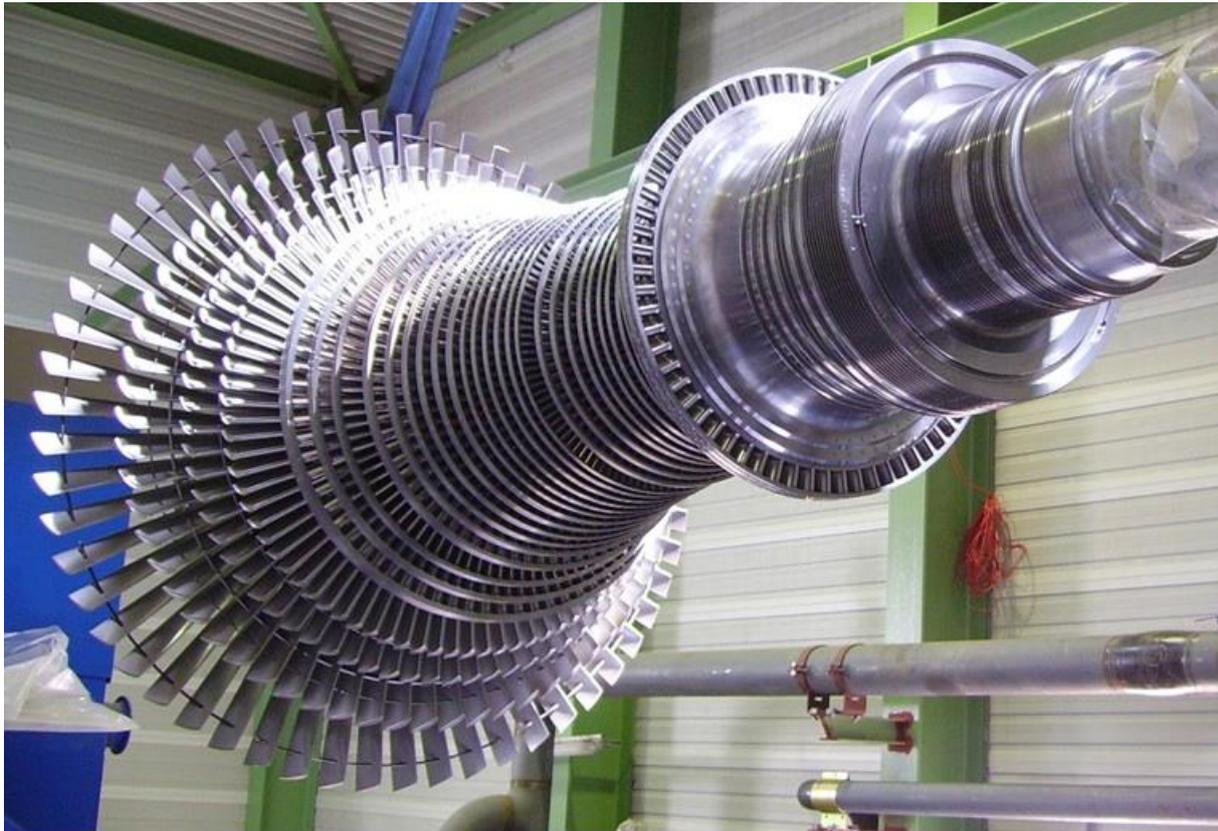


Figura 5.11. Turbina MARC2-C10.

Como cualquier máquina, los turbogeneradores son sistemas que poseen pérdidas energéticas (mecánicas y térmicas), por lo que es necesario definir una serie de rendimientos de cara al dimensionado del ciclo de Rankine.

El rendimiento isentrópico de una turbina, relaciona el trabajo real aportado por la turbina, con el trabajo que aportaría si su funcionamiento fuese isentrópico. En el caso de las bombas, el rendimiento isentrópico se define como el trabajo necesario para realizar un aumento de presión del fluido de forma isentrópica, y el trabajo necesario para realizar la transformación de forma real. Asimismo, el rendimiento mecánico, relaciona el trabajo que realiza la máquina, con el trabajo aportado a la misma [98].

Los rendimientos del turbogenerador MARC2-C10, se detallan en la siguiente tabla:

Tabla 5.6. Rendimientos del turbogenerador MARC2-C10

Rendimiento isentrópico de la turbina	0,79
Rendimiento mecánico de la turbina	0,94
Rendimiento mecánico del generador	0,95

5.3.2 CALDERA

Una vez seleccionado el turbogenerador, el siguiente elemento que hay que definir es la caldera. Los requisitos principales de cara a su elección son:

- La caldera debe ser capaz de proporcionar la potencia necesaria.
- La caldera tiene que producir el vapor dentro de rangos permitidos por la turbina (presión, temperatura, flujo másico).
- La caldera debe utilizar biomasa sólida como combustible.

Tras analizar varias calderas de distintas empresas, y estudiar los puntos anteriores, la caldera escogida es la ZG-75/5.29-T de la compañía China “ZBG” (*Zhengzhou Boiler Group*), ya que son los únicos fabricantes que venden calderas de este tamaño (50 MW), bajo catálogo.

El siguiente paso fue contactar con un miembro del departamento de ventas dicha empresa. De esta forma, fue posible obtener los datos técnicos de la caldera, después de negociar algunas modificaciones en los parámetros de la caldera.



Figura 5.12. Caldera ZG-75/5.29-T.

Tabla 5.7. Especificaciones técnicas que reúne la caldera ZG-75/5.29-T.

Flujo másico máximo de vapor (t/h)	75
Presión nominal de vapor (bar)	52,9
Temperatura nominal salida vapor (°C)	485
Temperatura nominal entrada de agua (°C)	102
Temperatura de los gases de salida (°C)	137
Tipo de combustión	En exceso de aire
Combustible empleado	Astillas de madera, pequeñas ramas y corteza
Dimensiones máximas del combustible (mm)	30x30x100
Rendimiento	0.88
Área de la parrilla (m²)	60,4
Área de combustión (m²)	45,02
Volumen de combustión (m³)	660,1
Rangos de seguridad de operación	70-100% del nominal
Flujo másico aire primario (N m³/h)	65000
Flujo másico aire secundario (N m³/h)	43000

La caldera ZG-75/5.29-T, es una caldera acuotubular, vertical que utiliza una combustión en exceso de aire para transformar la energía que posee la biomasa, en energía térmica que se entrega al agua líquida, con el fin de obtener vapor sobrecalentado a una temperatura de 485 °C y una presión de 52,9 bar.

Esta caldera está dispuesta de la forma “*corner tube boiler*”, es decir, emplea la diferencia de densidades que presenta el agua y el vapor, para separar ambas fases. El funcionamiento es el siguiente: el agua fluye hacia abajo del calderín a través de los tubos (“*downcomers*”) por presentar mayor densidad que el vapor; a su vez, la mezcla de vapor-agua, circula en dirección ascendente hasta llegar a una zona calentada por la radiación y la convección, donde se produce la pre-separación de la mezcla vapor-agua, y consiguiendo que el vapor fluya al calderín; una vez allí, el vapor se separa finalmente de la mezcla vapor-agua; es entonces cuando la cantidad restante de agua fluye a través de los tubos de retornos hasta la cabecera del distribuidor que se encuentra en la pared trasera; finalmente, el agua regresa a su posición más baja, dando lugar a una circulación natural, que se mantiene, mientras exista un aporte de calor suficiente.

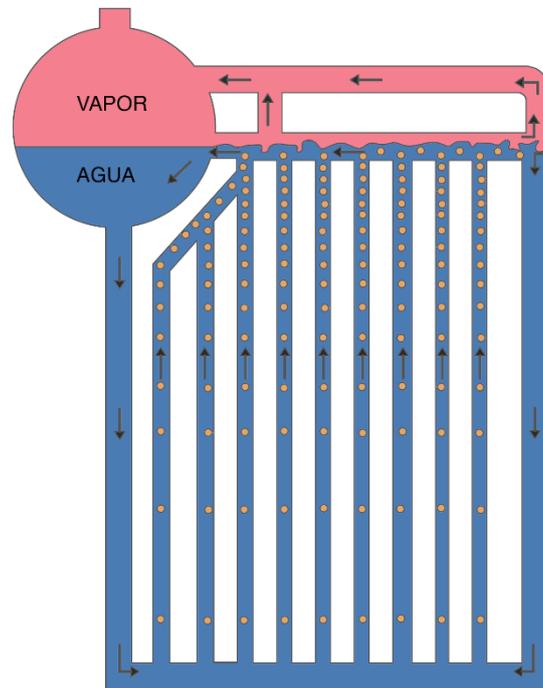


Figura 5.13. Esquema de la circulación natural.

La caldera ZG-75/5.29-T posee los siguientes elementos:

- El hogar
- Un calderín
- Un sobrecalentador primario.
- Un sobrecalentador secundario.
- Un atemperador de vapor tipo spray.
- Un economizador
- Un precalentador de aire.
- Un evaporador
- Bombas de agua de alimentación
- Precalentador de aire
- Ventilador
- Sistema de combustión

- Sistema de extracción de cenizas y escorias
- Sistema de depuración de gases

A continuación, se describe los componentes que trae la caldera ZG-75/5.29-T:

HOGAR

El hogar, es el componente que transforma la energía de la biomasa en energía térmica. Tiene unas dimensiones de 8,4 m y 5,36 m, encontrándose a una distancia de 15,7 m de la parte superior de la caldera.

CALDERÍN

El calderín, es el elemento que permite la separación de las fases líquido/vapor, liberando y recibiendo los flujos másicos producidos por la circulación natural. En términos de dimensiones, el calderín posee un diámetro interior de 1,6 m, con un espesor de 46 mm. Dicho calderín, está compuesto por acero Q245R. El nivel de agua normal del calderín se encuentra normalmente en la línea central del calderín, siendo el nivel seguro máximo y mínimo de agua de 75 mm. Para asegurar la cantidad de agua suficiente, el calderín tiene dos medidores de nivel de agua de alta lectura.

Bajo el objetivo de mejorar la calidad del vapor y reducir la cantidad de sal en el agua de la caldera, existe un tubo de purga continua, cuya eficiencia es del 2% y un tratamiento de aguas químicas en el tubo de alimentación.

LOS SOBRECALENTADORES

Los sobrecalentadores, son los componentes de la caldera, que aprovechan la entalpía de los gases de combustión, para calentar el agua y transformarlo en vapor sobrecalentado. Los dos sobrecalentadores se colocan en la zona de calentamiento por convección inferior, siendo esta zona la más próxima a los gases de combustión. La circulación de los gases de escape es la siguiente; en primer lugar, este gas fluye a través del sobrecalentador de alta temperatura, para más tarde, fluir alrededor del sobrecalentador de baja temperatura. Cabe destacar, que el gas fluye a contracorriente del vapor que contiene el sobrecalentador.

Por otro lado, el vapor saturado del calderín superior, fluye primero por el sobrecalentador de baja temperatura. A continuación, el vapor atraviesa el atemperador de temperatura de tipo pulverización, dirigiéndose hacia el sobrecalentador de alta temperatura y más adelante hacia la turbina, atravesando previamente la válvula de parada principal. El rango temperaturas del agua del atemperador de tipo aerosol es cerca de 30 °C, siendo la función de este la de garantizar una temperatura máxima del metal que forma la tubería, ya que si se sobrepasan ciertos valores la corrosión aumenta exponencialmente.

Los sobrecalentadores están hechos de tuberías de 12 Cr1MoVG (GB5310) y de 20 (GB3087), para los sobrecalentadores de alta temperatura y baja temperatura respectivamente

EL ECONOMIZADOR

El economizador, se encuentra desde la salida de la caldera hasta el comienzo de la chimenea, en con una forma de serpentín. Su función es la de calentar el agua de la alimentación a través de los gases de combustión, de forma que se aumenta la eficiencia térmica de la caldera, y disminuyendo por tanto el consumo de combustible. El economizador de esta caldera, está compuesto por acero 20 (GB3087)

PRECALENTADOR DEL AIRE

Se basa en calentar el aire primario y secundario mediante el gas que fluye por el economizador. Los precalentadores del aire tienen una disposición horizontal, mientras que el gas fluye en dirección descendente vertical. Tanto el precalentador de aire secundario, como los dos grupos de precalentadores de aire primarios están hechos de acero.

SISTEMA DE ALIMENTACIÓN DEL COMBUSTIBLE

Después de que la biomasa entre en el hogar a través de las 4 zonas de alimentación, concretamente 4 tornillos sin fin. El aire primario se distribuye desde el inferior de las parrillas, inyectando el oxígeno necesario para la combustión, y, consiguiendo regular la posición de la caída del combustible en la cámara. Por otro lado, el aire secundario se introduce a lo largo del hogar.

En esta caldera, los trozos de biomasa más pequeños y ligeros se queman en suspensión debido al aire primario, mientras que el resto se deposita en la parrilla donde se produce la combustión.

DISTRIBUCIÓN DE LA TUBERÍA DENTRO DE LA CALDERA

El suministro de agua de alimentación a la caldera es una de las partes más importantes de la caldera. El agua de alimentación procedente del tanque de alimentación, entra en el economizador dirigiéndose al calderín a través de unas tuberías. La recirculación impuesta al entre el calderín y el economizador, sirve para asegurar el flujo continuo de agua durante los procesos de arranque y parada. Una vez estabilizada la combustión, el agua logra fluir por sí misma mediante circulación natural

En cuanto a los requerimientos mínimos de calidad del agua, se deben garantizar los siguientes parámetros:

Tabla 5.8. Requerimientos mínimos de calidad del agua de caldera

Dureza total ($\mu\text{mol/L}$)	2,0
PH (25 °C)	8,8-9,3
Contenido de aceites (mg/L)	< 1
Oxígeno disuelto ($\mu\text{g/L}$)	< 15
Contenido de Fe ($\mu\text{g/L}$)	< 50
Contenido de Cu ($\mu\text{g/L}$)	< 10
Fosfatos ($\mu\text{g/L}$)	5-15

TOMA DE MEDIDAS

El sistema entero del agua de vapor tiene varios puntos de medición funcionales de instrumentos con diferentes posiciones y requisitos, de forma que pueden combinarse los puntos de medición para realizar el control según los requisitos deseados.

Mantener un nivel adecuado de agua es una condición necesaria para el funcionamiento seguro de la caldera. Hay dos indicadores de nivel de agua en ambos extremos del calderín para controlar el nivel de agua presente en la caldera. Para proteger el calderín, hay medidores de presión de lectura directa y medidores de presión de transmisión remota usados para verificar, alarmar y controlar la presión del mismo.

Por otro lado, los puntos de medición de la temperatura y de la presión de gas están presentes a lo largo de toda la caldera, fijándose sobre todo en las superficies de calentamiento por convección. Además, existen puntos de medición del oxígeno presente en los gases de salida, colocándose en el conducto de salida del precalentador del aire.

Asimismo, la caldera está equipada con los instrumentos termodinámicos necesarios, válvulas y varios dispositivos de protección. Los dispositivos se utilizan para realizar el control automático del nivel del agua, incluido una alarma de bajo nivel de agua y de parada. A su vez, se puede controlar automáticamente la presión y la temperatura para garantizar la seguridad en todo momento.

5.3.3 EL INTERCAMBIADOR DE CALOR

El intercambiador de calor que va a emplearse es del fabricante “*EKIN ENDÜSTRİYEL*”. Concretamente, se trata de un intercambiador de calor de carcasa y tubos.

Un intercambiador de carcasa y tubos, consigue la transferencia de calor mediante dos fluidos, uno que circula por dentro de los tubos, y el otro, fluye por fuera de ellos, pero por dentro de la carcasa, ya sea en paralelo o en contracorriente a la dirección del fluido de los tubos. Los componentes del intercambiador de calor son los siguientes:

- Los tubos rectos o en U, que permiten la transferencia de calor.
- Una carcasa cilíndrica en forma que envuelve el sistema.
- Placas frontales que permiten la fijación de los tubos.
- Baffles que direccionan el flujo por fuera de los tubos, pero por dentro de la carcasa, y que además soportan los tubos.
- Boquillas que permiten la entrada de los fluidos, tanto para la entrada de la carcasa, como para la de los tubos.
- Bridas, sujeciones, y aislantes que previenen las pérdidas del calor hacia el exterior.
-

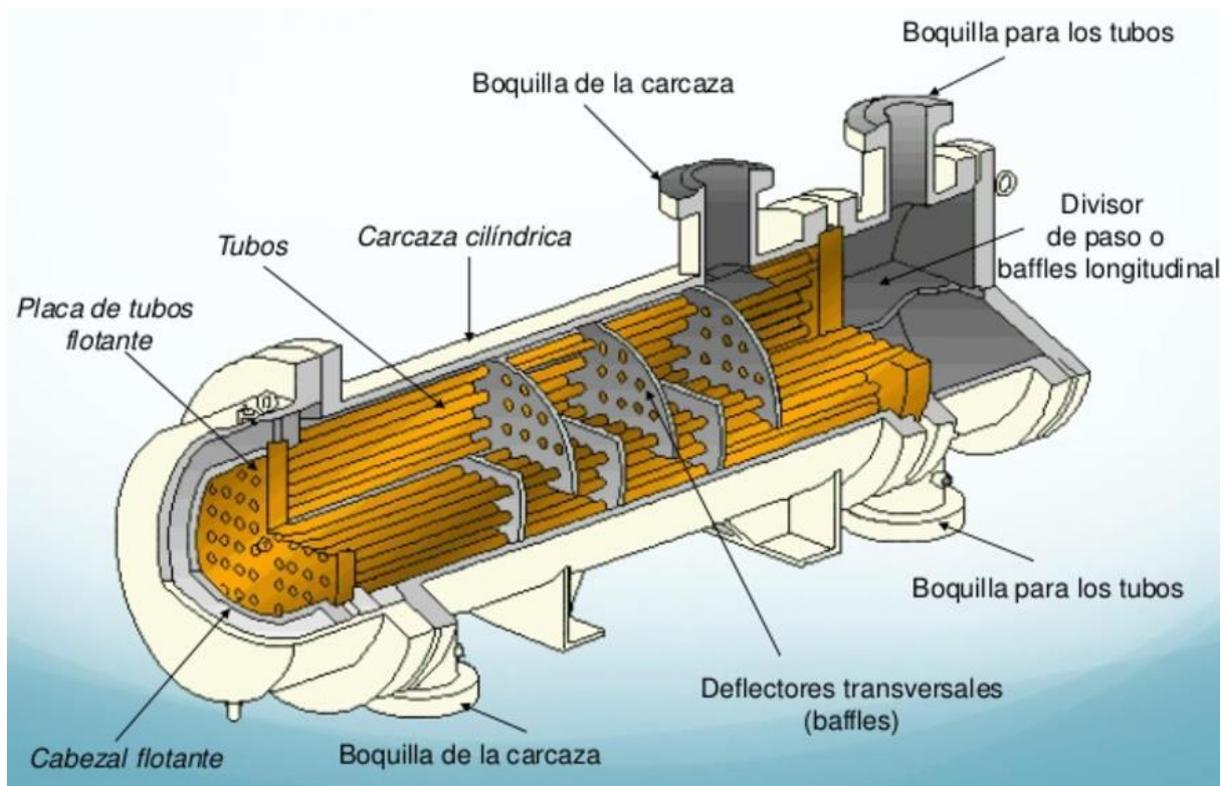


Figura 5.14. Partes de un intercambiador de calor [99].

La elección de este tipo de intercambiadores de calor frente a otros estriba en las siguientes causas:

- Se pueden utilizar cuando la presión del fluido es muy alta.
- Su diseño es muy flexible.
- Pueden emplearse en rangos de temperatura muy elevados.
- Son resistentes al choque térmico.
- No poseen limitaciones en cuanto a sus dimensiones.
- Las pérdidas de carga que experimentan son mínimas.

Las especificaciones técnicas del intercambiador de calor empleado en invierno, capaz de intercambiar 40 MW al circuito del DH se detallan en la siguiente tabla:

Tabla 5.9. Intercambiador de calor empleado en invierno del fabricante EKIN
ENDÜSTRIYEL.

Fluido	Carcasa		Tubos	
	Vapor	Agua	Agua	Agua
Presión (bar)	10		-	
Flujo másico (kg/s)	16,86		233,09	
Temperatura (°C)			80	120
Densidad (kg/m ³)	5,15	887,13	972,47	943,92
Viscosidad (kg/m s)	0	0,0002	0,0004	0,0002
Calor específico (J/kg °C)	2711	4404	4193	4240
Conductividad térmica (W/m °C)	0,036	0,673	0,671	0,684
Calor latente (J/kg °C)	2014594		-	
Presión de entrada (bar)	6		16	
Velocidad (m/s)	-		1,8	
Caída de presión (kPa)	50	8,03	60	51,17
Calor intercambiado (W)	40069896			
Diferencia media de temperatura (°C)	71,68			
Espaciado entre tubos (mm)	19,85			
Longitud tubos (mm)	2000			
Tipo tubo (mm)	OD 15,88			
Espesor tubo (mm)	1,5			
Conexión entrada	12" (323,8 mm th. 9,5 mm)		10" (273 mm th. 9,25 mm)	
Conexión salida	4" (114,3 mm th. 5,95 mm)		10" (273 mm th. 9,25 mm)	
Material	Acero inoxidable AISI 304L			
Eficiencia	0.98			
Rendimiento	0.99			

Finalmente, las especificaciones técnicas del intercambiador de calor de verano de 11 MW, para aportar la energía térmica necesaria al DH, se representan en la siguiente tabla:

 Tabla 5.10. Intercambiador de calor empleado en verano del fabricante EKIN
ENDÜSTRIYEL.

Fluido	Carcasa		Tubos	
	Vapor	Agua	Agua	Agua
Presión (bar)	3			
Flujo másico (kg/s)	12,27		65,29	
Temperatura (°C)	-		80	120
Densidad (kg/m ³)	1,65	931,82	972,47	943,81
Viscosidad (kg/m s)	0	0,0002	0,0004	0,0002
Calor específico (J/kg °C)	2263	4269	4193	4240

Conductividad térmica (W/m °C)	0,029	0,684	0,671	0,684
Calor latente (J/kg °C)	2163456			
Presión de entrada (bar)	-		16	
Velocidad (m/s)	-			
Caída de presión (kPa)	50	4,35	50	30,87
Calor intercambiado (W)	11000960			
Diferencia media de temperatura (°C)	31,26			
Espaciado entre tubos (mm)	19,85			
Longitud tubos (mm)	30000			
Tipo tubo (mm)	OD 15,88			
Espesor tubo (mm)	1,5			
Conexión entrada	10" (273 mm th. 9,25 mm)		6" (168,4 mm th. 7,1 mm)	
Conexión salida	2" (60,4 mm th. 3,9 mm)		6" (168,4 mm th. 7,1 mm)	
Material	Acero inoxidable AISI 304L			
Eficiencia	0.98			
Rendimiento	0.99			

5.3.4 LA BOMBA

La bomba que se va a emplear es la Multitec A 65 del fabricante “KSB”, diseñada especialmente para agua de alimentación de calderas. Esta bomba, tiene como la finalidad alcanzar la presión que necesita la caldera, para posteriormente, alimentar con vapor a esta misma presión, a la turbina.

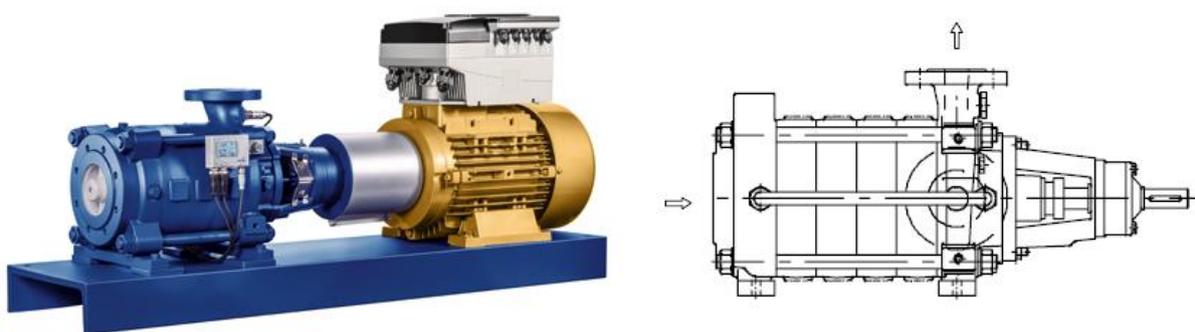


Figura 5.15. Bomba Multitec A 65.

Se trata de una bomba horizontal centrífuga dispuesta sobre una bancada con rodamiento en el lado del accionamiento, y de aspiración axial. El accionamiento de la bomba puede ser a través de un motor eléctrico, diésel, o de una turbina. Esta bomba, asegura su equilibrado axial mediante émbolos de compensación, mientras que el cierre del eje se lleva a cabo a través de un cierre mecánico de tipo cartucho, con o sin refrigeración.

Las especificaciones técnicas pueden verse en la siguiente tabla:

Tabla 5.11. Especificaciones técnicas de la bomba Multitec A 65

Caudal máximo (m³/h)	840
Altura máxima (m)	630
Presión máxima (bar)	63
Temperatura máxima (°C)	-10 hasta 200 °C
Diámetro del rodete (mm)	193
Velocidad (1/min)	2940
Rendimiento isentrópico	0,85
Rendimiento mecánico	0,70 – 0,75
Materiales	Fundición gris JL1040, bronce CC480K-GS, Aceros GP240GH+N, 1.4408

Por otro lado, a la salida del condensador, se necesita otra bomba capaz de aumentar la presión para que ésta se adapte a la cámara de mezcla. Para este caso, la bomba seleccionada es la Movitec H(S)I 15B también del fabricante “KSB”. Se trata de una bomba centrífuga de 5 etapas, vertical, de alta presión, en sección circular, y, con boquillas de succión y descarga de igual diámetro nominal. Las especificaciones técnicas de esta bomba se describen a continuación.

Tabla 5.12. Especificaciones técnicas de la bomba Movitec H(S)I 15B

Caudal mínimo (m³/h)	2
Caudal máximo (m³/h)	27
Altura máxima (m)	195
Presión máxima (bar)	25
Temperatura máxima (°C)	140
Velocidad (1/min)	3500
Rendimiento isentrópico	0,85
Rendimiento mecánico	0,75 – 0,8

5.4 CÁLCULO DEL CICLO DE VAPOR

Una vez escogidos los elementos que van a utilizarse en la instalación de cogeneración, hay que estudiar el comportamiento de estos sistemas en el ciclo de Rankine.

Como las demandas energéticas en el periodo de verano e invierno son diferentes, los valores del ciclo de Rankine difieren en ambos periodos. No obstante, el procedimiento se realiza de forma análoga por lo que únicamente se detallarán los cálculos del ciclo de Rankine de invierno. La notación que se va a emplear durante los cálculos es la que se representa en la figura 5.16.

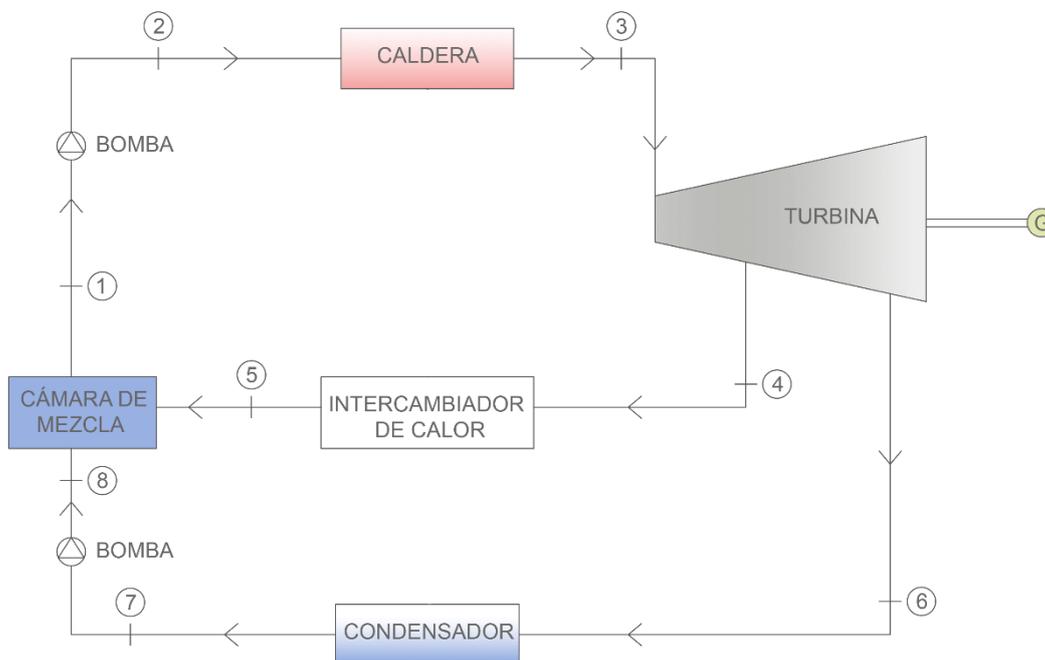


Figura 5.16. Esquema ciclo de Rankine con extracción controlada.

Tanto para el caso de invierno, como para el caso de verano, la demanda energética eléctrica es igual, siendo la potencia requerida de 7 MW. Debido a los distintos rendimientos que existen en el turbogenerador, la potencia real que debe aportar la turbina es de:

$$Pe_{real\ t} = \frac{Pe_{ideal\ t}}{\eta_{mec\ t} \cdot \eta_{mec\ generador}} \quad (12)$$

Con los datos proporcionados por el fabricante, se obtiene una potencia real de 7840 kW.

5.5 DISEÑO DEL CICLO DE RANKINE EN INVIERNO

En este apartado, se va a estudiar el diseño del ciclo de Rankine en la época de invierno de la planta de cogeneración. De cara a los cálculos, se establece que el invierno dura desde octubre a marzo.

El ciclo de Rankine se ha diseñado de tal forma que existe un sobrecalentamiento del vapor para aumentar la eficiencia del ciclo, y una extracción controlada de vapor en un punto concreto, para aportar la energía térmica necesaria al DH. A continuación, se detalla la manera de proceder en el cálculo.

Punto 3

El punto 3 se refiere al vapor que sale de la caldera y se dirige a la entrada de la turbina. Este punto queda definido por el punto de trabajo de la caldera, que ha sido proporcionado por el fabricante.

Tabla 5.13. Valores de las variables termodinámicas en el punto 3.

3	T (°C)	485
	P (bar)	52,9
	H (kJ/kg)	3396,08
	S (kJ/kg K)	6,9027

Punto 4s

El punto 4s, corresponde con la extracción ideal controlada de la turbina de vapor. Para obtener las variables termodinámicas de este punto, es necesario establecer una presión. La presión escogida es de 6 bar, ya que, con esta presión, se garantiza una temperatura de intercambio de calor óptima con el DH. Además, sabiendo que la entropía del punto 4s es la misma que la del punto 3, se pueden calcular el resto de parámetros.

Tabla 5.14. Valores de las variables termodinámicas en el punto 4s.

4s	T (°C)	186,209
	P (bar)	6
	H (kJ/kg)	2820,05
	S (kJ/kg K)	6,9028

La extracción del punto 4s, corresponde a un 95% del flujo másico total que sale de la caldera ($\alpha=0,95$).

Punto 4

La presión del punto 4 es igual que la del punto 4s. Además, conocido el rendimiento isentrópico de la turbina, la entalpía del punto 3, la del 4s, y, aplicando la ecuación 13, se obtiene la entalpía del punto 4. Finalmente, con estas dos variables termodinámicas se calculan las restantes.

$$\eta_{isen\ t} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \quad (13)$$

Tabla 5.15. Valores de las variables termodinámicas en el punto 4.

4	T (°C)	242,153
	P (bar)	6
	H (kJ/kg)	2941,016
	S (kJ/kg K)	7,1514

Punto 6s

El punto 6s, referencia el estado termodinámico a la salida de la turbina en su punto final, cuyo flujo másico será del 5% del total que sale de la caldera. Se ha establecido una presión de 0,85 bar con el fin de que no exista condensación dentro de la turbina. Con esta presión, y con la entropía del punto 4, que es igual que la del punto 6s, se obtienen las variables restantes.

Tabla 5.16. Valores de las variables termodinámicas en el punto 6s.

6s	T (°C)	95,12
	P (bar)	0,85
	H (kJ/kg)	2571,29
	S (kJ/kg K)	7,1514

Punto 6

De nuevo, conocida la entalpía del punto 6s, y con la ecuación del rendimiento isentrópico, se obtiene la entalpía del punto 6. Como se tienen dos variables de este punto, se pueden obtener las restantes:

$$\eta_{isen\ t} = \frac{h_4 - h_6}{h_4 - h_{6s}} \quad (15)$$

Tabla 5.17. Valores de las variables termodinámicas en el punto 6.

6	T (°C)	133,217
	P (bar)	0,85
	H (kJ/kg)	2744,49
	S (kJ/kg K)	7,612

Flujo másico

Una vez que se ha determinado las dos extracciones de la turbina, puede calcularse el flujo másico, despejando éste de la siguiente ecuación:

$$P_{e\ real\ t} = \dot{m}(h_3 - h_4) + \dot{m}(1 - \alpha)(h_4 - h_6) \quad (16)$$

De donde se obtiene que el flujo másico total es de 16,86 kg/s, la extracción controlada es de 16,02 kg/s, y, la extracción final de 0,84 kg/s.

Punto 5

El punto 5, hace referencia al estado termodinámico a la salida del intercambiador de calor que intercambia la energía térmica con el DH. Como el calor intercambiado tiene que ser de 40 MW, utilizando la ecuación siguiente, se logra calcular la entalpía del punto 5:

$$Q_{dh} = \dot{m} \cdot \alpha \cdot (h_4 - h_5) \quad (14)$$

Con la entalpía del punto 5 y con la presión del punto 4, que es igual que la del punto 5, se calculan el resto de variables termodinámicas:

Tabla 5.18. Valores de las variables termodinámicas en el punto 5.

5	T (°C)	105,868
	P (bar)	6
	H (kJ/kg)	444,29
	S (kJ/kg K)	1,37264

Punto 7

Tras la salida del vapor de la turbina, el vapor debe condensarse. El intercambio de calor se produce a presión constante, por lo que, para obtener los valores de las variables termodinámicas del punto 7, se utiliza la presión de saturación, siendo esta de 0,85 bar.

Tabla 5.19. Valores de las variables termodinámicas en el punto 7.

7	T (°C)	95,12
	P (bar)	0,85
	H (kJ/kg)	398,618
	S (kJ/kg K)	1,25183

Como se tiene la entalpía del punto 7, mediante la ecuación 17, se calcula el calor que debe transmitirse al medio ambiente:

$$Q_{amb} = \dot{m} \cdot (1 - \alpha) \cdot (h_6 - h_7) \quad (17)$$

Deduciéndose que el calor desprendido es de 1978 kW

Punto 8s

Asimismo, se ha establecido que la cámara de mezcla tenga una presión de 6 bar. Para que el condensado del punto anterior alcance una presión de 6 bar, es necesario emplear una bomba. Conocida la presión por tanto del punto 8s, y, sabiendo que la entropía de este punto tiene que ser igual que la del punto 7, se determinan el resto de variables termodinámicas.

Tabla 5.20. Valores de las variables termodinámicas en el punto 8s.

8s	T (°C)	95,1597
	P (bar)	6
	H (kJ/kg)	399,154
	S (kJ/kg K)	1,25183

Punto 8

El punto 8, corresponde con las variables termodinámicas reales existentes a la salida de la bomba. De nuevo, la presión del punto 8, es igual que la del punto 8s. Con esta condición, y obteniendo la entalpía del punto 8 con la ecuación 18, se puede calcular el resto de variables.

$$\eta_{isen\ b} = \frac{h_{8s} - h_7}{h_8 - h_7} \quad (18)$$

Tabla 5.21. Valores de las variables termodinámicas en el punto 8.

8	T (°C)	95,18
	P (bar)	6
	H (kJ/kg)	399,249
	S (kJ/kg K)	1,252

Punto 1

El punto 1 debe tener el requisito de encontrarse como mínimo en la zona de líquido saturado. Por otro lado, la presión tiene que ser de 6 bar, ya que la presión de los fluidos que entran a la cámara de mezcla poseen este valor. Igualmente, se conocen las entalpías del fluido a la entrada de la cámara, de modo que, despejando la entalpía del punto 1 de la ecuación 19, se logra obtener la variable termodinámica que falta; calculándose las otras dos restantes en función de las dos variables termodinámicas conocidas.

$$\dot{m}_1 \cdot h_1 = \dot{m}_5 \cdot h_5 + \dot{m}_8 \cdot h_8 \quad (19)$$

Tabla 5.22. Valores de las variables termodinámicas en el punto 1.

1	T (°C)	105,335
	P (bar)	6
	H (kJ/kg)	442,04
	S (kJ/kg K)	1,36669

Punto 2s

El punto 2s se obtiene fácilmente, ya que la presión de este punto, es la misma que la del punto 3, y la entropía, la misma que la del punto 1.

Tabla 5.23. Valores de las variables termodinámicas del punto 2s

2s	T (°C)	105,676
	P (bar)	52,9
	H (kJ/kg)	446,948
	S (kJ/kg K)	1,3667

Punto 2

Finalmente, aplicando la ecuación 20, se obtiene la entalpía de ese punto. Con esta entalpía, y conociendo que la presión del punto 2 es igual a la del punto 2s, se calcula el resto de variables:

$$\eta_{isen\ b} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (20)$$

Tabla 5.24. Valores de las variables termodinámicas del punto 2

2	T (°C)	105,882
	P (bar)	52,9
	H (kJ/kg)	447,814
	S (kJ/kg K)	1,36898

Dibujando los distintos puntos en el diagrama T-S del agua se tiene:

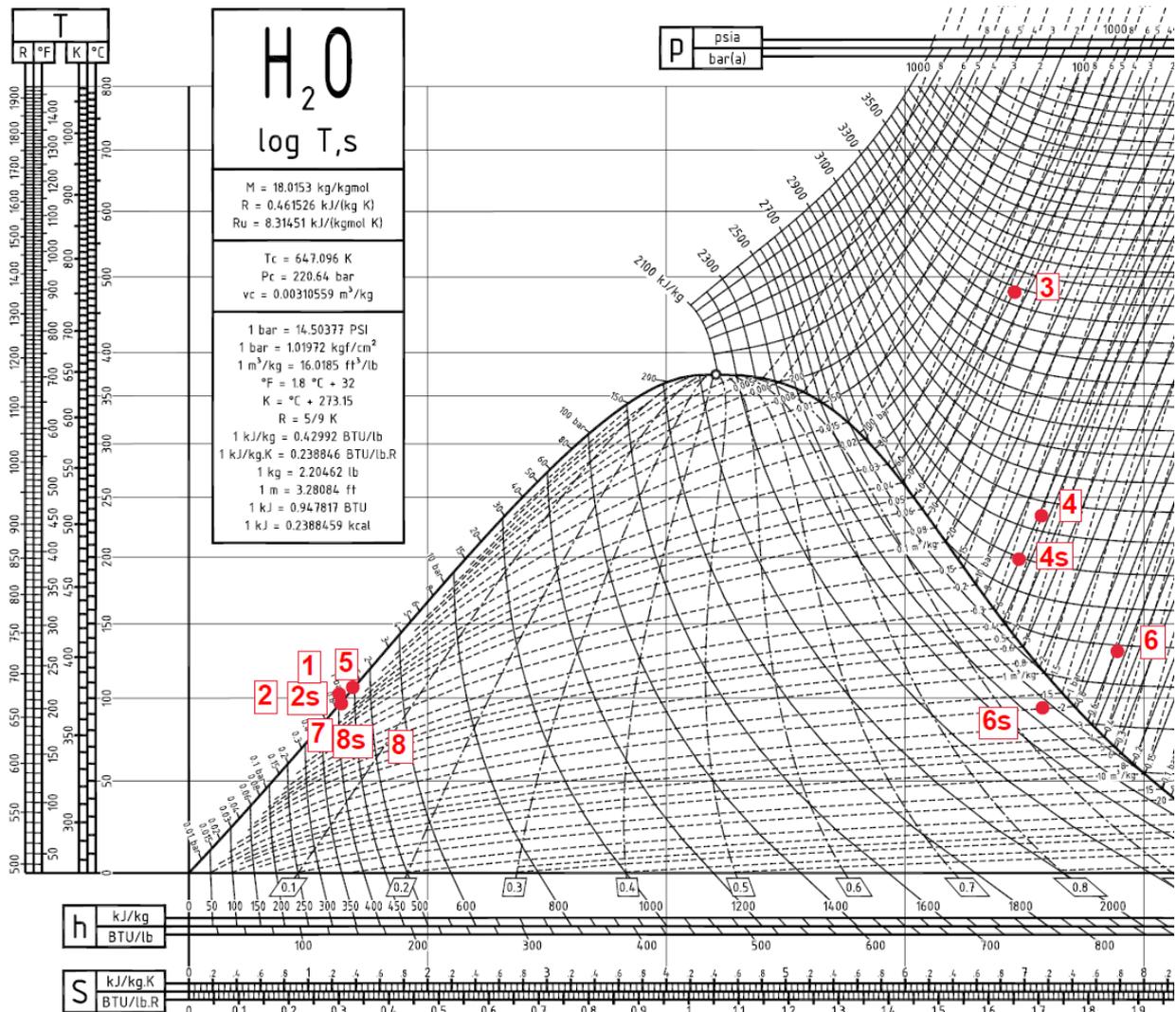


Figura 5.17. Diagrama T-S de los distintos puntos en invierno.

5.5.1 CONSUMO ENERGÉTICO CALDERA DE INVIERNO

El cálculo del consumo energético se realiza utilizando los datos de entrada y salida de la caldera, mediante la siguiente ecuación:

$$Q_c = \dot{m}(h_3 - h_2) \quad (21)$$

El consumo energético necesario es de 49720,19 kW. Siendo el consumo real, teniendo en cuenta el rendimiento de la caldera, de 56500,21 kW.

Una vez conocido el consumo energético necesario, se analiza cuanta biomasa sería necesaria para aportar tal cantidad de calor. Para ello, primero es necesario conocer el PCI del combustible a una humedad determinada (ver anexo 8.6). Se considera que el PCI es de 17431,2 kJ/kg.

$$\dot{m}_f = \frac{Q_c}{PCI \cdot \eta_c} = \frac{49720,19}{17431,2 \cdot 0,88} = 3,24 \text{ kg/s} \quad (22)$$

Como se vio en el apartado 4.2, un pinar es capaz de producir 1200 kg/(ha·año) de biomasa susceptible de emplearse como combustible. Dado que la necesidad de combustible es de 3,24 kg/s, serán necesarias 85182,07 ha. Teniendo en cuenta esta superficie, y con las figuras 4.2 y 4.3, se aprecia que se requiere recoger biomasa de los pinares que se encuentran a un radio de 25 km de la planta de cogeneración.

5.5.2 CALCULO DEL RENDIMIENTO DE LA COGENERACIÓN EN INVIERNO

El rendimiento de la cogeneración, es el porcentaje de la energía primaria que se convierte en energía útil: energía eléctrica y térmica. Para conocer este valor se utiliza la siguiente ecuación:

$$R = \frac{E+V}{Q_c/\eta_c} \quad (23)$$

Donde: E=7000 kW, V=40000 kW, y Q_c= 49720,19 kW

El rendimiento obtenido es de un 44,8%

5.5.3 CÁLCULO DEL RENDIMIENTO ELÉCTRICO EQUIVALENTE EN INVIERNO

Otro de los puntos claves que son necesarios de cara a instalar el sistema de cogeneración es el Rendimiento Eléctrico Equivalente (REE):

$$REE = \frac{E}{Q_c/\eta_c - \frac{V}{0,9}} \quad (24)$$

Finalmente, se obteniéndose un REE de 0,25

5.6 DISEÑO DEL CICLO DE RANKINE EN VERANO

En este apartado, se va a estudiar el diseño del ciclo de Rankine en la época de verano de la planta de cogeneración. De cara a los cálculos, se establece que el verano dura desde abril hasta septiembre.

El diseño del ciclo de Rankine de verano se realiza de la misma manera, que el ciclo de Rankine en invierno. Sin embargo, a pesar de que la demanda eléctrica es igual, la demanda térmica es menor. Por consiguiente, los resultados en ambos ciclos diferirán notablemente.

Los resultados que se han obtenido se resumen en la siguiente tabla:

Tabla 5.25. Valores de las variables termodinámicas en los distintos puntos en el ciclo de Rankine de verano.

3	T (°C)	485	4s	T (°C)	133,522
	P (bar)	52,9		P (bar)	3
	H (kJ/kg)	3396,08		H (kJ/kg)	2688,75
	S (kJ/kg K)	6,90276		S (kJ/kg K)	6,90276
4	T (°C)	186,124	5	T (°C)	128,223
	P (bar)	3		P (bar)	3
	H (kJ/kg)	2837,2893		H (kJ/kg)	538,833
	S (kJ/kg K)	7,25177		S (kJ/kg K)	1,6158
6s	T (°C)	85,926	6	T (°C)	112,533
	P (bar)	0,6		P (bar)	0,6
	H (kJ/kg)	2522,54		H (kJ/kg)	2705,9834
	S (kJ/kg K)	7,25177		S (kJ/kg K)	7,6739
7	T (°C)	85,926	8s	T (°C)	85,9403
	P (bar)	0,6		P (bar)	3
	H (kJ/kg)	359,907		H (kJ/kg)	360,155
	S (kJ/kg K)	1,14545		S (kJ/kg K)	1,14545
8	T (°C)	85,9508	1	T (°C)	102,502
	P (bar)	3		P (bar)	3
	H (kJ/kg)	360,199		H (kJ/kg)	429,866
	S (kJ/kg K)	1,14557		S (kJ/kg K)	1,33524
2s	T (°C)	102,856	2	T (°C)	103,074
	P (bar)	52,9		P (bar)	52,9
	H (kJ/kg)	435,078		H (kJ/kg)	435,998
	S (kJ/kg K)	1,3352		S (kJ/kg K)	1,33768

Como consecuencia de las distintas demandas energética, hay ciertas diferencias en el ciclo de Rankine de verano comparado con el diseñado en invierno:

- El flujo másico total es de 12,27 kg/s.
- La extracción de vapor controlada se realiza a 3 bares, siendo el flujo másico en este punto de 4,78 kg/s.
- La extracción final de vapor se realiza a 0,6 bar, y con un flujo de 7,48 kg/s

Con los valores de la tabla anterior, y aplicando la ecuación 17, se calcula que flujo de calor debe eliminarse al medio ambiente:

Obteniéndose un valor de 17561,58 kW. En un futuro, como el calor liberado es considerable, se podría aprovechar para la climatización (por ejemplo para la nave destinada al secado de la biomasa).

De nuevo, representando los distintos puntos en el diagrama T-S se tiene:

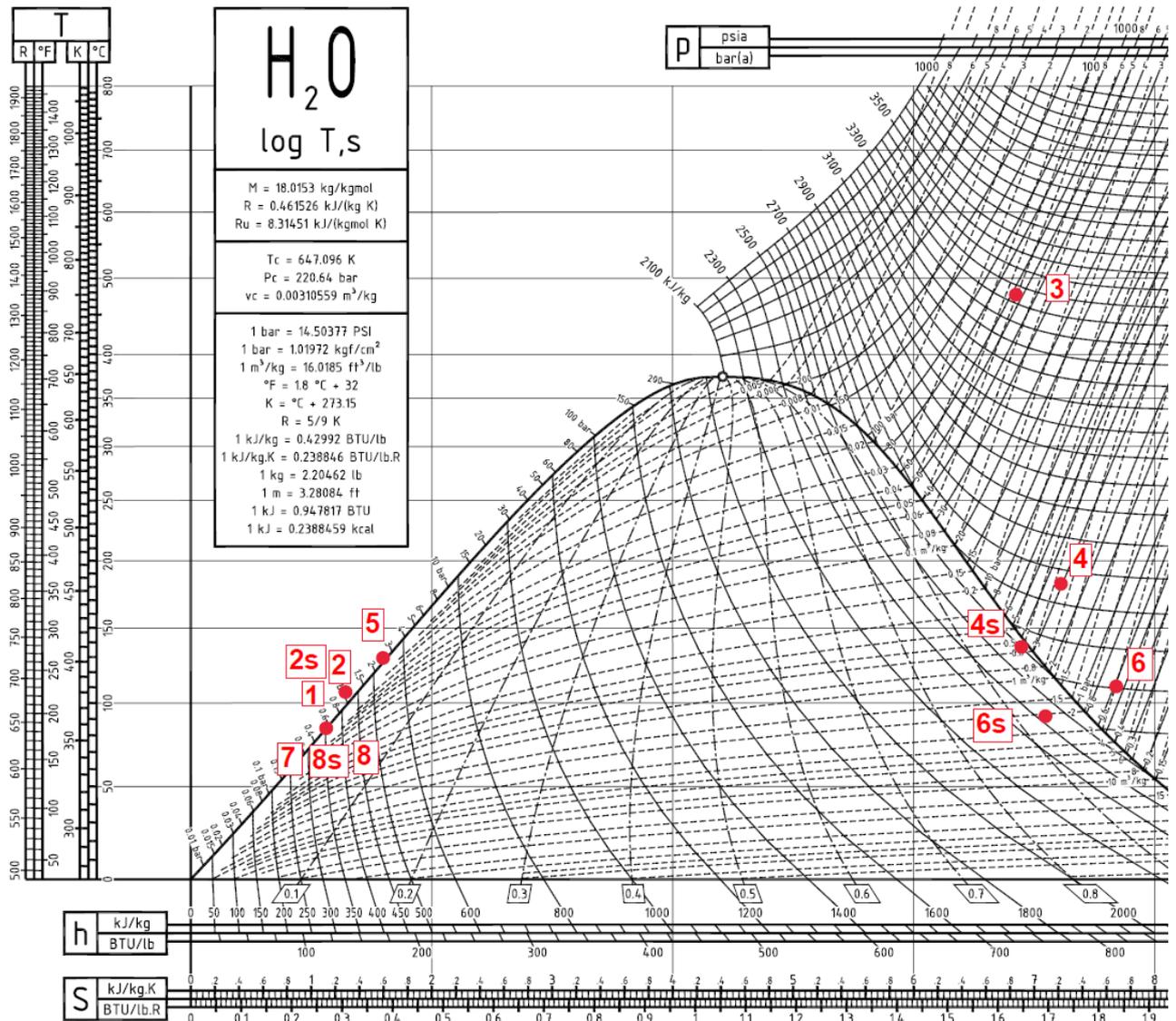


Figura 5.18. Diagrama T-S de los distintos puntos en verano.

5.6.1 CONSUMO ENERGÉTICO CALDERA DE VERANO

El cálculo del consumo energético se realiza utilizando los datos de entrada y salida de la caldera, mediante la misma ecuación que en el apartado anterior.

Por tanto, el consumo energético necesario en la caldera es de 36324,16 kW. Siendo el consumo real, teniendo en cuenta el rendimiento de la caldera, de 41277,45 kW.

De nuevo, una vez conocido el consumo energético necesario, se analiza cuanta biomasa sería necesaria para aportar tal cantidad de calor. Para ello, primero es necesario conocer el PCI del combustible a una humedad determinada (ver anexo 8.6). Se considera que el PCI es de 18764,8 kJ/kg. Con la misma ecuación del apartado anterior, se calcula el flujo de combustible necesario, siendo este de 2,19 kg/s

Como se vio en el apartado 4.2, un pinar es capaz de producir 1200 kg/(ha·año) de biomasa susceptible de emplearse como combustible. Dado que la necesidad de combustible es de 2,19 kg/s, serán necesarias 57808,85074 ha. Teniendo en cuenta esta superficie, y con las figuras 4.2 y 4.3, se aprecia que se requiere recoger biomasa de los pinares que se encuentran a un radio de 20 km de la planta de cogeneración.

5.6.2 CALCULO DEL RENDIMIENTO DE LA COGENERACIÓN EN VERANO

Igualmente, el rendimiento de la cogeneración se obtiene a través de la ecuación 23.

$$R = 0,49$$

5.6.3 CÁLCULO DEL RENDIMIENTO ELÉCTRICO EQUIVALENTE EN VERANO

De igual manera, el REE, se calcula mediante la ecuación 24.

$$REE = 0,29$$

5.7 SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE LA ENERGÍA: DISTRICT HEATING

El *district heating*, es una tecnología empleada para producir y suministrar calefacción desde una planta central, hacia distintos usuarios o edificios. Los primeros sistemas con redes de DH, se crearon a finales del siglo XIX. Desde entonces, la estructura de estas instalaciones ha ido evolucionando involucrando nuevos combustibles, como por ejemplo la biomasa, y disminuyendo las pérdidas energéticas [100].

Los sistemas de DH, presentan dos elementos principales. La zona de generación de energía térmica, y, el sistema de distribución de calor. Las ventajas del DH frente a los sistemas individuales se basa en:

- Una mayor eficiencia: ya que poseen una potencia mayor con una tecnología más compleja y eficiente.
- Una menor contaminación atmosférica: debido al control de forma centralizada de los contaminantes, y, por existir una emisión más focalizada.
- Un mantenimiento más sencillo: como consecuencia de la reducción del número de equipos individuales, centralizando las instalaciones de generación de energía, y facilitándose por tanto el mantenimiento.

- Mayor fiabilidad y constancia: puesto que se proporciona un medio de calefacción más complejo, con mejor tecnología, y eficiencia, reduciéndose el riesgo de accidentes al disminuir el manejo individual de las instalaciones

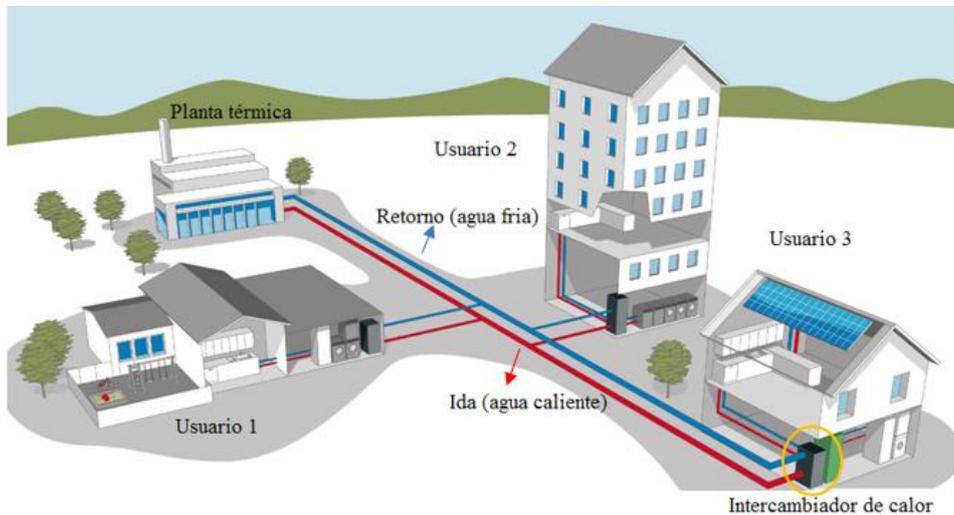


Figura 5.19. Esquema básico de un DH [101].

De cara al análisis del DH, se debe adoptar el concepto de simultaneidad como criterio de diseño, es decir, se recomienda calcular la instalación para la carga máxima simultánea, reduciendo el tamaño de los equipos y de la planta centralizada, lo que posibilita una menor inversión inicial con unos gastos de explotación menores.

La implantación del DH en el municipio de Cuéllar, se ha configurado con un trazado ramificado (en espina de pescado). En otras palabras, cada parcela se conecta a una única central energética a través de una única vía de suministro. Adicionalmente la energía se distribuye mediante un sistema de dos tubos, de forma que una tubería transporta el fluido hasta el consumidor, y vuelve por un segundo tubo hasta la central térmica.

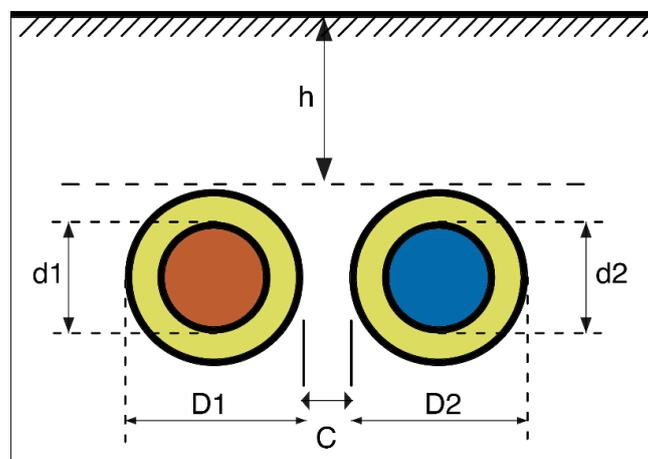


Figura 5.20. Disposición de las tuberías enterradas.

La distribución de la red de DH en Cuéllar se ha establecido de la siguiente manera:



Figura 5.21. Distribución de la red de tuberías de ida del DH.



Figura 5.22. Distribución de la red de tuberías de retorno del DH.

El DH, está compuesto por el sistema de bombeo y las tuberías de conducción enterradas. La conducción enterrada, se realiza a través de una tubería preaislada y diseñada específicamente para transportar fluidos en instalaciones de DH. La tubería, posee una espuma rígida de poliuretano (PUR), en la que se emplea el ciclo pentano como agente de expansión, y por una envolvente de polietileno de alta densidad (PEAD). Esta espuma, se encuentra ligada completamente a la tubería de acero y al PEAD, de forma que se comporta en conjunto como un único material. En cuanto a la unión de las tuberías, éstas se empalman unas con otras mediante soldadura de arco eléctrico o por conexión entra barras, teniendo cada barra una longitud de 6 o 12 m en función del diámetro.

Una parte muy importante del diseño del DH, consiste en dictaminar las temperaturas de impulsión y de retorno. La calefacción en invierno, suele ser necesaria de cara a mantener una temperatura de confort en los locales de entre 21 y 23 °C, por lo que una temperatura de 40 °C sería suficiente en el caso de un sistema por suelo radiante, y de 70 °C si se emplean radiadores. Considerando un salto mínimo de temperaturas de 10 °C para que existe un intercambio de calor entre el fluido del circuito primario, y del secundario, se establece que la temperatura de impulsión mínima sea de 80 °C y de retorno de 60 °C. Por otro lado, las instalaciones de ACS, necesitan primarios de 80 °C [102].

Teniendo lo anterior en cuenta, se determina que la temperatura de impulsión debe ser como mínimo de 80 °C en el retorno.

Cuando el DH opera en invierno, y, considerando que se deben garantizar las temperaturas de impulsión y de retorno en puntos lejanos de la instalación de cogeneración (2920 m), junto con un buen servicio al resto de usuarios, se establece que la temperatura de impulsión sea de 120 °C, y la de retorno de 80 °C.

Para el intercambio de calor entre el circuito primario y el secundario, se emplea el intercambiador de calor que se presenta en el apartado 5.3.3, siendo dos fluidos los que entran en juego. El primero de ellos es el agua lo más pura posible que se ha obtenido previamente del río tras una serie de tratamientos, que se acumula y transporta en un circuito cerrado, de forma que este opera entre una temperatura de 80 °C antes del IC y de 120 °C, después del IC. El segundo, es el vapor de agua que sale de la turbina de con una temperatura de 242,15 °C, dirigiéndose al IC, y saliendo por el IC en forma de líquido a una temperatura de 105,86 °C.

Por otro lado, cuando el DH opera en verano, el fluido del circuito primario tiene una temperatura de 80 °C a la entrada del IC, y de 120 °C a la salida del IC. Igualmente, las características a la salida de la turbina varían, por lo que el fluido caliente entra con un estado vapor a 186,12 °C, y sale a 128,22 °C en un estado líquido más vapor.

De forma aproximada, se estima que el DH de Cuéllar necesitará 275 intercambiadores de calor de una potencia de 128 KW cada uno, que se emplearan para las distintas comunidades de vecinos, y 305 intercambiadores de 16 KW para las viviendas individuales. Con el fin de realizar el intercambio de calor en estos puntos, se van a utilizar intercambiadores de calor de placas, ya que estos son sencillos de mantener y limpiar, son muy compactos, y sus coeficientes de transferencia de calor son altos.

Tabla 5.26. Especificaciones térmicas del intercambiador de calor de 16 kW del fabricante EKIN ENDÜSTRIYEL.

Capacidad (kW)	16	
Número de platos	5	
Coefficiente de ensuciamiento / limpieza (W/m²K)	4072/4799	
Área de transferencia de calor (m²)	0,12	
Diferencia de temperatura media (°C)	32,74	
Tipo de fluido	Agua líquida	Agua líquida
Número de circuitos	1	1
Flujo másico (m³/h)	0,4	1,4
Temperatura de entrada (°C)	120	60

Temperatura de salida (°C)	80	70
Caída de presión (kPa)	2,57	33,66
Caída de presión de los platos (kPa)	2,56	33,51
Caída de presión en las conexiones (kPa)	0,01	0,15
Factor de suciedad (m²K/W)	0,0000186	0,0000186
Densidad del fluido (kg/m³)	958,4	980,55
Calor específico (J/kgK)	4215	4187
Conductividad térmica (W/mK)	0,679	0,659
Viscosidad (cP)	0,2818	0,4333
Material del plato	0,5 mm - AISI 316L	
Material de la junta	EPDM	
Material de la estructura	Acero al carbono	
Conexión lado primario (")	1 1/4	
Conexión lado secundario (")	1 1/4	
Peso en seco (kg)	33,95/34,32	
Presión de diseño (bar)	16 - 25	
Temperatura de trabajo (°C)	-25 / 150	

Tabla 5.27. Especificaciones técnicas del intercambiador de calor de 128 kW del fabricante EKIN ENDÜSTRIYEL.

Capacidad (kW)	128	
Número de platos	23	
Coefficiente de ensuciamiento / limpieza (W/m²K)	4654/4915	
Área de transferencia de calor (m²)	0,84	
Diferencia de temperatura media (°C)	32,74	
Tipo de fluido	Agua líquida	Agua líquida
Número de circuitos	1	1
Flujo másico (m³/h)	2,9	11,2
Temperatura de entrada (°C)	120	60
Temperatura de salida (°C)	80	70
Caída de presión (kPa)	3,36	45,05
Caída de presión de los platos (kPa)	2,75	35,47
Caída de presión en las conexiones (kPa)	0,61	9,58
Factor de suciedad (m²K/W)	0,0000057	0,0000057
Densidad del fluido (kg/m³)	958,4	980,55
Calor específico (J/kgK)	4215	4187
Conductividad térmica (W/mK)	0,679	0,659
Viscosidad (cP)	0,2818	0,4333
Material del plato	0,5 mm - AISI 316L	
Material de la junta	EPDM	

Material de la estructura	Acero al carbono
Conexión lado primario (")	1 1/4
Conexión lado secundario (")	1 1/4
Peso en seco (kg)	40
Presión de diseño (bar)	16 - 25
Temperatura de trabajo (°C)	-25 / 150

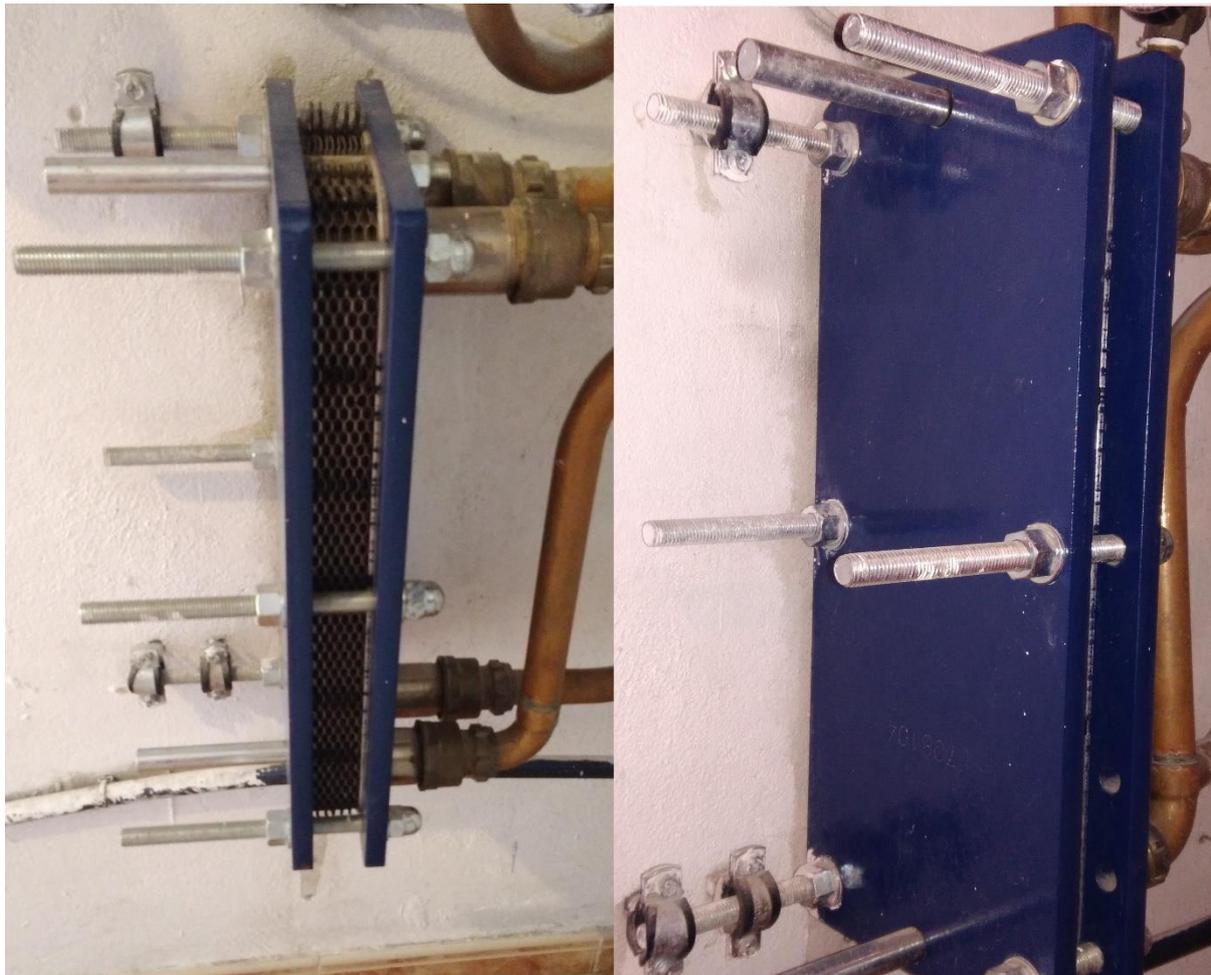


Figura 5.23. Intercambiadores de calor empleado en una vivienda individual en la instalación real actual.

Asimismo, las tuberías deben diseñarse para el ciclo de invierno, ya que es el caso más restrictivo. Durante esta época, el DH transporta 839130,5 kg/h, con una velocidad de 1,8 m/s. Con estos datos, y con la ecuación de continuidad, se obtiene el diámetro mínimo necesario, que es de 406,05 mm, sobredimensionando, se selecciona la tubería de 12 m con un diámetro nominal de 50, cuyas características aparecen en la siguiente figura. Como el DH de Cuéllar, posee una longitud total en la ida de 17285,79 m, serán necesarias aproximadamente 1441 tuberías junto con sus conexiones correspondientes, teniendo el retorno los mismos valores.

TUBERÍAS - CARACTERÍSTICAS									
Dimensiones				Suministro (m)	Diámetro del envolvente			Peso en kg/m	Vol/m
Diámetro DN	Pulg.	d _e (mm)	e (mm)		D _e (mm)				
					Serie 1	Serie 2	Serie 3	Serie 1	
20	3/4"	26,9	2,6	6/12	90	110	125	2,9	0,4
25	1"	33,7	2,6	6/12	90	110	125	3,3	0,6
32	1 1/4"	42,4	2,6	6/12	110	125	140	4,2	1,1
40	1 1/2"	48,3	2,6	6/12	110	125	140	4,6	1,5
50	2"	60,3	2,9	6/12	125	140	160	6,1	2,3
65	2 1/2"	76,1	2,9	6/12	140	160	180	7,5	3,9
80	3"	88,9	3,2	6/12	160	180	200	9,4	5,3
100	4"	114,3	3,6	6/12	200	225	250	14	9
125	5"	139,7	3,6	6/12	225	250	280	16	14
150	6"	168,3	4	6/12	250	280	315	21	20
200	8"	219,1	4,5	6/12	315	355	400	31	35
250	10"	273,0	5	6/12	400	450	500	45	54
300	12"	323,9	5,6	12	450	500	520	58	77
350	14"	355,6	5,6	12	500	520	560	66	93
400	16"	406,4	6,3	12	520	560	630	85	120
450	18"	457,2	6,3	12	560	630	710	98	160
500	20"	508,0	6,3	12	630	710	780	109	190
600	24"	610,0	7,1	12	780	800	...	150	280
700	28"	711,0	8	12	900	180	380
800	32"	813,0	8,8	12	1000	230	500
900	36"	914,0	10	12	1100	280	630
1000	40"	1016,0	11	12	1200	340	780
1100	44"	1118,0	11	12	1300	378	943
1200	48"	1219,0	12,5	12	1400	460	1120

Figura 5.24. Características del catálogo de tuberías de LOGSTOR [103].

Como es lógico, durante el transporte del fluido caloportador se pierde parte de la energía que este contiene, disminuyendo la temperatura que éste presenta. Esta pérdida de calor, será mayor, cuanto menor sea la temperatura en el suelo, y, cuanto menor sea la temperatura en el ambiente.

El cálculo de estas pérdidas es muy complejo, ya que influyen muchas variables como: la temperatura del fluido en la ida, la temperatura en el fluido en el retorno, la temperatura del ambiente, la altura de las tuberías con respecto al suelo, la conductividad térmica del terreno, y el flujo másico del fluido. Para facilitar este apartado se ha empleado el programa (Logstor Calculator) que nos ofrece el fabricante de las tuberías que se van a emplear (Logstor) [103].

Para calcular la pérdida energética se emplea el programa de Logstor Calculator citado anteriormente. Las hipótesis para el cálculo son las siguientes:

- Temperaturas en invierno: ida del DH 120 °C, retorno 80 °C, temperatura ambiente -12 °C (se toma la temperatura más baja de Cuéllar del año 2016 de todo el invierno, con el fin de realizar el diseño para el caso más restrictivo (ver anexo 8.5)).
- Temperaturas en verano: ida de 120 °C, retorno de 80 °C, temperatura ambiente -3,9 °C (de nuevo se toma la temperatura más baja (ver anexo 8.5)).
- Las tuberías irán enterradas a una distancia del suelo de 1 metro.
- Coeficiente de transmisión de calor del suelo de 1,6 W/m K.
- Longitud máxima de tubería de 2920 metros.
- Separación entre tuberías de ida y retorno de 350 mm.
- Diámetro nominal de 450 mm.

Introduciendo esas hipótesis en el programa de Logstor Calculator, las pérdidas energéticas por longitud de tubería son de 113,65 W/m en invierno y de 105,43 W/m en verano, siendo las pérdidas anuales de 2969,69 MWh/año.

A priori, pueden parecer pérdidas muy significativas. No obstante, es importante recalcar que los cálculos se han hecho para las situaciones más extremas (-12 °C durante todo el invierno, y -3,9 °C, durante todo el verano), temperaturas que muy pocas veces se alcanzan y que cuando lo hacen se trata de la temperatura más baja de todo el día.

5.8 SISTEMAS AUXILIARES

Las plantas de biomasa requieren de una serie de servicios auxiliares similares a los de cualquier otra central termoeléctrica, que proporcionen servicios a los sistemas principales (caldera, ciclo agua-vapor, turbina, generador etc.). Los sistemas auxiliares más importantes se describen a continuación [25].

5.8.1 SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

Los sistemas de refrigeración, se encargan de eliminar el porcentaje de la energía no aprovechable liberada durante la combustión. Para evacuar esta energía pueden emplearse circuitos sin recirculación o con recirculación [104], [105]:

- Circuitos sin recirculación: el agua se toma de una fuente hidráulica grande y estable (ríos, lagos), que se descarga en la misma fuente de origen tras ser empleada como agua de refrigeración.
- Circuitos con recirculación abierta: consiste en captar el agua directamente de un cauce y conducirla al condensador y/o a los circuitos de refrigeración. Posteriormente, el calor absorbido se extrae por contacto directo con el aire atmosférico (transferencia de calor) y por evaporación (transferencia de materia de la fase líquida a vapor).
- Circuitos con recirculación cerrada: el calor absorbido se extrae a través de un intercambiador de calor y no por contacto directo.

La planta de cogeneración de biomasa de Cuéllar, se encontraría a menos de 2 km de distancia del Río Cega. Este río puede emplearse para proporcionar agua al sistema, y como medio fluido para la refrigeración. El caudal de este río es de 1,25 m³/s. Las propiedades físico-químicas de este recurso hidráulico a su paso por Cuéllar, quedan recogidas en el anexo 8.4 [106], [107].

5.8.1.1 AEROCONDENSADOR

En el apartado de diseño del ciclo de Rankine, se vio que en la época estival es cuando se debe eliminar más calor al medio ambiente. Además, el río Cega, durante esta estación, disminuye

su caudal hasta los 0,15 m³/s. Asimismo, las autoridades permiten incrementar la temperatura del río 3 °C más, con respecto a la temperatura existente aguas arriba [108].

Vistas las limitaciones anteriores, y, como la energía que debe liberarse al medio es relativamente alta (17561,58 kW), es mejor emplear otros métodos de refrigeración. Una forma de solventar este problema es mediante el empleo de aerocondensadores, que refrigeran el agua utilizando aire de forma menos agresiva con el medio ambiente. Concretamente se va a emplear un aerocondensador de la empresa “*Kelvion Thermal Solutions S.A.U*”. No obstante, presentan la desventaja de tener un coste mayor con respecto a otros equipos, por lo que el rendimiento del ciclo disminuye [25].

El principio de funcionamiento es el siguiente: unos ventiladores colocados en el plano horizontal, originan un flujo de aire en sentido vertical. Este flujo de aire atraviesa unos haces tubulares aleteados que contienen vapor o agua caliente en su interior. De esta manera, se logra la transmisión de calor entre ambos medios, provocando la condensación del agua por la disminución de la temperatura.

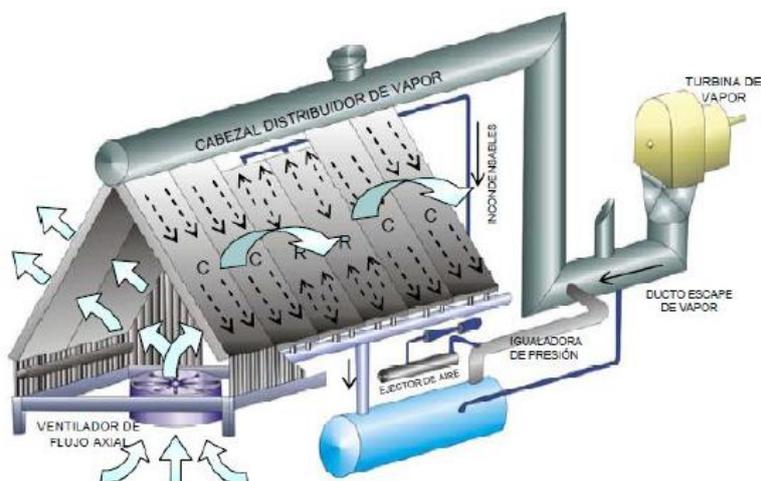


Figura 5.25. Esquema funcionamiento aerocondensador [109].

Tabla 5.28. Especificaciones técnicas el aerocondensador *Kelvion Thermal Solutions S.A.U*.

Dimensions (m)	100x20x15 m
Superficie intercambio (m²)	90000
Caudal de vapor (kg/s)	13 kg/s
Entalpía de vapor (kJ/kg)	2479,7
Título del vapor	Min 0,95
Presión mínima de trabajo (bar)	0,5
Temperatura del aire (°C)	18

Diámetro ventilador (m)	7,3
Método regulación caudal	Variador frecuencia
Número de filas de tubos	2
Número de calles	1
Número de ventiladores	7
Presión diseño (bar)	0,25-1,5
Temperatura vapor (°C)	94
Consumo eléctrico (kW)	7 x 110
Sistema de vacío	Eyectores vapor:25 bar y 400°C
Nivel de presión sonora a 1m	85 dB
Número de haces de tubos aleteados	40

Los elementos que posibilitan el funcionamiento del aerogenerador son:

- Eyectores: que crean un sistema de vacío.
- Sistema de bombeo de condensados.
- Tanque de recogida de condensados 20 m³.
- Ventiladores con palas orientables y hechas de PFRV.
- Sistemas de regulación y control del nivel de condensados.
- Zona de calor formado por: el cabezal distribuidor de vapor, el colector de condensados, y, los haces tubulares.

5.9 SISTEMAS POST-TRATAMIENTO: CONTROL DE EMISIÓN DE GASES

Controlar las emisiones de los contaminantes a la atmósfera por debajo de los límites establecidos por la normativa, es imprescindible en las grandes instalaciones de combustión, donde las principales emisiones contaminantes son los siguientes compuestos o sustancias [110]:

- CO₂
- CO
- SO₂

- NO_x
- Cl
- F
- Olores molestos
- Ozono
- Compuestos orgánicos volátiles (COV)
- Partículas sólidas: metales, no metales, minerales

De cara a la escala de estudio en la emisión de contaminantes, es decir, si es local o global, los efectos de las emisiones son distintas:

- Escala local: el factor más determinante es el nivel de toxicidad que presentan compuestos como: CO, metales, olores, etc.
- Escala global: los efectos que predominan son la lluvia ácida (SO₂ y NO_x), el oscurecimiento de la atmósfera, el calentamiento global y el efecto invernadero (CO₂), y, la destrucción de la capa de ozono.

Vistas las consecuencias de la emisión de contaminantes, es determinante la eliminación de dichos compuestos o sustancias, tanto para cumplir con la normativa (Ley 34/2007, Directiva 2010/75/, etc.), como para mantener una calidad del medio ambiente óptimo. Con este fin, se debe emplear un sistema depurador adecuado que sea capaz de captar los inquemados, los compuestos, y las cenizas.

De cara a la eliminación de las partículas sólidas, es habitual que se empleen los siguientes sistemas: los filtros de mangas, los electrofiltros, y los separadores ciclónicos [25].

5.9.1 FILTROS DE MANGAS

Es el equipo más empleado para la separación de sólidos-gas, basados en la eliminación de las partículas gaseosas presentes en un flujo gaseoso, mediante el empleo de un tejido poroso que origina la adherencia de estas partículas al material.

La separación del sólido, se realiza cuando los gases de combustión y las partículas que éstos contienen, se hacen pasar a través de la tela que forma la bolsa. La recolección de las partículas, se generan por la sinergia de varios mecanismos.

1. La fibra del tejido intercepta las partículas, cuando éstas tienen una trayectoria que implica el choque con la fibra.
2. Las partículas, impactan unas con otras de forma que estas pierden parte de su velocidad, facilitando su retención.
3. Finalmente, las partículas de tamaños menores, no solo quedan atrapadas en el filtro por el choque contra las fibras, si no que éstas pueden unirse a otras partículas ya retenidas, debido a una atracción electrostática.

Una vez que las partículas quedan retenidas, se forma la torta, la cual va aumentando su espesor aumentando con ello la pérdida de carga del sistema. Con el objetivo de evitar esta pérdida de

caudal, hay que efectuar una limpieza periódica a las mangas, ya sea mediante una agitación de la tela, mediante una inversión del flujo de aire, o ambas.

Estas fibras suelen estar compuestas por materiales sintéticos, o naturales, colocándose en unos soportes para darle consistencia, y encerrados sobre una carcasa. Además de estos elementos, los filtros de mangas contienen una serie de paneles que distribuyen el aire, unos dispositivos que limpian las mangas, y, una tolva donde se recogen las partículas tratadas, que suelen presentar un tamaño de entre 2 y 30 μm .

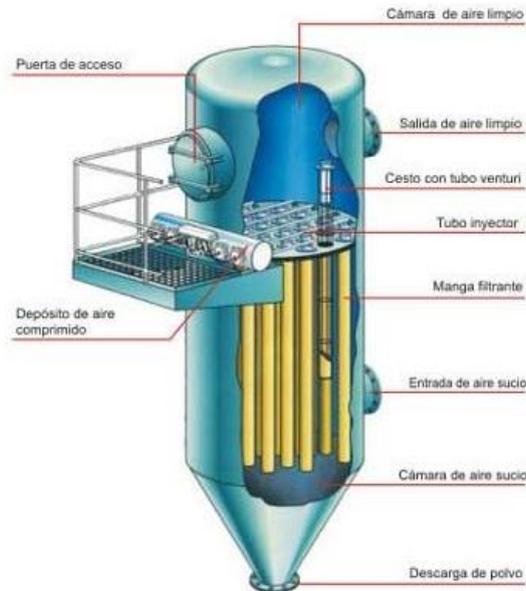


Figura 5.26. Esquema de un filtro de mangas [111].

Si se desea asegurar una efectividad correcta en el sistema de eliminación de partículas mediante filtros de mangas, se hace necesario tener en cuenta las características de las partículas sólidas a tratar, el grado de humedad, la temperatura, el espacio disponible, el nivel de emisión deseado. De forma global, los filtros de mangas deben poseer las siguientes cualidades:

- Facilidad en el desprendimiento de la torta.
- Efectividad de la recogida de polvo en la manga.
- Ser resistentes a la abrasión provocada tanto por el polvo, como por la velocidad del gas.
- Presentar resistencia química y térmica al gas y a las partículas.

Una peculiaridad que asemeja los filtros de mangas a los filtros por torta, es que la filtración no se efectúa de manera efectiva, hasta que existe una cantidad de partículas sobre las mangas.

5.9.2 PRECIPITADOR ELECTROSTÁTICO

Un precipitador electrostático, es un dispositivo capaz de atrapar las partículas que posee una corriente gaseosa, mediante la aplicación de una fuerza eléctrica, logrando arrastrar los compuestos hacia unas placas colectoras.

Con el fin de crear esta fuerza eléctrica, se crea una tensión (entre 20 y 100 KV) entre los electrodos, que están colocados en el centro de la corriente, generando un campo eléctrico que motiva a las partículas a desplazarse hacia las paredes colectoras. Para limpiar las paredes colectoras, se utiliza un rociado con agua, recogiendo este efluente posteriormente, para ser recogido y tratado.

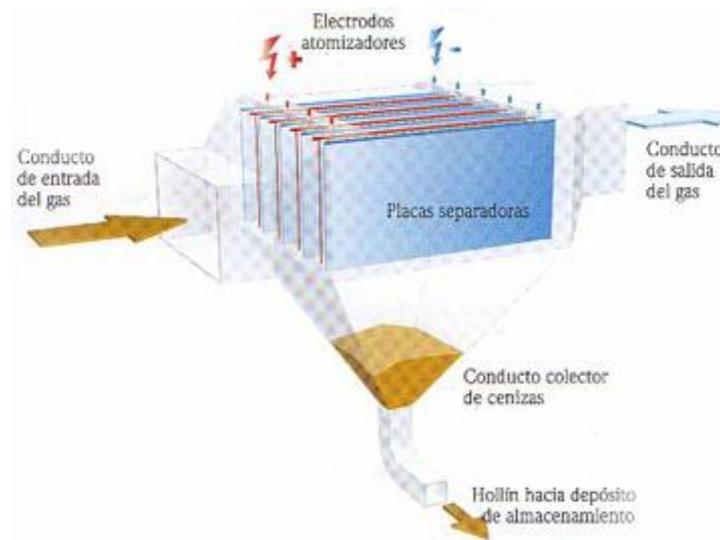


Figura 5.27. Esquema de un precipitador electrostático [112].

Los precipitadores electrostáticos pueden ser de dos tipos en función del diseño de los electrodos:

- De placas: en estos dispositivos, el humo fluye de forma horizontal y paralela a las placas, moviéndose de forma secuencial. Los electrodos son alambres de gran longitud que cuelgan entre las placas.
- De tubos: en este caso, el humo fluye verticalmente a través de tubos conductores paralelos, siendo los electrodos alambres de gran longitud suspendidos de un bastidor que se sitúa en la parte superior, haciendo que éstos se sitúen a lo largo del eje de cada uno de los tubos.

5.9.3 SEPARADOR CICLONICO

Un separador ciclónico, es un sistema que dirige la entrada del aire de forma tangencial a la pared exterior para crear ciclones. La fuerza centrífuga que se origina, permite la separación de las partículas que puedan llevar los humos, haciendo que estas precipiten hacia el fondo, y,

consiguiendo que el aire salga por la zona superior. En la parte inferior, se recogen las partículas obtenidas durante este proceso, en un colector

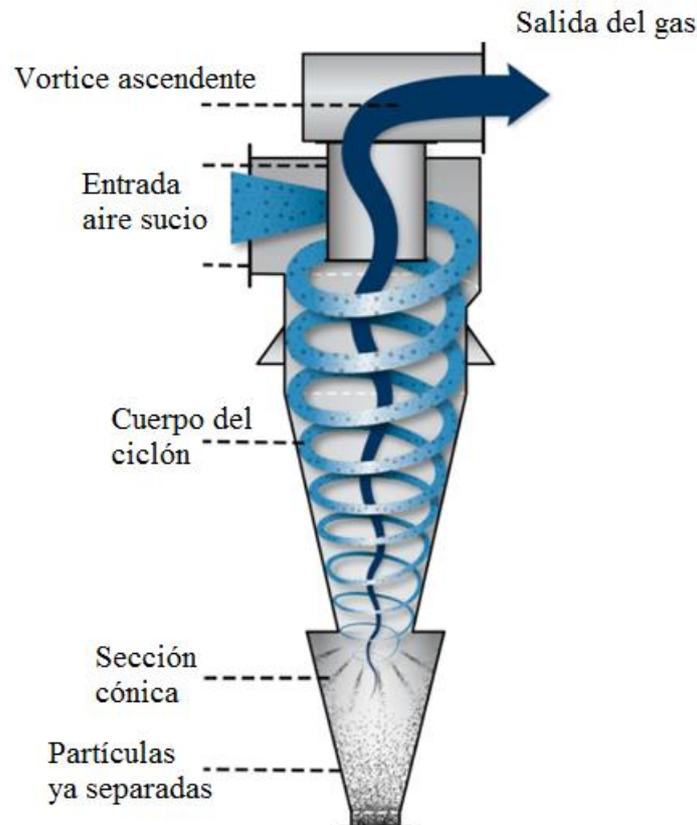


Figura 5.28. Esquema de un separador ciclónico [113].

5.9.3.1 ELIMINACIÓN DE OTROS COMPUESTOS

Por otro lado, existen otro tipo de técnicas para eliminar los compuestos gaseosos como: el CO_2 , el SO_2 , el NO_x , y, el CO [110].

Eliminación del CO_2

Con el objetivo de capturar o eliminar el CO_2 , de los gases de combustión, se puede llevar a cabo una absorción de CO_2 , una catálisis química, y un reciclado de CO_2 .

Eliminación del SO_2

Los procesos de eliminación del SO_2 , se basan en emplear un alcalino regenerativo, un alcalino no regenerativo con caliza, en una reacción catalítica, en una adsorción solida regenerativa con carbón activo, y una absorción orgánica regenerativa con lavado mediante amoniaco.

Eliminación del NO_x

Los métodos de eliminación de los óxidos de nitrógeno, son más ineficientes que los empleados para el SO_2 . Algunos de los procedimientos para suprimir el NO_x , son: la descomposición catalítica, la reducción catalítica, la adsorción con sólidos, la absorción con líquidos etc.

Eliminación del CO

Finalmente, la forma de eliminar el CO , se basa en reducir el monóxido de carbono mediante una oxidación completa, obteniéndose CO_2 . A continuación, este CO_2 debe eliminarse utilizando alguno de los métodos que se ha visto previamente.

5.9.4 DESCRIPCIÓN DE LA TECNOLOGÍA ADOPTADA

Como ya se adelantó al comienzo del capítulo, la depuración de gases es imprescindible para cumplir los límites marcados por la legislación. Para ello se pretende adoptar dos sistemas: un filtro de mangas y un precipitador electrostático.

FILTRO DE MANGAS

El filtro de mangas seleccionado pertenece al fabricante “*TAMA AERNOVA*”, se trata de un filtro de mangas diseñado para procesos de combustión en caldera de biomasa. Este filtro de mangas, tiene una cámara previa de reducción de polvos, que recupera el polvo más grueso para proteger las mangas frente a una excesiva carga contaminante. Una vez eliminadas las partículas en suspensión, el material recogido se vacía en un bidón instalado debajo de la tolva.

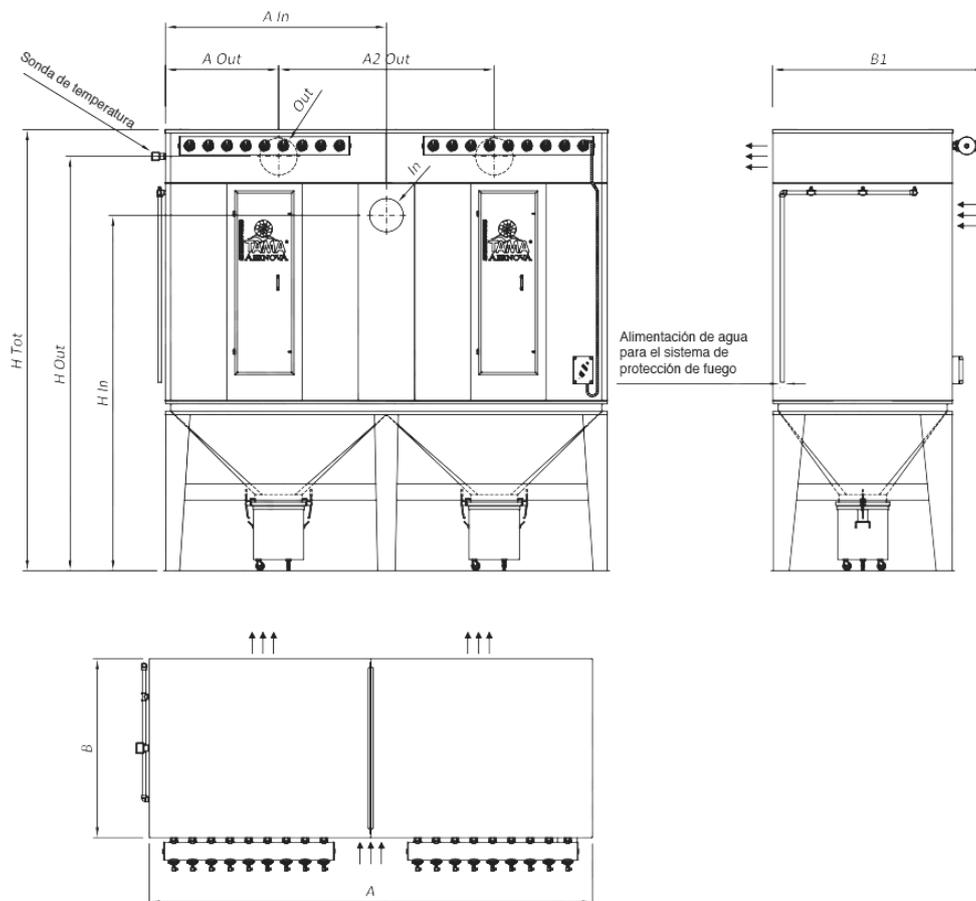


Figura 5.29. Esquema del filtro de mangas.

La limpieza de los elementos filtrantes se realiza cuando se observa una lectura en la pérdida de carga. Dichos elementos filtrantes, están aislados térmicamente con lana de roca y paredes de aluminio, evitando un intercambio térmico excesivo con el exterior.

Tabla 5.29. Especificaciones del filtro de mangas HTB18X1030

Máxima presión negativa de funcionamiento (Pa)	4000
Temperaturas de trabajo (°C)	120 - 210
Superficie de filtración (m²)	209
Número de elementos filtrantes	180
Número de tolvas	2
Máximo flujo de aire a 210 °C (m³/h)	12500
Dimensiones	
A (m)	4,125
B (m)	2,025
B1 (m)	2,385
H tot (m)	5,261
In (m)	0,35x1,2
A In (m)	2,062

H in (m)	4
Out (m)	1x0,35
A Out (m)	1,056
A2 Out (m)	2,013
H out (m)	5,005

PRECIPITADOR ELECTROSTÁTICO

Por otro lado, el precipitador electrostático utilizado viene del fabricante indio “GPT”, tratándose de un precipitador horizontal seco, capaz de eliminar partículas de hasta 0,5 micras con una eficiencia de un 99,99%. Las especificaciones técnicas más importantes se resumen en la siguiente tabla:

Tabla 5.30. Especificaciones técnicas del precipitador electrostático de GPT.

Caudal gases (Nm³/h)	108000
Temperatura de gases (°C)	120 - 150
Perdida de carga (mmca)	50
Tensión (V)	440
Número de fases	3
Frecuencia (Hz)	50
Velocidad de paso (m/s)	1,12
Superficie útil de precipitación total (m²)	3040

La forma en la que operarían estos elementos sería la siguiente: se toma los gases de combustión a la salida de la caldera, llevándose al filtro de mangas (concretamente 8 filtros dispuestos en paralelo), una vez realizado, se llevan los flujos al precipitador electrostático horizontal, que tras limpiar completamente el gas de combustión, se libera al medioambiente a través de la chimenea

CHIMENEA

Una vez concluida la limpieza de los gases de combustión, éstos se emiten al medio. No obstante, antes de emitir al medio dichos gases hay que asegurarse que: se cumple con la normativa vigente, y que la temperatura de los gases no disminuye por debajo de los 120 °C, ya que de lo contrario, podrían producirse condensaciones en el agua contenida en los humos. Este agua condensada, tendría nitrógeno y azufre, originando corrosión en la zona circundante de la chimenea.

La normativa establece los siguientes límites para las calderas de biomasa, en instalación de combustión medianas nuevas, es decir, entre 1 y 50 MW.

Tabla 5.31 Valores límite de emisión para instalaciones de combustión medianas nuevas [114].

	Contaminante (mg/Nm ³)
SO ₂	200
NO _x	300

Por otro lado, el fabricante de la caldera adjunta la siguiente información con los datos que se le ha aportado:

Tabla 5.32. Valores de los contaminantes en los gases de combustión

	Contaminante (mg/Nm ³)
SO ₂	150
NO _x	30

Tabla 5.33. Parámetros de los gases de combustión a la salida.

Temperatura de los gases (°C)	137
Caudal de los gases (Nm ³ /h)	200000

Para el diseño de la chimenea, debe emplearse la siguiente ecuación:

$$H = \sqrt{\frac{A \cdot Q \cdot F}{C_m}} \cdot \sqrt[3]{\frac{n}{V \cdot \Delta T}} \quad (25)$$

Siendo:

- H: la altura en metros de la chimenea.
- A: el parámetro que refleja las condiciones climatológicas del lugar.
- Q: caudal máximo de las sustancias contaminantes expresado en kg/h.
- F: el coeficiente adimensional que representa la velocidad de sedimentación de las impurezas en la atmósfera.
- C_m: la concentración máxima de contaminante al nivel del suelo, expresado en mg/m³h.
- n: número de chimeneas.
- V: caudal de los gases emitidos expresado en m³/h
- ΔT: diferencia de temperaturas de los gases de salida en la chimenea con respecto a la temperatura media anual del aire.

El parámetro “A”, se obtiene a través de la siguiente expresión:

$$A = I_c \cdot 70 \quad (26)$$

El parámetro I_c, se obtiene de la Orden del 18 de octubre de 1976, siendo éste de 8,23 para la zona climatológica más cercana a Cuéllar (Valladolid). Por tanto, A=576,1.

La variable “Q”, se obtiene multiplicando el flujo másico de los gases de escape por la concentración del contaminante mayoritario, en este caso el SO₂.

$$Q = 200000 \frac{Nm^3}{h} \cdot 150 \frac{mg}{m^3} = 30 \frac{kg}{h}$$

Por otro lado, la variable “F”, posee un valor de 1, ya que para el SO₂ la velocidad de sedimentación es prácticamente nulo.

Asimismo, para calcular Cm se aplica la siguiente ecuación:

$$Cm = Cma - Cf \quad (27)$$

Donde: Cma es 0,4 mg/m³N, y Cf = 0,05 mg/m³N.

Por tanto, Cm = 0,35

En cuanto al parámetro “n”, se impone que el número de chimeneas sea 1.

Para calcular la variable V, se requiere de otra ecuación:

$$V = \frac{P_1 \cdot T_2}{T_1 \cdot P_2} \cdot Q1 \quad (28)$$

Siendo:

- Q1: volumen de los gases en las condiciones reales (m³N/h)
- T1: temperatura de los gases en condiciones normales (K)
- T2: temperatura de los gases en condiciones reales (K)
- P1: presión de los gases en condiciones normales (bar)
- P2: presión de los gases en condiciones reales (bar)

$$V = \frac{1 \cdot 410,15}{286,23 \cdot 0,934} \cdot 200000 = 306839,09 \frac{m^3}{h}$$

Asimismo, el ΔT se calcula aplicando la siguiente ecuación:

$$\Delta T = T \text{ humos} - T \text{ amb media} \quad (29)$$

Donde:

- T humos: es la temperatura de los humos a la salida de la chimenea.
- T amb media: es la temperatura media ambiental del lugar.

$$\Delta T = 137 - 13,08 = 123,92 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Finalmente, sustituyendo todos los valores en la ecuación 25, se obtiene:

$$H = 12,12 \text{ m}$$

Además, se debe cumplir que:

$$IncT > 188 \cdot \frac{v^2}{H^2} \cdot \sqrt{S} \quad (30)$$

Siendo:

- IncT: la diferencia en °C entre la temperatura de salida de humos en la boca de la chimenea y la temperatura media máxima.
- v: velocidad de los gases en la boca de la chimenea.
- S: sección interior mínima de la boca de salida de la chimenea, en m².



Máster en Ingeniería Industrial

Considerando un diámetro de 2,8m, se tiene que la sección es de $6,16 \text{ m}^2$. Con esta área, y con el flujo másico de los gases en condiciones reales se obtiene que la velocidad tiene que ser de 13,84 m/s

Finalmente, y despejando la altura de la ecuación 30, se tiene que la chimenea debe tener una altura de 28,1 m.



6. CONCLUSIONES

6 CONCLUSIONES

Para finalizar, en este capítulo se presentan las conclusiones alcanzadas a lo largo del TFM, en el cual, se ha realizado un diseño de una planta de cogeneración en una población de 10000 habitantes utilizando un residuo forestal.

CONCLUSIONES GENERALES

Las conclusiones generales derivadas del presente TFM son las siguientes:

- Se ha diseñado una planta de cogeneración para abastecer energéticamente (energía eléctrica y térmica), una población de 10000 habitantes, a través de una planta de cogeneración basada en un ciclo Rankine con turbina de vapor.
- El combustible utilizado en la planta de cogeneración es biomasa de los pinos que rodean la población para la que se ha realizado el diseño.
- Se ha conseguido revalorizar los residuos forestales, convirtiendo lo que antes era un problema de gestión de residuos, en un recurso energético capaz de aportar energía a toda una población.
- El uso de biomasa como combustible permite un mayor acercamiento a los objetivos del PER previstos para el año 2020.

CONCLUSIONES PARTICULARES

- Se ha realizado un estudio del arte de la situación de las energías renovables en España, centrándose en el uso de biomasa.
- Se han descrito los distintos métodos posibles de cogeneración.
- Las distintas alternativas de las tecnologías de cogeneración, han sido comparadas en función de ciertos parámetros, con el fin de seleccionar la alternativa más óptima.
- Se ha diseñado una planta de cogeneración subdividida en tres partes: zona de pretratamiento, planta de generación energética basada en el ciclo de Rankine y, zona de post-tratamiento.
 - El pretratamiento incluye procesos de pretratamiento de biomasa (recogida, astillado, transporte, secado, y, almacenamiento) antes de ser introducida en la caldera de vapor.
 - La planta de cogeneración incluye una caldera de vapor que puede generar hasta 48 MW, un turbogenerador para la generación de la energía eléctrica (7 MWe), un intercambiador de calor para producir la energía térmica, y un condensador.
 - Se ha contactado con diversos proveedores para poder aportar al diseño equipos reales con los que diseñar la planta de cogeneración.

Máster en Ingeniería Industrial

- Los equipos de la planta de cogeneración están preparados para utilizarse tanto en verano como en invierno, modificando los parámetros del ciclo, excepto el intercambiador de calor del que se disponen dos unidades, uno para cada época del año.
 - El post-tratamiento incluye equipos para la eliminación de las partículas existentes en los gases de combustión, y el diseño de la chimenea para la expulsión de dichos gases. Siendo los niveles de NO_x y SO_2 emitidos menores a los límites que establece la legislación.
- Se han establecido las bases del diseño de un DH a partir del cual, se aportaría calefacción y agua caliente sanitaria a toda la población descrita anteriormente.

7. BIBLIOGRAFÍA

7 BIBLIOGRAFÍA

- [1] IDAE, “Plan de Energías Renovables 2011–2020,” *Http://Www.Idae.Es/Index.Php/Id.670/Mod.Pags/Mem.Detalle*, pp. 1–824, 2011.
- [2] Ayuntamiento de Cuéllar, “Energías Alternativas. Planta de biomasa,” 2017. .
- [3] L. S. Sayalero, “Red centralizada para calefacción y ACS alimentada con biomasa en Cuéllar (Segovia),” 2016.
- [4] M. De Gregorio, “Generación de electricidad a través de la valorización de biomosas,” pp. 68–78.
- [5] J. M. Sánchez Ron, “La Física en España (IV): La era Franquista.,” *Rev. Española Física; Vol 17, No 4 1903-2003. Centen. la RSEF. Astrofísica y Cosmol.*, vol. 74, no. Iv, 2011.
- [6] Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía, “Energía de la biomasa,” p. 140, 2007.
- [7] J. Fernández González and F. Gutierrez Martin, *Tecnologías para el uso y transformación de biomasa energética*. 2015.
- [8] W. Roebroeks and P. Villa, “On the earliest evidence for habitual use of fire in Europe,” *Proc. Natl. Acad. Sci.*, vol. 108, no. 13, pp. 5209–5214, 2011.
- [9] Idae, “Energía de la biomasa,” *Manuales energías Renov.*, p. 134, 2007.
- [10] L. Carrillo, Centro Tecnológico Agrario y Agroalimentario. ITAGRA.CT, and E. Cerdá, *Biomasa, biocombustibles y sostenibilidad*. 2012.
- [11] PARLAMENTO-EUROPEO, “Directiva 2009/28/Ce Del Parlamento Europeo Y Del Consejo de 23 de abril de 2009,” *D. Of. la Unión Eur.*, vol. 140, no. 2, pp. 16–62, 2009.
- [12] S. Tewfik, “Biomass utilization facilities and biomass processing technologies,” 2004.
- [13] A. Demirbas, “Combustion characteristics of different biomass fuels,” *Prog. Energy Combust. Sci.*, vol. 30, no. 2, pp. 219–230, 2004.
- [14] M. Calvin, “Renewable fuels for the future,” *J. Appl. Biochem.*, 1984.
- [15] A. Demirbas, “Biomass resources for energy and chemical industry,” 2000.
- [16] L. Arranz and G. Giraldo, “Revalorización energética de los residuos de la industria vitivinícola,” no. 1, pp. 1–31, 2005.
- [17] F. Sebastián Nogués, D. García Galindo, A. Rezeau, and J. Ábrego Garrués, *Energía de la biomasa (Volumen I)*. Zaragoza: Prensas Universitarias de Zaragoza, 2010.
- [18] F. Sebastián Nogués and D. García Galindo, *Energía de la biomasa (Vol. II)*. 2010.
- [19] E. Cerdá, “Energía obtenida a partir de biomasa,” *Univ. Complut. Madrid*, p. 24, 2012.
- [20] J. Fernández, “Energía de a biomasa,” *fenecom.com*, 2007.

- [21] V. Lara García, “Planta térmica de biomasa en una industria de transformación de la madera,” no. 1, p. 25, 2006.
- [22] C. D. T. Minguela and G. Giraldo, “Instalación térmica con biomasa residual en una industria del sector maderero,” no. 1, 2006.
- [23] S. L. Rincón, A. Gómez, and W. Klose, “Planta de cogeneración mediante gasificación de biomasa residual,” *Esc. técnica Super. Ing. Ind.*, no. 1, p. 100, 2011.
- [24] N. Sriram and M. Shahidehpour, “Renewable biomass energy,” *IEEE Power Eng. Soc. Gen. Meet. 2005*, pp. 1–6, 2005.
- [25] S. G. Garrido, *Centrales termoeléctricas de Biomasa*. 2015.
- [26] A. Rojo and A. Montero Gonzalez, *El pino silvestre en la sierra de Guadarrama*. Ministerio de agricultura pesca y alimentación, 1996.
- [27] E. A. Valter Francescato, “Manual de combustibles de madera,” *Asoc. Española Valorización Energética la biomasa.*, 2008.
- [28] F. Kollmann, *Tecnología de la madera y sus aplicaciones*. 1959.
- [29] A. GF, M. Cabrera, and A. Vera, “Evaluación del potencial de energía de la biomasa. Estudio Técnico PER 2011-2020,” 2011.
- [30] K. Harrie, *Handbook biomass gasification*, BTG Biomas. 2012.
- [31] España, “Real Decreto-ley 2/2012, de 3 de febrero, de saneamiento del sector financiero,” *Bol. Of. del Estado*, no. 30, 4 de febrero, pp. 9889–9913, 2012.
- [32] Government of Spain, “Ley 15/2012, de 27 de diciembre, de medidas fiscales para la sostenibilidad energética,” *Boletín Of. Estado*, vol. 312, pp. 88081–88096, 2012.
- [33] Government of Spain, “Real Decreto 2/2013, de 1 de febrero, de medidas urgentes en el sistema eléctrico y en el sector financiero,” *Boletín Of. Estado*, pp. 9072–9077, 2013.
- [34] R. and A.-C. E. American Society of Heating, *ASHRAE Handbook of Fundamentals*. ASHRAE, 1967.
- [35] J. A. Orlando and R. and A.-C. E. American Society of Heating, *Cogeneration Design Guide*. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 1996.
- [36] “The European educational tool on cogeneration, 2nd ed.,” *EDUCOGEN*, no. December 2001, 2001.
- [37] N. T. Raj, S. Iniyan, and R. Goic, “A review of renewable energy based cogeneration technologies,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 15, no. 8, pp. 3640–3648, 2011.
- [38] D. Fraile, “Cogeneración: Aspectos Tecnológicos,” *Master en Energías Renov. y Merc. Energético - Esc. Organ. Ind.*, p. 129, 2008.
- [39] P. LLORET BASSECOURT, “Estado De La Tecnología En La Cadena De Valor Del Gas Natural: Aplicaciones a Nuevos Productos Y Servicios,” 2015.
- [40] “Small-scale cogeneration, why? In which case? A guide for decision makers,” *Eur. Comm. Dir. Gen. energy DGXVII*, 1999.

- [41] S. A. Rolls Royce Marine España, “Motores de combustión interna de cogeneración.,” *Guía la Cogeneración*, pp. 57–66, 2010.
- [42] Fundación Asturiana de la Energía, “COGENERACIÓN DE PEQUEÑA POTENCIA,” 2010.
- [43] K. Darrow, R. Tidball, J. Wang, and A. Hampson, “Catalog of CHP Technologies,” no. March, p. 131, 2015.
- [44] A. K. Rajvanshi, “Biomass gasification,” *Altern. Energy Agric.*, vol. II, no. 4, pp. 1–21, 2014.
- [45] D. J. Stevens, “Hot Gas Conditioning: Recent Progress with Larger-Scale Biomass Gasification Systems,” *Natinal Renew. energy Lab.*, no. NREL/SR-510-29952, p. 103, 2001.
- [46] G. Jankes, “Biomass gasification in small-scale units for the use in agriculture and forestry in Serbia,” no. August, 2015.
- [47] C. Míguez, “La Eficiencia Energetica en el uso de la Biomasa para la Generación de Energia Eléctrica: Optimización Energetica y Exérgica,” p. 405, 2012.
- [48] BESEL S.A. (Departamento de Energía), *Biomasa: Gasificación*. 2007.
- [49] J. B. Jones and G. Hawkins, “Three main successive stages of biomass gasification source,” 1986.
- [50] John C. F. Walker, *Primary Wood Processing*. Springer Netherlands, 2006.
- [51] I. Olofsson and A. Nordin, *Initial Review and Evaluation of Process Technologies and Systems Suitable for Cost-Efficient Medium-Scale Gasification for Biomass to Liquid Fuels*. Umeå: Umeå Universitet, 2005.
- [52] D. De Dios Valdezate, “Análisis energético y exergetico de una planta de gasificación de biomasa a partir de los datos de funcionamiento,” 2013.
- [53] C. Ministerio de Industria Turismo España, *Biomasa: Industria*. 2008.
- [54] C. I. Garcia Garcia, “Planta de gasificación de biomasa para la producción de energía eléctrica por medio de un ciclo rankine,” 2013.
- [55] J. Wiley, *Renewable Bioenergy Technologies, Risks, and Rewards: Technologies, Risks and Rewards - IMechE Conference Transaction 2003 (Hardback)*. 2003.
- [56] A. L. Sullivan and R. Ball, “Thermal decomposition and combustion chemistry of cellulosic biomass,” *Atmos. Environ.*, vol. 47, no. January 2011, pp. 133–141, 2012.
- [57] A. V. Bridgwater, “Principles and practice of biomass fast pyrolysis processes for liquids,” *J. Anal. Appl. Pyrolysis*, vol. 51, no. 1–2, pp. 3–22, Jul. 1999.
- [58] O. Beaumont and Y. Schwob, “Influence of physical and chemical parameters on wood pyrolysis,” *Ind. Eng. Chem. Process Des. Dev.*, vol. 23, no. 4, pp. 637–641, Oct. 1984.
- [59] G. M. Montalvo and M. C. Martinez, “Eliminacion de residuos solidos urbanos por medio de pirolisis.,” 1980.
- [60] M. Balat, M. Balat, E. Kırtay, and H. Balat, “Main routes for the thermo-conversion of

- biomass into fuels and chemicals. Part 1: Pyrolysis systems,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 50, no. 12, pp. 3147–3157, Dec. 2009.
- [61] Prabir Basu, “Biomass Gasification, Pyrolysis and Torrefaction: Practical Design and Theory,” 2013.
- [62] A. V Bridgwater, “Renewable fuels and chemicals by thermal processing of biomass,” *Chem. Eng. J.*, vol. 91, no. 2–3, pp. 87–102, Mar. 2003.
- [63] M. M. Küçük and A. Demirbaş, “Biomass conversion processes,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 38, no. 2, pp. 151–165, 1997.
- [64] D. C. Elliott, D. Beckman, A. V Bridgwater, J. P. Diebold, S. B. Gevert, and Y. Solantausta, “Developments in direct thermochemical liquefaction of biomass: 1983–1990,” *Energy & Fuels*, vol. 5, no. 3, pp. 399–410, May 1991.
- [65] A. Demirbas, “Potential applications of renewable energy sources, biomass combustion problems in boiler power systems and combustion related environmental issues,” *Prog. Energy Combust. Sci.*, vol. 31, no. 2, pp. 171–192, 2005.
- [66] N. Ozbay, E. Apaydın-Varol, B. Burcu Uzun, and A. Eren Putün, “Characterization of bio-oil obtained from fruit pulp pyrolysis,” *Energy*, vol. 33, no. 8, pp. 1233–1240, 2008.
- [67] G. Boyle, “Renewable Energy: Power for a Sustainable Future,” 2012.
- [68] A. Demirbas and G. Arin, “An Overview of Biomass Pyrolysis,” *Energy Sources*, vol. 24, no. 5, pp. 471–482, May 2002.
- [69] Araguz, Z, and I. Onsan, Z, “Pyrolysis of Solid Waste Materials,” 1987.
- [70] M. R. Gray, W. H. Corcoran, and G. R. Gavalas, “Pyrolysis of a wood-derived material. Effects of moisture and ash content,” *Ind. Eng. Chem. Process Des. Dev.*, vol. 24, no. 3, pp. 646–651, Jul. 1985.
- [71] R. Rodriguez, P. Magne, and X. Deglise, “Sugar cane bagasse as a feedstock for an industrial fast pyrolysis process under development,” *J. Anal. Appl. Pyrolysis*, vol. 12, no. 3, pp. 301–318, 1987.
- [72] M. J. J. Antal and G. Varhegyi, “Cellulose Pyrolysis Kinetics: The Current State of Knowledge,” *Ind. Eng. Chem. Res.*, vol. 34, no. 3, pp. 703–717, Mar. 1995.
- [73] J. D. Martínez, R. F. Montesinos, A. M. Gomis, and U. de A. D. de Q. I. e I. Química, *Producción de gases por pirolisis de cascara de almendra a elevada temperatura: tesis doctoral*. 1990.
- [74] R. Font, A. Marcilla, J. Devesa, and E. Verdu, “Gaseous hydrocarbons from flash pyrolysis of almond shells,” *Ind. Eng. Chem. Res.*, vol. 27, no. 7, pp. 1143–1149, Jul. 1988.
- [75] M. J. Antal and M. Grønli, “The Art, Science, and Technology of Charcoal Production,” *Ind. Eng. Chem. Res.*, vol. 42, no. 8, pp. 1619–1640, Apr. 2003.
- [76] G. Varhegyi, M. J. Antal, T. Szekely, F. Till, and E. Jakab, “Simultaneous thermogravimetric-mass spectrometric studies of the thermal decomposition of biopolymers. 1. Avicel cellulose in the presence and absence of catalysts,” *Energy & Fuels*, vol. 2, no. 3, pp. 267–272, May 1988.

- [77] G. Davis, “ENERGY Market Assessment of Combined Heat and Power in the State of California ENERGY,” no. October, 2000.
- [78] R. Maya *et al.*, “Modelado energético de motores de combustion interna para aplicaciones de cogeneración,” p. 7, 2010.
- [79] U. S. E. P. Agency, C. Heat, and P. P. Chp, “Section 2 . Technology Characterization – Reciprocating Internal Combustion Engines,” *Cat. CHP Technol.*, no. March, 2015.
- [80] D. B. Pedraza, “El motor HCCI,” pp. 4–19, 2008.
- [81] L. Goldstein, B. Hedman, D. Knowles, S. I. Freedman, and R. Woods, “Gas-Fired Distributed Energy Resource Technology Characterizations,” *Gas Res. Inst. Natl. Renew. Energy Lab.*, p. 226, 2003.
- [82] A. Jaén González and S. Yolanda Calventus, *Tecnología energética y medio ambiente, Volumen 2*. 2006.
- [83] INE, “Instituto nacional de estadística,” *Cifras oficiales de población resultantes de la revisión del Padrón municipal a 1 de enero*, 2017. [Online]. Available: <http://www.ine.es/jaxiT3/Datos.htm?t=2894>.
- [84] “INE Instituto nacional de estadística: Cifras oficiales de población resultantes de la revisión del Padrón municipal a 1 de enero,” 2017. [Online]. Available: <http://www.ine.es/jaxiT3/Datos.htm?t=2894>.
- [85] R. E. de E. (REE), “Estadísticas del sistema eléctrico.”
- [86] R. E. de España, “Estadísticas del Sistema Eléctrico: Potencia máxima instantánea peninsular (MW),” 2017.
- [87] EREN JCYL, “ESTRATEGIA DE EFICIENCIA ENERGÉTICA DE CASTILLA Y LEÓN 2016-2020.,” pp. 1–468, 2016.
- [88] “Guía práctica sobre instalaciones individuales de calefacción y agua caliente sanitaria (ACS) en edificios de viviendas.”
- [89] T. D. E. M. Termicos, P. D. E. Transformación, D. E. L. A. Biomasa, and T. D. E. M. Termicos, “Motores térmicos para aprovechamiento energético de la biomasa 1.,” 2017.
- [90] G. Celli, E. Ghiani, M. Loddo, F. Pilo, and S. Pani, “Optimal location of biogas and biomass generation plants,” in *Proceedings of the Universities Power Engineering Conference*, 2008.
- [91] Andrés Fernández Roa, “Método para localización óptima de centrales de energías renovables,” 2011.
- [92] M. Cledera, R. D. F. Fernández, A. G. Callejo, and E. M. Quevedo, *Biomasa : estado actual y perspectiva inmediata*. 2009.
- [93] O. Cantalejo Olmos, G. Antolín Giraldo, and D. Castilla, “Calefacción centralizada por biomasa, Cuéllar.,” *Cent. Heat. by biomass, Cuellar.*, vol. 53, no. 475, pp. 47–61, 2002.
- [94] R. De, T. Carlos, and A. Fernández, “Red de calefacción centralizada con biomasa en Cuéllar (Segovia),” pp. 38–43, 2008.

- [95] “AEMET: Estación meteorológica de Cuéllar,” 2017. [Online]. Available: <https://datosclima.es/Aemet2013/Tempestad2013.php>.
- [96] P. F. De Grado, “Influencia de la Calidad del Agua en Plantas de Potencia de Turbinas de Vapor,” pp. 1–135, 2014.
- [97] A. O. Behn, “Tratamiento de Agua para Calderas,” *Therm. Eng. LTDA*, 2007.
- [98] M. CELSO JUÁREZ CASTELLÓ, *Termodinámica Técnica*. 2015.
- [99] N. W. Tito, “Intercambiadores de calor,” 2017. .
- [100] IDAE, “Biomasa: Redes de distribución térmica,” *Energías Renov.*, 2008.
- [101] “DISTRICT HEATING EL FUTURO DE LA CLIMATIZACIÓN,” 2017. [Online]. Available: <https://e-ficiencia.com/district-heating-el-futuro-de-la-climatizacion/>.
- [102] D. E. Industria and Y. Comercio, *Guía técnica: Diseño de centrales de calor eficientes*. 2010.
- [103] “Logstor calculator: energy loss,” 2017. [Online]. Available: <http://calc.logstor.com/#Login>.
- [104] DANIEL GHISLIER, “Tecnología Y Servicios Industriales: Tratamiento De Agua De Sistemas De Enfriamiento,” 2012.
- [105] T. F. De Grado, “Diseño de una planta de producción de agua de proceso para una C.T.C.C.,” 2015.
- [106] Ministerio de Medio ambiente y medio rural y marino., “Confederación hidrográfica del Duero. Estación: a30 del Rio Cega, Cuéllar,” 2010.
- [107] S. D. E. Aforos, “Confederación hidrográfica del duero,” pp. 3–4.
- [108] F. Nuclear, “El Agua en las Centrales Térmicas y Nucleares,” 2008.
- [109] “DISEÑO Y ANÁLISIS DEL AEROCONENSADOR EN UNA,” 2015.
- [110] D. de I. E. y F. UVA, “EMISIONES GASEOSAS INSTALACIONES DE COMBUSTION,” pp. 1–33.
- [111] Pyramid Technologies, “Bag Filters Design Software,” 2017. .
- [112] New Process, “Electrofiltro,” 2017. [Online]. Available: http://www.newprocess.cl/boletin_endress/junio2008/noticia13.html.
- [113] Metso, “Cyclonic air classifiers/High efficiency cyclones,” 2017.
- [114] D. Del, P. Europeo, and Y. D. E. L. Consejo, “ES,” 2013.
- [115] G. H. Pumps, “Multitec,” pp. 1–128, 2017.
- [116] Weather Online, “Clima anual de Valladolid (temperaturas medias mensuales),” 2017. .
- [117] Weather Online, “Clima anual de Valladolid (humedad relativa media mensual),” 2017.

8. ANEXO

- 8.1 ESQUEMAS DEL TURBOGENERADOR
- 8.2 ESQUEMA GENERAL DE LA CALDERA
- 8.3 BOMBA DEL CICLO DE RANKINE
- 8.4 RECURSOS HIDRÁULICOS
- 8.5 TEMPERATURAS EN CUÉLLAR
- 8.6 CÁLCULO DEL PCI EN INVIERNO Y VERANO
- 8.7 SÍMBOLOS

8 ANEXOS

8.1 ESQUEMAS DEL TURBOGENERADOR

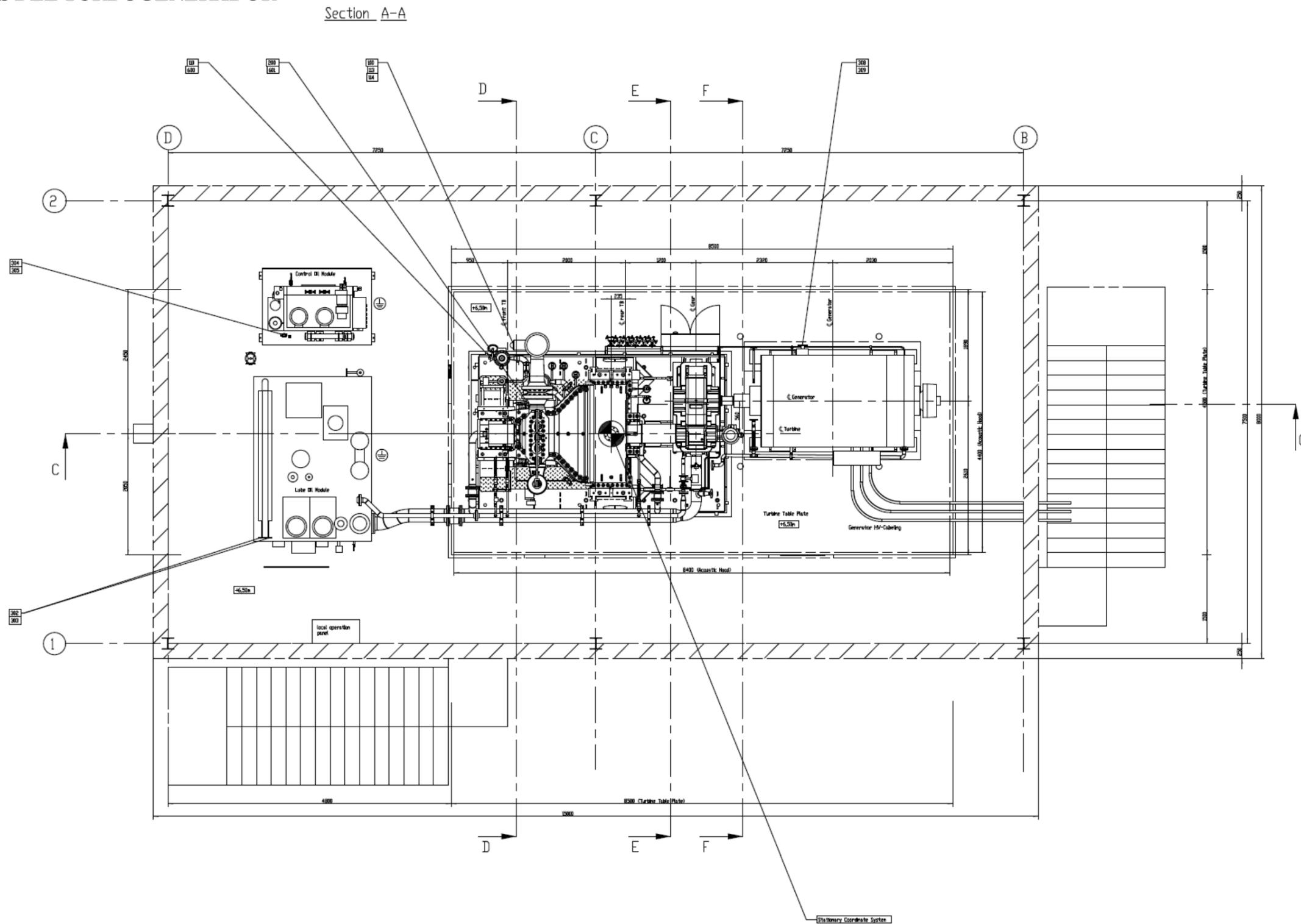


Figura 8.1. Esquema 1 del turbogenerador.

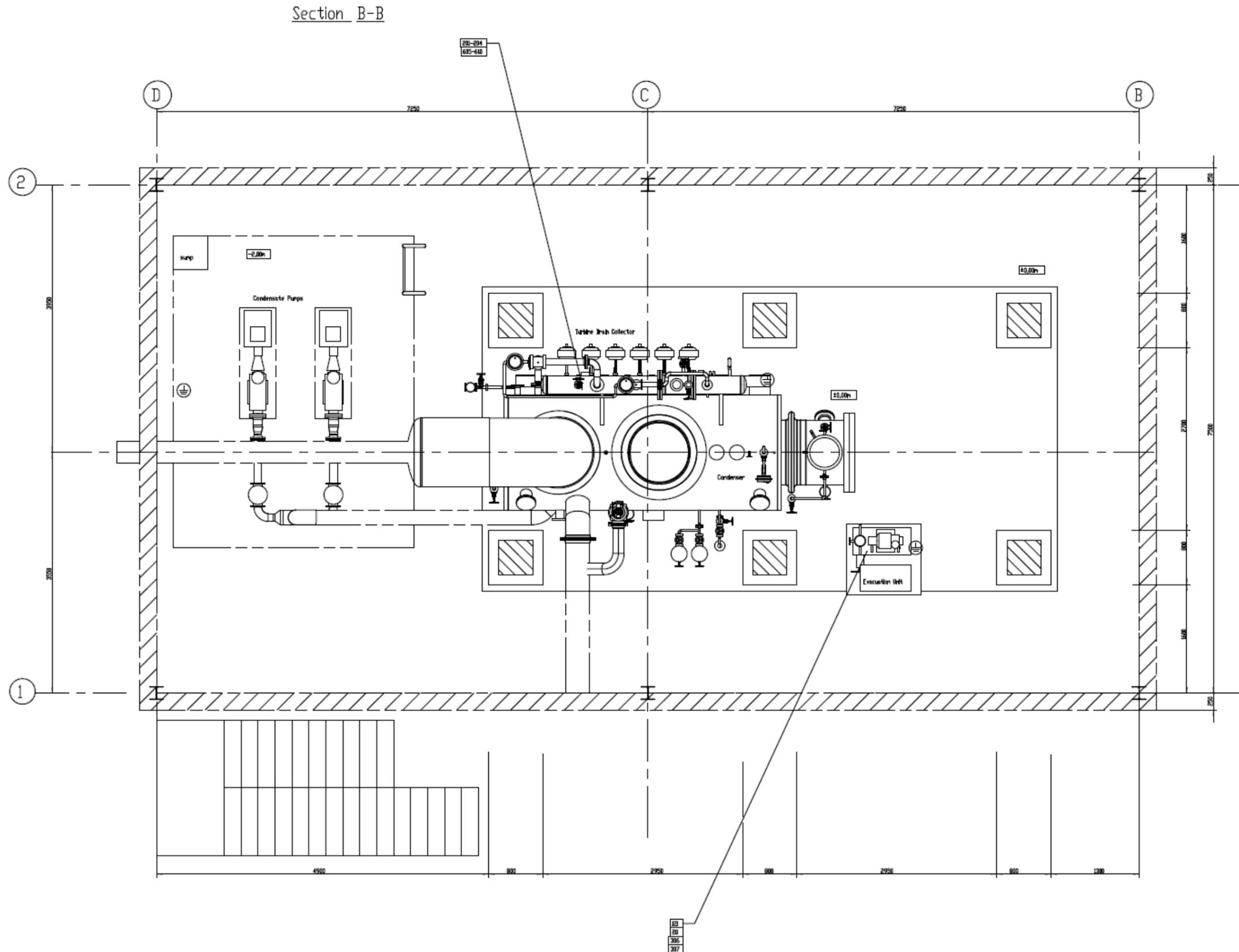


Figura 8.2. Esquema 2 del turbogenerador.

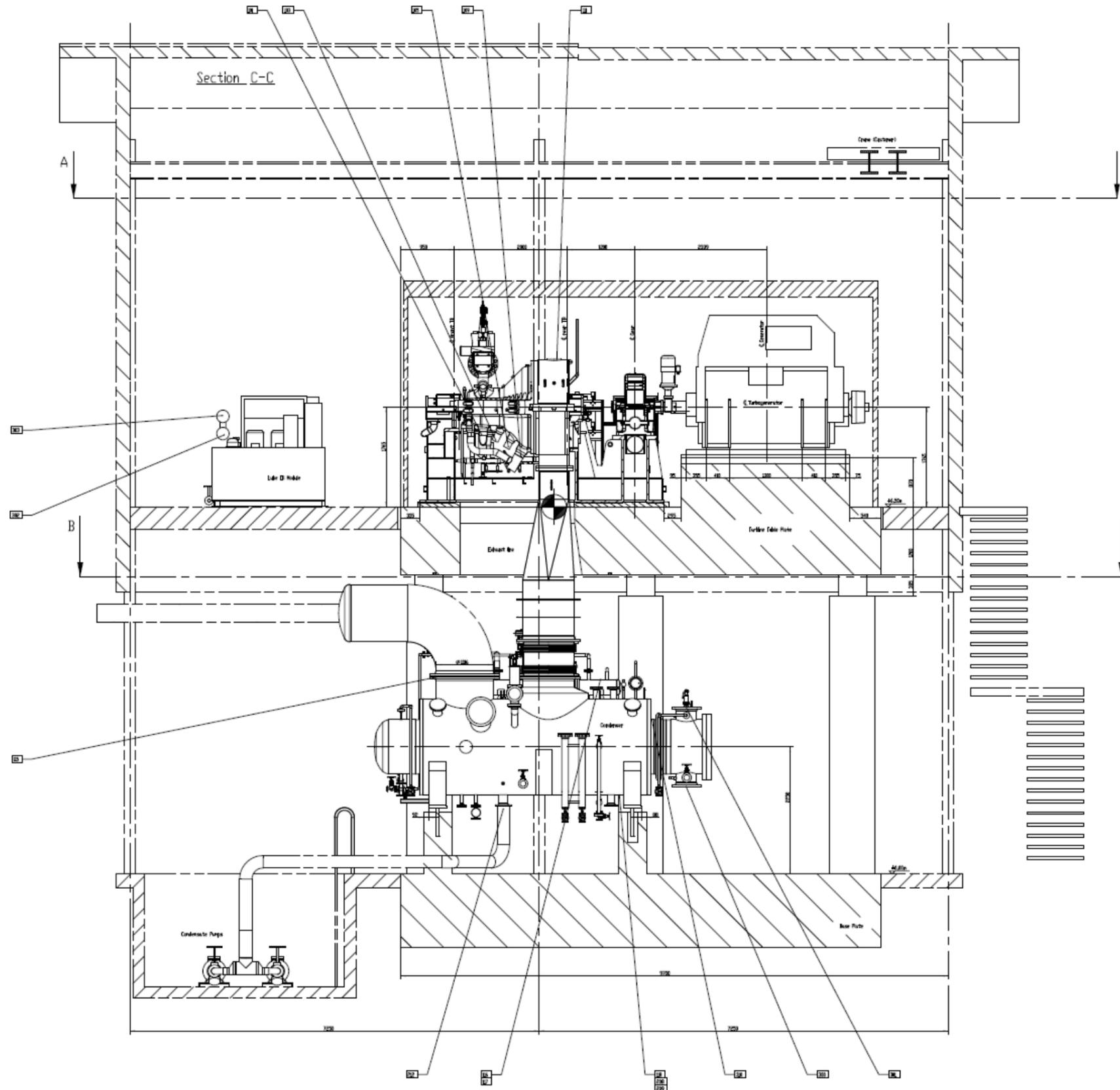


Figura 8.3. Esquema 3 del turbogenerador.

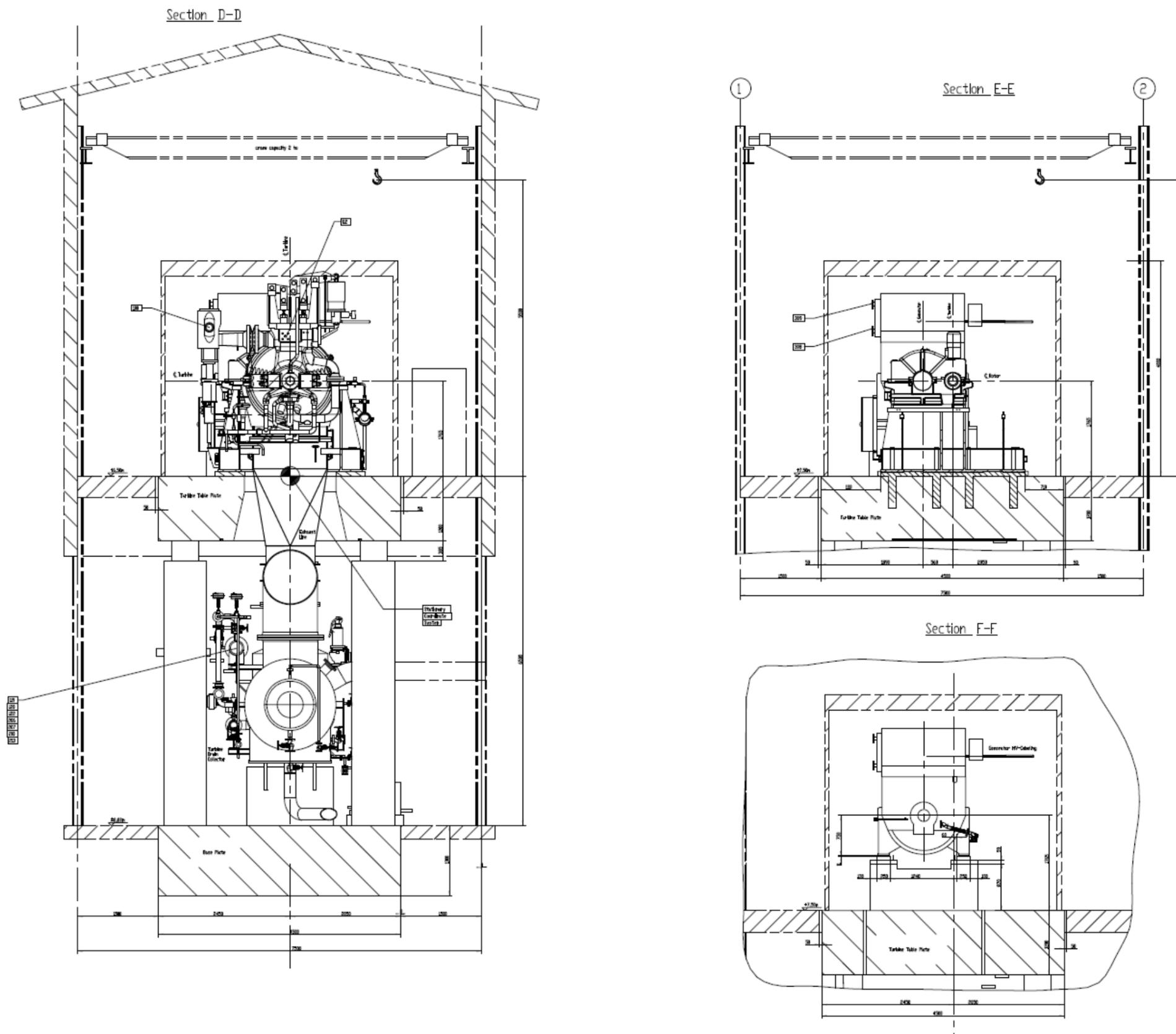


Figura 8.4. Esquema 4 del turbogenerador.

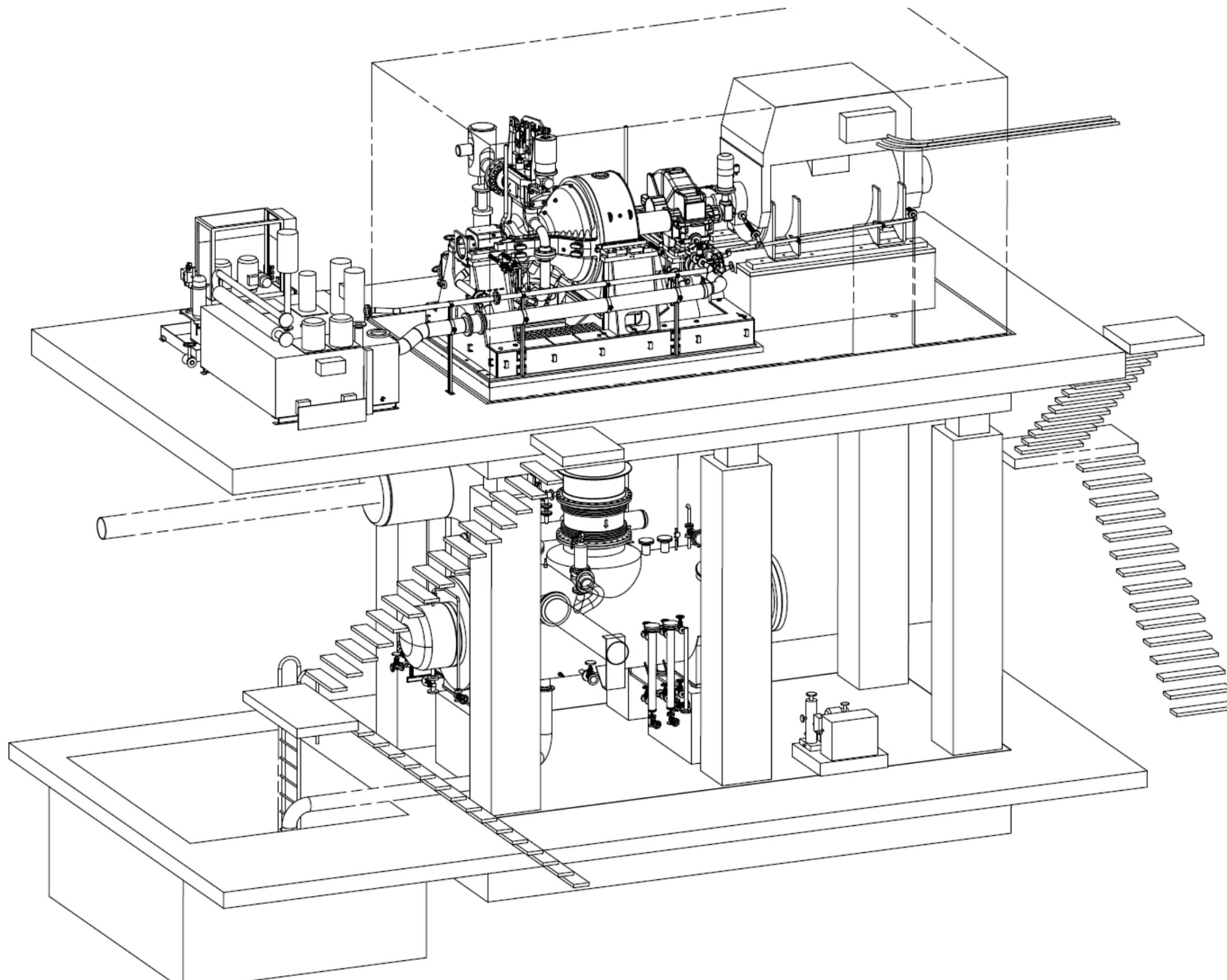
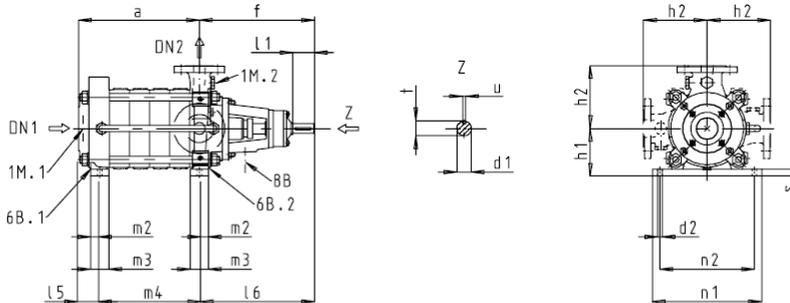


Figura 8.5. Esquema 4 del turbogenerador.

8.3 BOMBA DEL CICLO DE RANKINE

El fabricante de la bomba Multitec A 65 aporta la información siguiente:



	G = ISO 228/1 Rp = ISO 7/1	Multitec A						Multitec B, C, D																	
		32	50	65	100	125	150	32	50	65	100	125	150												
1M.1	G	-	-	1/2	1/2	1/2	1	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2
1M.2	G	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2
6B.1	G	-	-	1/4	1/2	1/2	1/2	1/4	1/2	1/2	1/2	1/2	1/4	1/4	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1
6B.2	G	1/4	1/4	1/2	1/2	1/2	1/2	1/4	1/2	1/2	1/2	1/4	1/4	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2
8B	Rp	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8

Multitec A,B,C,D	1)	2)	axial	radial	DN1	DN2	a	d1	k7	d2	e	f	f1	h1	h2	i	l1	l2	l3	l4	l5	l6	m2	m3	m4	n1	n2	s
32	2	10	65	50	32	168	22	16	121	309	295	132	175	9	50	255	241	304	56	306	20	40	115	330	290	20		
	3	11	65	50	32	223	22	16	176	309	295	132	175	9	50	255	241	304	56	306	20	40	170	330	290	20		
	4	12	65	50	32	278	22	16	231	309	295	132	175	9	50	255	241	304	56	306	20	40	225	330	290	20		
	5	20	65	50	32	333	22	16	286	309	295	132	175	9	50	255	241	304	56	306	20	40	280	330	290	20		
	6	21	65	50	32	388	22	16	341	309	295	132	175	9	50	255	241	304	56	306	20	40	335	330	290	20		
	7	22	65	50	32	443	22	16	396	309	295	132	175	9	50	255	241	304	56	306	20	40	390	330	290	20		
	8	23	65	50	32	498	22	16	451	309	295	132	175	9	50	255	241	304	56	306	20	40	445	330	290	20		
	9	30	65	50	32	553	22	16	506	309	295	132	175	9	50	255	241	304	56	306	20	40	500	330	290	20		
	10		65	50	32	608	22	16	561	309	295	132	175	9	50	255	241	304	56	306	20	40	555	330	290	20		
	11		65	50	32	663	22	16	616	309	295	132	175	9	50	255	241	304	56	306	20	40	610	330	290	20		
	12		65	50	32	718	22	16	671	309	295	132	175	9	50	255	241	304	56	306	20	40	665	330	290	20		
	13		65	50	32	773	22	16	726	309	295	132	175	9	50	255	241	304	56	306	20	40	720	330	290	20		
	14		65	50	32	828	22	16	781	309	295	132	175	9	50	255	241	304	56	306	20	40	775	330	290	20		

Figura 8.7 Dimensiones de la bomba Multitec A 65.

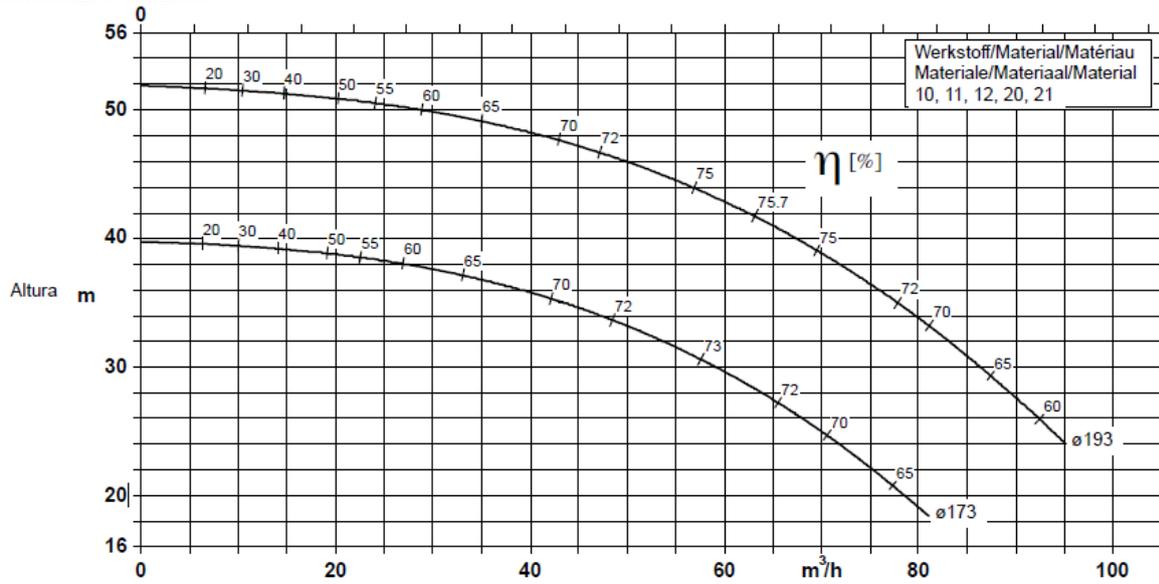


Figura 8.8. Rendimiento de la bomba en función del caudal, la altura manométrica y el diámetro del rodete [115].

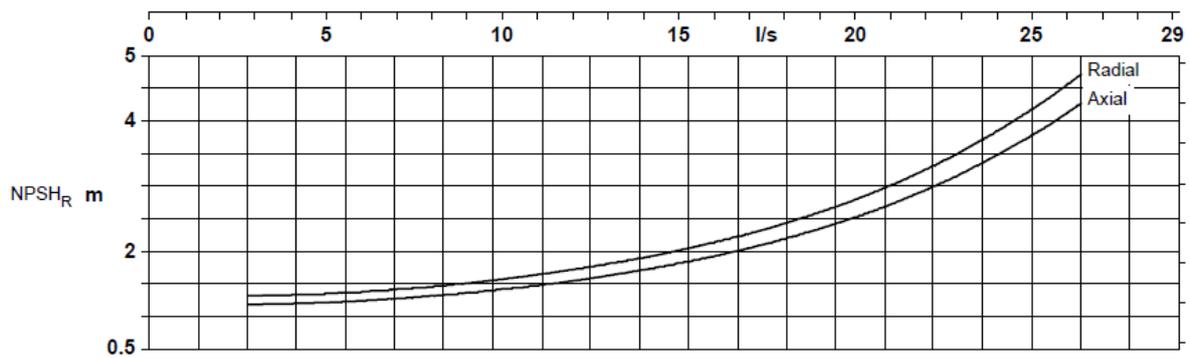


Figura 8.9. NPSH requerido en función del caudal [115].

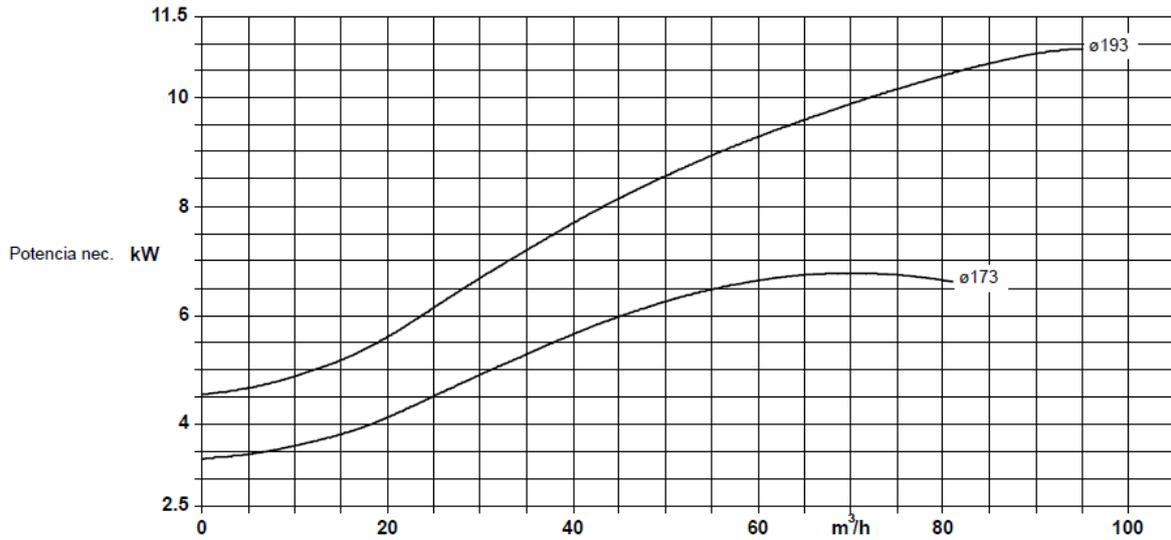


Figura 8.10. Potencia necesaria en función del caudal y el diámetro del rodete [115].

En cuanto a la bomba Movitec H(S)I 15B, el fabricante aporta la siguiente información:

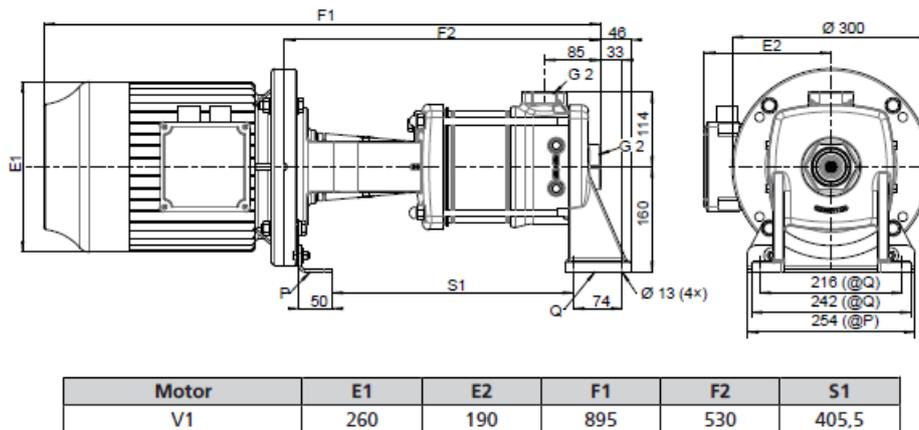


Figura 8.11. Dimensiones de la bomba Movitec H(S)I 15B.

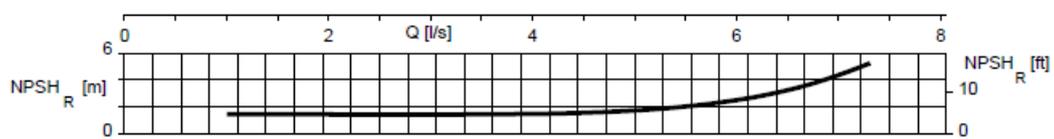


Figura 8.12. NPSH requerido en función del caudal

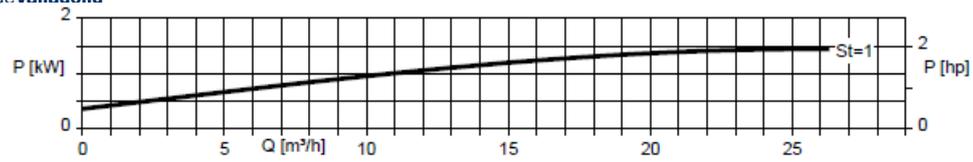


Figura 8.13. Potencia en función del caudal.

8.4 RECURSOS HIDRÁULICOS

El río Cega, en su paso por Cuéllar y alrededores, tiene unas propiedades fisicoquímicas que deben tenerse en cuenta en los puntos donde el agua procedente de este medio entra al sistema. Los valores cuantitativos de estas variables se recogen en la siguiente tabla:

Tabla 8.1. Resultados analíticos de la estación: A30 - Cega en Cuéllar, y, Estación de aforos N° 714 [106], [107].

	UNIDA D	E	F	M	A	M	J	JL	A	S	O	N	D	Media
HORA		09:30	11:00	10:45	10:30	12:00	12:20	09:25	10:00	11:45	10:55	09:45	11:45	
Aldrin	µg/L		<0,0033 1											<0,00331
alfa-Hexaclorociclohexano (alfa-HCH)	µg/L		<0,0033 2											<0,00332
Amoníaco no ionizado	mg/L NH3	<0,01	<0,01	<0,01	<0,01	<0,01	<0,01	<0,01	<0,01	<0,01	<0,01	<0,01	<0,01	<0,01
Amonio total	mg/L NH4	<0,08	0,14	<0,08	<0,08	0,08	0,11	0,09	<0,08	0,08	<0,08	<0,08	<0,08	0,08833
Arsénico	mg/L		0,003											0,003
Atrazina	µg/L		<0,0048 1											<0,00481
Bario	mg/L		0,01											0,010
beta-Hexaclorociclohexano (β-HCH)	µg/L		<0,0043 1											<0,00431
Boro	mg/L		0											0,000
Cadmio	mg/L		<0,001											<0,001
Cianuro	mg/L		<0,003											<0,003
Cloruros	mg/L		11,2			6,6				5,6		6,5		7,5
Cobre	mg/L	<0,00 6	<0,006	<0,00 6	<0,006									
Coliformes fecales	UFC/100 ml		25							140				83
Coliformes totales (37°C)	UFC/100 ml		200							800				500
Color	mg/L escala Pt		20			30				15		30		23,75
Conductividad de campo	µS/cm	163	176	154	161,3	125	217	193,1	195	194	190,1	181	156	175,458
Conductividad eléctrica a 20 °C	µS/cm	138	149	159	165	128	215	189	198	175	183	171	152	168,5
Cromo	mg/L		<0,006											<0,006
DBO5 ó Demanda Bioquímica de Oxígeno a 5 días	mg/L O2	<2	2	<2	<2	2	<2	2	<2	2	2	3	<2	2,083
DDTs Directiva 86/280/CEE Suma Máxima	µg/L		0,01868											0,01868

DDTs Directiva 86/280/CEE Suma Mínima	µg/L		0											0
delta-Hexaclorociclohexano (delta-HCH)	µg/L		<0,00478											<0,00478
Dieldrin	µg/L		<0,00366											<0,00366
Endrin	µg/L		<0,00322											<0,00322
Fluoruros	mg/L		<0,38											<0,38
Fosfatos	mg/L PO4		0,19			0,26				0,21		0,15		0,2025
Fósforo total	mg/L P	0,06	0,06	0,07	0,06	0,09	0,12	0,13	0,09	0,09	0,07	0,09	0,05	0,0817
gamma-Hexaclorociclohexano (Lindano, gamma- HCH)	µg/L		<0,00404											<0,00404
HCH Suma Máxima	µg/L		0,01645											0,01645
HCH Suma Mínima	µg/L		0											0
Hexaclorobenceno (HCB, Perclorobenceno)	µg/L		<0,00534											<0,00534
Hierro	mg/L		0,11							0,18				0,145
Índice de permanganato (IPER)	mg/L O2	4,29	3,99			4,48				2,75		4,76		4,054
Isodrin	µg/L		<0,00219											<0,00219
Manganeso	mg/L		<0,08							<0,08				<0,08
Mercurio	mg/L		<0,0001											<0,0001
Metolacloro	µg/L		<0,00521											<0,00521
Níquel	mg/L		<0,007											<0,007
Nitratos	mg/L		1,34			1,17				<0,15		<0,15		0,7025
Nitritos	mg/L	<0,008	<0,008	0,039	0,049	<0,008	0,019	0,026	<0,008	<0,008	<0,008	<0,008	<0,008	0,016416667
op'-DDT	µg/L		<0,00372											<0,00372
Oxígeno disuelto	mg/L O2	11,43	11,63	10,96	9,29	9,57	9,09	8,47	7,72	7,92	9,38	8,78	10,59	9,5692
Oxígeno disuelto de campo	mg/L O2	11,9	11,57	11,34	9,21	9,79	8,52	8,03	7,89	7,87	8,65	8,41	10,35	9,4608
Pentaclorofenol (PCP)	µg/L		<0,0485											<0,0485
pH	udpH	7,8	7,99	8,03	8,02	7,9	8,24	8,1	8,09	7,97	7,96	7,95	7,97	8,0017
pH de campo	udpH	8	7,88	7,75	8,27	7,75	8,22	8,09	8,11	8,4	8,04	8,27	8,67	8,1208
Plaguicidas Directiva 75/440/CEE Suma Máxima	µg/L		0,02011											0,02011
Plaguicidas Directiva 75/440/CEE Suma Mínima	µg/L		0											0
Plomo	mg/L		<0,003											<0,003

Porcentaje de saturación de Oxígeno disuelto de campo	%	97	94	98	91,9	95	92	99,6	87	89	88,7	82	90	92,017
pp'-DDD	µg/L		<0,00593											<0,00593
pp'-DDE	µg/L		<0,00376											<0,00376
pp'-DDT	µg/L		<0,00527											<0,00527
Saturación de oxígeno disuelto	% sat. O2	84,67	86,15	78,85	83,69	84,69	85,75	96,25	77,98	77,65	86,85	75,69	78,44	83,055
Selenio	mg/L		<0,005											<0,005
Simazina	µg/L		<0,00528											<0,00528
Sólidos en suspensión	mg/L	23	5,6	4,8	9,6	9,2	6,4	10	6	6,4	4	<2	<2	7,4167
Sulfatos	mg/L		3,8							10				6,9
Temperatura ambiente	°C	4	<0,2	2	11	5	12	21	14	20	11	9	1	9,1
Temperatura del agua	°C	3,3	3	2	11,1	10	13	21,7	16	15	12	9	3	9,925
Tensoactivos aniónicos (TENSAN)	mg/L LAS									<0,08				<0,08
Terbutilazina	µg/L		<0,00489											<0,00489
Zinc	mg/L	<0,06	<0,06	<0,06	<0,06	<0,06	<0,06	<0,06	<0,06	<0,06	<0,06	<0,06	<0,06	<0,06
Caudal	(m3/s)	1,47	1,93	3,05	2,47	1,91	0,83	0,24	0,15	0,17	0,46	0,9	1,42	1,25

8.5 TEMPERATURAS EN CUÉLLAR

La siguiente figura recoge la variación de las temperaturas en Cuéllar durante los años 2014, 2015, y 2016, de una forma visual:

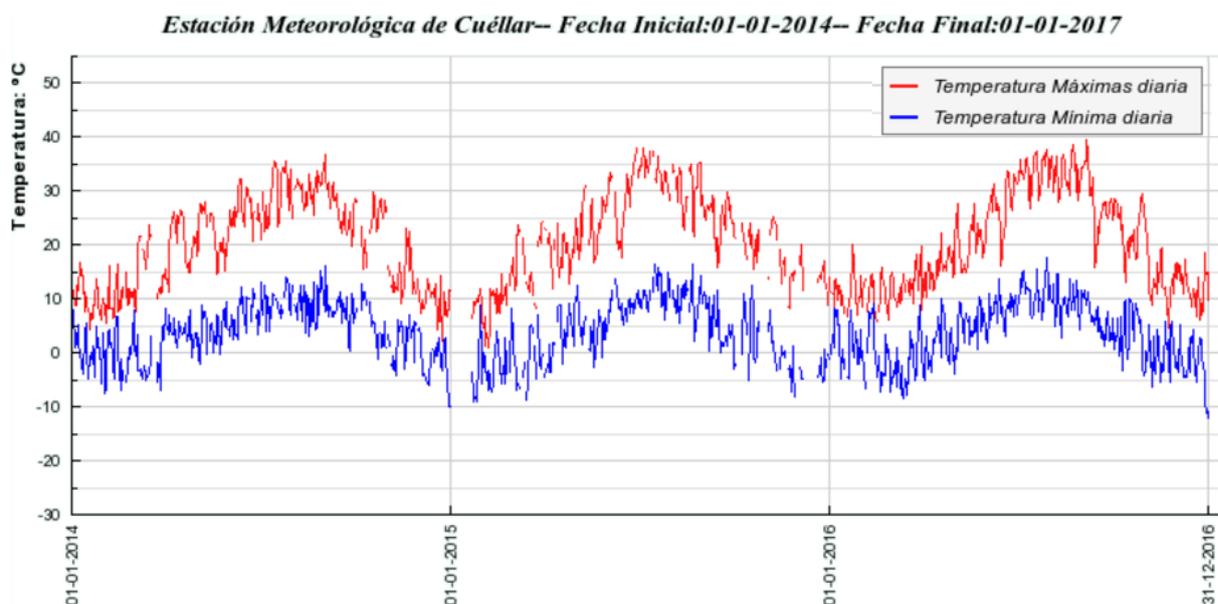


Figura 8.14. Temperaturas máximas y mínimas durante los últimos tres años en Cuéllar [95].

CARACTERIZACIÓN DE UNA PLANTA DE COGENERACIÓN PARA AUTOABASTECIMIENTO ENERGÉTICO DE UNA POBLACIÓN DE 10000 HABITANTES UTILIZANDO RESIDUOS FORESTALES

8.6 CÁLCULO DEL PCI EN INVIERNO Y VERANO

Para calcular el PCI, se necesitan dos datos como se vio en la ecuación 1. El primero de ellos es el poder calorífico superior, que es un dato conocido, y el segundo de ellos, la humedad de la madera.

Con el fin de obtener la humedad de la madera, y, considerando que la madera experimenta únicamente un secado natural, debido al equilibrio higroscópico, es necesario conocer previamente la temperatura y la humedad relativa, de modo que mediante la figura 2.4, se logre conseguir el valor de la humedad para posteriormente conocer el valor del PCI.

Las tablas 8.2, y 8.3, representan las temperaturas medias mensuales del año 2016 y la humedad relativa del mismo año respectivamente.

Tabla 8.2. Temperaturas medias mensuales [116].

ENERO	FEBRERO	MARZO	ABRIL	MAYO	JUNIO	JULIO	AGOTO	SEPTIEMBRE	OCTUBRE	NOVIEMBRE	DICIEMBRE
5,5	6,3	6,8	9,7	14,0	19,8	23,8	23,3	20,0	14,8	7,7	5,3

Tabla 8.3. Humedad relativa media mensual [117].

ENERO	FEBRERO	MARZO	ABRIL	MAYO	JUNIO	JULIO	AGOTO	SEPTIEMBRE	OCTUBRE	NOVIEMBRE	DICIEMBRE
86	76	66	67	68	57	56	55	62	75	82	87

Bajo la hipótesis de que el verano dura desde abril hasta septiembre, y el invierno desde octubre a marzo, se determina que:

- La temperatura media en verano es de 18,4 °C
- La humedad relativa media en verano es de 60,8 %
- La temperatura media en invierno es de 7,7 °C
- La humedad relativa media en invierno es de 78,7 %

Con los valores anteriores, y utilizando la figura 2.4 se acepta que la humedad de la madera es de:

- Humedad de la madera en verano: entre un 10 y un 11 %, aproximando 10,5 %.
- Humedad de la madera en invierno: entre un 16 y un 17 %. De media, un 16,5 %.

Finalmente, con estas variables ya definidas, y, gracias a la ecuación 1, se obtienen los siguientes PCI:

- PCI verano: 18764,8 kJ/kg
- PCI invierno: 17431,2 kJ/kg

8.7 SÍMBOLOS



P_e	Potencia eléctrica
Q	Potencia térmica
$P_{e\ ideal\ t}$	Potencia ideal aportada por la turbina
$P_{e\ real\ t}$	Potencia real aportada por la turbina
$\eta_{\ mec\ t}$	Rendimiento mecánico turbina
$\eta_{\ mec\ generador}$	Rendimiento mecánico generador
T	Temperatura
P	Presión
S	Entropía
H	Entalpía
$\eta_{\ isen\ t}$	Rendimiento isentrópico turbina
Q_{dh}	Potencia aportada al District Heating
\dot{m}	Flujo másico
α	tanto por uno del flujo másico que sale de la extracción controlada
Q_{amb}	Potencia térmica transmitida al ambiente
$\eta_{\ isen\ b}$	Rendimiento isentrópico bomba
η_c	Rendimiento caldera
\dot{m}_f	Flujo másico combustible
Q_c	Potencia aportada por la caldera
R	Rendimiento de la cogeneración
E	Potencia eléctrica demandada
V	Potencia térmica demandada