



UNIVERSIDAD DE JAÉN
Escuela Politécnica Superior de Linares

Trabajo Fin de Grado

**MODELADO Y SIMULACIÓN DE
UNA PLANTA APROVECHAMIENTO
DE BIOMASA PARA
APLICACIONES DE GENERACIÓN
DISTRIBUIDA**

Alumno: Rosendo Mendoza Vílchez

Tutor: David Vera Candeas

Depto.: Ingeniería Eléctrica

Septiembre, 2017



Universidad de Jaén
Escuela Politécnica Superior de Linares

Don DAVID VERA CANDEAS, tutor del Trabajo Fin de Grado titulado: MODELADO Y SIMULACIÓN DE UNA PLANTA APROVECHAMIENTO DE BIOMASA PARA APLICACIONES DE GENERACIÓN DISTRIBUIDA , que presenta ROSENDO MENDOZA VÍLCHEZ, autoriza su presentación para defensa y evaluación en la Escuela Politécnica Superior de Linares.

Jaén, Septiembre de 2017

El alumno:

Firma del autor /a

Rosendo Mendoza Vílchez

Los tutores:

Firma del Tutor/a

NOMBRE VERA
CANDEAS
DAVID - NIF
26240417Q

Firmado digitalmente por NOMBRE
VERA CANDEAS DAVID - NIF
26240417Q
Nombre de reconocimiento (DN):
c=es, o=FNMT, ou=fnmt clase 2 ca,
ou=703001765, cn=NOMBRE VERA
CANDEAS DAVID - NIF 26240417Q
Fecha: 2017.08.31 14:37:52 +02'00'

David Vera Candeas

ÍNDICE

1	Resumen	3
2	Introducción	4
2.1	Estado del arte y estudios iniciales	5
2.1.1	Tecnologías de valorización energética de biomasa	5
2.1.2	Tecnologías de producción eléctrica – térmica (cogeneración)	14
2.1.3	Ejemplos de instalaciones.....	18
3	Objetivos.....	22
4	Materiales y Métodos.....	23
4.1	Caracterización inicial de la biomasa de entrada al sistema.....	23
4.1.1	Contenido en humedad	23
4.1.2	Tamaño de partícula	26
4.1.3	Poder calorífico y contenido en cenizas.....	29
4.1.4	Análisis elemental CHNS de la biomasa.....	32
5	Modelado y simulación a través del software energético Cycle-Tempo.....	33
5.1	Modelado y simulación del reactor	33
5.1.1	Entrada de la biomasa al gasificador	33
5.1.2	Entrada de aire al gasificador.....	35
5.1.3	Gasificador	36
5.2	Modelado y simulación del sistema de limpieza del gas producto	40
5.2.1	Ciclón	40
5.2.2	Eliminador de humedad	44
5.3	Modelado y simulación del sistema de generación de potencia	48
5.3.1	Combustor.....	50
5.3.2	Intercambiador de calor.....	52
5.3.3	Compresor.....	53
5.3.4	Turbina	54
5.3.5	Generador	56

5.4	Modelado y simulación de generación térmica en el sistema (CHP)	57
6	Análisis de resultados.....	60
6.1	Estudio final de los parámetros óptimos de funcionamiento del sistema .	60
6.1.1	Evaluación de la composición del gas producto	61
6.1.2	Mejora del rendimiento en el gasificador.....	64
6.1.3	Evaluación de la presión en el compresor	67
6.1.4	Evaluación de la temperatura del aire a la entrada de la turbina	71
6.1.5	Cálculo y ajuste de la eficiencia en la cámara de combustión e intercambiadores	75
6.2	Conclusión final del sistema	78
6.3	Esquema global de todo el sistema.....	80
7	Conclusiones y propuesta de mejora	81
8	Referencias bibliográficas.....	84

1 RESUMEN

Según el estado del arte contemplando el estado actual de la tecnología y las necesidades, cabe deducir que se propone la simulación y modelización de un sistema de aprovechamiento de la biomasa.

La biomasa a emplear en el sistema por su interés y cantidad generada en la provincia de Jaén se trata de los subproductos generados en el olivar, centrándonos especialmente en la poda del olivar, la cual se le ha realizado unos previos estudios para ser caracterizada.

Esta biomasa es llevada primeramente a una gasificación de la cual obtendremos un gas producto que posteriormente se le realiza una limpieza de partículas mediante un ciclón y una eliminación de humedad.

Este gas producto una vez tratado es llevado como combustible a una turbina de combustión externa, donde primeramente entra a una cámara de combustión dónde la energía generada a través de los gases de combustión es aprovechada en un intercambiador por una corriente de aire que llega calentada y con cierta presión debido a un compresor. Después esta corriente a la salida del intercambiador va a una turbina donde se expande la corriente; esta turbina, el compresor y el generador están conectados en el mismo eje, la generación de electricidad se produce en el generador. Finalmente se le situara un intercambiador al aire calentado que sale de turbina para aprovechar la energía de la corriente para calentar agua (ACS). Por lo tanto, tendremos una cogeneración (CHP).

2 INTRODUCCIÓN

Entendiendo como biomasa cualquier tipo de materia orgánica que haya tenido su origen como consecuencia de un proceso biológico. El concepto de biomasa engloba tanto la materia de origen vegetal como los de origen animal.

La biomasa en Andalucía se puede catalogar como la que más energía puede aportar al sistema como fuente renovable. Especificando que nos situamos en la provincia de Jaén donde destaca por el marco del olivar llegando a 1.500.000 hectáreas de olivar en la comunidad de Andalucía. Destacar por otro lado la generación de aceite de oliva, en el decenio 1996-2005 la media de aceite de oliva fue de 771.491 toneladas y el decenio 2006-2015 ascendió a 999.498 toneladas, siendo Jaén el principal pulmón de esta generación.

Destacar de esta industria su gran generación de subproductos procedentes del olivar, los cuales contiene una cantidad de energía de gran importancia. Los subproductos a tener en cuenta para valorización energética son el orujo, orujillo, el hueso de aceituna, la hoja de almazara y la poda de olivar.

Volviendo a términos generales de biomasa podemos gestionar en números el porcentaje que se puede abastecer de las necesidades energéticas en Andalucía, sabiendo que la biomasa llega hasta el potencial de 3.955 ktep y el consumo de energía primaria en Andalucía ascendió en 2015 a 18.468,5 ktep, siendo el potencial de la biomasa el 21,4% de las necesidades en Andalucía.

Destacar que respecto a la generación de electricidad con biomasa sólida Andalucía se sitúa en el primer puesto a nivel nacional, representando el 34,7% de la potencia instalada respecto al total.

Reforzaremos la finalidad de este trabajo sabiendo que la dentro de las expectativas futuras en Andalucía el desarrollo tecnológico de la gasificación se sitúa como actuación prioritaria (Agencia Andaluza de la Energía 2016).

2.1 Estado del arte y estudios iniciales

2.1.1 Tecnologías de valorización energética de biomasa

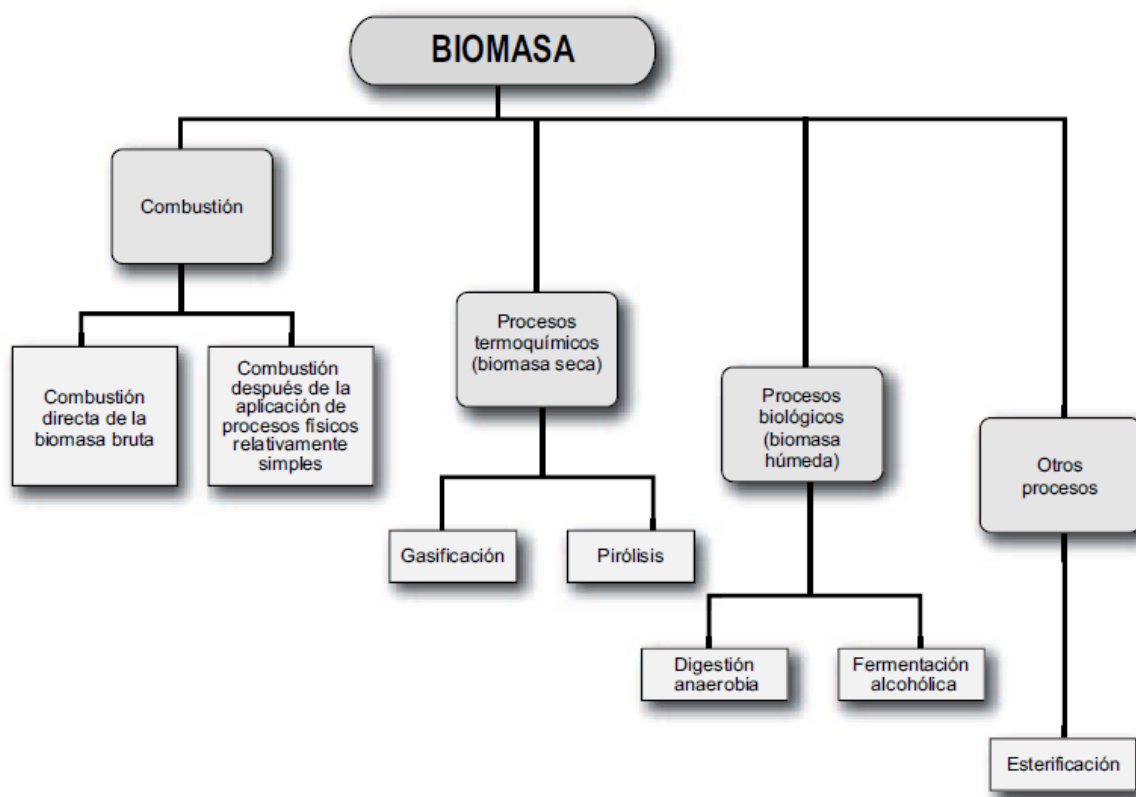


Figura 2.1 Clasificación de las fuentes de biomasa

Respecto el aprovechamiento puede ser calor para procesos químicos, calefacción o generación de vapor para su empleo en centrales eléctricas; en otros procesos lo que obtenemos es un combustible sólido, líquido o gaseoso (Carta et al. 2013).

2.1.1.1 Combustión

La combustión es el sistema más antiguo y elemental de recuperación energética de la biomasa. En el proceso de combustión la materia orgánica (combustible) reacciona químicamente con el oxígeno (carburante) en una reacción exotérmica (cede calor al medio), hasta producir una oxidación completa de la materia. Para ello, se requiere que la biomasa alcance una temperatura tal que, en presencia de aire en exceso u oxígeno, se pueda mantener la reacción hasta su total transformación.

Los productos obtenidos son dióxido de carbono (CO_2), agua (H_2O) y, si los elementos azufre y nitrógeno forman parte de los reactivos, óxidos de azufre (SO_x) y nitrógeno (N_xO_z).

Los factores fundamentales que afectan al proceso son: características físicas, químicas y energéticas de la biomasa (combustible), el porcentaje de oxígeno y la temperatura a la que se realiza la misma (entre 600°C y 1300°C).

Respecto las características físicas de la biomasa tiene un especial interés el grado de humedad porque se consume parte de la energía de la combustión en la evaporización del agua contenida en la biomasa. Por ello, el grado de humedad debe ser inferior a un 15%. Esto afecta considerablemente en el rendimiento, llegando a un 80% de rendimiento en una biomasa seca. Tener en cuenta también que el tiempo del proceso de combustión y los equipos empleados en el tratamiento y en la propia combustión dependen de la granulometría y la densidad de la biomasa. Generalmente la biomasa permite obtener bajas cantidades de cenizas, lo que facilita su eliminación.

En cuanto a sus características químicas destaca su escaso contenido en azufre beneficiando la no emisión de óxidos de azufre.

Mediante la combustión directa de la biomasa se produce la transformación de la energía química almacenada en ella en energía calorífica. Por lo que sus propiedades energéticas vienen marcadas por el poder calorífico superior (PCS) cuya unidad más frecuente es kcal/kg. En cambio, el poder calorífico inferior (PCI) muestra la cantidad de calor desprendido, una vez se ha descontado el calor absorbido en la evaporación del agua contenida en la biomasa.

Existe una gran variedad de tecnologías y procedimientos para incinerar la biomasa; los tipos más importantes de hogares son de parrilla (móvil, horizontal fija o inclinada fija) o de lecho fijo. Este último presenta la ventaja de trabajar a temperaturas inferiores respecto a los de parrilla lo que disminuye las emisiones de óxidos de nitrógeno y la formación de aglomerados y escorias producidas en la combustión.

Según la forma de material a incinerar, los sistemas más empleados son:

- Quemador de tornillo, empleado en instalaciones de pequeña capacidad. Resulta apropiado para residuos con humedad hasta 30 ó 35% y granulometrías medianas. Se utiliza para introducir el combustible en el crisol.
- Parrillas, que son la forma más usual de quemar en lecho delgado. El combustible se lanza sobre la parrilla de tal manera que los finos y volátiles que se desprenden entran en combustión antes de llegar y se terminan de quemar en la propia parrilla. Cuando el combustible tiene alta humedad se utiliza el lecho grueso mediante parrillas móviles de avance.
- Quemador ciclónico, para sólidos pulverizados, que se introducen a presión y adquieren un movimiento helicoidal dentro de la cámara al mezclarse con el aire de combustión.

La aplicación de la combustión directa de la biomasa puede ser en hornos (sector de fabricación de ladrillos y bovedillas), secaderos (en el secado de materiales) o calderas (se produce el intercambio de calor entre los gases de combustión y el fluido a calentar). Para la generación de electricidad se llevará a cabo mediante la generación de vapor. Otras de las aplicaciones es para uso doméstica, comúnmente para calefacción.

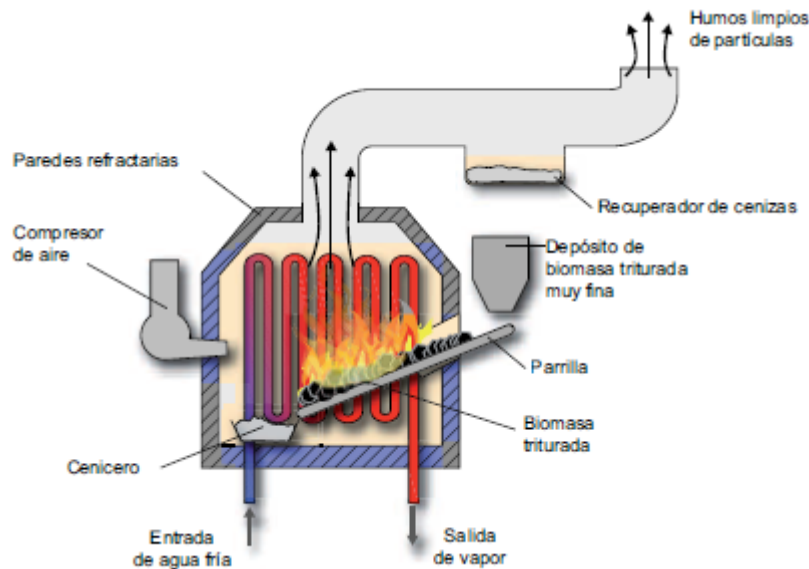


Figura 2.2 Generación de vapor por combustión directa mediante hogar de parrilla

Dentro de la combustión directa cabe destacar otras opciones interesantes como la co-combustión donde se emplean dos combustibles diferentes en un mismo sistema de combustión. Esta co-combustión va orientada al uso de hornos o calderas que antes utilizaban carbón y ahora también incluyen biomasa (Carta et al. 2013; Esteban et al. 2001; Cledera et al. 2009).

2.1.1.2 Gasificación

A continuación mostramos un esquema dónde podemos ver en que consiste el proceso de gasificación dentro de un reactor.

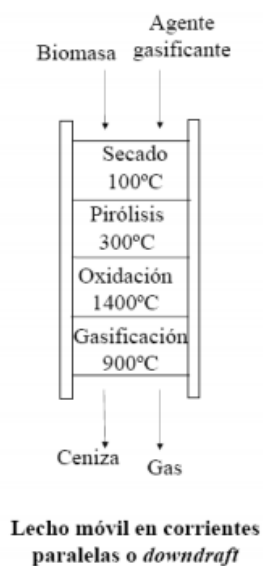


Figura 2.3 Esquema proceso gasificación

La gasificación es un proceso de oxidación parcial que permite transformar la biomasa seca en productos gaseosos, principalmente hidrógeno (H₂), monóxido de carbono (CO), dióxido de carbono (CO₂), metano (CH₄) y vapor de agua.

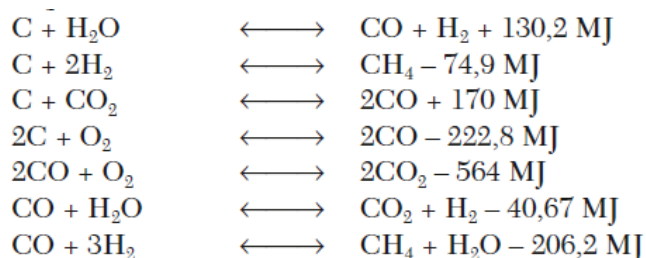


Tabla 2.1. Reacciones principales en el proceso de gasificación

(Productos obtenidos) Mediante la gasificación se transforma un material sólido en un gas, que puede ser aprovechado como combustible (para la generación de electricidad –en motores de combustión interna o turbinas–, de calor, o para su utilización en un ciclo combinado); o como materia prima para la síntesis de diversos productos (metano, amoníaco, metanol, gasolina).

Se puede obtener distinta composición en el producto obtenido en función de los materiales empleados (composición, grado de humedad, tamaño y uniformidad de las partículas, etc.), de las condiciones en que se lleva a cabo el proceso (con aire o con oxígeno puro, presión de operación, temperatura del proceso, etc.) y del tipo de gasificador.

Respecto a la humedad de la biomasa debe ser baja para evitar que la evaporización del agua consuma parte de la energía y reduzca el rendimiento del proceso.

En cambio, en función del medio gasificante empleado se puede obtener distintos productos:

- Gasificación con aire: el aire se introduce principalmente como aporte de calor al proceso, mediante la combustión de parte del residuo carbonoso procedente de la biomasa introducida al reactor (gasificador). Se obtiene un gas combustible de bajo poder calorífico (menos de 6 MJ/m³) denominado gas gasógeno o gas pobre, debido principalmente al alto contenido en nitrógeno del gas producido. Se suele utilizar directamente en equipos de combustión para generar electricidad utilizando turbinas de gas y generadores eléctricos. Dado que el aire es un agente gasificante fácilmente disponible, es por lo que este proceso presenta un mayor interés económico.
- Gasificación con oxígeno: se produce un gas de medio contenido energético (10-20 MJ/m³). Tiene las mismas aplicaciones que el gas de bajo contenido energético, pero tiene un mayor poder calorífico al no estar diluido con nitrógeno. Asimismo, este proceso se puede utilizar para obtener gas de síntesis (CO/H₂).
- Gasificación con vapor de agua y oxígeno (o aire): se produce un gas que al estar enriquecido en H₂ y CO se puede utilizar como gas de síntesis para metanol, gasolinas, etc...

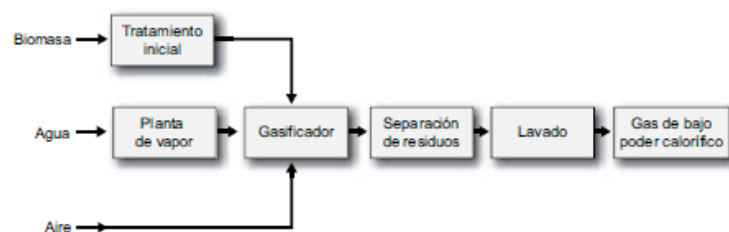


Figura 2.4 Esquema conceptual del proceso de gasificación con aire

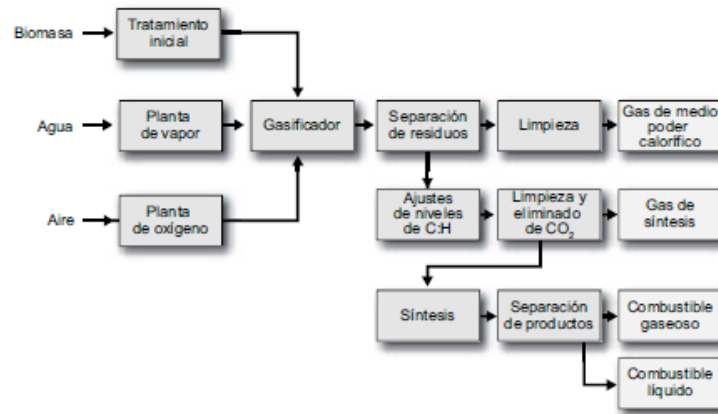


Figura 2.5 Esquema conceptual del proceso de gasificación con oxígeno

En ambos casos, la temperatura para iniciar la gasificación es 700 o 800°C, con un valor operativo de 1100°C, pero sin superar los 1500°C, para evitar la fusión de las cenizas. Utilizando el vapor como agente gasificante, pueden aplicarse temperaturas más bajas. El margen de presiones puede oscilar entre 1 y 30 atmósferas.

Existen diversos tipos de gasificadores, la elección del gasificador dependerá del tipo y cantidad de biomasa a procesar, así como de las aplicaciones de los gases. Se suelen clasificar en gasificadores de lecho fijo, que se subdividen a su vez en gasificadores de flujo de gas ascendente y de flujo de gas descendente, y gasificadores de lecho fluidizado (limitados por el tamaño de los residuos, que no deben superar 2 cm) (Carta et al. 2013; Esteban et al. 2001; Cledera et al. 2009).

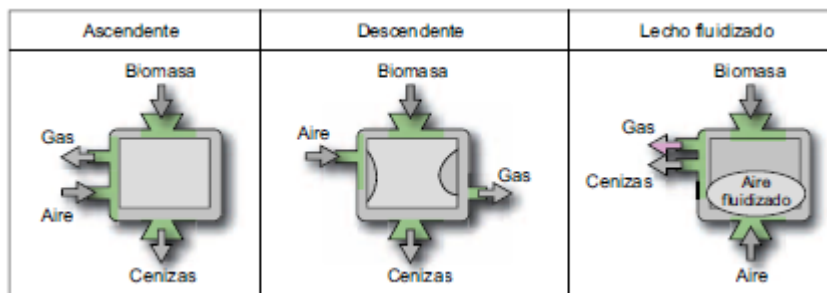


Figura 2.6 Tipos de gasificadores

2.1.1.3 Digestión anaeróbica

En este proceso la biomasa húmeda se degrada gracias a la acción de microorganismos, que contiene la biomasa o que se incorporan al proceso, obteniéndose productos de alta densidad energética.

La digestión anaerobia es un proceso de degradación de la materia orgánica que ocurre en la naturaleza de forma espontánea. La descomposición de la biomasa se efectúa en ausencia de oxígeno (medio anaerobio, reductor), por la acción de ciertas bacterias que descomponen la materia orgánica de los residuos y los estabilizan, es decir, en este caso no se produce por la acción de altas temperaturas.

Como resultado es obtenido un biogás y una suspensión acuosa denominada fango o lodo, donde se encuentran la mayor parte de las sustancias inorgánicas, como nitrógeno, fósforo, etc. junto con otros compuestos no biodegradables. El biogás contiene fundamentalmente una alta proporción en metano (CH_4 en concentración superior al 60 % en el gas) y dióxido de carbono (CO_2).

La digestión anaerobia puede aplicarse, entre otros, a residuos ganaderos, agrícolas, así como a los residuos de las industrias de transformación de dichos productos. Entre los residuos se pueden citar purines, estiércol, residuos agrícolas o excedentes de cosechas, etc. Estos residuos se pueden tratar de forma independiente o de forma conjunta, mediante lo que se da en llamar co-digestión. La digestión anaerobia también es un proceso adecuado para el tratamiento de aguas residuales de alta carga orgánica, como las producidas en muchas industrias alimentarias. Mencionar su empleo también en vertederos de RSU, el biogás se extrae por sondeos y se quema, en algunos casos, previo almacenamiento a presión en gasómetros.

Los beneficios asociados a la digestión anaerobia son reducción significativa de malos olores, mineralización, producción de energía renovable (si el gas se aprovecha energéticamente y sustituye a una fuente de energía fósil), reducción de emisiones de gases de efecto invernadero derivadas de la reducción de emisiones incontroladas de CH_4 (que produce un efecto invernadero 20 veces superior al CO_2) y reducción del CO_2 (ahorrado por sustitución de energía fósil).

El biogás es una mezcla gaseosa de metano, dióxido de carbono, hidrógeno y nitrógeno, junto con trazas de otros gases. Su poder calorífico es función de la riqueza en metano siendo, para un contenido de un 60% de éste, del orden de 5.500 kcal/m³. Para su aprovechamiento conviene eliminar el dióxido de carbono, sulfuro de hidrógeno y vapor de agua, para aumentar dicho poder calorífico y evitar problemas de corrosión en los equipos.

COMPUESTO	% EN VOLUMEN
CH_4	50 - 70
CO_2	30 - 50
N_2	< 3
O_2	< 0,1
H_2	1 - 10
SH_2	Trazas

Tabla 2.2. Composición del biogás

El proceso de producción de biogás es bastante complejo y se desarrolla en tres etapas. En la primera etapa (hidrólisis), una población de bacterias descomponen la materia orgánica en azúcares. En la segunda etapa (acetogénica), los azúcares se transforman en ácidos orgánicos. En la tercera etapa (metanogénica), se produce la transformación de las sustancias anteriormente obtenidas en metano (CH_4) y gases ácidos (SH_2 , CO_2).

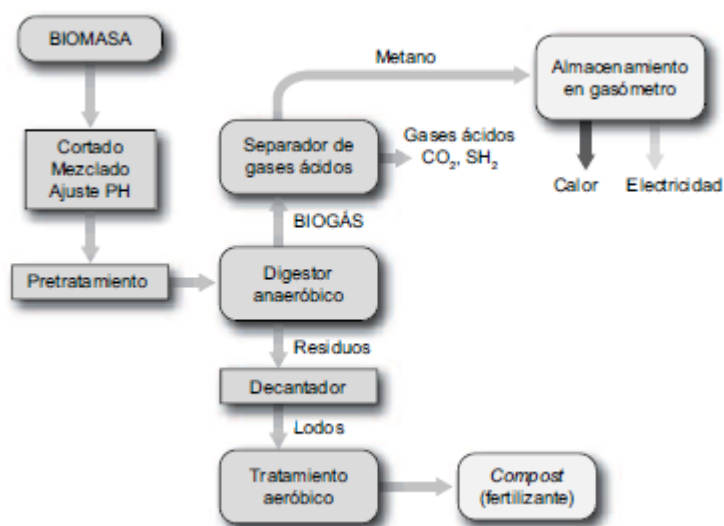


Figura 2.7 Esquema conceptual del proceso de digestión anaeróbica

Los factores fundamentales que afectan al proceso son el tipo de biomasa y su composición, la temperatura del proceso, las condiciones ambientales para asegurar el desarrollo del proceso (pH, alcalinidad, potencial redox, nutrientes y tóxicos), la acidez (determina la producción de biogás y el porcentaje de metano), el contenido de sólidos (no excesivamente líquido para que los microorganismos puedan alimentarse y no excesivamente espeso para que puedan moverse), la agitación y el tiempo de retención, que depende del tipo de biomasa, pero que se encuentra entre 10 días y un mes.

Los aparatos donde se lleva a cabo la digestión anaerobia se denominan digestores. Éstos se clasifican en digestores continuos y digestores discontinuos (en desuso). En los segundos, como su nombre indica, el proceso se lleva a cabo de forma discontinua, es decir, el digestor no se rellena de biomasa fresca hasta que la biomasa que se introdujo en un tratamiento anterior haya fermentado (tiempo de residencia hidráulico de 20 a 60 días), se haya recogido el gas producido, se haya almacenado en los llamados gasómetros y se haya vaciado la materia sólida no digerida.

Los digestores continuos no cesan su actividad en ningún momento. La tipología de los mismos es muy variada. Entre ellos se pueden mencionar los digestores de mezcla

completa (TRH entre 15 y 25 días), los cuales cuentan con dispositivos de mezcla y sistemas de calefacción; digestores de contacto (TRH entre 4 y 8 días), que persiguen mejorar la flora bacteriana mediante el empleo de sistemas de realimentación; digestores de filtro anaerobio (THR entre 1 y 4 días), que retienen a las bacterias responsables del proceso mediante el uso de filtros inertes.

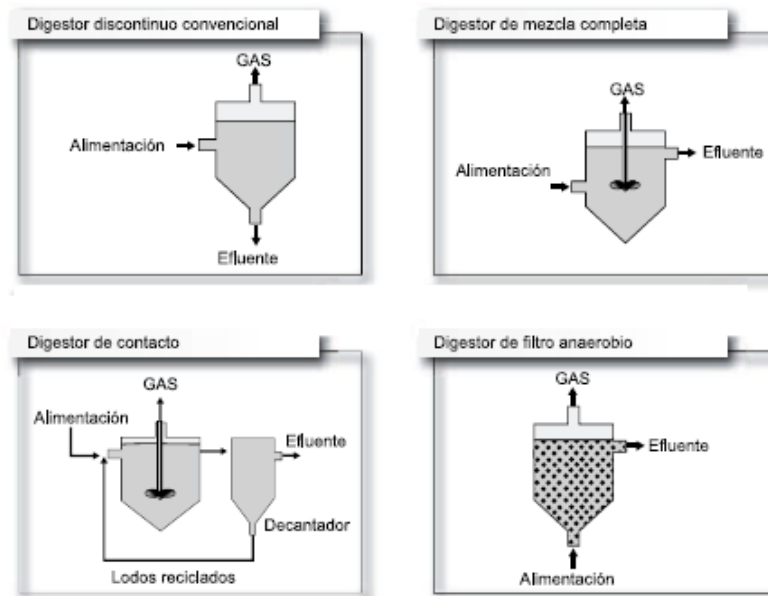


Figura 2.8 Tipos de digestores

El biogás generado en el proceso de digestión anaerobia puede ser utilizado de diferentes formas, tal y como se muestra en la Figura 2.7. Los requerimientos de depuración variarán también en función del uso del gas. Los componentes sólidos del fango pueden emplearse en la alimentación de animales o como fertilizante de terrenos (Carta et al. 2013; Esteban et al. 2001; Campos y Flotats 2012).

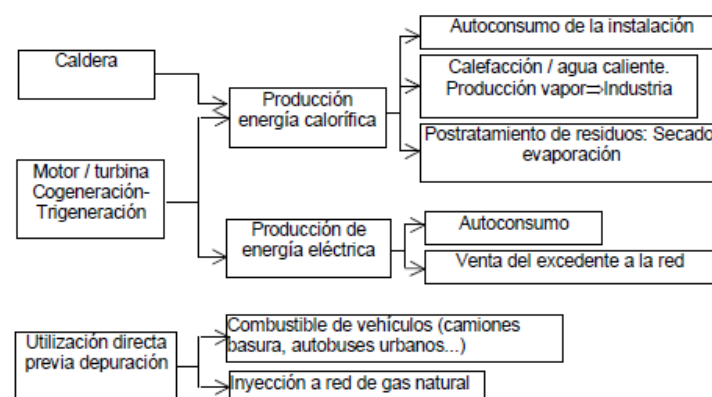


Figura 2.9 Usos del biogás

2.1.2 Tecnologías de producción eléctrica – térmica (cogeneración)

Por cogeneración se define producción simultánea de dos o más tipos de energía, siendo normalmente estas energías electricidad y calor.

Este sistema se caracteriza por la proximidad de la planta de generación con los consumos, contrario en este sentido con el sistema convencional de producción de electricidad donde también se genera calor pero no es aprovechado.

En esta línea cabe destacar las características de la cogeneración:

- Mayor rendimiento respecto a una central convencional debido al aprovechamiento de varios tipos de energía. Teniendo como consecuencia este mayor rendimiento: menor dependencia de los combustibles, menor coste de producción y menor impacto ambiental.
- Respecto a su característica de proximidad entra la producción de la energía con el consumo de esta se disminuye las perdidas por el transporte y aumento de la autonomía de las fábricas (Fraile 2007).

2.1.2.1 Turbina y microturbina de gas

Una turbina de gas es un motor térmico rotativo de combustión interna, donde a partir de la energía aportada por un combustible se produce energía mecánica y se genera una importante cantidad de calor en forma de gases calientes y con un alto porcentaje de oxígeno. Estas turbinas siguen el ciclo de Brayton.

El aire es aspirado de la atmósfera y comprimido para después pasar a la cámara de combustión, donde se mezcla con el combustible y se produce la ignición. Los gases calientes, producto de la combustión fluyen a través de la turbina, donde se expansionan y mueven el eje, que acciona el compresor de la turbina, así como un alternador.

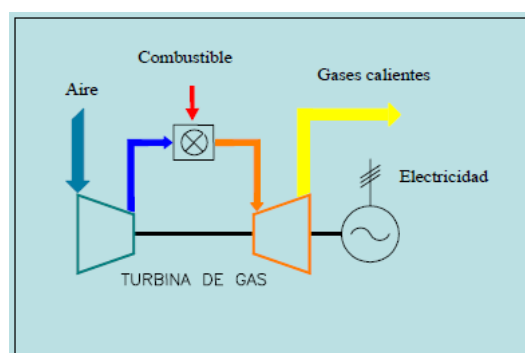


Figura 2.10 Turbina de gas

El conjunto de una planta se denomina turbogenerador este tiene la misión de proporcionar energía eléctrica y energía térmica de forma simultánea y continua. La

capacidad electrotérmica del turbogenerador (Figura 2.10) vendrá dada según la turbina de gas (0) que aloje, que es su elemento principal, pero en cualquier turbogenerador tenemos minimamente: un alternador eléctrico (1) que recoja la potencia de la turbina y la transforme en electricidad, un reductor (2) que ajuste la velocidad de rotación de la turbina a la del rotor del generador, una envolvente (3) que proteja al equipo y a su operador, un sistema de aceite lubricante (4) con tanque de almacenamiento y distribución interna para la protección de los elementos rotativos y otras válvulas y motores, un sistema de filtrado (5) tanto del aire que se usa para la combustión como del que se usa para refrigerar elementos internos, puntos de conexión externa (6), como son la alimentación eléctrica en baja tensión, la alimentación de aire comprimido, agua (opcional), un sistema de combustible (7) que puede ser líquido o gas pero debe acondicionarse para su adecuación en la turbina de gas, un sistema de control (8) desde donde se gestiona y protege todo el equipo, un sistema de salida de gases calientes (9), además de los sistemas eléctricos de distribución interna, el sistema de detección y extinción del fuego y otros.



Figura 2.11 Esquema de un turbogenerador

Las aplicaciones del turbogenerador dependen según las necesidades de las industrias o plantas de generación donde están ubicados y pueden ser de ciclo simple donde se aprovechan los gases de escape de la turbina de gas, ciclo combinado donde el vapor producido en la caldera de recuperación es turbinado en una turbina de vapor para producir energía eléctrica adicional y ciclo abierto donde no hay aprovechamiento del calor y los gases de escape son vertidos a la atmósfera.

No sólo las grandes plantas de cogeneración ofrecen oportunidades de inversión. Mediante microturbinas de gas que han sido implantadas con éxito en instalaciones del sector terciario tan diversas como son las correspondientes a hospitales, hoteles y oficinas,

etc. Son máquinas de combustión basadas en el mismo principio que las turbinas convencionales pero simplificando los elementos mecánicos.

El modo de funcionamiento de la microturbina no difiere mucho del de una turbina convencional. La diferencia principal se encuentra en el hecho de tener un ciclo de regeneración para mejorar el rendimiento eléctrico y a la ausencia de reductor para conectarse al alternador.

Finalmente los gases de escape tienen una temperatura de 300°C aproximadamente que permite una recuperación térmica útil para la producción de ACS, calefacción y frío (Fraile 2007; fenercom 2010).

2.1.2.2 Motor alternativo de combustión interna

Se trata de un motor de gas ciclo Otto y mezcla pobre con ignición por bujía, este motor se define como el equipo principal de la planta. Su funcionamiento se basa en el ciclo Otto en el cual se tiene un movimiento alternativo (de subida y bajada) del pistón, el cual se sitúa en el interior cilindro. Tenemos un ciclo abierto, puesto que la mezcla combustible gas y aire se renueva en cada tiempo o fase de admisión. El ciclo completo consta de 4 tiempos: admisión (bajada del pistón y entrada de la mezcla), compresión (subida del pistón y compresión de la mezcla), expansión (los gases producidos se expansionan y producen la bajada del pistón) y escape (subida del pistón y liberación de los gases quemados).

El diseño especial en el puerto de entrada y el sistema de control del motor nos garantizan una mezcla de aire y gas homogénea y pobre.

El rendimiento eléctrico se trata de un parámetro tiene un papel fundamental, que significa la cantidad de energía eléctrica que el motor es capaz de generar por unidad de combustible. Ya que el acoplamiento con la red eléctrica, se traduce en que todo combustible que se consume se traduce inmediatamente en una generación de energía eléctrica altamente remunerada.

Por otro lado disponemos de un aprovechamiento de energía térmica que puede obtenerse por varias fuentes: gases de escape, agua de refrigeración de camisas, agua de refrigeración del aceite de lubricación y agua de refrigeración del aire comprimido por el turbocompresor.

Debemos tener en cuenta que a mayor temperatura del foco de calor, mayor facilidad en su aprovechamiento posterior en energía térmica útil. Por eso la energía ubicada en los gases de escape es la más importante por su mayor facilidad de uso en distintas aplicaciones, situándose la temperatura de estos entorno 380°C-500°C.

Para un mayor aprovechamiento térmico del agua del motor, las fuentes de calor del mismo (refrigeración de camisas y culatas, refrigeración del aceite y refrigeración del

aire a la salida del turbocompresor) se separan en dos corrientes. La primera corriente es el circuito de alta temperatura, que está formada por la refrigeración de camisas y culatas y la primera etapa de refrigeración del aire. Esta agua típicamente sale del motor en torno a 90°C. La segunda corriente es el agua de baja temperatura, que está formada la segunda etapa de refrigeración del aire de admisión y la refrigeración del aceite. La temperatura de salida de esta agua es del orden de 40 a 50°C.

Respecto a sus aplicaciones industriales debido a la demanda térmica se hace uso de la cogeneración en industrias como papel, cerámicas, alimentación, madera, vidrios, farmacéutica etc. Destacar que queda un potente desarrollo en España en el sector terciario (Fraile 2007; fenercom 2010).

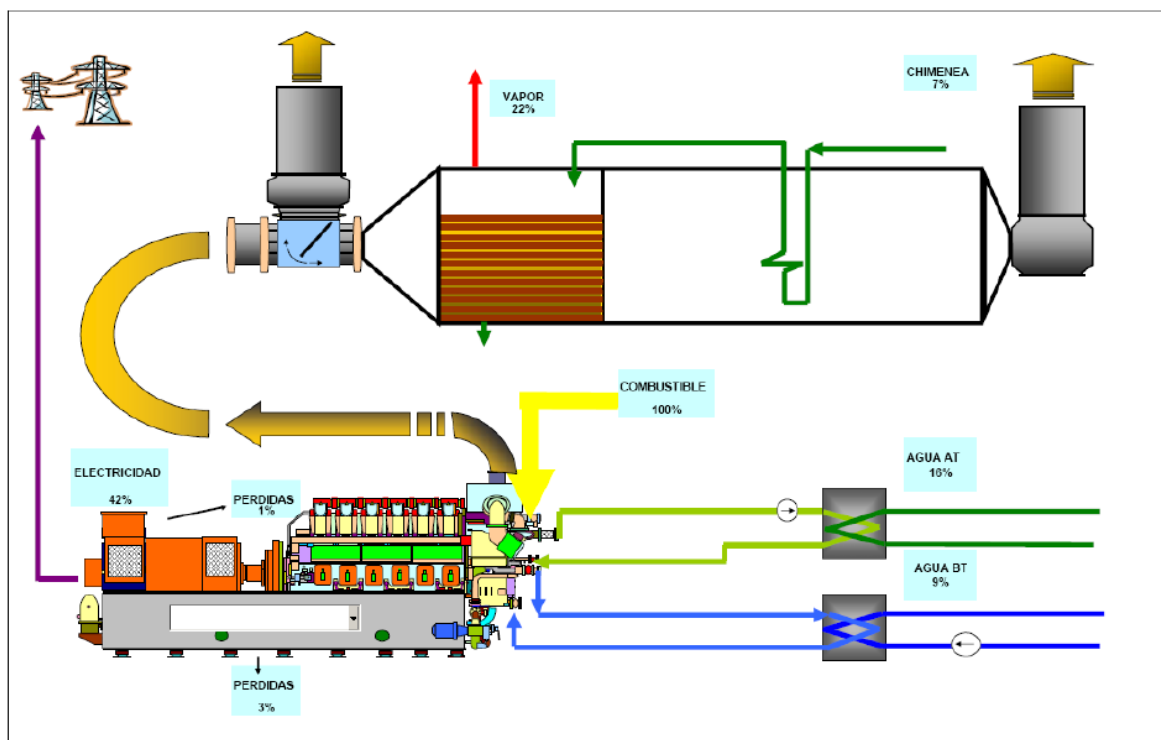


Figura 2.12 Balance de energía en una instalación de motor gas con caldera de recuperación

2.1.2.3 Turbina de vapor

La turbina de vapor es un motor térmico cíclico rotativo, de combustión externa, que produce energía mecánica ya que es movido por vapor. El vapor se encuentra a alta presión y temperatura a la entrada, se expande en la turbina, transformando una parte de su entalpía en energía mecánica. A la salida de la turbina, el vapor dispone de una menor presión y temperatura.

Al igual que sucedía con las turbinas de gas, el eje suele estar acoplado a un generador directamente o a través de un reductor, transformándose la energía mecánica en energía eléctrica.

Este sistema formado por el fluido agua/vapor sigue el ciclo Rankine. En la figura 2.12 se muestra el esquema de funcionamiento del ciclo Rankine.

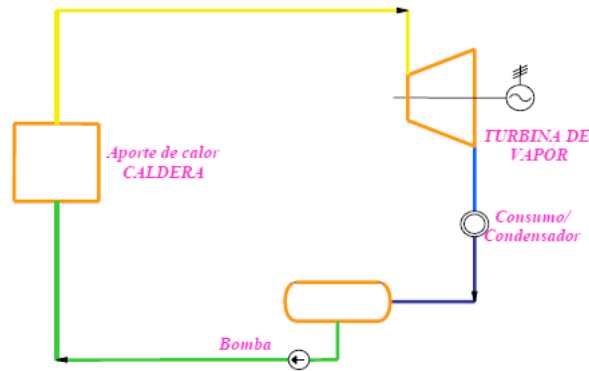


Figura 2.13 Esquema ciclo Rankine

Respecto a las condiciones de salida del vapor se tiene:

- Las turbinas de vapor de contrapresión, las cuales el vapor de escape tiene una presión mayor de la atmosférica. Habitualmente estas turbinas se encuentran en fábricas, donde el escape se lleva al proceso de fabricación.
- Las turbinas de vapor de condensación, las cuales su objetivo es producir la mayor energía mecánica posible, y obtenemos un vapor de escape que tiene una presión menor que la atmosférica, y se envía a un condensador refrigerado por agua o por aire.

La condensación de vapor puede ser mediante dos variantes que son a presión o a vacío. Condensación a presión se realiza con el vapor de contrapresión que funciona muy bien cuando tiene excedentes ocasionales de vapor, que suele pasar en fábricas de papel. Pero si tenemos un excedente permanente de vapor es más rentable la condensación a vacío ya que el rendimiento es mayor.

En la actualidad su aplicación se ha limitado como complemento para ciclos combinados o en instalaciones que utilizan combustibles residuales, como biomasa y residuos (Fraile 2007; fenercom 2010).

2.1.3 Ejemplos de instalaciones

A continuación mostramos algunos ejemplos de tecnologías de aprovechamiento de biomasa para producción eléctrica y térmica mediante la cogeneración.

2.1.3.1 Empresa Ence planta en Huelva (combustión biomasa y turbina de vapor)

Ence tiene en Huelva dos plantas de generación de electricidad con biomasa con una capacidad total de 90 MW que producen cerca de 600 millones de kWh anuales. Se sitúan en Ctra A-5000, Km. 7,5. 21007 Huelva.

Respecto a la planta de 50MW con biomasa, decir que esta se puso en marcha en 2012, la más importante de España y una de las principales de Europa.

Una ventas de electricidad de 478 millones de kWh, un 21% más que en el mismo periodo de 2012. De los 478 millones de kWh generados por la compañía, casi 400 fueron generados con biomasa.

Aprovechamiento íntegro de los recursos forestales, tanto de los residuos como de la biomasa cultivada. Ence fomenta los cultivos energéticos, respecto a estudios el mejor situado es el cultivo de especies leñosas de eucalipto.

La caldera ha sido desarrollada por el grupo Andritz, y produce 195 tn/h de vapor a 500°C y 100 bares de presión, y opera con agua de alimentación a 125°C. El consumo de biomasa es de 1,1 tn por MWh producido en la turbina, por lo que se tendrá una producción anual de 400.000 MWh. La tecnología de la caldera es de lecho fluido burbujeante con arena, que está fomentada para biomasa leñosa con gran rango de humedad. El vapor generado en la caldera se expande a una turbina de vapor a condensación de Siemens de 50 MW.

Cuenta con las mejores técnicas disponibles recomendadas por la UE, entre estas técnicas está el sistema de reducción selectiva no catalítica, que da lugar a la reducción de emisiones de óxido de nitrógeno. La apuesta por la tecnología de lecho fluido para la caldera, el uso de gas natural como combustible auxiliar para operaciones puntuales, o la incorporación de un eficaz precipitador electrostático para la captación de gases de combustión a la salida de la caldera también permiten a Ence cumplir con su objetivo de minimizar el impacto ambiental de sus operaciones (News 2013; ence 2013; Katia 2016).



Figura 2.14 Empresa Ence en Huelva

Fuente: www.aiqbe.es

2.1.3.2 Planta de cogeneración en Vall de Uxó

Se trata de una planta de biogás de 500 kW, situada en Vall de Uxó, en la provincia de Castellón (Valencia). La empresa Aplitec Energía y Medioambiente es la promotora de la planta, siendo el ayuntamiento del municipio el propietario del terreno. Por lo tanto, el Ayuntamiento ingresará 40.000 € anuales, que es el canon que le paga la empresa promotora concesionaria APLITEC S.L. por la cesión de la parcela.

En esta planta se trata residuos y subproductos agroalimentarios, lodos de depuradora, así como estiércoles y purines.

La planta de biogás llega a la capacidad de 500 KW, su generación a diario ronda los 4.400 m³ de biogás (60% CH₄). Cuenta con una unidad de cogeneración siendo la potencia mecánica de esta de 499 KW. Destacar que el consumo de energía del biogás en términos medios asciende a 60 KWh. Respecto al tiempo de funcionamiento está diseñada para trabajar entorno más de 8.000 h/año.

Respecto a la unidad de cogeneración, la cual consta de un motor de gas con una potencia mecánica en plena carga de 517 KW y puede quemar un máximo de 200 m³/h de gas, destacar que la energía eléctrica generada es vendida a la compañía eléctrica y parte de la energía térmica es empleada en los intercambiadores de calor de los digestores de la propia planta. La energía térmica aprovechada proviene de los gases de escape, el agua de camisas y el intercooler, obteniendo un total de 524 kW (Puchades 2012).



Figura 2.15 Planta de biogás Vall de Uxó

Fuente: Ingeniería y Desarrollos Renovables, S.L.

2.1.3.3 Planta de generación eléctrica a partir de la gasificación en Mora de Ebro (Tarragona)

Esta planta de generación de electricidad a través de la gasificación se encuentra ubicada en Mora de Ebro en Tarragona (Cataluña).

El propietario de esta planta es Energía Natural de Mora, S.L. (ENAMORA) fue construida en 1997 por ENAMORA para la empresa PERE ESCRIBÁ, S.A., pero ha sufrido distintas modificaciones a lo largo del tiempo. En 2009 se consagra como el centro de pruebas de biomasa de Grupo Guascor (propietario mayoritario de Enamora desde Agosto 2008).

El fin de esta es producir energía eléctrica, para ello cuenta con un gasificador de biomasa de 3.500 KW térmicos alimentado de residuos de industrias agrícolas (cáscara de almendra) y otros tipos de biomasa. Este gasificador alimenta a tres grupos motogenerador de gas de síntesis, cada uno de estos es de 250 KW siendo la potencia total de la planta de 750 KW escalables (IDAE 2007; GUASCOR BIOENERGÍA 2009).

DATOS PLANTA MORA DE EBRO	
CONSUMO HORARIO BIOMASA	500 kg
PRODUCCIÓN ELÉCTRICA	600 kWh
ENERGÍA EXPORTADA	500 kWh
PRODUCCIÓN HORARIA CENIZAS	5-7 kilos
PRODUCCIÓN HORARIA AGUA	20-25 litros
PRECIO VENTA ENERGIA (R.D.661)	139,24 €/MWh
HORAS OPERACIÓN MOTORES	30.000

Tabla 2.3. Datos planta Mora de Ebro

Fuente: Guascor Bioenergía. Febrero 2009

3 OBJETIVOS

Los objetivos del TFG que aquí se propone son los siguientes:

- Realizar un modelo de simulación de sistema de aprovechamiento de biomasa a través del software energético Cycle-Tempo desarrollado por la universidad de TUDelft.
- La planta estará alimentada con biomasa representativa de la provincia de Jaén. Previamente a la simulación, se realizarán los análisis químicos necesarios para la caracterización energética de los residuos.
- Obtención de los parámetros óptimos de funcionamiento del sistema de generación distribuida.

4 MATERIALES Y MÉTODOS

4.1 Caracterización inicial de la biomasa de entrada al sistema

4.1.1 Contenido en humedad

El contenido de humedad de nuestra biomasa, en nuestro caso poda de olivar, lo determinaremos mediante la pérdida de peso de la muestra por calentamiento en una estufa, hasta que la masa sea constante con el paso del tiempo.

Para ello, necesitaremos los siguientes aparatos:

- Estufa
- Balanza analítica
- Vaso de precipitado



Figura 4.1 Estufa empleada para determinar contenido de humedad, marca: Selecta

El procedimiento llevado a cabo es el siguiente, se coge tres muestras de poda de olivar, las cuales su peso inicial será de cada una de 100 g. Para ello, se coge un vaso de precipitado (tarado previamente en la balanza analítica) y se coloca en la balanza analítica, seguidamente se vierte poda de olivar hasta completar los 100 g. Este paso se realiza con las tres muestras.



Figura 4.2 Tarado de una de las muestras en balanza analítica, marca: Kern

Ahora se sitúa las tres muestras dentro de la estufa a 80 °C durante 24 horas, pasadas 24 horas sacamos las tres muestras de la estufa y dejamos que pase un tiempo corto para que pierda calor las muestras. Seguidamente, las vertimos de forma correlativa al vaso de precipitado y tomamos el peso de estas.



Figura 4.3 Poda de olivar en estufa pasadas 24 horas

- Muestra 1 → 91,54 g
- Muestra 2 → 91 g
- Muestra 3 → 91,50 g

Ahora, calculamos el porcentaje de peso perdido por cada muestra que será igual al porcentaje de humedad:

$$\% \text{ peso perdido}_{\text{Muestra 1}} = \frac{(100 \text{ g} - 91,54 \text{ g}) \times 100}{100 \text{ g}} = 8,46 \%$$

$$\% \text{ peso perdido}_{\text{Muestra 2}} = \frac{(100 \text{ g} - 91 \text{ g}) \times 100}{100 \text{ g}} = 9 \%$$

$$\% \text{ peso perdido}_{\text{Muestra 3}} = \frac{(100 \text{ g} - 91,50 \text{ g}) \times 100}{100 \text{ g}} = 8,50 \%$$

El porcentaje de peso perdido medio referido a las tres muestras es:

$$\% \text{ peso perdido}_{\text{Medio}} = \frac{8,46 \% + 9 \% + 8,5 \%}{3} = 8,65 \%$$

Nuestro objetivo es que la masa se haga constante con el paso del tiempo, es decir, que el porcentaje de peso perdido medio sea entorno al mismo valor al calculado actualmente al calculado en un tiempo anterior.

Para ello, pasadas 72 horas desde que se introdujo las tres muestras en la estufa vamos a proceder a calcular el porcentaje de peso perdido medio. En primer lugar, se saca las tres muestras de la estufa y dejamos que pase un tiempo corto para que pierda calor las muestras. Seguidamente, las vertimos de forma correlativa al vaso de precipitado y tomamos el peso de estas.

- Muestra 1 → 91 g
- Muestra 2 → 91 g
- Muestra 3 → 91,45 g

Ahora, calculamos el porcentaje de peso perdido por cada muestra que será igual al porcentaje de humedad perdida:

$$\% \text{ peso perdido}_{\text{Muestra 1}} = \frac{(100 \text{ g} - 91 \text{ g}) \times 100}{100 \text{ g}} = 9 \%$$

$$\% \text{ peso perdido}_{\text{Muestra 2}} = \frac{(100 \text{ g} - 91 \text{ g}) \times 100}{100 \text{ g}} = 9 \%$$

$$\% \text{ peso perdido}_{\text{Muestra 3}} = \frac{(100 \text{ g} - 91,45 \text{ g}) \times 100}{100 \text{ g}} = 8,55 \%$$

El porcentaje de peso perdido medio referido a las tres muestras es:

$$\% \text{ peso perdido}_{\text{Medio}} = \frac{9 \% + 9 \% + 8,55 \%}{3} = 8,85 \%$$

En conclusión, podemos decir que el porcentaje de peso perdido medio es prácticamente igual al calculado pasadas 24 horas. Por lo tanto, sabiendo que el porcentaje de peso perdido es igual al porcentaje de humedad, ya que el proceso llevado a cabo en la estufa ha sido la evaporación del agua, obtenemos que:

$$\% \text{ humedad}_{\text{poda olivar}} = 8,85 \%$$

4.1.2 *Tamaño de partícula*

El objetivo de este ensayo es cuantificar el tamaño de las partículas de la poda de olivar. Para ello, el aparato empleado ha sido una batería de tamices en el cual tenemos tamices de distinto tamaño de luz. La luz de los distintos tamices empleados son: 5 mm, 6,3 mm, 10 mm, 12,5 mm, 20 mm, 25 mm, 32mm, 40 mm y 50mm.

Los aparatos empleados han sido:

- Tambor de tamices
- Balanza analítica
- Vaso de precipitado



Figura 4.4 Batería de tamices empleado, marca: Controls

El procedimiento llevado a cabo es el siguiente, se coge tres muestras de poda de olivar, las cuales su peso inicial será de cada una de 100 g. Para ello, se coge un vaso de precipitado (tarado previamente en la balanza analítica) y se coloca en la balanza analítica, seguidamente se vierte poda de olivar hasta completar los 100 g. Este paso se realiza con las tres muestras.

El siguiente paso es montar la batería de tamices, situando en el primer lugar (parte superior) el tamiz de 50 mm siguiendo a este el de 40 mm y correlativamente, al tamaño de luz, los siguientes hasta llegar al de 5 mm.

Una vez preparada la batería de tamices se vierte por la parte superior de este la primera muestra, una vez vertida toda la muestra, se ejecuta vibración a la batería de tamices durante un tiempo. Por consiguiente, se va extrayendo de la batería cada uno de los tamices y la cantidad de poda extraída en cada uno se va pesando en la balanza analítica. Este paso se realiza con las tres muestras. A continuación, mostramos los gramos retenidos en cada uno de los tamices para las tres muestras:

Primera Medida	
Luz (mm)	Retenido en tamiz (g)
50	0,44
40	0,15
32	2,55
25	1,93
20	2,85
12,5	12,36
10	11,94
6,3	21,42
5	20,16
< 5	25,99
Suma tamices (g)	99,79

Tabla 4.1. Tamizado primera muestra

Segunda Medida	
Luz (mm)	Retenido en tamiz (g)
50	0
40	6,83
32	10,78
25	3,72
20	4,26
12,5	9,55
10	9,25
6,3	21,04
5	16,59
< 5	18
Suma tamices (g)	100,02

Tabla 4.2. Tamizado segunda muestra

Tercera Medida	
Luz (mm)	Retenido en tamiz (g)
50	1,2
40	4,85
32	4,7
25	5,8
20	6,2
12,5	26,03
10	11,43
6,3	16,93
5	10,36
< 5	12,56
Suma tamices (g)	100,06

Tabla 4.3. Tamizado tercera muestra

Ahora, vamos a realizar una media en cada tamiz de las tres muestras, la suma de cada tamiz de la media calculada no alcanza los 100 g. Por lo tanto, vamos a referenciarlo a tanto por ciento:

Total de las tres Medidas		
Luz (mm)	Media retenido en cada tamiz (g)	% Retenido en cada tamiz
50	0,55	0,55
40	3,94	3,95
32	6,01	6,01
25	3,82	3,82
20	4,44	4,44
12,5	15,98	15,99
10	10,87	10,88
6,3	19,80	19,81
5	15,70	15,71
< 5	18,85	18,86
Suma todos los tamices	99,96	100,00

Tabla 4.4. Resumen del tamizado de la poda de olivar

En conclusión, destacar que el 80 % de la poda se sitúa entre los tamices 12,5 mm y <5 mm, de los cuales donde se encuentra un mayor porcentaje es en el tamiz de 6,3 mm. Destacar que esta cuantificación, del tamaño de partícula de la poda de olivar, no son datos exactos sino datos orientativos, de los cuales podemos hacernos una idea del rango de tamaño de partícula que vamos a tener.

4.1.3 Poder calorífico y contenido en cenizas

El poder calorífico se define como la cantidad de calor que ofrece un kilogramo o un metro cúbico de combustible, cuando es oxidado completamente. (Fernández 2012)

4.1.3.1 Poder calorífico inferior (PCI) y contenido en cenizas

Respecto el poder calorífico inferior comentar que en este se considera que el vapor de agua, ubicado en los gases de la combustión, no condensa. Como consecuencia no tenemos un aporte adicional de calor obtenido por la condensación del vapor de agua.

El poder calorífico inferior y el contenido en cenizas ha sido obtenido de un artículo el cual el valor obtenido del PCI y contenido de cenizas corresponde a poda de olivar de la provincia de Jaén. Por lo cual los resultados son muy semejantes con la poda la cuál nosotros hemos trabajado (Vera, D, Jurado y Carpio 2011).

Characteristics of olive industry wastes.										
Biomass/element (%)	C	H	O	N	S	Ash	LHV (MJ kg ⁻¹)	Volatile matter	Fixed carbon	Moisture
Olive tree leaves and prunings	47.1	6.18	41.66	0.55	0.1	4.46	16.3	74.73	16.31	4.76
Olive pits	49.62	5.81	41.76	0.47	0.04	2.3	15.9	72.7	16.2	8.8
Exhausted pomace	51.31	6.4	35.01	2.00	0.26	5.01	15.5	71.13	17.93	15

Tabla 4.5. Valor PCI y contenido de cenizas (Vera, D, Jurado y Carpio 2011)

Para el valor del PCI vamos a coger el PCI de la poda de olivar de varios artículos y vamos a obtener el valor medio. Ahora, mostramos los diferentes valores de PCI de los diferentes artículos:

- $PCI = 16.300 \text{ KJ/kg}$ (Vera, D, Jurado y Carpio 2011)
- $PCI = 4.300 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}} \times \frac{4,184 \text{ Kcal}}{1 \text{ Kcal}} = 17.991,2 \text{ KJ/kg}$ (Agencia Andaluza de la Energía 2016)
- $PCI = 3.190 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}} \times \frac{4,184 \text{ Kcal}}{1 \text{ Kcal}} = 13.346,96 \text{ KJ/kg}$ (Junta de Andalucía 2008)
- $PCI = 4.300 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}} \times \frac{4,184 \text{ Kcal}}{1 \text{ Kcal}} = 17.991,2 \text{ KJ/kg}$ (Hernández et al. 2014)

Con los cuatro valores anteriores procedemos a calcular el valor medio del PCI:

$$PCI_{medio} = \frac{16.300 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}} + 17.991,2 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}} + 13.346,96 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}} + 17.991,2 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}}}{4} = 16.407,34 \text{ KJ/kg}$$

Por lo tanto, el valor de PCI es de 16.407,34 KJ/kg, este valor será el empleado en el software Cycle-Tempo. Ahora, procederemos a calcular el poder calorífico superior (PCS) a partir de este valor.

4.1.3.2 Poder calorífico superior (PCS)

Se define como que todos los elementos contenidos en la combustión (normalmente combustible y aire) son cogidos a 0 °C y los productos obtenidos (gases de la combustión) son puestos también a 0 °C después de la combustión, por lo que tendremos que el vapor de agua, proveniente de la humedad y la combustión del hidrogeno que se encuentra en el combustible, se encuentra totalmente condensado.

Mediante la siguiente formula vamos a proceder el PCS a partir del PCI:

$$PCI = PCS - hg * (9H + H_2O) \quad (1)$$

Siendo:

- Hg: calor latente de vaporización del agua
- H: Porcentaje de hidrógeno en el combustible
- H₂O: Porcentaje de humedad del combustible
- 9: Kilos de agua generados al oxidar un kilo de hidrógeno

El valor de hg es de 2500 KJ/kg (Coronel, Pérez y Energética 2016).

Por otro lado, el valor de H es de 0,0649 y el valor de H₂O es de 0,0885; valores obtenidos del análisis elemental CHNS y del contenido de humedad de la biomasa.

Respecto el PCI ha sido obtenido anteriormente, su valor es de 16.407,34 KJ/kg.

Por último, ya estamos en condiciones de poder calcular el PCS mediante la ecuación (1), pero debemos despejar de ella PCS:

$$PCI = PCS - hg * (9H + H_2O) \quad (1)$$

$$PCS = PCI + hg * (9H + H_2O)$$

$$PCS = 16.407,34 \frac{KJ}{kg} + 2.500 \frac{KJ}{kg} \times ((9 \times 0,0649) + 0,0885)$$

$$PCS = 16.407,34 \frac{KJ}{kg} + 1.681,5 \frac{KJ}{kg}$$

$$PCS = 18.088,84 \text{ KJ/kg}$$

Finalmente hemos obtenido el valor del poder calorífico superior en la caracterización de nuestra biomasa, siendo el valor de esta de 18.088,84 KJ/kg. (Fernández 2012)

4.1.4 Análisis elemental CHNS de la biomasa

El análisis elemental CHNS de la biomasa se ha realizado en los servicios técnicos de la Universidad de Jaén, para ello se le ha facilitado a estos servicios dos muestra de poda. Estas muestras se entregaron a los servicios técnicos llevando a cabo un proceso de trituración de poda, obtenido las muestras en un tamaño de partícula semejante al polvo.

Estos los resultados obtenidos:

ANÁLISIS ELEMENTAL CHNS				
Sample Name:	Nitrogen %	Carbon %	Hydrogen %	Sulphur %
PODA OLIVAR (muestra 1)	1,34	45,09	6,49	0,00
PODA OLIVAR (muestra 2)	1,37	45,40	6,49	0,00

Tabla 4.6. Análisis elemental CHNS

Con estos resultados obtenidos e incluyendo el % de humedad calculado, contenido en ceniza de la poda, obtenemos el porcentaje de oxígeno de la poda por resta, además hemos obtenido el valor medio de las dos muestras:

ANÁLISIS ELEMENTAL CHNS							
Sample Name:	Nitrogen %	Carbon %	Hydrogen %	Sulphur %	Water %	Ash %	Oxygen %
PODA OLIVAR (muestra 1)	1,34	45,09	6,49	0,00	8,85	4,46	33,77
PODA OLIVAR (muestra 2)	1,37	45,40	6,49	0,00	8,85	4,46	33,43
PODA OLIVAR (valor medio)	1,36	45,25	6,49	0,00	8,85	4,46	33,60

Tabla 4.7. Composición de la poda de olivar

La composición de la poda de olivar (valor medio) será la empleada en el software Cycle-Tempo para la modelización y simulación de la planta de gasificación.

5 MODELADO Y SIMULACIÓN A TRAVÉS DEL SOFTWARE ENERGÉTICO CYCLE-TEMPO

El modelado y simulación de la planta de aprovechamiento de biomasa se realizara a través del software energético Cycle-Tempo desarrollado por la universidad de TUDelft. Para ello, se llevara a cabo el modelado y simulación del reactor, del sistema de limpieza del gas producto y del sistema de generación de potencia.

5.1 Modelado y simulación del reactor

En este punto el objetivo es obtener la composición, el caudal y el poder calorífico del gas producto obtenido a través de la gasificación de la biomasa (combustible sólido). La composición del gas producto depende de las especificaciones de la biomasa, del tipo de gasificador y de las condiciones de operación. Este gas producto se trata de un combustible gaseoso que será alimentado en el sistema de generación de potencia.

A continuación, expondremos cada uno de los elementos que forman parte del sistema mediante el software Cycle-Tempo.

5.1.1 *Entrada de la biomasa al gasificador*

- **Condiciones ambientales y caudal másico:** Estas condiciones se introducen a través del denominado *Apparatus*. POUT es la presión que es la atmosférica, TOUT es la temperatura que es la temperatura ambiente y DELM es el caudal másico (los kilogramos introducidos por segundo) de poda al sistema.

Apparatus 5 Sink/Source

Apparatus statistics

No.:

Name:

Input data

PIN		bar	XOUT		-
POUT	1.013	bar	PIPE		-
DELP		bar	ESTMAS		kg/s
TIN		°C	LHV		kJ/kg
TOUT	25	°C	SUBTYP		-
DELT		°C	DTSUBC		°C
DELE		kW	DTSUPH		°C
DELM	0.1	kg/s	WFOT		-
HIN		kJ/kg	ESTTIN		°C
HOUT		kJ/kg	ESTTOU		°C
DELH		kJ/kg	DELV		m3/s
XIN		-	DELVN		nm3/s

Additional input data

Figura 5.1 Apparatus biomasa

- **Composición de la poda y PCI:** La composición ha sido obtenida por el análisis elemental CHNS, del % de humedad calculado, contenido en cenizas y el PCI también se han obtenido. Estos datos se introducen en el denominado *Pipe*.

Fuel Composition (User defined)

Component Mass %

C	45.25
H	6.49
H2O	8.85
N	1.36
O	33.60
S(s)	0.00
SiO2	4.46

Total: 100.00 %

Component panel

Al2O3(l)	C	C5H
Al2O3(s)	C2H2	C6H
Ar	C2H4	CCl4
BCl3	C2H6	CH4
BF3	C3H8	Cl
Br2	C4H10	Cl2

Default compositions

Lower heating value: kJ/kg

Figura 5.2 Pipe biomasa

5.1.2 Entrada de aire al gasificador

- **Condiciones ambientales:** Estas condiciones se introducen a través del denominado *Apparatus*. POUT es la presión que es la atmosférica, TOUT es la temperatura que es la temperatura ambiente y DELM es el caudal másico (los kilogramos introducidos por segundo de aire) que en este caso no ponemos su valor ya que vendrá referido por el dato denominado OFRATI en el gasificador, que es el ratio aire/combustible (poda).

Apparatus statistics	
No.:	18
Name:	Sink/Source

Input data	
PIN	bar
POUT	1.013 bar
DELP	bar
TIN	°C
TOUT	25 °C
DELT	°C
DELE	kW
DELM	kg/s
HIN	kJ/kg
HOUT	kJ/kg
DELH	kJ/kg
XIN	-
XOUT	-
PIPE	-
ESTMAS	kg/s
LHV	kJ/kg
SUBTYP	-
DTSUBC	°C
DTSUPH	°C
WFOT	-
ESTTIN	°C
ESTTOU	°C
DELV	m3/s
DELVN	nm3/s

Figura 5.3 Apparatus Aire

- **Composición del aire:** La composición de aire seleccionamos su composición estándar. Al seleccionar esta obtenemos la composición del aire y las condiciones de humedad (humedad relativa a la determinada temperatura y presión).

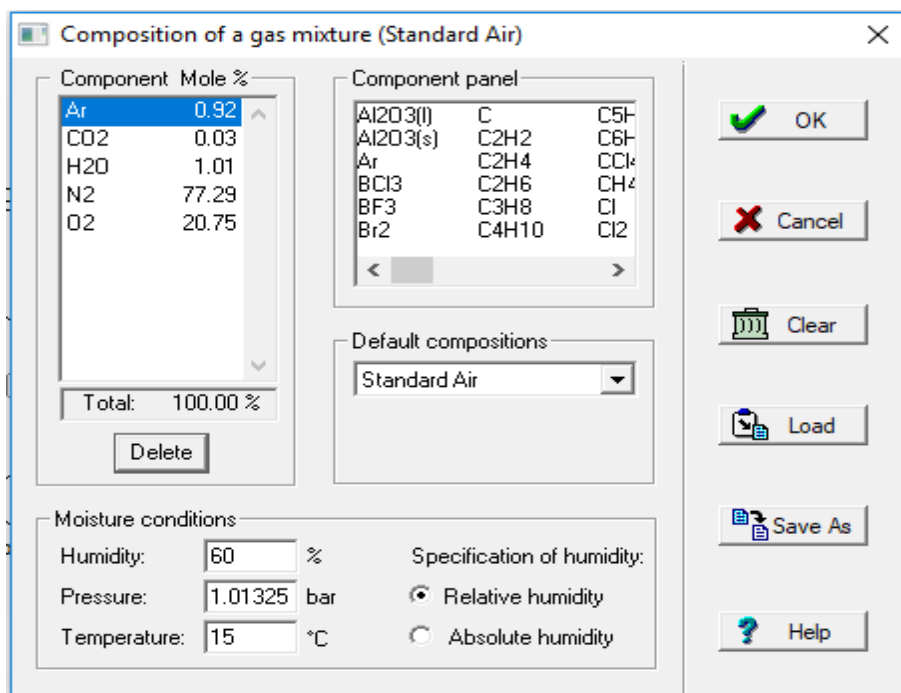


Figura 5.4 Pipe Aire

5.1.3 Gasificador

En la simulación no se tiene en cuenta el tipo de gasificador, puede ser cualquiera dependiendo de la simulación, ya que es una simulación en 0 dimensiones (0D) y no tiene en cuenta la direcciones de flujo y biomasa sino que solo realiza una simulación química y de balance energético.

- **Corrientes de entrada al reactor:** La corriente que entran al reactor es el combustible que es la poda de olivar, el aire que será el medio gasificante para la combustión (que es de fácil disponibilidad pero se obtendrá alto contenido de N_2 en el gas producto) y agua como refrigeración al reactor pero no se empleará, por lo que se pone para obtener la calculación del software sobre todo el sistema.
- **Condiciones de operación del reactor:** Estas se introducen a través del Apparatus Gasifier, donde:
 - EEQCOD: Valor igual a 2 porque el balance energético se realiza para calcular una temperatura.
 - POUT1: Es la presión a la salida, al trabajar el gasificador a la presión atmosférica se contemplará esta.
 - DELP1: La pérdida de presión o de carga en el gasificador es 0.

- DELE: El flujo de energía con el medio ambiente (exterior) corresponde al 2% de la energía de entrada (biomasa), que corresponde a 24.45 KW.
 - PREACT: Presión a la que se calcula el equilibrio químico, será la presión atmosférica.
 - OFRATI: Ratio del medio gasificante (aire) entre el combustible (poda de olivar), esta relación sería caudal másico aire/combustible (kg/kg). Por ejemplo, si tenemos un caudal másico de 150 kg de entrada de aire y 100 kg de entrada de combustible el valor de OFRATI será de 1.5. El valor es de 2,725 para obtener una temperatura de reacción entorno a las 900 °C.
 - Bypass components: Un 4% en masa del caudal másico total a la entrada del sistema se descarga a la salida del gas producto como carbono sólido (C). Esto se realiza para enriquecer la composición del gas producto en carbono (C) o como las reacciones no siempre tienen lugar en perfecto equilibrio químico, optan por excluir determinados componentes de los cálculos de equilibrio.
 - Temperatura de reacción: Esta temperatura está relacionada con la relación medio gasificante (aire)/combustible, es decir, cuanto mayor es el valor de esta relación mayor es la temperatura de reacción. Por lo tanto, para alcanzar una temperatura de gasificación entorno los 900 °C tenemos que jugar con esta relación, siendo el valor de esta de 2.809. Hay que tener en cuenta la importancia de esta, ya que un valor de temperatura muy baja genera alquitranes.
- **Corriente de salida del reactor:** Se trata de un gas producto que será refinado en los siguientes procesos. Este gas producto será llevado a un ciclón que es el siguiente proceso.

Apparatus 1 Gasifier [X]

Apparatus statistics

No.:

Name:

Additional input data

Input data

EEQCOD	2	-	DTREAC		°C
PIN1		bar	SFRATI		kg/kg
POUT1	1.013	bar	OFRATI	2.725	kg/kg
DELP1	0	bar	ESTOFR		kg/kg
TIN1		°C	AFRATI		kg/kg
TOUT1		°C	POUT2		bar
DELT1		°C	TOUT2		°C
PIN2		bar	ESTPOU		bar
TIN2		°C	PASH		bar
DELE	24.45	kW	TASH		°C
PREACT	1.013	bar	DPASH		bar
TREACT		°C	DTASH		°C

Figura 5.5 Apparatus Gasificador

Apparatus 1 Gasifier [X]

Apparatus statistics

No.:

Name:

Additional input data

Bypassing of non reacting components to product outlet

Component	Mass %
C	4.00

☐ Average mass percentage: mass %

Component panel

Al2O3(l)	C	C5H
Al2O3(s)	C2H2	C6H
Ar	C2H4	CCl4
BCl3	C2H6	CH4
BF3	C3H8	Cl
Br2	C4H10	Cl2

Mole or mass percentage

☐ Mole %

☒ Mass %

Figura 5.6 Gasificador bypass

COMPOSITION OF FLUIDS IN PIPES CONTAINING GASMIX (MOLE FRACTION)								
PIPES ->	3	4	5	6	7	8	19	
N2	0.	0.7729	0.0056	0.4945	0.4968	0.5505	0.	
O2	0.	0.2075	0.1214	0.	0.	0.	0.	
H2O	0.	0.0101	0.0568	0.1215	0.1220	0.0270	1.0000	
AR	0.	0.0092	0.	0.0058	0.0059	0.0065	0.	
CO2	0.	0.0003	0.	0.0939	0.0943	0.1045	0.	
C(S)	0.	0.	0.4355	0.0217	0.0218	0.0242	0.	
H2	0.	0.	0.3722	0.1272	0.1278	0.1416	0.	
S(S)	0.	0.	0.	0.	0.	0.	0.	
SiO2	1.0000	0.	0.0086	0.0048	0.0002	0.0003	0.	
CO	0.	0.	0.	0.1305	0.1311	0.1453	0.	
MOLMASS	60.08	28.85	11.56	24.87	24.71	25.43	18.02	(kg/kmol)
LHV	0.00	0.00	189.68	76.25	76.61	84.90	0.00	(kJ/mol)
HHV	0.00	0.00	208.55	81.85	82.23	91.13	0.00	(kJ/mol)
RH	0.	0.3228	1.8148	*****	*****	*****	*****	(--)
x	0.	6.35	97.08	96.48	97.67	19.53	*****	(g/kg dry)

Composición y Poderes Caloríficos del Gas Producto

Figura 5.7 Composición y Poder Calorífico del gas producto (salida gasificador)

PIPE NO	MEDIUM TYPE	MASS-FLOW [kg/s]	MOLE-FLOW [kmol/s]	VOL-FLOW [m3/s]
1	WATERSTM	0.00000	0.00000	0.00000
2	WATERSTM	0.00000	0.00000	0.00000
3	GASMIX	0.00212	0.00004	0.00328
4	GASMIX	0.14045	0.00487	0.11911
5	FUEL	0.05000	0.00433	0.00003
6	GASMIX	0.19045	0.00766	0.69726
7	GASMIX	0.18833	0.00762	0.63278
8	GASMIX	0.17493	0.00688	0.54208
19	GASMIX	0.01341	0.00074	0.06314

Caudal del Gas Producto

Figura 5.8 Caudal del gas producto (salida gasificador)

Finalmente, podemos observar el esquema general del reactor, es decir, de la gasificación a través del software Cycle-Tempo.

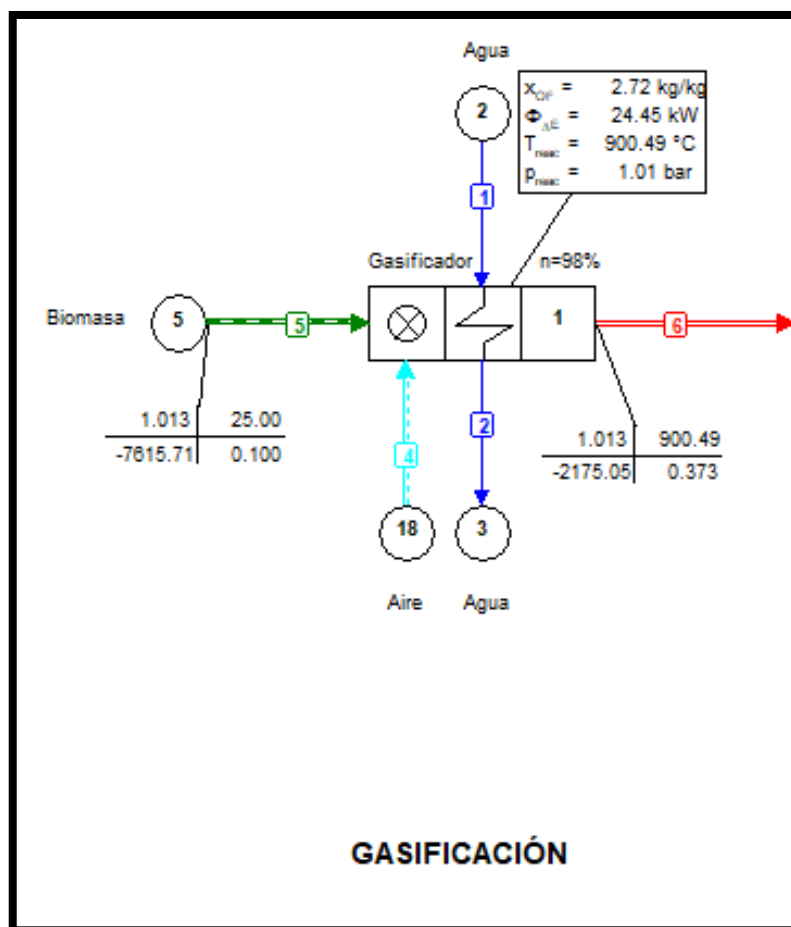


Figura 5.9 Esquema general reactor

5.2 Modelado y simulación del sistema de limpieza del gas producto

En este sistema el objetivo es obtener un gas limpio de polvo y partículas de carbón y cenizas, además de eliminar la humedad del gas. Todo esto se llevara acabado a través de un ciclón y un eliminador de humedad.

5.2.1 Ciclón

Son separadores inerciales formados en su cuerpo, principalmente por un tubo cilíndrico-cónico, en el que entran los gases a depurar de forma tangencial por un conducto en forma de voluta. Debido a la trayectoria que se ve obligado a seguir el gas, las partículas se ven sometidas a una fuerza centrífuga que, al cabo de un cierto número de vueltas, las hacen chocar contra las paredes y depositarse en la parte inferior del cono. En la figura 5.9., se muestra el funcionamiento de un ciclón (Cartas 2016).

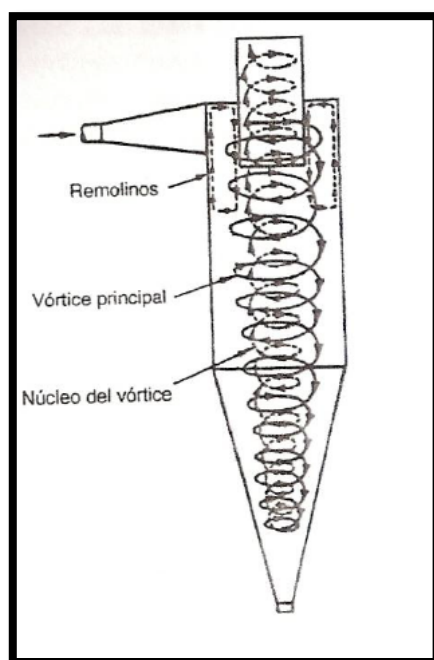


Figura 5.10 Funcionamiento del ciclón

- **Datos adicionales de entrada:** Siendo nuestro objetivo la separación de SiO_2 vamos a especificar que se obtenga una separación entorno un 95% de SiO_2 (rendimiento) y en el caso de carbono un 0% de C.

Apparatus 6 Separator

Apparatus statistics

No.: 6

Name: Separator

Additional input data

Normal input data

Bypass components

Separation of non reacting components to ash outlet

Component	Mass %
C	0.00
SiO2	95.00

Delete

Component panel

Al2O3(l)	C	C5H
Al2O3(s)	C2H2	C6H
Ar	C2H4	CO2
BCl3	C2H6	CH4
BF3	C3H8	Cl
Br2	C4H10	Cl2

Mole or mass percentage

☐ Mole %

☒ Mass %

☐ Average mass percentage: mass %

OK Cancel Clear Help

Figura 5.11 Ciclón Componentes Separados

- **Condiciones ambientales:** Estas condiciones se introducen a través del denominado *Apparatus*. DELT indica la elevación de la temperatura en el aparato. DELT5 indica el descenso que se produce en la temperatura del gas producto al ponerse en contacto con la temperatura atmosférica, ya que el gas producto proviene a una temperatura muy elevada en torno a 900 °C. Por lo tanto, el valor de DELT5 es de -100 °C. DELP indica el descenso de la presión en el aparato, por lo tanto, el valor de DELP5 es de 0 bar ya que el ciclón trabaja a presión atmosférica.

Apparatus statistics		Input data	
No.:	6	PIN	bar
Name:	Separator	POUT5	bar
		POUT6	bar
		DELP5	0 bar
		DELP6	0 bar
		TIN	°C
		TOUT5	°C
		TOUT6	°C
		DELT5	-100 °C
		DELT6	0 °C
		DELE	kW
		TEMDIF	°C

Figura 5.12 Apparatus Ciclón

- **Composición gas producto a la salida del ciclón:** El objetivo del ciclón es separar el óxido de silicio (SiO_2) de la corriente. Esto se puede comprobar comparando la composición del gas a la salida con su composición a la entrada al sistema. Se puede observar el descenso producido de SiO_2 y el aumento en los demás elementos ya que está referido a fracción.

COMPOSITION OF FLUIDS IN PIPES CONTAINING GASMIX (MOLE FRACTION)							
PIPES ->	3	4	5	6	7	8	19
N2	0.	0.7729	0.0056	0.4945	0.4968	0.5505	0.
O2	0.	0.2075	0.1214	0.	0.	0.	0.
H2O	0.	0.0101	0.0568	0.1215	0.1220	0.0270	1.0000
AR	0.	0.0092	0.	0.0058	0.0059	0.0065	0.
CO2	0.	0.0003	0.	0.0939	0.0943	0.1045	0.
C(S)	0.	0.	0.4355	0.0217	0.0218	0.0242	0.
H2	0.	0.	0.3722	0.1272	0.1278	0.1416	0.
S(S)	0.	0.	0.	0.	0.	0.	0.
SiO2	1.0000	0.	0.0086	0.0048	0.0002	0.0003	0.
CO	0.	0.	0.	0.1305	0.1311	0.1453	0.
MOLMASS	60.08	28.85	11.56	24.87	24.71	25.43	18.02 (kg/kmol)
LHV	0.00	0.00	189.68	76.25	76.61	84.90	0.00 (kJ/mol)
HHV	0.00	0.00	208.55	81.85	82.23	91.13	0.00 (kJ/mol)
RH	0.	0.3228	1.8148	*****	*****	*****	***** (--)
x	0.	6.35	97.08	96.48	97.67	19.53	***** (g/kg dry)

Composición a la Entrada

Composición a la Salida

Figura 5.13 Composición entrada y salida del gas en el ciclón

Otra forma de ver los componentes que se separan en el ciclón es ver la composición de la descarga de polvo del mismo, que a través de la Figura 5.14 podemos observar que la composición de esta es en su totalidad oxido de silicio (SiO₂).

COMPOSITION OF FLUIDS IN PIPES CONTAINING GASMIX (MOLE FRACTION)							
PIPES ->	3	4	5	6	7	8	19
N2	0.	0.7729	0.0056	0.4945	0.4968	0.5505	0.
O2	0.	0.2075	0.1214	0.	0.	0.	0.
H2O	0.	0.0101	0.0568	0.1215	0.1220	0.0270	1.0000
AR	0.	0.0092	0.	0.0058	0.0059	0.0065	0.
CO2	0.	0.0003	0.	0.0939	0.0943	0.1045	0.
C(S)	0.	0.	0.4355	0.0217	0.0218	0.0242	0.
H2	0.	0.	0.3722	0.1272	0.1278	0.1416	0.
S(S)	0.	0.	0.	0.	0.	0.	0.
SiO2	1.0000	0.	0.0086	0.0048	0.0002	0.0003	0.
CO	0.	0.	0.	0.1305	0.1311	0.1453	0.
MOLMASS	60.08	28.85	11.56	24.87	24.71	25.43	18.02 (kg/kmol)
LHV	0.00	0.00	189.68	76.25	76.61	84.90	0.00 (kJ/mol)
HHV	0.00	0.00	208.55	81.85	82.23	91.13	0.00 (kJ/mol)
RH	0.	0.3228	1.8148	*****	*****	*****	***** (--)
x	0.	6.35	97.08	96.48	97.67	19.53	***** (g/kg dry)

Composición Descarga del Ciclón

Figura 5.14 Composición descarga del ciclón

5.2.2 Eliminador de humedad

En este aparato el objetivo es separar componentes, en nuestro caso, separar las partículas de agua (H_2O) que se encuentran en el gas producto. Este aparato elimina entorno el 80% de agua, en nuestro caso, entorno un 77% de agua.

- **Datos adicionales de entrada:** Siendo nuestro objetivo la separación de H_2O vamos a especificar que se obtenga una separación entorno un 80% de H_2O (rendimiento).

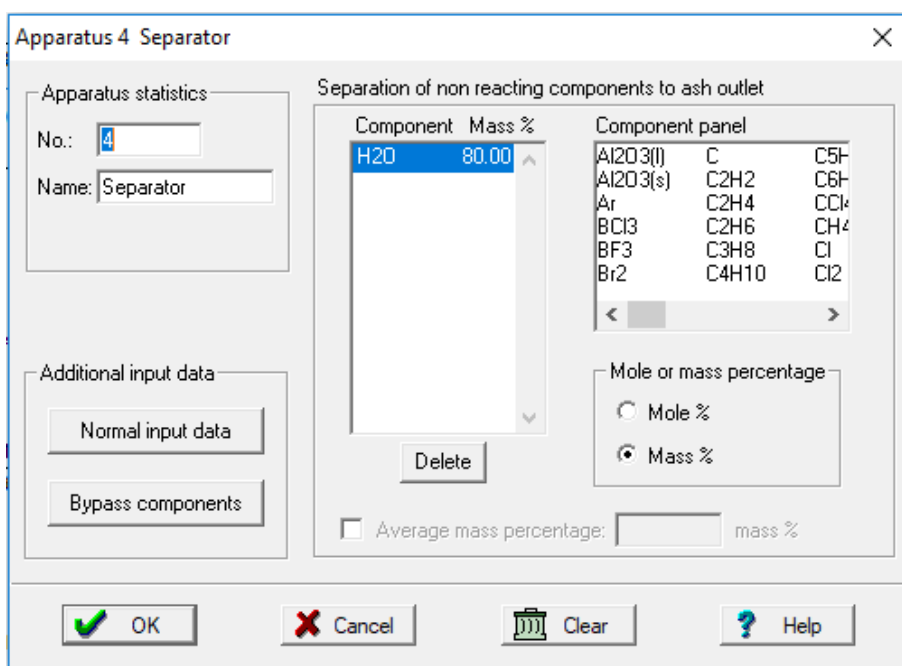


Figura 5.15 Eliminador Humedad Componentes Separados

- **Condiciones ambientales:** Estas condiciones se introducen a través del denominado *Apparatus*. DELT indica la elevación de la temperatura en el aparato. DELT5 indica el descenso que se produce en la temperatura del gas producto al ponerse en contacto con la temperatura atmosférica, ya que el gas producto proviene a una temperatura elevada en torno a 760 °C. Por lo tanto, el valor de DELT5 es de -50 °C. DELP indica el descenso de la presión en el aparato, por lo tanto, el valor de DELP5 es de 0 bar ya que el ciclón trabaja a presión atmosférica. Respecto al ciclón el valor de DELT5 es menor ya que la temperatura a la que llega el gas a este aparato es menor a la temperatura a la que lleva el gas al ciclón.

Apparatus 4 Separator

Apparatus statistics

No.:

Name:

Additional input data

Input data

PIN		bar
POUT5		bar
POUT6		bar
DELP5	0	bar
DELP6	0	bar
TIN		°C
TOUT5		°C
TOUT6		°C
DELT5	-50	°C
DELT6	0	°C
DELE		kW
TEMDIF		°C

Figura 5.16 Apparatus Eliminador de humedad

- **Composición gas producto a la salida del ciclón:** El objetivo del eliminador de humedad es separar el agua (H₂O) de la corriente. Esto se puede comprobar comparando la composición del gas a la salida con su composición a la entrada al sistema. Se puede observar el descenso producido de agua y el aumento en los demás elementos ya que está referido a fracción.

COMPOSITION OF FLUIDS IN PIPES CONTAINING GASMIX (MOLE FRACTION)							
PIPES ->	3	4	5	6	7	8	19
N2	0.	0.7729	0.0056	0.4945	0.4968	0.5505	0.
O2	0.	0.2075	0.1214	0.	0.	0.	0.
H2O	0.	0.0101	0.0568	0.1215	0.1220	0.0270	1.0000
AR	0.	0.0092	0.	0.0058	0.0059	0.0065	0.
CO2	0.	0.0003	0.	0.0939	0.0943	0.1045	0.
C(S)	0.	0.	0.4355	0.0217	0.0218	0.0242	0.
H2	0.	0.	0.3722	0.1272	0.1278	0.1416	0.
S(S)	0.	0.	0.	0.	0.	0.	0.
SiO2	1.0000	0.	0.0086	0.0048	0.0002	0.0003	0.
CO	0.	0.	0.	0.1305	0.1311	0.1453	0.
MOLMASS	60.08	28.85	11.56	24.87	24.71	25.43	18.02 (kg/kmol)
LHV	0.00	0.00	189.68	76.25	76.61	84.90	0.00 (kJ/mol)
HHV	0.00	0.00	208.55	81.85	82.23	91.13	0.00 (kJ/mol)
RH	0.	0.3228	1.8148	*****	*****	*****	***** (--)
x	0.	6.35	97.08	96.48	97.67	19.53	***** (g/kg dry)

Composición
Entrada

Composición
Salida

Figura 5.17 Composición entrada y salida del gas en el eliminador de humedad

Otra forma de ver los componentes que se separan en el eliminador de humedad es ver la composición de la descarga de la corriente separada, que a través de la Figura 5.15 podemos observar que la composición de esta es en su totalidad agua (H₂O).

COMPOSITION OF FLUIDS IN PIPES CONTAINING GASMIX (MOLE FRACTION)							
PIPES ->	3	4	5	6	7	8	19
N2	0.	0.7729	0.0056	0.4945	0.4968	0.5505	0.
O2	0.	0.2075	0.1214	0.	0.	0.	0.
H2O	0.	0.0101	0.0568	0.1215	0.1220	0.0270	1.0000
AR	0.	0.0092	0.	0.0058	0.0059	0.0065	0.
CO2	0.	0.0003	0.	0.0939	0.0943	0.1045	0.
C(S)	0.	0.	0.4355	0.0217	0.0218	0.0242	0.
H2	0.	0.	0.3722	0.1272	0.1278	0.1416	0.
S(S)	0.	0.	0.	0.	0.	0.	0.
SiO2	1.0000	0.	0.0086	0.0048	0.0002	0.0003	0.
CO	0.	0.	0.	0.1305	0.1311	0.1453	0.
MOLMASS	60.08	28.85	11.56	24.87	24.71	25.43	18.02 (kg/kmol)
LHV	0.00	0.00	189.68	76.25	76.61	84.90	0.00 (kJ/mol)
HHV	0.00	0.00	208.55	81.85	82.23	91.13	0.00 (kJ/mol)
RH	0.	0.3228	1.8148	*****	*****	*****	***** (--)
x	0.	6.35	97.08	96.48	97.67	19.53	***** (g/kg dry)

Composición Corriente Separada del Eliminador de Humedad

Figura 5.18 Composición corriente separada en el eliminador de humedad

Finalmente, podemos observar el esquema general del sistema de limpieza a través del software Cycle-Tempo.

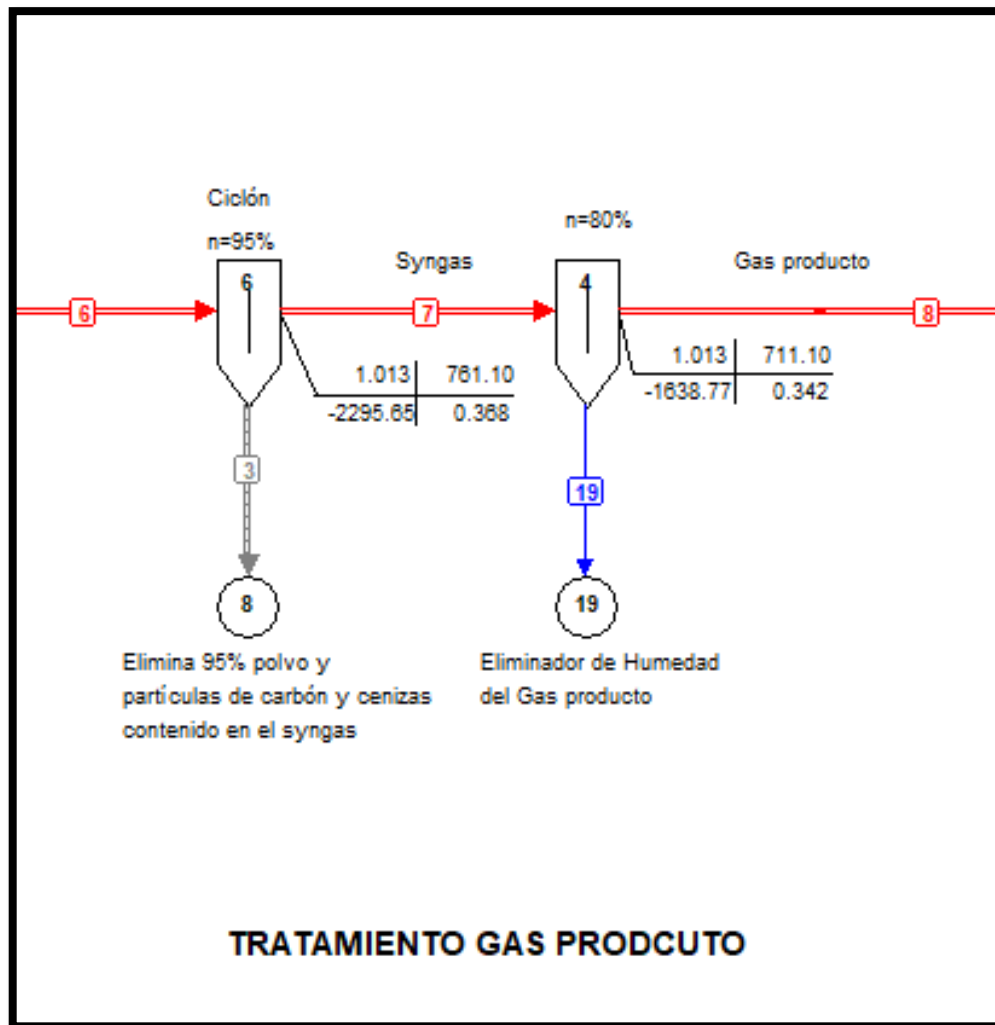


Figura 5.19 Esquema general de la limpieza

5.3 Modelado y simulación del sistema de generación de potencia

La turbina de gas de combustión externa es diferente a la turbina de gas de combustión interna porque el proceso de combustión surge fuera del fluido de trabajo. Las ventajas de la turbina de combustión externa sobre la turbina de combustión interna son:

- El proceso de combustión es realizado a presión atmosférica
- El fluido expandido en la turbina es aire limpio
- Puede llevarse a cabo con biocombustibles sólidos, líquidos o gaseosos
- El ciclo puede emplear combustibles sucios y de bajo coste
- La calidad de los productos de la combustión se reducen porque el intercambiador es menos sensible que la turbina

Por desventajas de la turbina de combustión externa respecto la turbina de combustión interna señalar:

- Es necesario el empleo de un intercambiador de alta temperatura para transferir calor al fluido de trabajo de la turbina
- El coste de dicho intercambiador

Respecto la turbina de gas de combustión interna señalar que el gas producto debe ser comprimido debido a la condiciones de funcionamiento, por lo cual tendremos un consumo eléctrico teniendo por consecuencia un descenso de la eficiencia eléctrica. A continuación mostramos un esquema de funcionamiento de la turbina de gas de combustión interna.

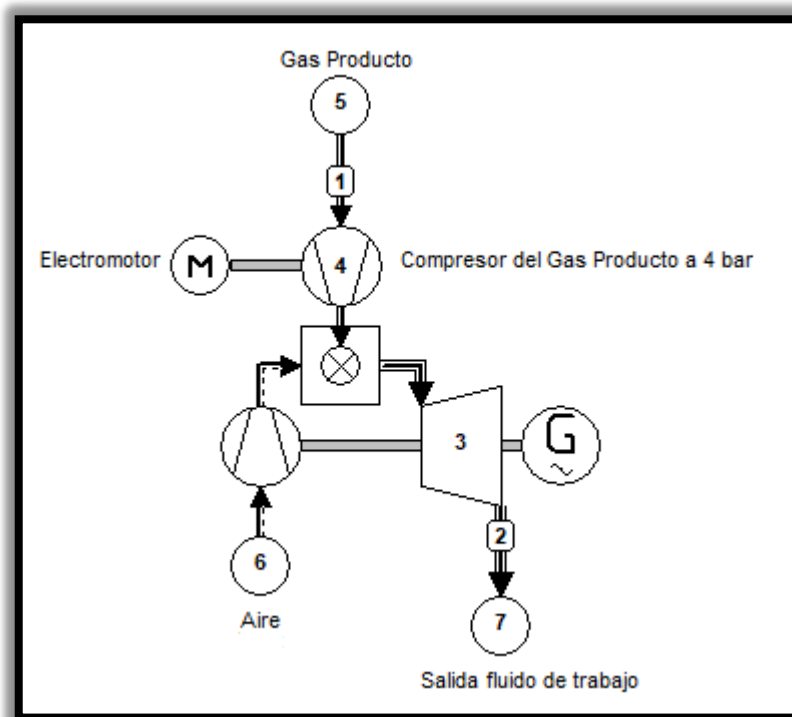


Figura 5.20 Esquema turbina de gas de combustión interna

Ahora mostramos el esquema de funcionamiento de la turbina de gas de combustión externa que será la empleada en nuestra simulación, debido a que se adapta mejor a nuestras condiciones, mostrando anteriormente las ventajas de la misma. Aunque debemos emplear un intercambiador de alta temperatura que conlleva un cierto coste (Datta, Ganguly y Sarkar 2010).

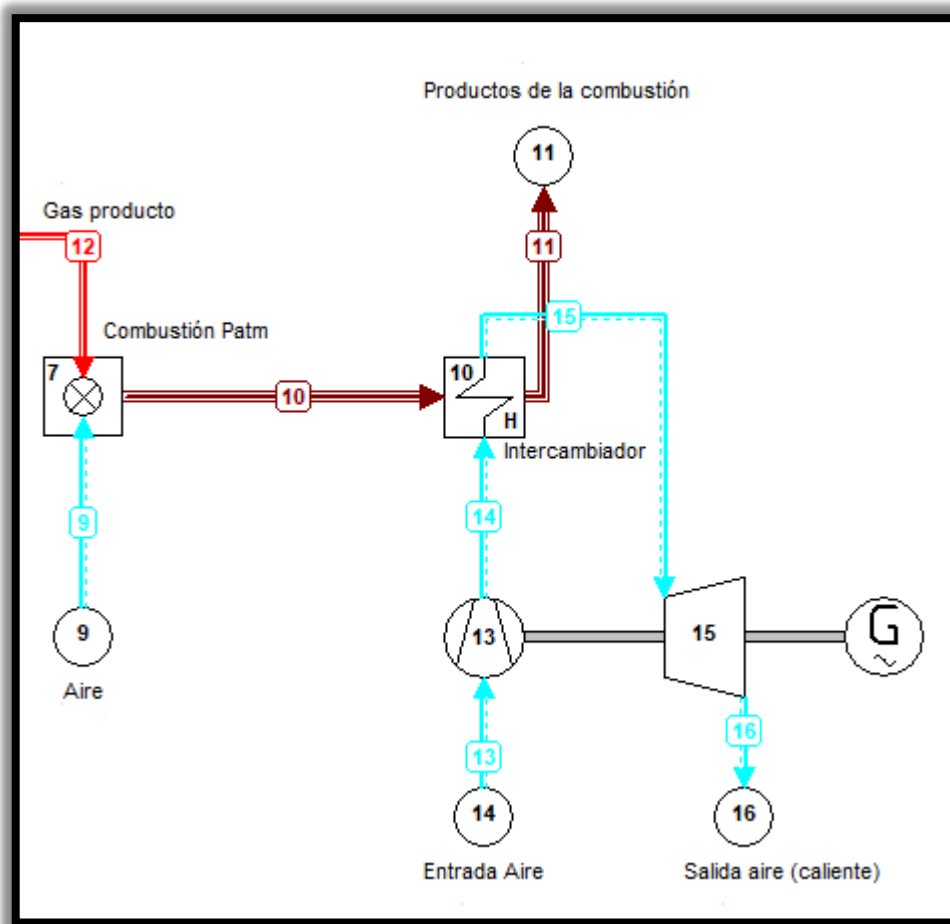


Figura 5.21 Esquema turbina de gas de combustión externa

5.3.1 Combustor

Elemento donde se produce la combustión del gas producto una vez que ha sido tratada en el sistema de limpieza, donde le ha sido eliminado en la medida de lo posible partículas de carbón, cenizas y la humedad. La combustión se realizara en presencia de aire que sería el comburente. Por combustión se entienda la oxidación completa de la materia en presencia de aire en exceso hasta alcanzar la transformación.

En este elemento entra el gas producto que llega con cierta temperatura Figura 5.21 y el aire que entra a presión atmosférica y a la temperatura ambiente Figura 5.22.

PIPE NO	MEDIUM TYPE	MASS-FLOW [kg/s]	MOLE-FLOW [kmol/s]	VOL-FLOW [m3/s]	PRESSURE [bar]	TEMPERATURE [°C]	ENTHALPY [kJ/kg]	ENTROPY [kJ/kgK]	EXERGY [kJ/kg]
1	WATERSTM	0.00000	0.00000	0.00000	1.0130	15.00	63.08	0.2245	0.72
2	WATERSTM	0.00000	0.00000	0.00000	1.0130	15.00	63.08	0.2245	0.72
3	GAS MIX	0.00212	0.00004	0.00328	1.0130	860.89	-4329.96	4.9762	405.36
4	GAS MIX	0.14045	0.00487	0.11911	1.0130	25.00	-88.75	6.8997	0.83
5	FUEL	0.05000	0.00433	0.00003	1.0130	25.00	-7615.71	1.9869	18448.14
6	GAS MIX	0.19045	0.00766	0.69726	1.0130	900.21	-2193.23	9.5817	3642.28
7	GAS MIX	0.18833	0.00762	0.63278	1.0130	760.89	-2313.89	9.4401	3530.87
8	GAS MIX	0.17493	0.00688	0.54208	1.0130	710.89	-1647.13	9.0078	3685.53
9	GAS MIX	0.48112	0.01667	0.39365	1.0500	25.00	-88.75	6.8894	3.91
				0.40803	1.0130	25.00	-88.75	6.8997	0.83

Figura 5.21 Condiciones del gas producto final

Apparatus 9 Sink/Source

Apparatus statistics

No.:
Name: Sink/Source

Additional input data

Input data

PIN bar
POUT 1.013 bar
DELP bar
TIN °C
TOUT 25 °C
DELT °C
DELE kW
DELM kg/s
HIN kJ/kg
HOUT kJ/kg
DELH kJ/kg
XIN -

XOUT -
PIPE -
ESTMAS kg/s
LHV kJ/kg
SUBTYP -
DTSUBC °C
DTSUPH °C
WFOT -
ESTTIN °C
ESTTOU °C
DELV m3/s
DELVN nm3/s

Figura 5.22 Condiciones ambientales del aire a la entrada combustor

La combustión se lleva a cabo a presión atmosférica que será especificada junto con el ratio aire/combustible situado entorno 3, caída de presión que será 0 y flujo de energía puesta en contacto con el medioambiente. En la Figura 5.22 podemos ver especificadas las condiciones anteriores.

Apparatus 7 Combustor

Apparatus statistics

No.:

Name:

Additional input data

Input data

EEQCOD	2	-	DPASH		bar
PIN		bar	ESTPOU		bar
POUT	1.013	bar	TREACT		°C
DELP	0	bar	DTREAC		°C
TIN		°C	PREACT		bar
TOUT		°C	DPREAC		bar
DELE	128.5	kW			
LAMBDA	2.6	-			
ESTOFR		kg/kg			
TASH		°C			
DTASH		°C			
PASH		bar			

Figura 2.23 Condiciones de operación del combustor

5.3.2 Intercambiador de calor

Este intercambiador tiene la función de ceder calor a presión constante de un fluido a alta temperatura a otro fluido, con el cual se pone en contacto a través de una tubería. En nuestro caso, el fluido que transfiere el calor será el gas producto de la combustión, que se encuentra a alta temperatura, a una corriente gaseosa de aire, la cual se encuentra a una presión de 5 bares.

Respecto a las condiciones de operación del intercambiador, este será diseñado para que la temperatura de la corriente de aire salga de él entorno 800-900 °C y la temperatura de los gases entorno los 140 °C. Por otra parte, la corriente de aire entrará al intercambiador a una presión mayor a presión atmosférica, en cambio, la corriente de gases producto de la combustión entrará a la presión atmosférica. Siendo en ambas corrientes la caída de presión 0. También es especificado el flujo de energía con el medio exterior. Todas estas condiciones quedan reflejadas en la Figura 5.23.

Apparatus 10 Heat Exchgr. X

Apparatus statistics

No.:

Name:

Type:

Input data

EEQCOD	2	-	TIN2		°C
PIN1		bar	TOUT2	146.95	°C
POUT1		bar	DEL2		°C
DELP1	0	bar	DELT		°C
TIN1		°C	DELTH		°C
TOUT1		°C			
DEL1		°C			
DELE	140	kW			
RPSM		-			
PIN2		bar			
POUT2		bar			
DELP2	0	bar			

Additional input data

Figura 5.24 Condiciones de operación del intercambiador

5.3.3 Compresor

El objetivo de este elemento es el aumento de presión de la corriente de entrada de aire, aumentando a la vez su temperatura. Este está conectado al mismo que la turbina y el generador de electricidad. Por lo cual no necesita un consumo eléctrico, ya que está en el mismo eje que la turbina.

El aire entra a la presión atmosférica y a la temperatura ambiente Figura 5.24 y las condiciones de operación del compresor son que la presión de salida es de 5 bares, y respecto las eficiencias, la mecánica (95%) y la isentrópica (80%) Figura 5.25.

Apparatus 14 Sink/Source

Apparatus statistics
 No.: 14
 Name: Sink/Source

Additional input data
 Geometry input data
 Off-design input data

Input data

PIN		bar	XOUT		-
POUT	1.013	bar	PIPE		-
DELP		bar	ESTMAS		kg/s
TIN		°C	LHV		kJ/kg
TOUT	25	°C	SUBTYP		-
DELT		°C	DTSUBC		°C
DELE		kW	DTSUPH		°C
DELM	1.2	kg/s	WFOT		-
HIN		kJ/kg	ESTTIN		°C
HOUT		kJ/kg	ESTTOU		°C
DELH		kJ/kg	DELV		m3/s
XIN		-	DELVN		nm3/s

OK Cancel Clear Help

Figura 5.25 Condiciones ambientales del aire de entrada

Apparatus 13 Compressor

Apparatus statistics
 No.: 13
 Name: Compressor
 Type: General

Additional input data
 Geometry input data
 Off-design input data

Input data

PIN		bar
POUT	5	bar
DELP		bar
TIN		°C
TOUT		°C
DELT		°C
PRATI		-
ETHAI	0.8	-
ETHAM	0.95	-
ETHAE		-

OK Cancel Clear Help

Figura 5.26 Condiciones de operación del compresor

5.3.4 Turbina

Es la encargada de expandir la corriente gaseosa de aire la cual se encuentra a elevada temperatura y presión. Se encuentra conectada al mismo eje que el compresor y el generador, generando el movimiento rotativo.

La entrada a ella se trata de una corriente de aire que se encuentra a elevada temperatura y presión Figura 5.26. Generando una corriente de salida de menor temperatura y presión Figura 5.26, debido a la expansión que se conlleva dentro de la

turbina. Las condiciones de la turbina son de una eficiencia mecánica del 95% y una eficiencia isentrópica del 82%, sobre la información de caudal, presión, temperatura y energías se pueden apreciar en la Figura 5.2 donde el Pipe 15 es la entrada de la turbina y el Pipe 12 es la salida de la turbina.

PIPE NO	MEDIUM TYPE	MASS-FLOW [kg/s]	MOLE-FLOW [kmol/s]	VOL-FLOW [m3/s]	PRESSURE [bar]	TEMPERATURE [°C]	ENTHALPY [kJ/kg]	ENTROPY [kJ/kgK]	EXERGY [kJ/kg]	QUALITY [%-VAPOUR]
1	WATERSTM	0.00000	0.00000	0.00000	1.0130	15.00	63.08	0.2245	0.72	0.00
2	WATERSTM	0.00000	0.00000	0.00000	1.0130	15.00	63.08	0.2245	0.72	0.00
3	GASMIX	0.00339	0.00006	0.00525	1.0130	861.04	-4329.81	4.9764	405.48	0.00
4	GASMIX	0.21968	0.00761	0.18631	1.0130	25.00	-88.75	6.8997	0.83	0.00
5	FUEL	0.08000	0.00692	0.00004	1.0130	25.00	-7615.71	1.9869	18448.14	0.00
6	GASMIX	0.29968	0.01211	1.1029	1.0130	900.42	-2179.67	9.6191	3754.07	0.00
7	GASMIX	0.29629	0.01206	1.0009	1.0130	861.04	-2179.67	9.5692	3711.33	0.00
8	GASMIX	0.27541	0.01090	0.85886	1.0130	761.04	-2300.29	9.4780	3643.96	0.00
9	GASMIX	0.68026	0.02358	0.55659	1.0500	761.04	-2300.29	9.4780	3643.96	0.00
10	GASMIX	0.95567	0.03259	3.3941	1.0130	711.04	-1640.88	9.0517	3804.89	0.00
11	GASMIX	0.95567	0.03259	1.1238	1.0130	711.04	-1640.88	9.0517	3804.89	0.00
12	GASMIX	1.2000	0.04159	2.5918	1.1000	25.00	-88.75	6.8894	0.83	0.00
13	GASMIX	1.2000	0.04159	1.0177	1.0130	551.36	465.10	7.9376	245.25	0.00
14	GASMIX	1.2000	0.04159	0.35312	5.0000	551.36	465.10	7.9376	245.25	0.00
15	GASMIX	1.2000	0.04159	0.77121	5.0000	237.46	128.19	6.9884	191.34	0.00
				0.77121	5.0000	237.46	128.19	6.9884	191.34	0.00
						842.02	796.86	7.8455	604.45	0.00
						842.02	796.86	7.8455	604.45	0.00

Figura 5.27 Condiciones de la corriente de entrada y salida turbina

Apparatus 15 Turbine

Apparatus statistics
 No.:
 Name:

Input data
 TUCODE -
 GDCODE -
 PIN bar
 TIN °C
 TOUT °C
 DELT °C
 ETHAI -
 ETHAM -
 DIAIN m
 DIAOUT m
 SLENG m
 DESMAS kg/s
 PINCND bar
 POUTDS bar
 POUTRT bar
 ETHAID -

Additional input data

Figura 5.28 Condiciones de operación de la turbina

5.3.5 Generador

Será el encargado de producir la corriente alterna, se trata de un alternador el cual es capaz de generar la corriente alterna por el movimiento de campos magnéticos. El movimiento de este se debe al generado por la turbina y el compresor, ya que el generador se encuentra conectado con ambos mediante un eje.

Se debe especificar la eficiencia del generador que es de un 96% Figura 5.28.

Generator no. 1

Apparatus statistics
 No.:
 Name:

Input data
 ETAGEN -
 COSPHI -
 GENMVA MVA
 KTURB -
 KGEN -
 CPRATI -

Additional input data

Figura 5.29 Condiciones de operación del generador

Finalmente mostramos el esquema general del generador de potencia mediante la turbina de combustión externa, esquema generado en el software Cycle-Tempo.

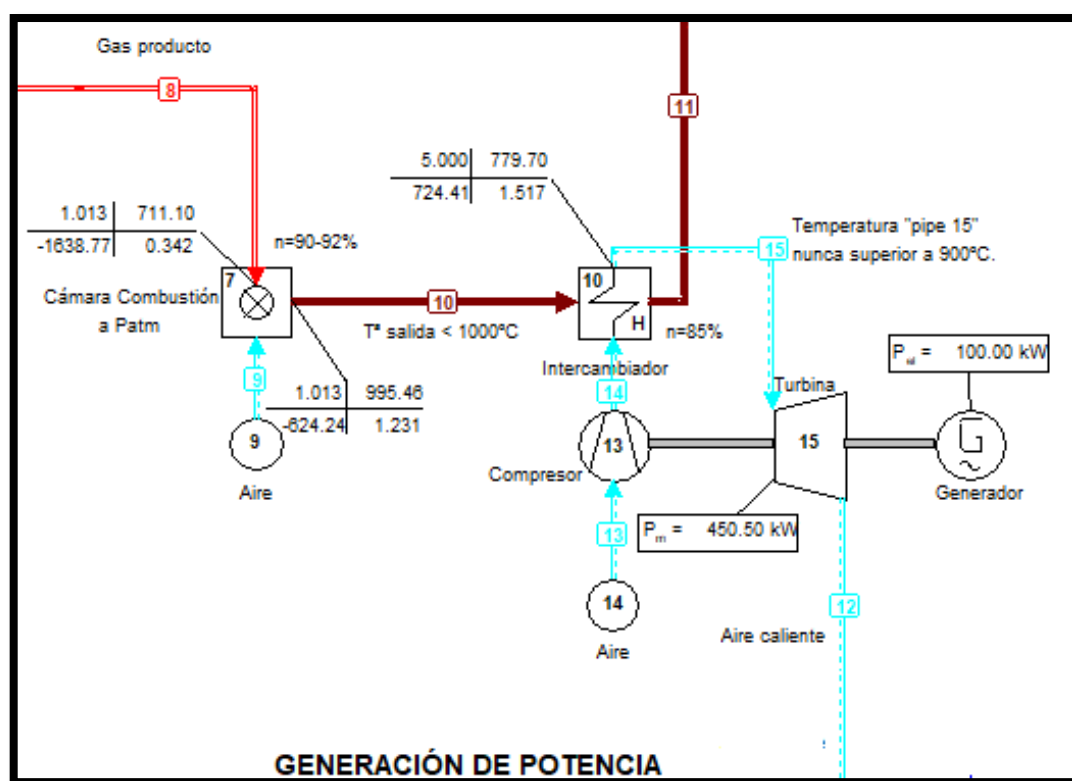


Figura 5.30 Esquema general de la generación de potencia

5.4 Modelado y simulación de generación térmica en el sistema (CHP)

Como aprovechamiento de la alta temperatura a la que sale el aire de la turbina y los gases de combustión de la cámara de combustión situaremos intercambiadores sobre estas corrientes, haciendo circular agua que será la encargada de absorber esta energía térmica útil. Con el fin de ser usada para agua caliente sanitaria (ACS), la temperatura de esta es un factor a tener en cuenta, ya que normalmente el agua es almacenada a 60°C pero es aconsejable que este valor ronde los 70°C para prevenir la legionelosis. Por lo tanto, tendremos un sistema de cogeneración, es decir, se obtiene simultáneamente energía eléctrica y energía térmica útil.

En referencia a lo expuesto, procedemos a incluir en nuestra simulación la obtención de energía térmica mediante un intercambiador, el cual sus condiciones de operación son caída de presión 0 en ambos fluidos, intercambio de energía con el exterior y un enfriamiento de las corrientes calientes hasta 120°C .

Apparatus 10 Heat Exchgr.

Apparatus statistics

No.: 10

Name: Heat Exchgr.

Type: General

Additional input data

Furnace input data

Off-design input data

Input data

EEQCOD	2	-	TIN2		°C
PIN1		bar	TOUT2	146.95	°C
POUT1		bar	DEL2		°C
DELP1	0	bar	DELTL		°C
TIN1		°C	DELTH		°C
TOUT1		°C			
DEL1		°C			
DELE	140	kW			
RPSM		-			
PIN2		bar			
POUT2		bar			
DELP2	0	bar			

OK Cancel Clear Help

Figura 5.31 Condiciones operación intercambiador ACS

La corriente de agua introducida se introduce con la temperatura ambiente y una presión atmosférica, pero respecto el flujo másico este deberá ir ajustándose hasta regularizar la temperatura del agua a la salida del intercambiador en torno a 70 °C.

Finalmente, mostramos un esquema de la obtención de energía térmica.

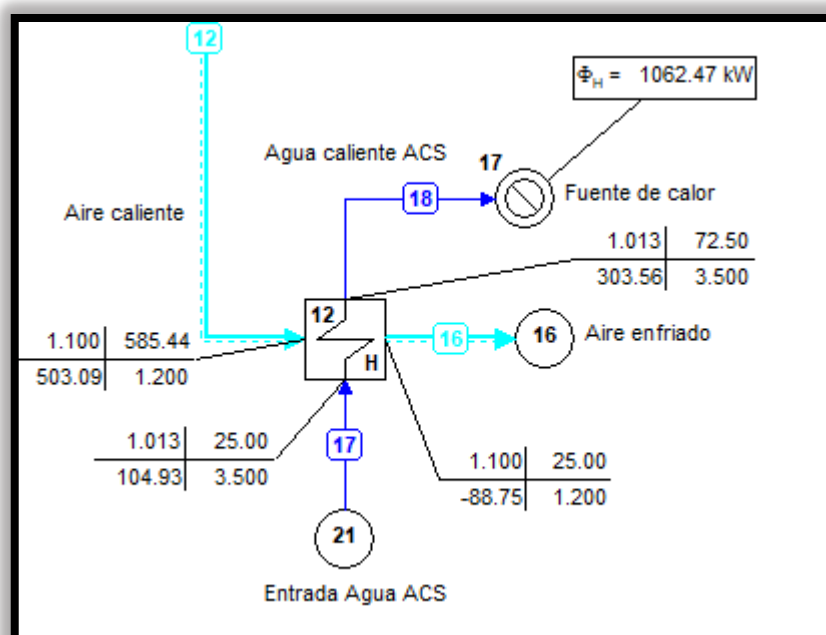


Figura 5.32 Esquema para ACS

Como podemos observar mediante el aparato Heatsink podemos modelar una fuente de calor, en nuestro caso obtenemos un valor de potencia térmica en KW que sería la energía térmica transferida en cierto tiempo. Este valor este relacionado directamente con la temperatura y el flujo másico de la corriente.

Concluir que hemos cumplido cada una de las condiciones anteriores y las condiciones de sistema (agua caliente en torno a 70 °C).

Finalmente mostramos un esquema general de los sistemas de generación térmica situada en dos zonas por tener dos corrientes de alta temperatura a través del software Cycle-Tempo.

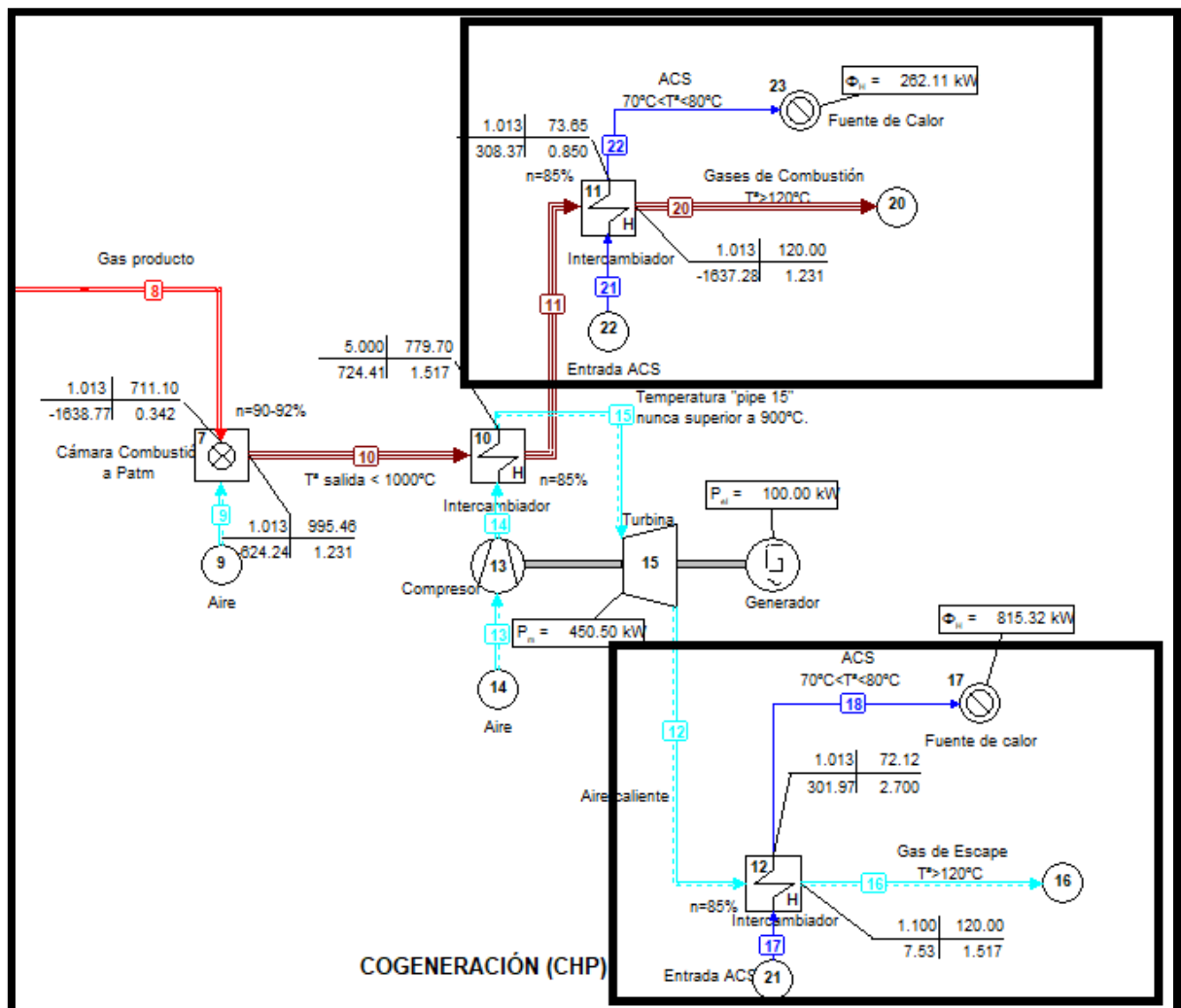


Figura 5.33 Esquema general de la generación térmica

6 ANALISIS DE RESULTADOS

6.1 Estudio final de los parámetros óptimos de funcionamiento del sistema

Para pulir el sistema creado de generación de electricidad a través de la gasificación de la biomasa debemos contemplar una serie de pautas para un correcto funcionamiento del sistema.

En primer lugar, conseguir una generación de electricidad neta de unos 100 kW, representativa de los sistemas de generación distribuida a pequeña escala. Por otro lado, una temperatura superior a los 1000 °C en los gases de combustión tras la cámara de combustión supondría el empleo de materiales más caros, por lo que desde el punto de vista económico no interesa. Siguiendo en la línea de temperaturas, la temperatura a la entrada de la turbina no debe sobrepasar los 900 °C y la temperatura de los gases de escape a las salidas debe superar los 120 °C por dos motivos:

- EL intercambiador de calor tendría que tener un área de intercambio muy grande y desde el punto de vista técnico no es viable.
- Coste de materiales para aguantar temperaturas altas (*Jurado et al. 2011; Vera, D., Jurado y Carpio 2011*).

Según lo expuesto anteriormente procedemos a realizar los ajustes en el sistema, ya que en el sistema llevado a cabo hasta ahora tiene una generación neta entorno 70 KW, es decir, un valor inferior a una generación distribuida de pequeña escala.

Con objeto alcanzar este valor hemos aumentado el flujo de biomasa a 0.08 Kg/s, como consecuencia de esta variación hemos tenido que ir ajustando los siguientes valores para cumplir lo expuesto anteriormente y algunos más parámetros:

- Ratio aire/combustible en el gasificador para ajustar la temperatura de gasificación a 900 °C.
- Ratio aire/combustible en la cámara de combustión para que los gases de combustión salgan a menos de 1000 °C.
- Flujo de entrada de aire al compresor ha tenido que ser aumentado, para que la temperatura del aire a la entrada a la turbina sea inferior a 900 °C.

Llevando a cabo estos ajustes finalmente la generación neta de electricidad ha sido de 100KW. Con este valor podemos catalogar el sistema como generación distribuida de pequeña escala.

6.1.1 Evaluación de la composición del gas producto

Esta evaluación la vamos a llevar a cabo a través de la composición molar en tanto por ciento, para empezar primero mostramos una tabla y gráfica de la composición molar del gas producto y el % molar de cada uno de los compuestos.

COMPOSICIÓN MOLAR GAS PRODUCTO	
Compuesto	Composición molar [%]
N ₂	54,11
CO	15,14
H ₂	14,82
CO ₂	10,17
H ₂ O	2,64
C(s)	2,45
AR	0,64
SiO ₂	0,03
S(s)	0,00
O ₂	0,00

Tabla 6.1. Composición molar Gas producto

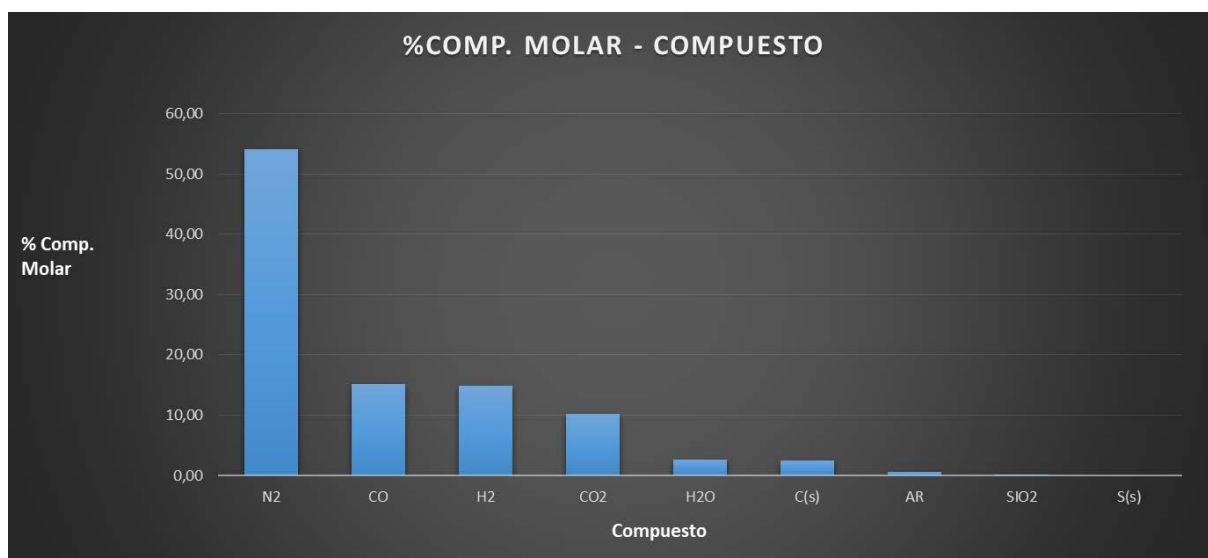


Figura 6.1 Gráfica % Composición molar – compuesto

Podemos observar que se produce una gasificación ya que obtenemos los productos comunes de las reacciones de gasificación. El consumo de carbono sólido e hidrógeno en las reacciones de gasificación y la entrada del aire hacen que el mayor compuesto del gas producto sea el nitrógeno, el cual es un inerte.

A continuación vamos a observar la evolución que tiene la composición molar del gas producto al variar la temperatura de gasificación desde los 800 °C a los 950 °C.

COMPOSICIÓN MOLAR GAS PRODUCTO							
Tª Gasificación = 800°C		Tª Gasificación = 850°C		Tª Gasificación = 900°C		Tª Gasificación = 950°C	
Compuesto	Composición molar [%]	Compuesto	Composición molar [%]	Compuesto	Composición molar [%]	Compuesto	Composición molar [%]
N2	51,34	N2	52,65	N2	54,11	N2	55,58
CO	15,27	CO	15,25	CO	15,14	CO	14,95
H2	17,44	H2	16,19	H2	14,82	H2	13,48
CO2	10,58	CO2	10,36	CO2	10,17	CO2	10,04
H2O	2,23	H2O	2,43	H2O	2,64	H2O	2,84
C(s)	2,51	C(s)	2,48	C(s)	2,45	C(s)	2,42
AR	0,61	AR	0,62	AR	0,64	AR	0,66
SiO2	0,03	SiO2	0,03	SiO2	0,03	SiO2	0,03
S(s)	0,00	S(s)	0,00	S(s)	0,00	S(s)	0,00
O2	0,00	O2	0,00	O2	0,00	O2	0,00

Tabla 6.2. Datos composición molar variación Tª gasificación

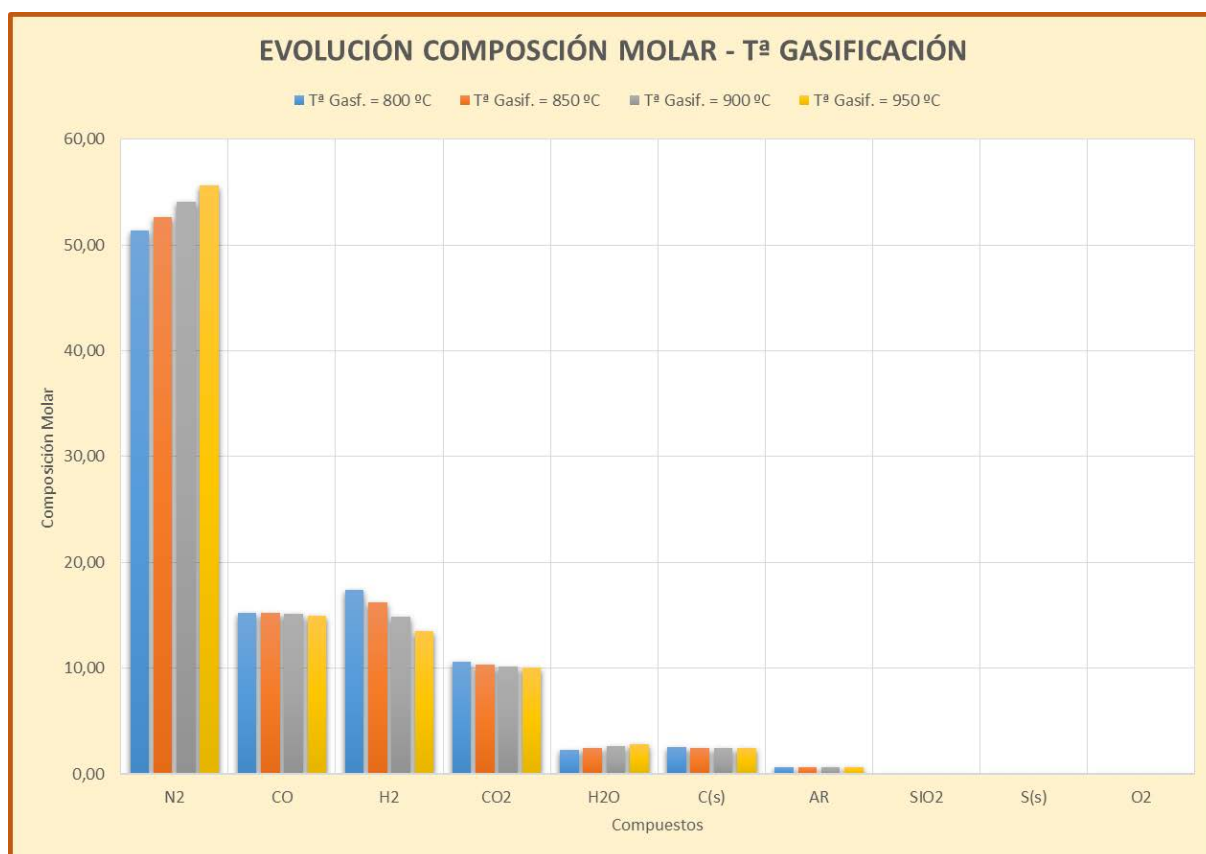


Figura 6.2 Gráfica evolución comp. molar – Tª gasificación

El ascenso o descenso de cada uno de los compuestos obtenidos en la gasificación es debido por la temperatura de reacción y porque el ratio aire/combustible es diferente, siendo menor a menor temperatura de gasificación y mayor a mayor temperatura.

Ahora mostraremos la evolución de la composición molar del gas producto para la variación de la temperatura del aire a la entrada del reactor.

COMPOSICIÓN MOLAR GAS PRODUCTO							
Tª Gasificación = 150°C		Tª Gasificación = 200°C		Tª Gasificación = 250°C		Tª Gasificación = 300°C	
Compuesto	Composición molar [%]	Compuesto	Composición molar [%]	Compuesto	Composición molar [%]	Compuesto	Composición molar [%]
N2	52,79	N2	52,25	N2	51,80	N2	51,26
CO	16,00	CO	16,33	CO	16,65	CO	16,98
H2	15,75	H2	16,13	H2	16,42	H2	16,81
CO2	9,77	CO2	9,62	CO2	9,46	CO2	9,31
H2O	2,55	H2O	2,51	H2O	2,49	H2O	2,45
C(s)	2,51	C(s)	2,51	C(s)	2,53	C(s)	2,55
AR	0,62	AR	0,62	AR	0,61	AR	0,61
SiO2	0,03	SiO2	0,03	SiO2	0,03	SiO2	0,03
S(s)	0,00	S(s)	0,00	S(s)	0,00	S(s)	0,00
O2	0,00	O2	0,00	O2	0,00	O2	0,00

Tabla 6.3. Datos composición molar variación Tª aire a la entrada

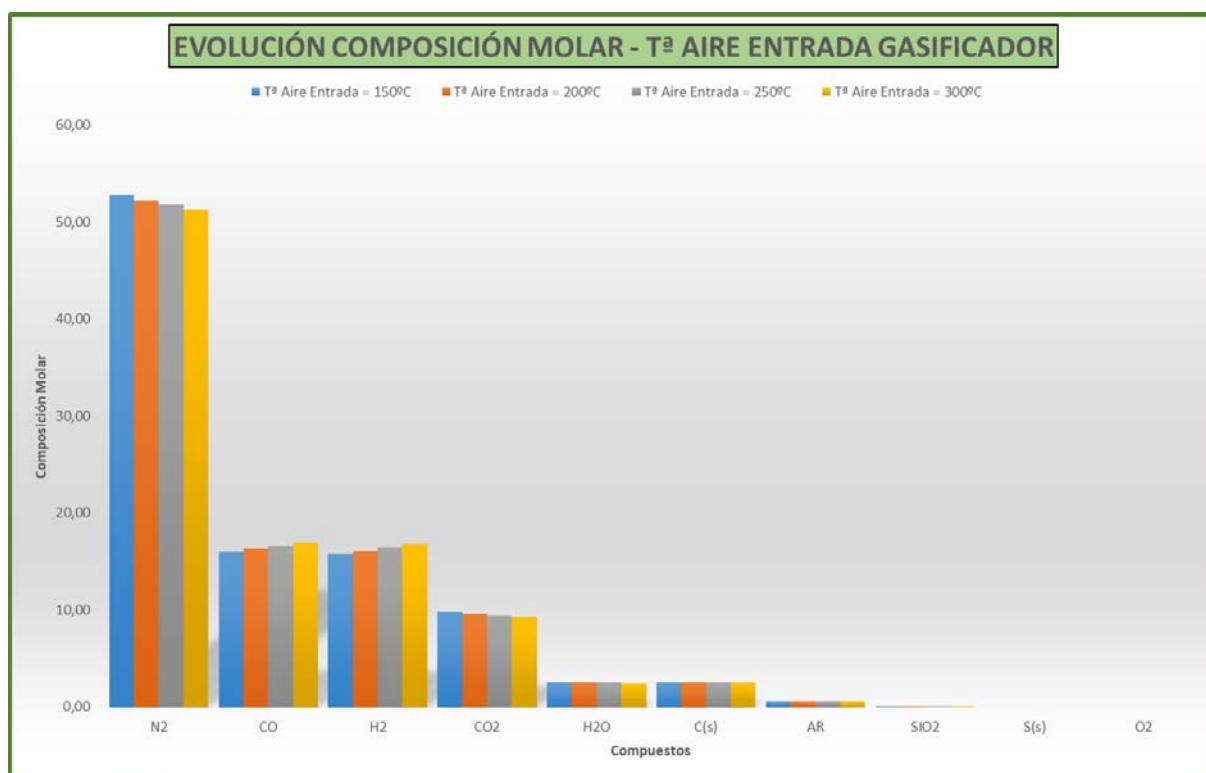


Figura 6.3 Gráfica evolución comp. molar – Tª aire entrada gasificador

La variación ascendente o descendente de cada compuesto a la modificación de la temperatura del aire a la entrada del gasificador afecta a que a mayor temperatura se obtiene un ratio aire/combustible menor, de aquí las modificaciones obtenidas en la composición del gas producto.

Se puede observar que respecto a la gráfica de variación de temperatura de gasificación la evolución de los compuestos es contraria a la de esta gráfica. Esto es debido

a que en esta grafica conforme aumentamos la temperatura, el ratio aire/combustible desciende, en cambio, en la otra gráfica al aumento de la temperatura de gasificación el ratio aumenta.

Resaltar por otro lado, que el gas producto valorado se le ha eliminado en la medida de lo posible la humedad y SiO_2 , por lo cual no es la composición exacta a la salida del gasificador pero no afecta para la valoración del objetivo de este punto.

6.1.2 Mejora del rendimiento en el gasificador

En primer lugar una forma de obtener un mayor rendimiento del gasificador es reducir la temperatura de operación del mismo, para ello, mediante la siguiente formula podemos obtener el rendimiento:

$$\eta = \frac{\dot{m}_{\text{gas producto}} \times \text{PCI}_{\text{gas producto}}}{\dot{m}_{\text{entrada biomasa}} \times \text{PCI}_{\text{entrada biomasa}}} \quad (2)$$

Siendo:

- $\dot{m}_{\text{gas producto}}$ = Caudal másico del gas producto obtenido
- $\dot{m}_{\text{entrada biomasa}}$ = Caudal másico de entrada de biomasa al gasificador
- $\text{PCI}_{\text{gas producto}}$ = Poder calorífico inferior del gas producto
- $\text{PCI}_{\text{entrada biomasa}}$ = Poder calorífico inferior de la biomasa

Ahora, mostramos la siguiente tabla que contiene los valores de cada variable de la fórmula para diferentes temperaturas de operación del gasificador. Estos datos han sido obtenidos a través del software Cycle-Tempo, para ajustar la temperatura de operación de la gasificación tenemos que ir ajustando el valor denominado OFRATI en las condiciones de operación del gasificador:

Tª operación de trabajo Gasificador [°C]	$\dot{m}_{\text{gas prod.}}$ [Kg/s]	$\dot{m}_{\text{biomasa}}$ [Kg/s]	PCI gas prod. [KJ/kg]	PCI biomasa [KJ/kg]	η gasif.
804,87	0,18050	0,05	3423,9	16407,34	75,33
848,81	0,18500	0,05	3257,8	16407,34	73,47
900,21	0,19045	0,05	3066,1	16407,34	71,18
950,57	0,19600	0,05	2880,7	16407,34	68,82
1000,72	0,20175	0,05	2698,3	16407,34	66,36
1050,94	0,20775	0,05	2517,7	16407,34	63,76
1100,31	0,21390	0,05	2342,1	16407,34	61,07

Tabla 6.4. Datos para el cálculo del rendimiento

Para concluir, podemos observar en el siguiente gráfico la evolución del rendimiento en función de la temperatura de operación del gasificador:

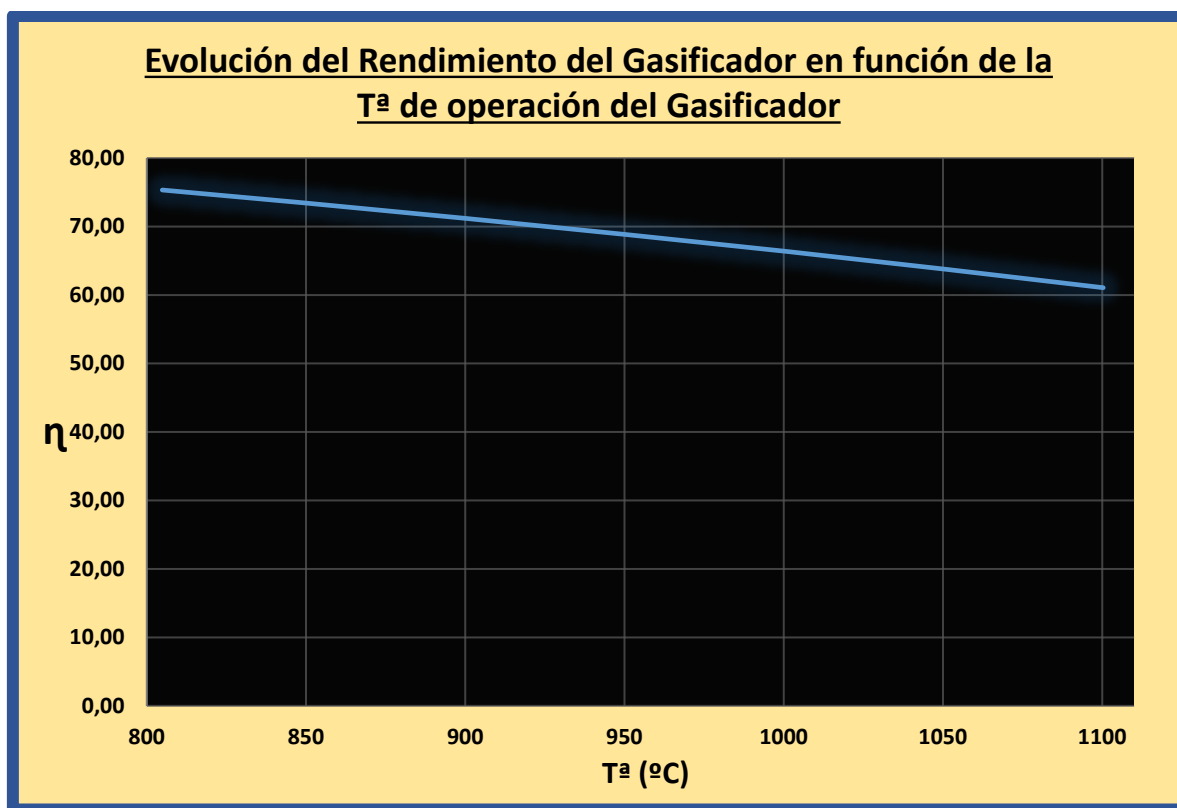


Figura 6.4 Rendimiento – T^a operación gasificador

Podemos observar que el rendimiento es mayor a menor temperatura pero nosotros hemos fijado la temperatura de operación en 900 °C aunque el rendimiento sea menor. Esto es debido a que a menor temperatura se produce una mayor generación de alquitranes de estructura C_xH_y (TAS), de ahí que la temperatura es fijada en un valor mayor. Además, estos alquitranes deterioran mediante corrosión la cabeza del pistón del motor.

Debido a que para mejorar la eficiencia del gasificador mediante la temperatura de operación del gasificador ha quedado limitado por la generación de alquitranes vamos a realizar la mejora a través de precalentamiento del aire a la entrada. Para ello, lo haremos aprovechando la elevada temperatura a la que sale el gas producto del gasificador, situando el intercambiador de calor a la salida del ciclón.

Primeramente vamos a realizar una gráfica que muestre la evolución del rendimiento en función de la temperatura del aire a la entrada del gasificador. Para fijar la temperatura de entrada lo haremos fijando la temperatura deseada en las condiciones ambientales de la corriente del aire de entrada. Pero al modificar esta temperatura la

temperatura de operación de la gasificación es elevada, por lo cual tenemos que ir disminuyendo la variable OFRATI en las condiciones de operación del gasificador.

Esta variable representa el ratio de kg de entrada de aire y kg de combustible a la entrada en el gasificador. Por lo tanto, al ser disminuida esta variable, los kg de entrada del aire son menores al aumentar la temperatura de entrada del aire al gasificador.

Para ello, para cada temperatura iremos calculando el rendimiento mediante la fórmula (2) empleada anteriormente. Por lo tanto, necesitamos el valor de cada variable de la fórmula para las distintas temperaturas, en la siguiente tabla podemos ver los diferentes valores:

Tª aire gasif. [°C]	$\dot{m}$ gas prod. [Kg/s]	$\dot{m}$ biomasa [Kg/s]	PCI gas prod. [KJ/kg]	PCI biomasa [KJ/kg]	η gasif.
25	0,19045	0,05	3066,1	16407,34	71,18
50	0,18925	0,05	3109,4	16407,34	71,73
100	0,18700	0,05	3192,2	16407,34	72,77
150	0,18460	0,05	3282,4	16407,34	73,86
200	0,18230	0,05	3371,1	16407,34	74,91
250	0,18010	0,05	3458,2	16407,34	75,92
300	0,17795	0,05	3545,3	16407,34	76,90
350	0,17590	0,05	3630,4	16407,34	77,84

Tabla 6.5. Datos para obtener el rendimiento

Para concluir, podemos observar en el siguiente gráfico la evolución del rendimiento en función de la temperatura del aire a la entrada del gasificador:

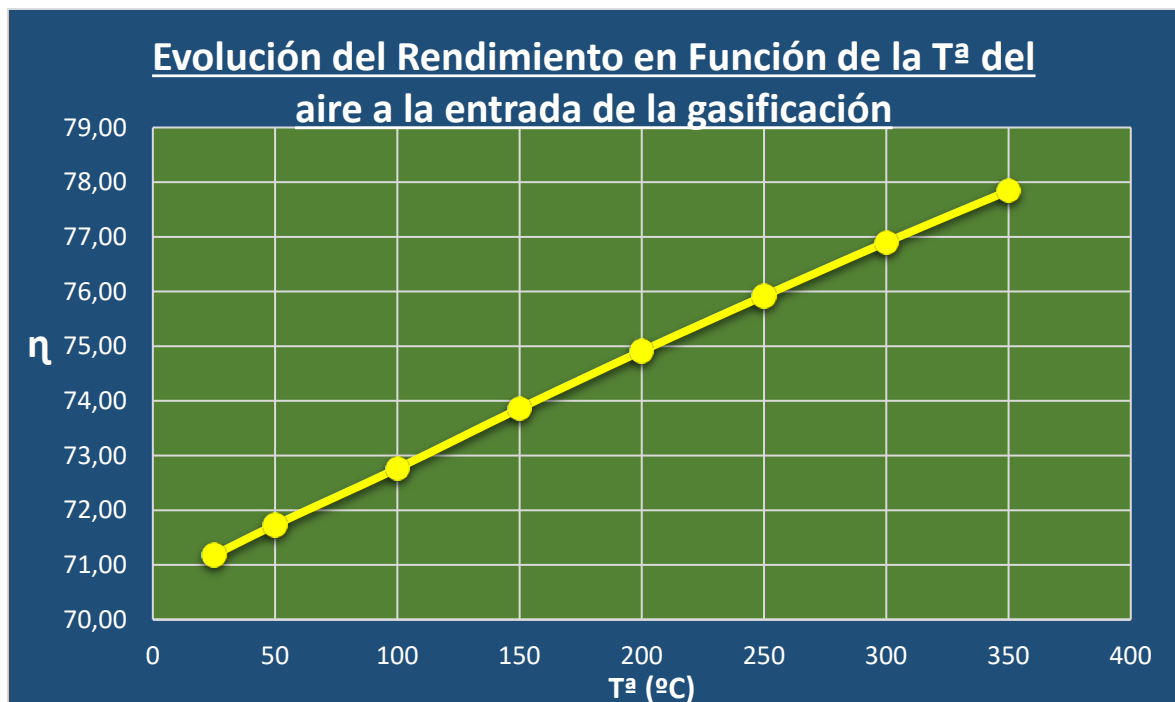


Figura 6.5 Rendimiento – Temperatura aire a la entrada del gasificador

En referencia a la gráfica podemos observar que el rendimiento va aumentando linealmente al aumentar la temperatura del aire a la entrada. Siendo una mejora considerable de la eficiencia del gasificador. Por lo tanto, teniendo en cuenta a la temperatura a la que sale al gas producto y sabiendo que este entrará a un motor de combustión fijaremos como temperatura óptima del aire a la entrada 300 °C. Este será posible mediante el intercambiador de calor situado después del ciclón. A continuación podemos ver un esquema de funcionamiento del sistema en conjunto:

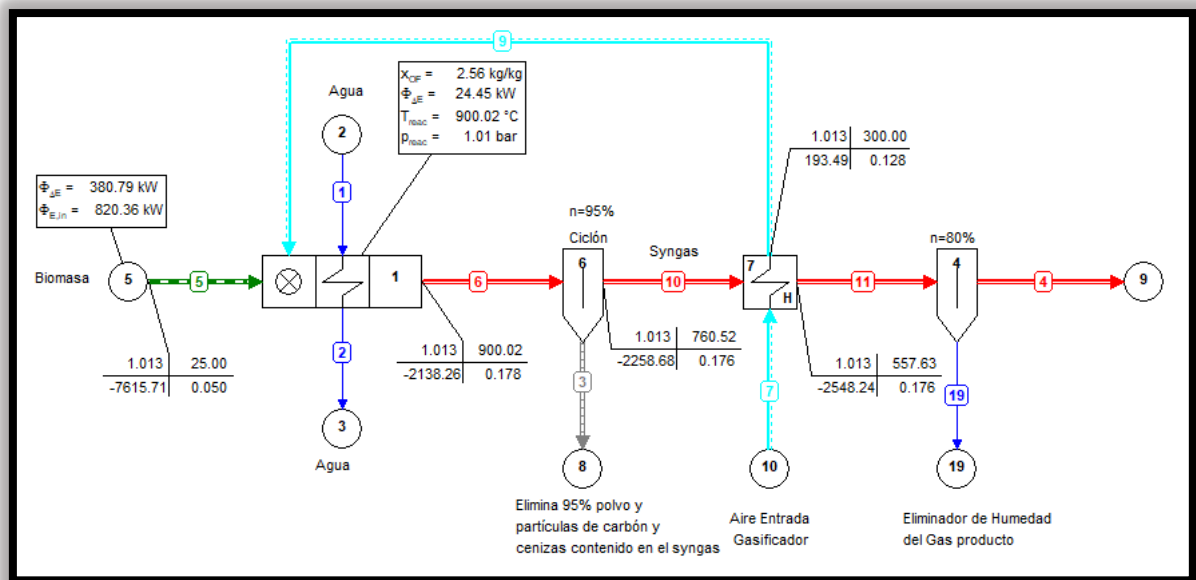


Figura 6.6 Esquema de todo el sistema incluyen mejora

6.1.3 Evaluación de la presión en el compresor

La presión de trabajo del compresor es un término que está íntimamente relacionado con la generación del sistema, debido a que según esta presión la velocidad de giro del eje, al cual está conectado la turbina y el generador, será mayor o menor. Pero el aumento de la presión originaría un menor intercambio energético con el agua caliente sanitaria.

Primeramente mostraremos la fórmula para el cálculo del rendimiento del sistema de cogeneración CHP:

$$\eta_{CHP} = \frac{P_{el} + P_{th}}{\dot{m}_{entrada\ biomasa} \times PCI_{entrada\ biomasa}} \quad (3)$$

Siendo:

- P_{el} = Potencia eléctrica
- $\dot{m}_{\text{entrada biomasa}}$ = Caudal másico de entrada de biomasa al gasificador
- P_{th} = Potencia térmica
- $PCI_{\text{entrada biomasa}}$ = Poder calorífico inferior de la biomasa

Ahora mostraremos la fórmula para el cálculo del rendimiento electrico:

$$\eta_{el} = \frac{P_{el}}{\dot{m}_{\text{entrada biomasa}} \times PCI_{\text{entrada biomasa}}} \quad (4)$$

Siendo:

- P_{el} = Potencia eléctrica
- $\dot{m}_{\text{entrada biomasa}}$ = Caudal másico de entrada de biomasa al gasificador
- $PCI_{\text{entrada biomasa}}$ = Poder calorífico inferior de la biomasa

Con estas fórmulas mostraremos la tabla con los datos de la potencia eléctrica y térmica y rendimiento eléctrico y CHP para diferentes presiones del compresor.

Presión Compresor [bar]	P_{el} [KW]	$\dot{m}$ biomasa [Kg/s]	P_{th} [KW]	PCI biomasa [KJ/kg]	η (CHP) [%]	η (El.) [%]
2	71,21	0,08	1149,11	16407,34	92,97	5,43
3	101,62	0,08	1106,10	16407,34	92,01	7,74
4	109,86	0,08	1080,13	16407,34	90,66	8,37
5	108,59	0,08	1062,47	16407,34	89,22	8,27
6	102,55	0,08	1049,60	16407,34	87,78	7,81

Tabla 6.6. Potencias y rendimientos para diferentes presiones

Ya estamos en condiciones de ver como varía la potencia eléctrica generada en el generador y el rendimiento eléctrico en función de la variación de la presión en el generador.

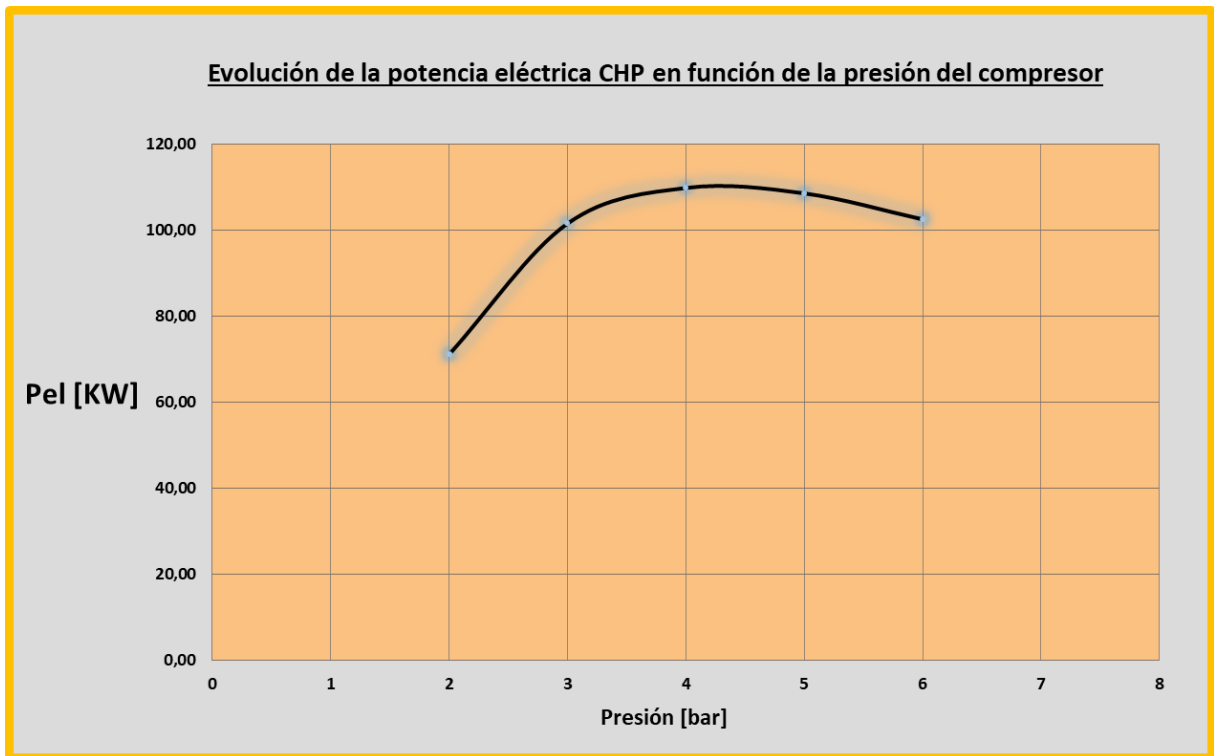


Figura 6.7 Gráfica potencia eléctrica – Presión

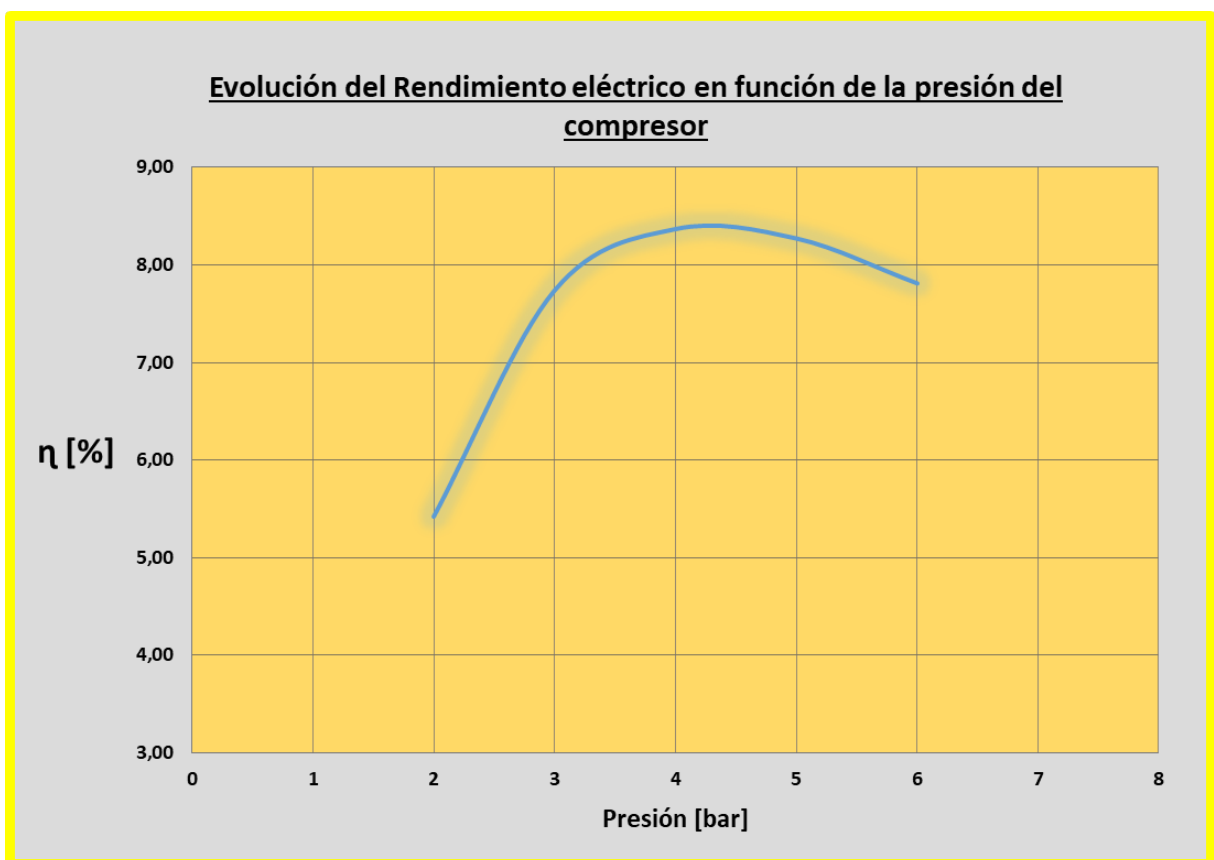


Figura 6.8 Gráfica rendimiento eléctrico - Presión

Podemos observar que conforme aumenta la presión el compresor tanto la potencia eléctrica como el rendimiento eléctrico va aumentando teniendo su mayor valor entorno los 4 bares y los 5 bares. Esto es debido por lo expresado al comienzo de este punto. Concluyendo que si valoramos únicamente la potencia eléctrica nos interesa que el la presión en el compresor sea entorno 5 bares.

Ahora, vamos a evaluar la evolución de la potencia térmica generada para agua caliente sanitaria y el rendimiento CHP.

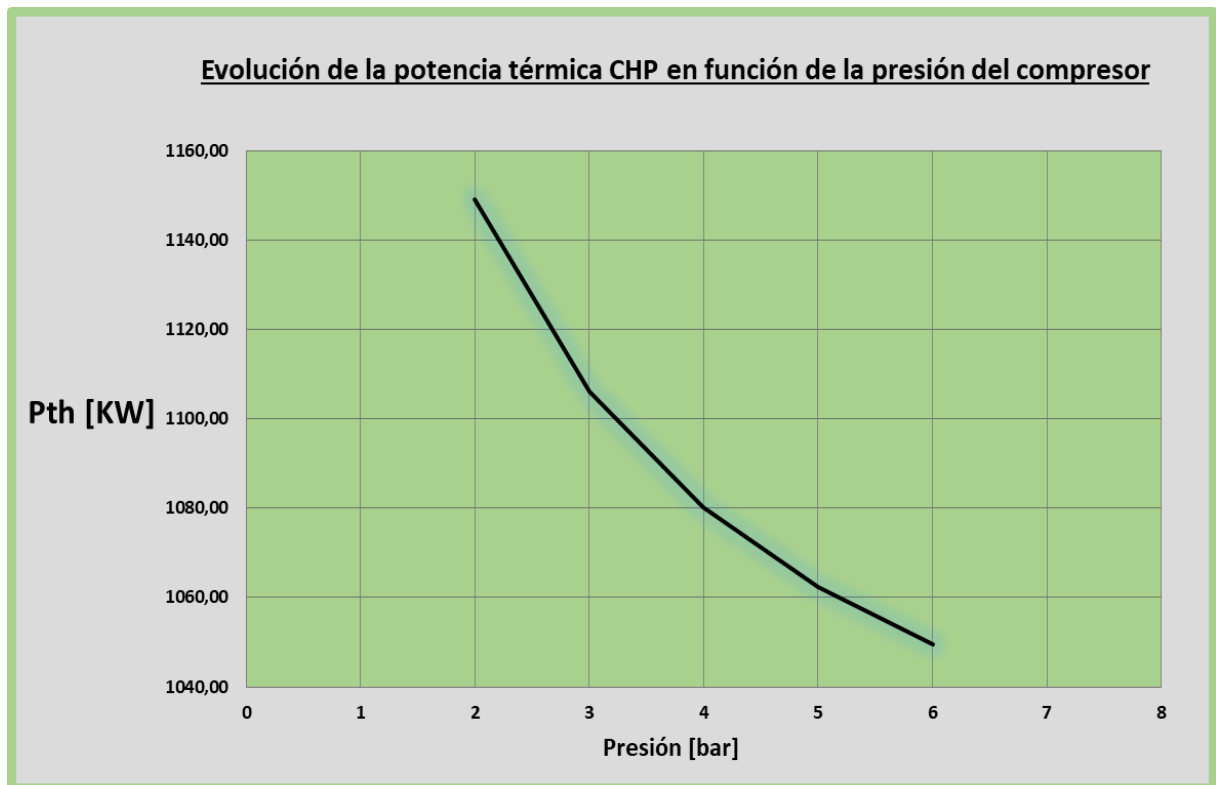


Figura 6.9 Gráfica potencia térmica – presión

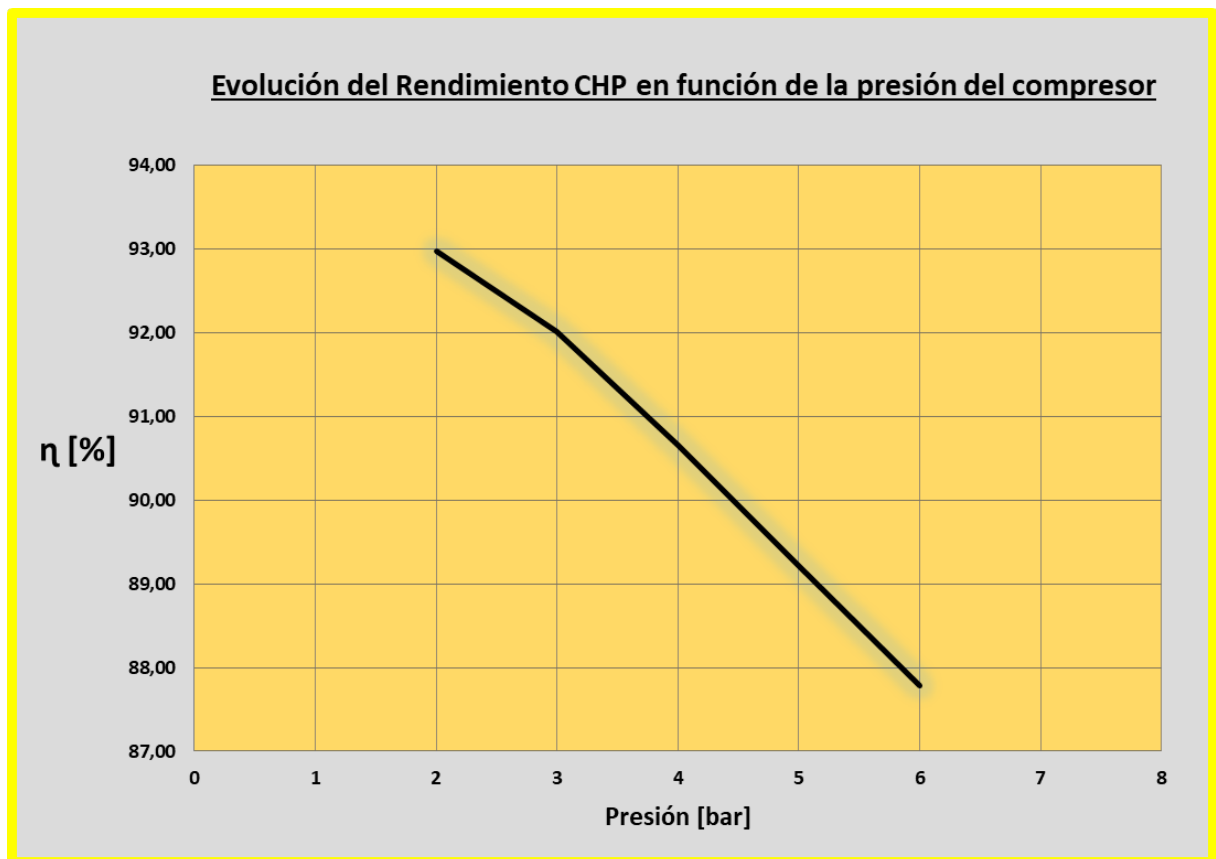


Figura 6.10 Gráfica rendimiento CHP - Presión

Podemos observar que a mayor presión la potencia térmica al igual que el rendimiento CHP va decreciendo por lo explicado al principio, teniendo el mayor decrecimiento entre los 2 bares y los 3 bares. Por lo tanto, aquí ocurre lo contrario que con la potencia eléctrica y el rendimiento eléctrico por lo cual si exclusivamente nos interesa la potencia térmica nos interesa el menor valor de presión.

Según la evaluación realizada de la presión del compresor el valor de esta depende de las necesidades de nuestra demanda. Por lo tanto, en esta simulación seleccionaremos el valor de presión de 5 bares con el cual reflejamos que nos interesa una mayor producción de la potencia eléctrica que de potencia térmica, ya que este es un valor idóneo para el rendimiento eléctrico de nuestro sistema. Ya que si queremos elevar la generación de potencia térmica y el rendimiento CHP basta con aumentar el flujo másico de la corriente de entrada de agua caliente sanitaria.

6.1.4 Evaluación de la temperatura del aire a la entrada de la turbina

La temperatura del aire a la entrada de la turbina está relacionada con la velocidad de giro de la turbina y también la temperatura del aire a la salida de turbina es un aspecto a tener en cuenta ya que este aire va dirigido a un intercambiador para transmitir esta

energía térmica a un fluido de agua (ACS). Por lo tanto, es un término a evaluar su evolución sobre parámetros claves del sistema.

Primero mostramos la siguiente tabla la cual muestra potencia térmica y eléctrica y rendimiento eléctrico y CHP, para el cálculo de los rendimientos se ha empleado las formulas (3) y (4).

Temperatura Entrada Turbina [°C]	Pel [KW]	m biomasa [Kg/s]	Pth [KW]	PCI biomasa [KJ/kg]	η (CHP) [%]	η (El.) [%]
750	69,18	0,08	922,58	16407,34	75,56	5,27
800	85,92	0,08	973,61	16407,34	80,72	6,55
850	102,68	0,08	1025,12	16407,34	85,92	7,82
900	119,44	0,08	1077,10	16407,34	91,16	9,10
950	136,20	0,08	1129,51	16407,34	96,43	10,38

Tabla 6.7 Potencias y rendimientos para diferentes temperaturas del aire a la entrada de la turbina

Así mostramos en la siguiente gráfica la evolución de la potencia eléctrica generada y el rendimiento eléctrico en el generador en función de diferentes valores de esta temperatura.

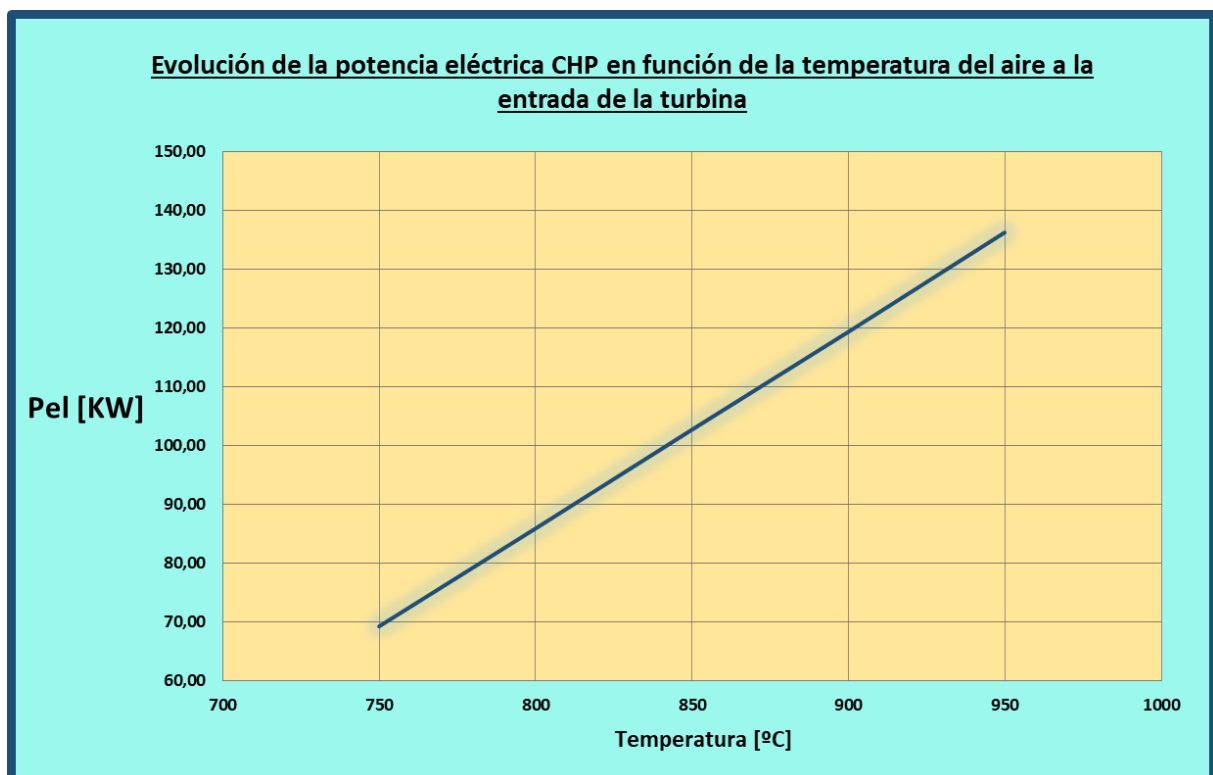


Figura 6.11 Grafica potencia eléctrica – temperatura entrada turbina

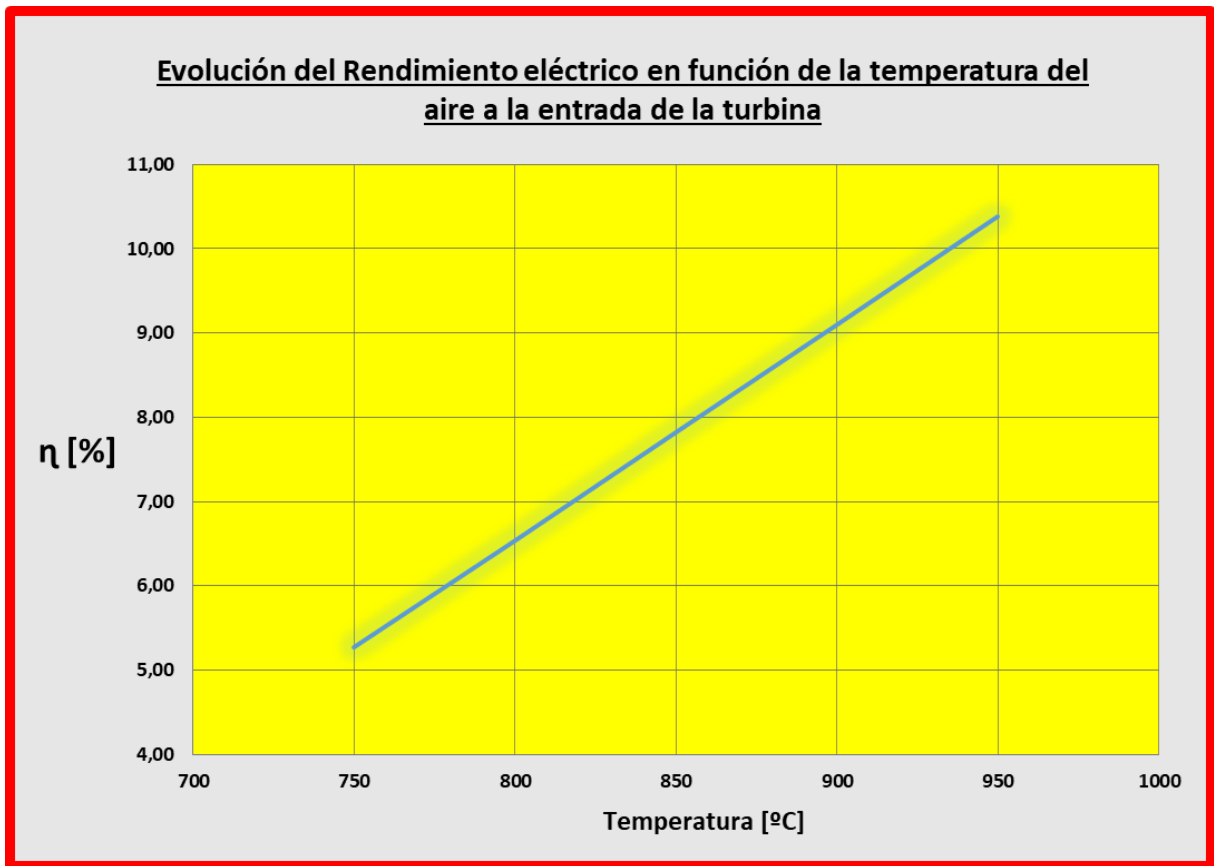


Figura 6.12 Gráfica rendimiento eléctrico – temperatura entrada turbina

Como podemos observar en la gráfica tanto la potencia eléctrica como el rendimiento eléctrico aumenta linealmente conforme aumenta la temperatura, por lo cual sabiendo que nuestro interés es una potencia eléctrica la mayor posible nos interesa la máxima temperatura posible del aire a la entrada de la turbina.

Por otro lado vamos a realizar una valoración de la potencia térmica y rendimiento CHP en función del aumento de la temperatura, que puede ser observada en las siguientes gráficas.

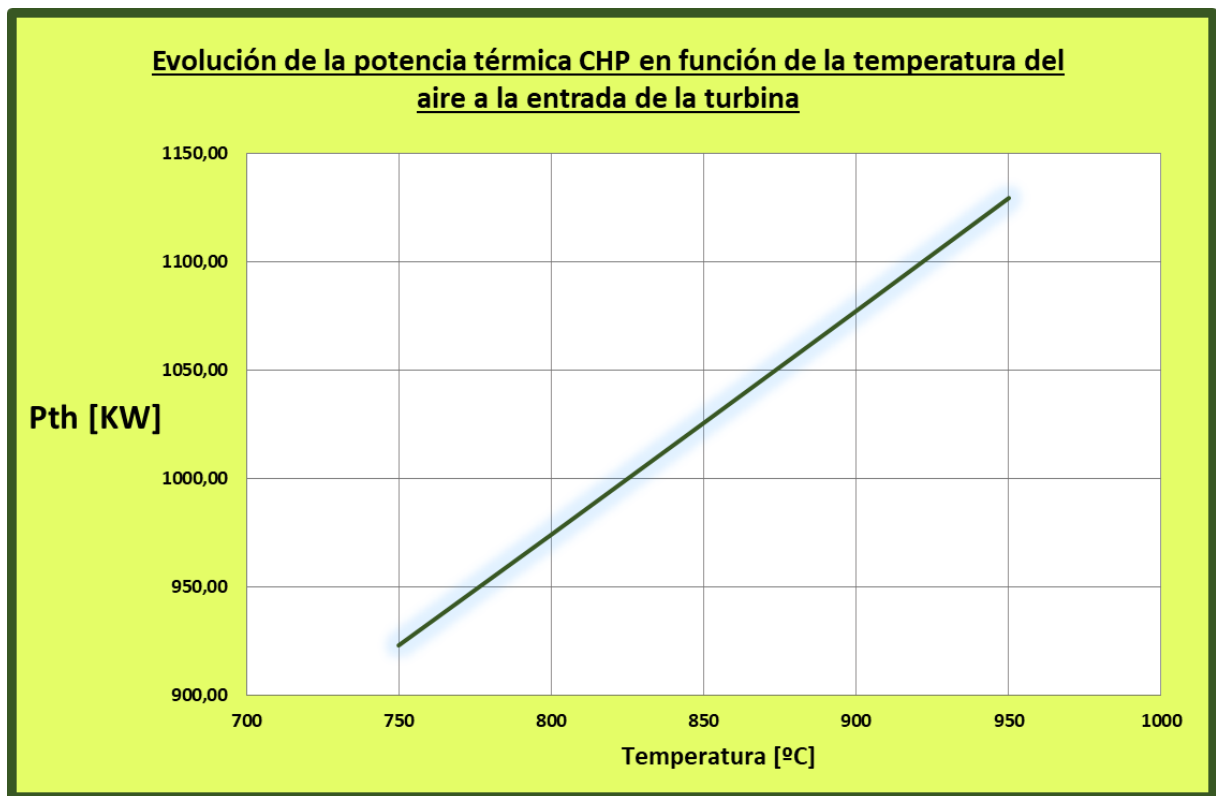


Figura 6.13 Gráfica potencia térmica – temperatura entrada turbina

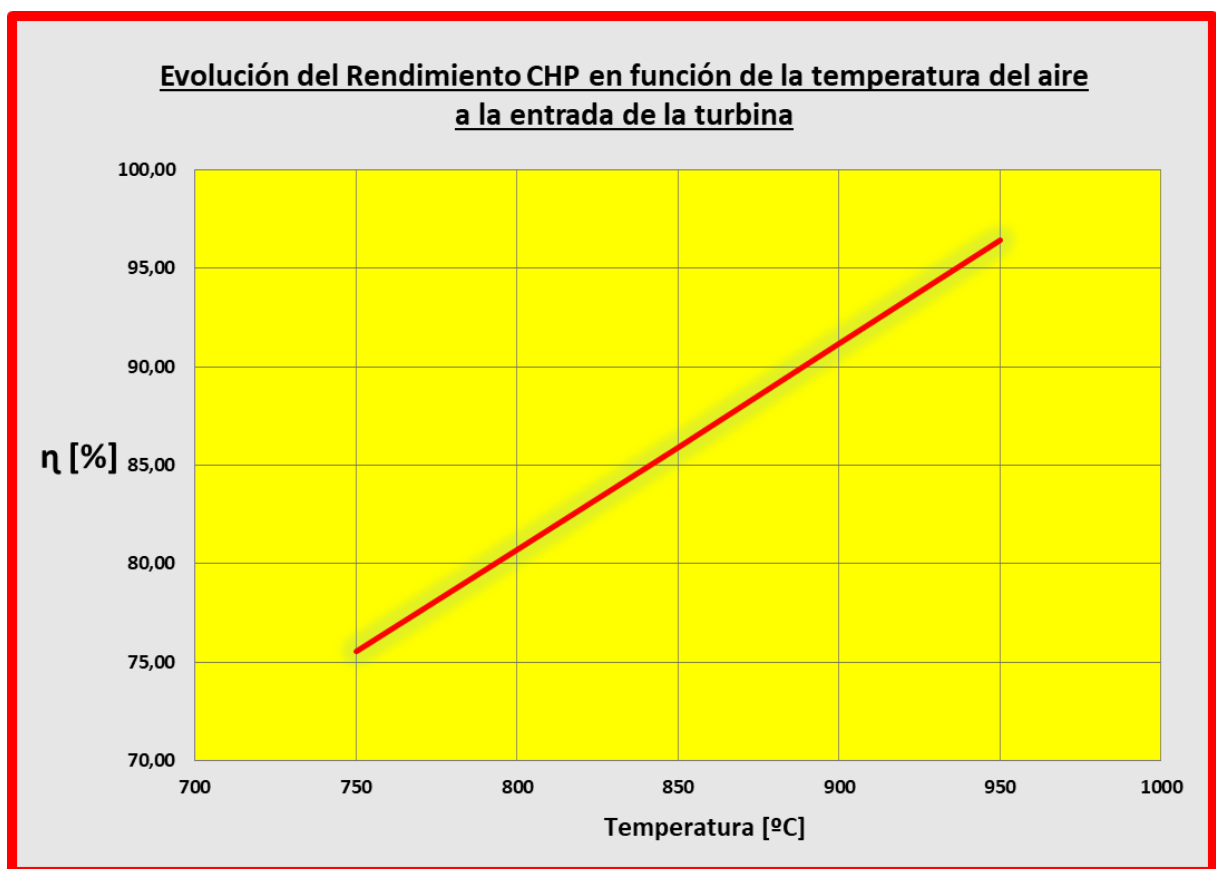


Figura 6.14 Gráfica rendimiento CHP – temperatura entrada turbina

Resaltar de esta gráfica la importancia de que cuanto mayor sea esta temperatura obtendremos como beneficio una mayor potencia térmica y rendimiento CHP. Ya que la temperatura del aire a la entrada de la turbina está relacionada directamente con la temperatura del aire a la salida, es decir, cuanto mayor sea la temperatura a la entrada mayor será la temperatura a la salida.

Como conclusión resaltar que tenemos que conseguir la máxima temperatura del aire a la entrada pero esta temperatura está limitada por dos motivos expuestos anteriormente en puesta a punto del sistema. Por lo tanto, según esos motivos la temperatura máxima a emplear será de 900 °C, siendo esta temperatura en nuestra simulación un valor menor a estos 900 °C.

6.1.5 Cálculo y ajuste de la eficiencia en la cámara de combustión e intercambiadores

6.1.5.1 Cámara de combustión

Primeramente se sabe que las cámaras de combustión por regla general tienen una eficiencia entorno un 90 % - 92 %, por lo tanto emplearemos como nuestro objetivo una eficiencia de un 90 % - 92 %.

Para ajustar este valor en nuestra simulación el dato de la cámara de combustión que está relacionado directamente con la eficiencia es el llamo DELE, que hace referencia a la energía que se intercambia con el medio exterior.

Para llevar a cabo el valor correcto del dato DELE para obtener la eficiencia que corresponde tenemos que calcular el rendimiento. El cual para la cámara de combustión queda definido mediante la siguiente formula:

$$\eta [\%] = \frac{P_{th(salida)}}{P_{th(entrada)}} \times 100 \quad (5)$$

Siendo:

- $P_{th(entrada)}$ = Potencia térmica de las tuberías de entrada a la cámara de combustión
- $P_{th(salida)}$ = Potencia térmica de las tuberías de salida de la cámara de combustión

Para llegar al valor correcto hemos ido dando valores al dato DELE y calculando el rendimiento hasta llegar a una eficiencia entorno el 90 % - 92 %, a continuación se muestra la tabla la cual recoge la secuencia seguida de este proceso hasta llegar al valor Tabla 6.4.

CÁMARA DE COMBUSTIÓN				
Valor DELE [KW]	P. Térmica Pipe 10 [KW]	P. Térmica Pipe 8 [KW]	P. Térmica Pipe 9 [KW]	Rendimiento Energético [%]
15,00	1272,45	1274,94	12,49	98,84
20,00	1267,45	1274,94	12,49	98,45
60,00	1227,45	1274,94	12,49	95,34
120,00	1165,52	1274,94	10,55	90,67
120,50	1165,02	1274,94	10,55	90,63
122,00	1163,52	1274,94	10,55	90,51
130,00	1155,52	1274,94	10,55	89,89
129,00	1156,52	1274,94	10,55	89,97
128,50	1486,24	1601,03	13,68	92,04

Tabla 6.8. Cálculo eficiencia cámara de combustión

Como se puede observar el valor del dato DELE para una eficiencia del 90% es de 128,5 KW de potencia térmica que se ha intercambiado con el exterior del total de la potencia térmica que entra a la cámara de combustión, es decir, potencia perdida.

De este modo se ha quedado ajustada la eficiencia de la cámara de combustión a un valor más común de las cámaras de combustión.

6.1.5.2 Intercambiadores

En los intercambiadores diseñados en nuestro sistema por regla general tiene un eficiencia de un 85% para las condiciones a las cuales se encuentran expuestos. Por lo tanto, el objetivo es ajustar la eficiencia de nuestros intercambiadores a un 85%.

Para ajustar este valor en nuestra simulación el dato de los intercambiadores, al igual que la cámara de combustión, que está relacionado directamente con la eficiencia es el llamo DELE, que hace referencia a la energía que se intercambia con el medio exterior.

Para llevar a cabo el valor correcto del dato DELE para obtener la eficiencia que corresponde tenemos que calcular el rendimiento. El cual para los intercambiadores queda definido mediante la siguiente formula:

$$\eta [\%] = \frac{P_{th(Ent.Fluj01)} - P_{th(Sal.Fluj01)}}{P_{th(Ent.Fluj02)} - P_{th(Sal.Fluj02)}} \times 100 \quad (6)$$

Siendo:

- $P_{th (Ent.Fluj01)}$ = Potencia térmica de las tubería de entrada del flujo a cederle la energía
- $P_{th (Sal.Fluj01)}$ = Potencia térmica de las tubería de salida del flujo a cederle la energía
- $P_{th (Ent.Fluj02)}$ = Potencia térmica de las tubería de entrada del flujo que cede la energía
- $P_{th (Sal.Fluj02)}$ = Potencia térmica de las tubería de salida del flujo que cede la energía

Para llegar al valor correcto hemos ido dando valores al dato DELE y calculando el rendimiento hasta llegar a una eficiencia entorno el 85 %, a continuación se muestran las tablas la cual recoge la secuencia seguida de este proceso hasta llegar al valor para los tres intercambiadores empleados en nuestro sistema.

INTERCAMBIADOR DE CALOR DE LA T. COMB. EXT. Apparatus 10					
Valor DELE [KW]	P. Térmica Pipe 10 [KW]	P. Térmica Pipe 11 [KW]	P. Térmica Pipe 14 [KW]	P. Térmica Pipe 15 [KW]	Rendimiento Energético [%]
15,00	1165,52	362,25	278,81	1062,08	97,51
120,00	1165,52	362,25	278,81	962,08	85,06
121,00	1165,52	362,25	278,81	961,08	84,94
140,00	1486,24	442,01	352,37	1256,60	86,59

Tabla 6.9. Cálculo eficiencia intercambiador (Apparatus 10)

INTERCAMBIADOR DE CALOR POTENCIA TÉRMICA Apparatus 11					
Valor DELE [KW]	P. Térmica Pipe 11 [KW]	P. Térmica Pipe 20 [KW]	P. Térmica Pipe 21 [KW]	P. Térmica Pipe 22 [KW]	Rendimiento Energético [%]
15,00	214,54	187,53	0,00	12,01	44,47
8,00	214,54	187,53	0,00	19,01	70,38
5,00	214,54	187,53	0,00	22,01	81,49
30,00	442,01	239,09	0,00	172,92	85,22

Tabla 6.10. Cálculo eficiencia intercambiador (Apparatus 11)

INTERCAMBIADOR DE CALOR POTENCIA TÉRMICA Apparatus 12					
Valor DELE [KW]	P. Térmica Pipe 12 [KW]	P. Térmica Pipe 16 [KW]	P. Térmica Pipe 17 [KW]	P. Térmica Pipe 18 [KW]	Rendimiento Energético [%]
120,00	683,10	134,01	0,00	429,09	78,15
115,00	683,10	134,01	0,00	434,09	79,06
100,00	683,10	134,01	0,00	449,09	81,79
81,00	782,38	169,37	0,00	532,02	86,79

Tabla 6.11. Cálculo eficiencia intercambiador (Apparatus 12)

Se puede observar que todos los intercambiadores se encuentran ya ajustados a una eficiencia entorno al 85%, se puede ver que la cantidad de potencia térmica que cada

uno de ellos intercambia con el medio exterior es diferente, ya que este término está relacionado proporcionalmente con la temperatura, siendo la cantidad de temperatura que se intercambia en cada intercambiador diferente.

6.2 Conclusión final del sistema

Mediante la fórmula (4) vamos a calcular el rendimiento global eléctrico del sistema:

$$\eta_{el} = \frac{P_{el}}{\dot{m}_{entrada\ biomasa} \times PCI_{entrada\ biomasa}} \quad (4)$$

Siendo:

- $P_{el} = 100 \text{ KW} = 100 \text{ KJ/s}$
- $\dot{m}_{entrada\ biomasa} = 0,1 \text{ Kg/s}$
- $PCI_{entrada\ biomasa} = 16407,34 \text{ KJ/Kg}$

Sustituyendo en la formula (4) tenemos que:

$$\eta_{el} = \frac{100 \text{ KJ/s}}{0,1 \text{ Kg/s} \times 16407,34 \text{ KJ/Kg}} = \frac{100 \text{ KJ/s}}{1640,734 \text{ KJ/s}} = 0,0609$$

$$\eta_{el} [\%] = 0,0609 \times 100 = 6,09 \%$$

$$\eta_{el} [\%] = 6,09 \%$$

Ahora vamos a proceder a calcular el rendimiento global del sistema de cogeneración el cual se procede mediante la fórmula (3):

$$\eta_{CHP} = \frac{P_{el} + P_{th}}{\dot{m}_{entrada\ biomasa} \times PCI_{entrada\ biomasa}} \quad (3)$$

Siendo:

- $P_{el} = 100 \text{ KW} = 100 \text{ KJ/s}$
- $\dot{m}_{\text{entrada biomasa}} = 0,1 \text{ Kg/s}$
- $P_{th} = 815,32 \text{ KW} + 262,11 \text{ KW} = 1077,43 \text{ KW} = 1077,43 \text{ KJ/s}$
- $PCI_{\text{entrada biomasa}} = 16407,34 \text{ KJ/Kg}$

Sustituyendo en la formula (3) tenemos que:

$$\eta_{CHP} = \frac{100 \text{ KJ/s} + 1077,43 \text{ KJ/s}}{0,1 \text{ Kg/s} \times 16407,34 \text{ KJ/Kg}} = \frac{1177,43 \text{ KJ/s}}{1640,734 \text{ KJ/s}} = 0,7176$$

$$\eta_{CHP} [\%] = 0,7176 \times 100 = 71,76 \%$$

$$\eta [\%] = \mathbf{71,76 \%}$$

Finalmente vamos hacer una valoración del consumo de biomasa que tenemos para una generación de potencia dada, tenemos que:

Para una $P_{el} = 100 \text{ KW}$ tenemos un consumo de poda de $0,1 \text{ Kg/s}$ por lo cual para 1 Kg de poda vamos calcular cuánto tiempo generamos esta potencia de 100 KW :

$$\left. \begin{array}{l} \text{Si para } 1 \text{ s} \text{-----} 0,1 \text{ Kg} \\ \text{Para } x \text{-----} 1 \text{ Kg} \end{array} \right\} x = \frac{1 \text{ s} \times 1 \text{ Kg}}{0,1 \text{ Kg}} = 10 \text{ s}$$

Por lo tanto, para un consumo de 1 Kg de poda tenemos una generación de 100 KW durante 10 s .

Ahora lo vamos a calcular la cantidad de poda que se necesita para una generación de 100 KW durante 1 h (3600 s):

$$\left. \begin{array}{l} \text{Si para } 1 \text{ s} \text{-----} 0,1 \text{ Kg} \\ \text{Para } 3600 \text{ s} \text{-----} x \end{array} \right\} x = \frac{0,1 \text{ Kg} \times 3600 \text{ s}}{1 \text{ s}} = 360 \text{ Kg}$$

Por lo tanto, para tener una generación de 100 KW durante una 1 h necesitamos 360 Kg de poda de olivar.

6.3 Esquema global de todo el sistema

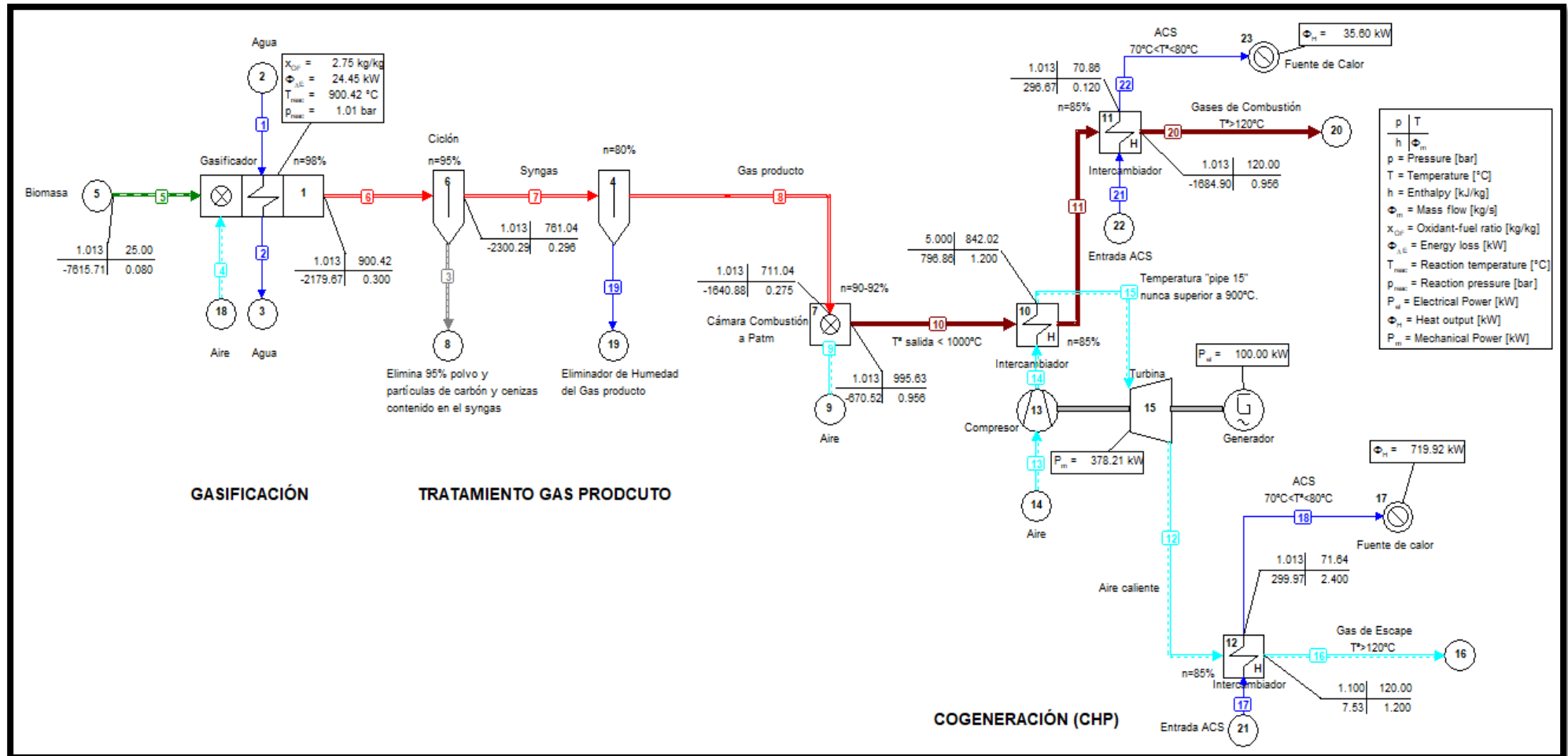


Figura 6.15 Esquema global de todo el sistema

7 CONCLUSIONES Y PROPUESTA DE MEJORA

Mediante la fórmula (2) obtenemos el rendimiento de la gasificación:

$$\eta = \frac{\dot{m}_{gas\ producto} \times PCI_{gas\ producto}}{\dot{m}_{entrada\ biomasa} \times PCI_{entrada\ biomasa}} \quad (2)$$

Siendo:

- $\dot{m}_{gas\ producto} = 0,34241 \text{ Kg/s}$
- $\dot{m}_{entrada\ biomasa} = 0,1 \text{ Kg/s}$
- $PCI_{gas\ producto} = 3503 \text{ KJ/Kg}$
- $PCI_{entrada\ biomasa} = 16407,3 \text{ KJ/Kg}$

Sustituyendo en la formula (2) tenemos que:

$$\eta_{gasif} = \frac{0,34241 \text{ Kg/s} \times 3503 \text{ KJ/Kg}}{0,1 \text{ Kg/s} \times 16407,34 \text{ KJ/Kg}} = \frac{1199,46223 \text{ KJ/s}}{1640,734 \text{ KJ/s}} = 0,7311$$

$$\eta_{gasif} [\%] = 0,7311 \times 100 = 73,11 \%$$

$$\eta [\%] = 73,11 \%$$

Obtenemos un rendimiento del gasificador del 73,11 %, el cual es un valor de orden general para este reactor, sabiendo que podría ser mayor si la temperatura de entrada del aire al sistema fuera mayor por lo estudiado en puntos anteriores, pero al elevar la temperatura del aire para este sistema tiene un efecto negativo, y es que el gas producto llega a la cámara d combustión con menos temperatura haciendo disminuir el rendimiento de esta.

Respecto el rendimiento eléctrico su valor es de 6,09 % ascendiendo el rendimiento de cogeneración (CHP) hasta el 71,76 %, en este se incluye también la generación de potencia eléctrica la cual está relacionada proporcionalmente con el rendimiento.

La potencia eléctrica generada por el sistema es de 100 KW, haciendo del sistema un sistema de generación distribuida de pequeña escala. Esta generación se traduce como una alternativa o una ayuda a las tradicionales centrales de generación eléctricas.

Con este sistema necesitamos 360 Kg/h para la generación de una potencia eléctrica de 100 KW y una potencia térmica de 1077,43 KW. Por lo cual, estimando un funcionamiento de 7500 h/año tenemos que:

$$360 \frac{Kg}{h} \times 7500 \frac{h}{año} = 2.700.000 \text{ Kg} \times \frac{1 t}{1000 \text{ Kg}} = 2.700 t$$

Tenemos que el consumo de ese sistema es de 2.700 t al año, para la generación dada.

Por otro lado, sabiendo que la densidad del agua es de 1 g/cm³ y 1 l es 1000 cm³ y tenemos un flujo en el sistema de 3,55 Kg/s de agua caliente sanitaria en torno a 72 °C, vamos a calcular los litros que obtenemos cada hora y al año.

$$3,55 \frac{Kg}{s} \times \frac{1000g}{1Kg} \times 1 \frac{cm^3}{g} \times \frac{1l}{1000cm^3} \times \frac{3600s}{1h} = 12.780 l/h$$

$$12.780 \frac{l}{h} \times 7500 \frac{h}{año} = 95.850.000 l/año$$

Se trata de una línea de trabajo muy interesante por la capacidad de generar la energía donde se consume (generación distribuida) y además con la ventaja del aprovechamiento de los subproductos del olivar.

El software que hemos empleado es de gran potencial para avanzar en esta línea obteniendo simulaciones de con información muy detallada y pudiendo ajustar todo tipo de parámetros.

A continuación se hace mención a propuesta de mejora:

- Caracterización de otro tipo de biomasa
- Combinación en el sistema de varios tipo de biomasa
- Inclusión de mejora de eficiencia en gasificador, cámara de combustión a través del aprovechamiento de la energía de corriente con alta temperatura
- Inclusión de recirculaciones
- Comparativa del rendimiento de la turbina de combustión externa con otros tipo de sistemas

8 REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AGENCIA ANDALUZA DE LA ENERGÍA, 2016. La Biomasa en Andalucía. *Junta de Andalucía*,
- CAMPOS, E. y FLOTATS, X., 2012. Procesos Biológicos: la Digestión Anaerobia y el Compostaje. *El compostaje. Introducción*, no. July 2016, pp. 658.
- CARTA, J.A., CALERO, R., COMENAR, A. y CASTRO, M.A., 2013. *Centrales de Energías Renovables: Generación Eléctrica con Energías Renovables*. Madrid: Pearson Educación. ISBN 9788483229989.
- CARTAS, L., 2016. Repercusiones Ambientales. *Ingeniería de Combustibles I*,
- CLEDERA, M., FERNÁNDEZ, R.D.F., LINARES, J.I. y CANTIZANO, A., 2009. Biomasa : Estado Actual y Perspectiva Inmediata. En: A.G. CALLEJO, E.M. QUEVEDO, J. FERNÁNDEZ y A.E. GARCÍA (eds.). Madrid: Asociación Nacional de Ingenieros del ICAI y Universidad Pontificia Comillas, pp. 212. ISBN 9788493595098.
- CORONEL, J.F., PÉREZ, L. y ENERGÉTICA, D.I., 2016. *Colecciones de tablas, Gráficas y Ecuaciones de Transmisión de Calor*. Sevilla: s.n. ISBN 9789701044841.
- DATTA, A., GANGULY, R. y SARKAR, L., 2010. Energy and exergy analyses of an externally fired gas turbine (EFGT) cycle integrated with biomass gasifier for distributed power generation. *Energy*, vol. 35, no. 1, pp. 300-500.
- ENCE, 2013. Energía & Celulosa. [en línea]. Disponible en: <https://www.ence.es/index.php/es/huelva.html>.
- ESTEBAN, L., URBANO, J.M., MERINO, C. y CAMARERO, J.M., 2001. *Valorización de la Biomasa en el País Vasco*. Bilbao: EVE.
- FENERCOM, 2010. *Guía de la Cogeneración*. Madrid: Gráficas Arias Montano.
- FERNÁNDEZ, J.F., 2012. Poder calorífico. *Universidad tecnológica nacional Argentina* [en línea], vol. M.Térmicas, pp. 1-22. Disponible en: http://www.edutecne.utn.edu.ar/maquinas_termicas/01-poder_calorifico.pdf.
- FRAILE, D., 2007. *Cogeneración: Aspectos Tecnológicos*. Madrid: Escuela de Organización Industrial.
- GUASCOR BIOENERGÍA, 2009. Eficiencia y ahorro energetico en la industria agroalimentaria mediante gasificacion de biomasa. ,
- HERNÁNDEZ, M.T., GARCIA, C., INGELMO, F. y CLEMENTE, R., 2014. *De Residuo a Recurso El Camino hacia la Sostenibilidad*. Mundi-Pren. Madrid: Compostaje Red Española. ISBN 9788484766896.
- IDAE, 2007. *Energía de la biomasa*. Madrid: Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía. ISBN 9788496680159.
- JUNTA DE ANDALUCÍA, 2008. *Potencial energético de la biomasa residual agrícola y*

ganadera en Andalucía. Sevilla: s.n.

- JURADO, F., DE MENA, B., SCHORIES, G. y VERA, D., 2011. Comparison between externally fired gas turbine and gasifier-gas turbine system for the olive oil industry. *Energy* [en línea], vol. 36, no. 12, pp. 6720-6730. ISSN 03605442. DOI 10.1016/j.energy.2011.10.036. Disponible en: <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2011.10.036>.
- KATIA, 2016. Life Eucalyptus energy. [en línea]. Disponible en: <http://eucalyptusenergy.com/?p=484>.
- NEWS, E., 2013. 50MW generados con vapor a partir de biomasa en ENCE Huelva. ,
- PUCHADES, L., 2012. Gestión y valorización energética de residuos y subproductos agroalimentarios. *Conecta bioenergía* [en línea]. Disponible en: <http://www.conectabioenergia.org/noticias-newsletter/News/show/gestion-y-valorizacion-energetica-de-residuos-y-subproductos-agroalimentarios-324>.
- VERA, D., JURADO, F. y CARPIO, J., 2011. Study of a downdraft gasifier and externally fired gas turbine for olive industry wastes. *Fuel Processing Technology* [en línea], vol. 92, no. 10, pp. 1970-1979. ISSN 0378-3820. DOI 10.1016/j.fuproc.2011.05.017. Disponible en: <http://dx.doi.org/10.1016/j.fuproc.2011.05.017>.
- VERA, D., JURADO, F. y CARPIO, J., 2011. Study of a downdraft gasifier and externally fired gas turbine for olive industry wastes. *Fuel Processing Technology* [en línea], vol. 92, no. 10, pp. 1970-1979. ISSN 03783820. DOI 10.1016/j.fuproc.2011.05.017. Disponible en: <http://dx.doi.org/10.1016/j.fuproc.2011.05.017>.

