

Aprovechamiento energético de biomasa mediante cogeneración basada en la tecnología ORC

José Luis Seco de Herrera Ordóñez. Ingeniero de Minas y Energía, Master en Ingeniería de la Energía, Ingeniero Proyectos en Gestión Minera y Medioambiental.

RESUMEN

Se presenta a continuación un modelo de planta de cogeneración que aprovecha residuos ganaderos procedentes de un club hípico mediante la combustión directa de los mismos para el calentamiento de un fluido térmico y su posterior uso en un ciclo orgánico de Rankine (ORC). Es un ciclo evaporación-condensación de un fluido orgánico que genera de forma combinada energía eléctrica a través de los bornes de un generador y energía térmica que se va a aprovechar en varias aplicaciones distintas. Por un lado el pretratado de la materia prima mediante deshidratación utilizando un secadero de baja temperatura y por otra la generación de agua caliente para su utilización en aplicaciones convencionales de calefacción y agua caliente sanitaria. La principal característica de esta planta será el aprovechamiento de un residuo para la generación de energía, autoabasteciendo al propio productor. Siendo una atractiva tecnología para el desarrollo de la generación distribuida, la energía de la biomasa y el problema de las emisiones de carbono restringidas.

ABSTRACT

A cogeneration model is presented, using livestock waste as fuel by direct combustion to heat a thermal fluid to be used in an organic Rankine cycle (ORC). The ORC is an evaporation-condensation cycle of an organic fluid that generates electricity and thermal energy to be used in several different applications. The feedstock is pretreated by dehydration using a low temperature drying and generating hot water for use in conventional applications: heating and sanitary hot water. The main feature of this plant is the use of a residual biomass for generating energy to autosupply of the producer. It is an attractive technology for the development of distributed generation, biomass energy and the problem of carbon emissions.

PALABARAS CLAVE: biomasa, cogeneración, Ciclo orgánico de Rankine, energía, medioambiente.

KEYWORDS: biomass, cogeneration, organic Rankine cycle, energy, environment.





1. INTRODUCCIÓN

Lo objetivo principal de este artículo es proponer un sistema para el aprovechamiento energético de la biomasa residual procedente de un club hípico, en concreto se ha tomado como ejemplo para el estudio el Centro Hípico Buitrago situado en Buitrago de Lozoya (Comunidad de Madrid). Se busca que este aprovechamiento permita reducir el impacto ambiental, el consumo de energía primaria y las emisiones de CO₂.

Para este aprovechamiento se ha escogido, como la más adecuada, la tecnología de Ciclo Orgánico de Rankine (ORC), que se planteó como tecnología central debido al auge a nivel mundial que está teniendo para este tipo de aplicaciones.

2. EL CLUB HÍPICO

En un club hípico de las características del que se realiza este estudio se unen dos factores claves; el consumo de energía y la producción de biomasa propia.

Para calcular la cantidad de materia prima que se produce en cada club se ha preguntado a varios clubs distintos, este dato puede variar considerablemente de uno a otro.

Cada club tiene unas dimensiones de cuadra, que normalmente varían entre 9 m² y 16 m² y unas costumbres de recogida, una vez cada dos o tres días. También puede variar la altura de la cama que aproximadamente varían entre 7 y 15 cm.



En el de Club de Buitrago se acostumbra a cambiar solo la parte que consideran degradada cada varios días produciendo una media de 5 m³ diarios.

Muchos de estos clubs son también clubs deportivos, donde se puede encontrar pistas de pádel, tenis, piscinas, restaurantes, etc. Por lo que tienen gran consumo de energía térmica y eléctrica.

Al tratarse de un artículo de investigación se considera la opción del autoconsumo eléctrico y aprovechar el calor resultante para abastecer de calefacción el propio Centro Hípico de Buitrago de Lozoya.

La instalación se dimensiona siempre en función de la biomasa producida. Aquí surge un problema, la viabilidad depende de que el club reúna dos requisitos:

Primero, debe ser una instalación con grandes consumos de energía térmica, por lo que clubs hípicos pequeños y sin otras instalaciones consumidoras energía térmica posiblemente no sea rentable, ya que este tipo de instalación producen entre 4-6 veces más de energía térmica que eléctrica. Y la energía térmica introducida es alrededor de 8 veces superior a la energía eléctrica producida.

La otra condición es el número mínimo de caballos, el club debe tener un número mínimo de caballos a partir del cual sale rentable la producción de energía por la biomasa producida.

El club Hípico de Buitrago, posee cuadras para 100 caballos. Toda la instalación va en función de la biomasa que se produzca para aprovecharla por completo.

3. ESTUDIO DE LA BIOMASA

La materia prima a estudiar es la biomasa producida en los clubs hípicos. En dichos clubs se suelen usar como cama para el animal, o bien serrín o bien paja. La biomasa producida por la

mezcla de estos materiales con los desechos producidos por el animal es la materia prima resultante.

Se le han realizado las pruebas correspondientes a la biomasa tradicional a muestras de ambos tipos. Se sometieron a ensayos las muestras para analizar y determinar la validez de la biomasa para uso en combustión directa.

Estudio de la materia prima

Los resultados para el serrín fueron positivos, siendo un combustible de una calidad aceptable para su utilización en combustión directa. Por otro lado, nos determina la no recomendación de la paja como combustible, debido a los problemas que produce el alto contenido en Cl, cenizas y sus efectos perjudiciales para los equipos.

El resto de resultados son muy parecidos a los que podemos encontrar en una biomasa de serrín o astilla estándar.

Ensayo	Paja	Serrín
Carbono (%)	41,51	44,99
Hidrógeno (%)	5,24	5,37
Nitrógeno (%)	2,76	1,52
Azufre (%)	0,13	0,15
Cenizas (%)	11,589	8,5598
Volátiles (%)	73	72,4
Humedad (%)	38,8	62,65
ICP	Normal	Normal
PCS (kcal /kg)	3626,2	4096

Tabla 1: Resumen resultados de los ensayos



4. ANÁLISIS DE LA DEMANDA ENERGÉTICA DEL CLUB HÍPICO

En las siguientes graficas se observan los consumos energéticos de la instalación. Se observa cómo el consumo varía considerablemente en invierno respecto al verano mientras que el eléctrico se mantiene más estable. Por lo que será necesario estudiar el comportamiento de la instalación en condiciones de verano e invierno extremas. El club tiene una potencia eléctrica contratada de 5 kW y los consumos bimensuales que se observan en la tabla siguiente.

En el de Club de Buitrago se acostumbra a cambiar solo la parte que consideran degradada cada varios días produciendo una media de 5 m³ diarios

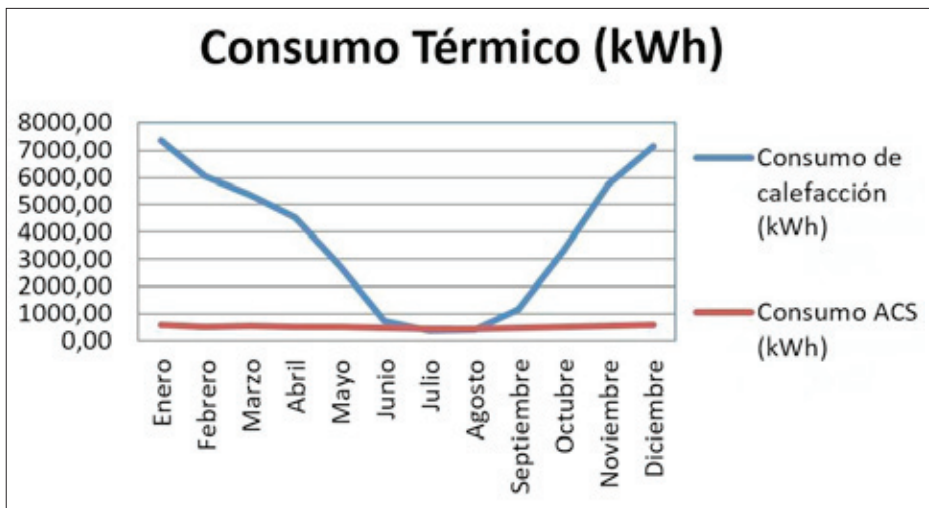


Figura 1: Consumo térmico mensual

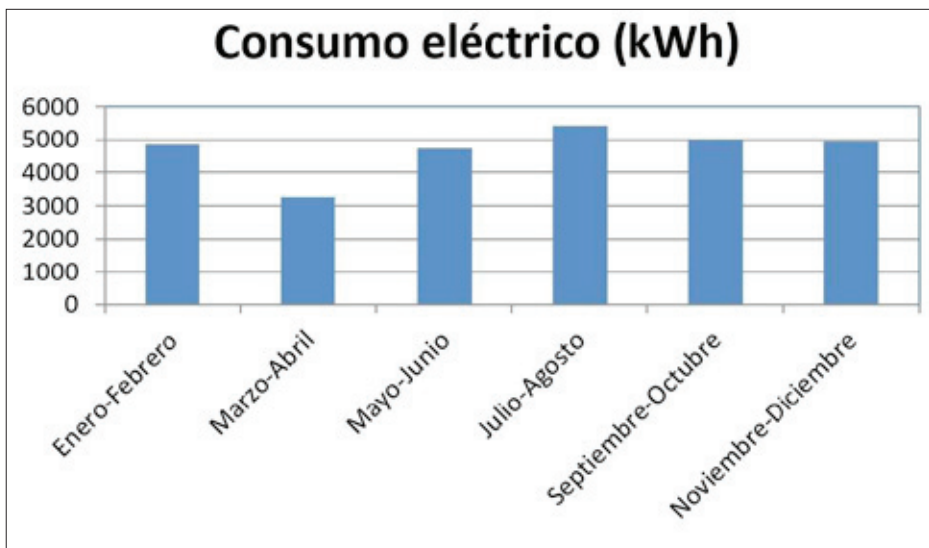


Figura 2: Consumo eléctrico bimensual

5. ANÁLISIS DE LA DEMANDA ENERGÉTICA DEL CLUB HÍPICO

La instalación propuesta consta de los siguientes elementos:

- Zona de pretratado empleando secado mediante recirculación de gases de combustión.
- Caldera y cámara de combustión.
- Equipo ORC, que a su vez se divide:
 - Evaporador
 - Turbogenerador
 - Regenerador
 - Condensador
- Zona de distribución de calor, consiste en intercambiador de calor para el calentamiento de agua que se emplea en el circuito de calefacción.
- Sistema de control de emisiones se divide en ciclón y ventilador de absorción. Si es necesario también se puede incorporar un filtro de mangas o electrofiltro.

La instalación propuesta consta de los siguientes elementos: zona de pretratado, caldera y cámara de combustión, equipo ORC, zona de distribución de calor y sistema de control de emisiones

En el esquema siguiente se numeran los puntos termodinámicos del sistema.

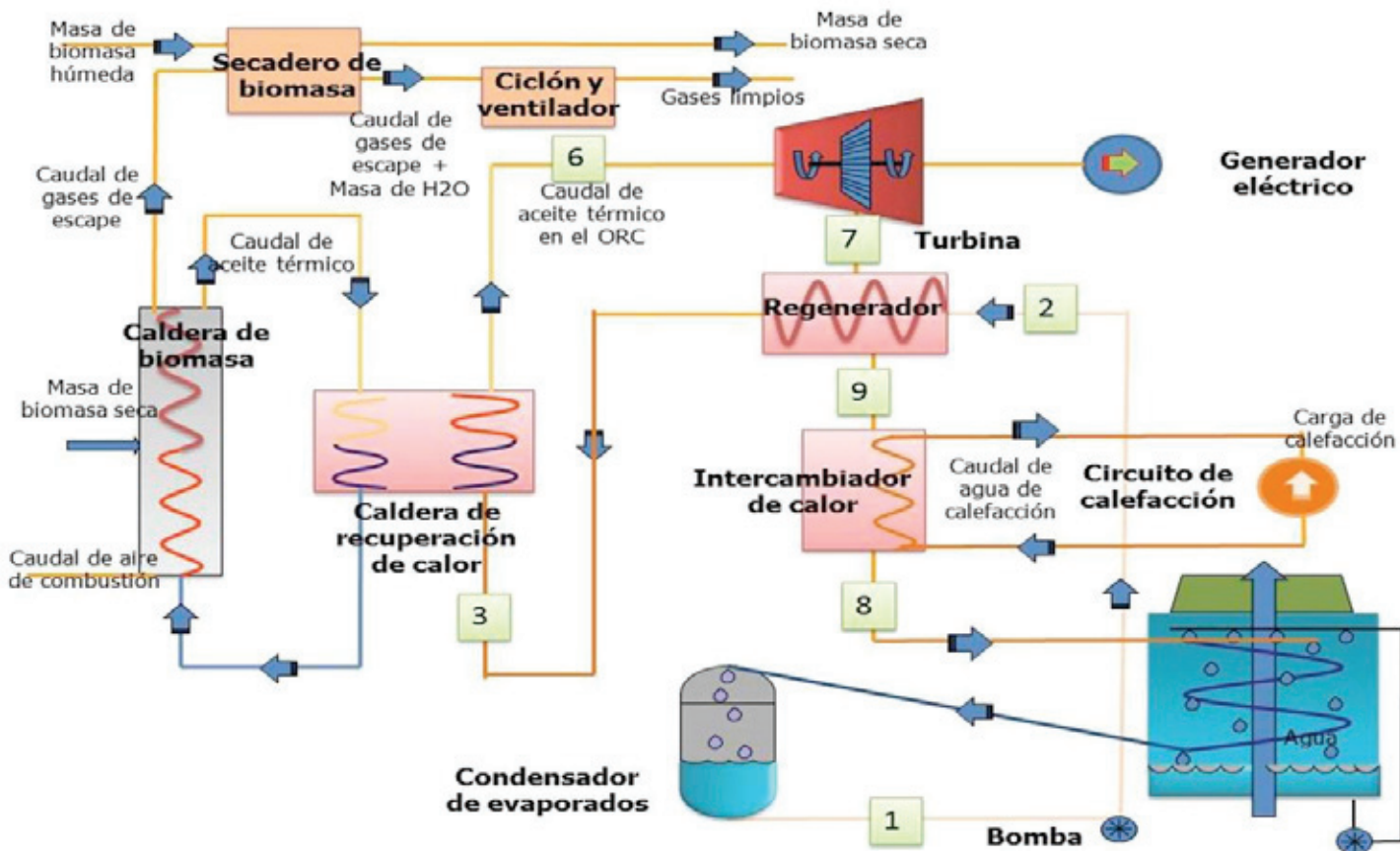


Figura 3: Diagrama de flujos de la instalación

Cámara de combustión

La zona de combustión de biomasa consta de los siguientes sistemas:

- Almacenamiento de combustible.
- Transporte del combustible al equipo de combustión.
- Cámara de combustión.
- Caldera de aceite térmico.
- Recuperadores auxiliares de calor.
- Extracción de cenizas.

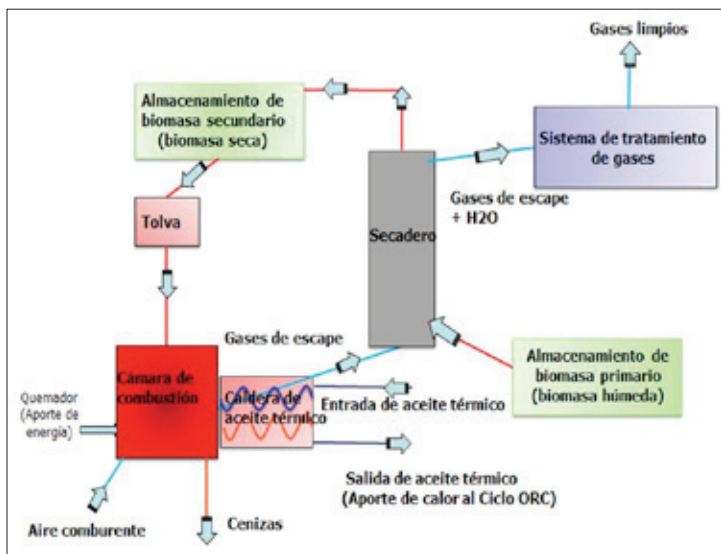


Figura 4: Esquema zona de combustión

El proceso de la biomasa empieza con la biomasa húmeda entrando en secadero donde se consigue la humedad óptima para la combustión, empleando para el secado el calor desprendido por los gases de la combustión. Los gases de la combustión más el vapor de agua eliminada pasaran a un sistema de tratamiento de gases.

La biomasa seca pasara a una tolva que alimenta la cámara de combustión conectada a la caldera de aceite térmico que alimenta el ORC.

6. DISEÑO DE LA INSTALACIÓN

El ciclo de Rankine es un ciclo termodinámico que convierte calor en trabajo. El calor se suministra externamente a un bucle cerrado que generalmente utiliza el agua como fluido

de trabajo. El ciclo de Rankine basado en agua proporciona aproximadamente el 85% de la producción de electricidad en todo el mundo.

En el ORC, la energía producida por la combustión de biomasa se transfiere de una caldera de aceite térmico a través de un ciclo de fluido térmico. El fluido térmico se utiliza como un medio de transferencia de calor.

El fluido de trabajo orgánico a presión se vaporiza y ligeramente sobrecalentado en el evaporador por la energía suministrada desde el ciclo térmico. El vapor se expande en una turbina que está directamente conectado a un generador asíncrono. Posteriormente, el fluido expandido pasa a través de un regenerador donde se lleva a cabo la recuperación de calor, lo que aumenta la eficiencia eléctrica antes de que entre en el condensador.

La condensación del medio de trabajo se lleva a cabo a un nivel de temperatura que permite que el calor recuperado sea utilizado como calefacción en el distrito de temperatura de impulsión de agua caliente esta entre 75-35 °C dependiendo del tipo de calefacción que se utilice. Una vez diseñado el ciclo se decide qué tipo de calefacción se adapta mejor con las temperaturas de entrada y salida del intercambiador de calor.

6.1. Cálculo de la energía disponible

Para el diseño del sistema se debe calcular la energía de la que disponemos. Para ello se calcula el poder calorífico de la biomasa disponible.

Se tienen dos tipos de biomasa con PCI diferentes que se almacenan en el mismo emplazamiento en diferentes proporciones.

Se calcula también la cantidad de agua a eliminar para conseguir la biomasa con una humedad óptima para la combustión. Como para ello se emplean los gases de escape de la propia combustión aumentando la eficiencia de la instalación es necesario calcular la energía requerida en este secado.

Tipo de Biomasa	Humedad (base húmeda)	Porcentaje	P.C.I. Base seca (kJ/kg)
Biomasa tipo 1 (Paja)	38,8	80	15182,56
Biomasa tipo 2 (Serrín)	62,5	20	17149,28

Tabla 2: Humedad y porcentajes de la biomasa disponible

Después de realizar diferentes cálculos se concluye que se deben eliminar finalmente 136,875 ton por año de H₂O. Para calcular el caudal de vapor de agua de secado se emplea la siguiente expresión:

$$\begin{aligned} \text{Caudal de vapor de agua (mH}_2\text{O)} &= \frac{\text{Vapor de agua generado}}{\text{h. funcionamiento} \times 3600} \\ &= 0,00475 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \end{aligned} \quad \text{Eq. [31]}$$

6.2. Análisis de la combustión

Para la correcta elección de la caldera y su dimensionamiento se debe analizar el comportamiento del combustible a partir la composición elemental de la biomasa.

Por un lado, se calcula el caudal de aire comburente que debemos incorporar a la combustión.

Y por otro lado, calcular el volumen de gases de escape que va a producir nuestra caldera. Se supone una buena combustión por lo que no tenemos en los gases de escape O₂ y CO.

Cantidad de gases de escape	kg/kg de combustible
CO ₂	1,547
H ₂ O	0,473
SO ₂	0,002
Total de gases de escape	2,023

Tabla 3: Cantidad de gases de escape

Con estos datos podemos calcular el caudal de gases de escape en la instalación mediante la siguiente expresión.

$$\begin{aligned} \text{Caudal de gases de escape (m}_{ge}\text{)} \\ &= \text{Biomasa disponible} \times \text{h. de funcionamiento} \\ &\times \text{Gases totales} = 0,016 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

Y el caudal de vapor de agua eliminado en el secado más el caudal gases de escape nos proporciona el caudal de gases aproximado que pasan por la zona de tratamiento de gases.

$$\text{Caudal de gases final} = m_{ge} + m_{H_2O} = 0,0207 \text{ kg/s}$$

Con este dato se puede dimensionar la zona de tratamiento de gases.

6.3. Simulación del ORC

Para el diseño de la instalación primero se debe elegir el fluido térmico. Para ello se simula el ciclo con cada fluido en condiciones medias de funcionamiento. En la simulación para la elección del fluido no se tiene en cuenta la energía cogenerada a través del intercambiador de calor para el circuito de calefacción. Realizando el cálculo modelo matemático del ciclo ORC con regeneración para diferentes fluidos térmicos se llegó a la conclusión de que el R600 (Butano) era el más adecuado para el uso en esta instalación.

Existen ORC comerciales con diferentes fluidos térmicos para diferentes potencias y características, el desarrollo de estos equipos



y de los fluidos térmicos puede jugar un papel fundamental en la producción de energía con biomasa residuales.

La simulación partiendo de la cantidad de biomasa seca de la que se dispone. Intentando aprovechar el total de la biomasa residual.

Se parte de las siguientes condiciones para el modelo:

El sistema es estacionario.

El foco de calor se encuentra a 300 °C.

Un Pinch de al menos 10 °C en el evaporador, para simular una situación más realista. En esta simulación, el Pinch sirve para establecer una diferencia mínima entre el fluido de trabajo cuando está líquido saturado en el evaporador y la fuente de calor.

Una diferencia entre la salida de los gases de escape y la entrada del fluido de trabajo en el evaporador de al menos 15 °C

Se suponen los siguientes rendimientos de equipos para esta simulación:

– Rendimiento isentrópico de la turbina:

$$\eta_{\text{isoent}}=0,85$$

– Rendimiento eléctrico: $\eta_{\text{elect}}=0,98$

– Rendimiento caldera: $\eta_{\text{caldera}}=0,871$ (Rendimiento calculado previamente de tal forma que las pérdidas de calor sensible se usan para el secado de la biomasa)

– Rendimiento evaporador: $\eta_{\text{evaporador}}=0,92$

– Rendimiento regenerador: $\eta_{\text{regenerador}}=0,99$

– Rendimiento intercambiador de calor de calefacción: $\eta_{\text{IC}}=0,95$

– En el condensador, la salida del fluido de trabajo estará a diez grados por encima de la temperatura ambiente.

– El agua de refrigeración al tratarse de un condensador evaporativo es la temperatura de bulbo húmedo. Se sitúa la temperatura mínima del agua de condensación a la temperatura mínima de agua de la red que es 8°C.

– El flujo de agua de refrigeración es variable.

– Los dos intercambiadores de calor son del tipo carcasa y tubos.

– Las tuberías se suponen que en toda su longitud son constantes en diámetro.

– Las temperaturas de sobrecalentamiento y subenfriamiento son de 10 °C en ambos casos.

– Datos de entrada para condiciones ambientales medias:

– Temperatura ambiente media en Buitrago de Lozoya; 13,3°C

– Humedad relativa de 70%

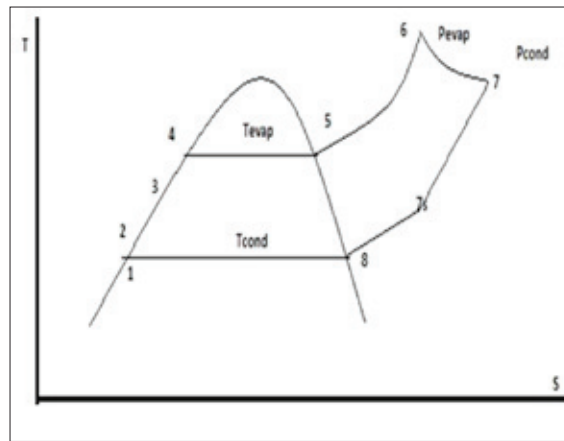


Figura 5: Diagrama T-s del ciclo

Para el diseño del ciclo se debe estudiar los diferentes puntos del ciclo y sus condiciones termodinámicas (presiones, temperaturas y entalpías).

Se simula el ciclo con cada uno de los fluidos seleccionados, con incrementos graduales de presión con su variación de T_{evap} correspondiente. Se analizan los ciclos subcríticos y supercríticos por separado.

El punto crítico de los fluidos orgánicos se alcanza a menores presiones y temperaturas que el agua.

En todos los fluidos la tendencia es creciente pero algunos con mayor pendiente, se observa en el butano y en el isobutano y más constantes en el R245fa y el R134a.

Se analiza la tendencia entre la potencia efectiva y la presión de entrada. Se puede ver que la tendencia evoluciona de la misma manera que el rendimiento.



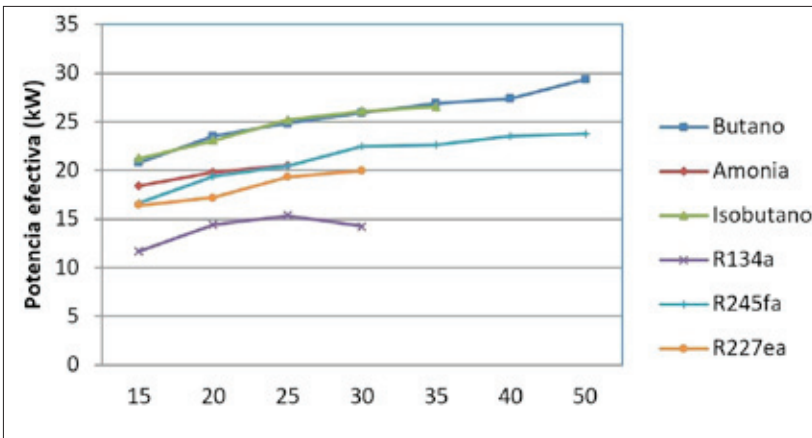


Figura 6: Relación de la potencia efectiva del ciclo con la presión de vapor de la turbina

Se observan que los fluidos con mayores rendimientos y mayor potencia efectiva producidas son el R600, R600a, R717 y el R245fa.

Para nuestro ejemplo, resultó el R600 en un ciclo supercrítico de trabajo a 40 bar como el más conveniente. Pueden existir otros fluidos con mayores rendimientos para instalaciones de diferentes potencias y características.

6.4. Cálculo de la zona de calefacción

Una vez elegido el ciclo que se va a emplear, se incorpora el circuito de calefacción y el intercambiador. Se analiza el nuevo ciclo con el fluido elegido en las condiciones de temperatura media y en condiciones extremas de verano e invierno, analizando cómo se comporta el ciclo a diferentes temperaturas ambientales a lo largo del año. Se realiza el ciclo para las condiciones más extremas en invierno y verano.

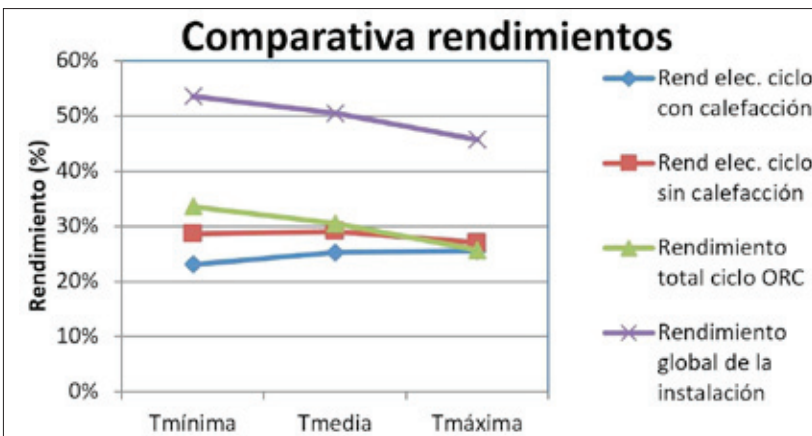


Figura 7: Comparativa de rendimientos y potencia efectiva del ciclo en las diferentes condiciones ambientales

A medida que aumenta o disminuye la temperatura ambiental también varía de la misma manera la temperatura de bulbo húmedo, temperatura del agua que dispongo en el condensador evaporativo, lo que supone una variación en el calor de condensación que se requiere en la condensación. Esta variación afecta a la potencia en el ciclo que a su vez influye en el rendimiento de la caldera de recuperación de calor.

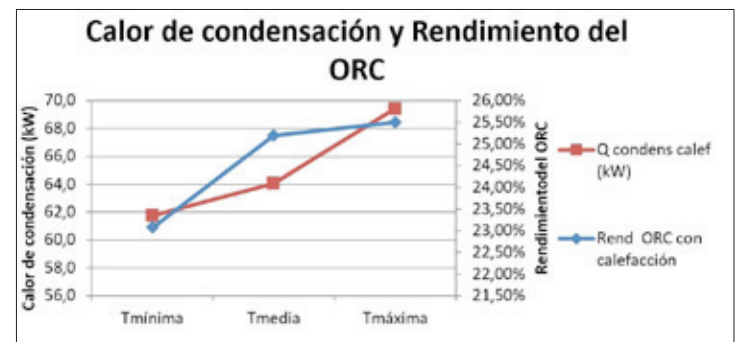


Figura 8: Calor de condensación y rendimiento de la caldera del CRC

Se observan cómo se comportan la potencia del ciclo con calefacción y sin calefacción para las condiciones ambientales medias y de verano e invierno.

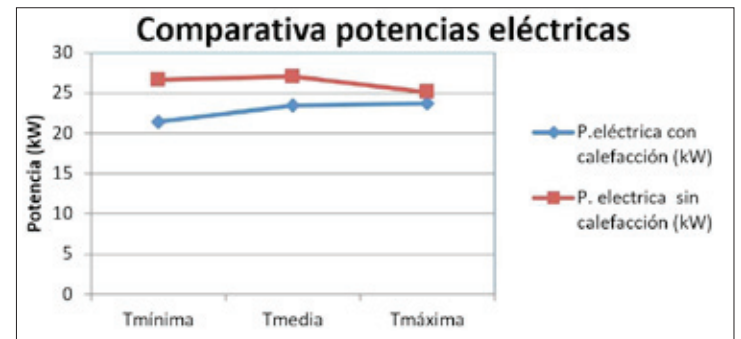


Figura 9: Potencias del ciclo en las diferentes condiciones ambientales

La instalación nos proporciona una media de 21 kW eléctricos que varía dependiendo de la temperatura ambiental y las condiciones de trabajo de la zona de calefacción. Esto nos permitiría suministrar tanto energía eléctrica como térmica al club hípico y si fuera posible vender la energía eléctrica restante.

De estos datos podemos concluir que, a mayor demanda de energía térmica durante todo el año, mayores rendimientos lograremos en la instalación y más rentable será nuestro aprovechamiento.

Lograremos grandes rendimientos en clubs donde dispongamos de mayor cantidad de biomasa y mayor demanda de energía térmica.

6.5. Balance de energía

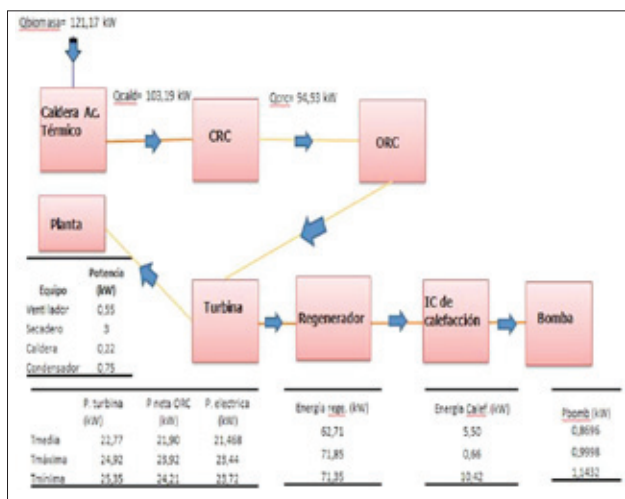


Figura 10: Balance energético general (kW)

A medida que aumenta o disminuye la temperatura ambiental también varía de la misma manera la temperatura de bulbo húmedo, temperatura del agua que dispongo en el condensador evaporativo, lo que supone una variación en el calor de condensación que se requiere en la condensación.

7. AHORRO DE EMISIONES DE CO₂

La instalación puede suponer un gran ahorro de emisiones de CO₂, tanto por electricidad como por energía térmica suponiendo el empleo de gas.

En la siguiente grafica se expone las emisiones ahorradas por electricidad. Se multiplica el consumo eléctrico por las emisiones que se producen con el mix energético actual en la península.

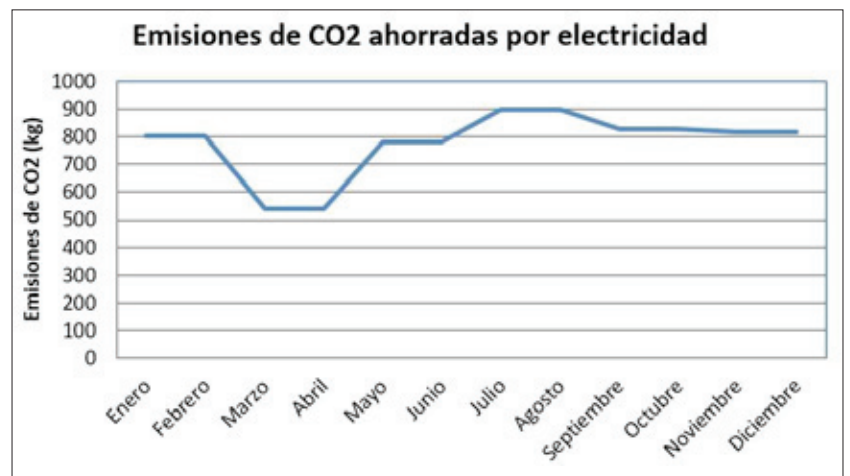


Figura 11: Kilogramos de emisiones de CO₂ ahorradas por electricidad

Se multiplica el consumo térmico de la instalación por las emisiones producidas en caso de realizar el proyecto con una caldera de gas natural. Así se puede analizar el ahorro en emisiones que supone emplear la biomasa residual.

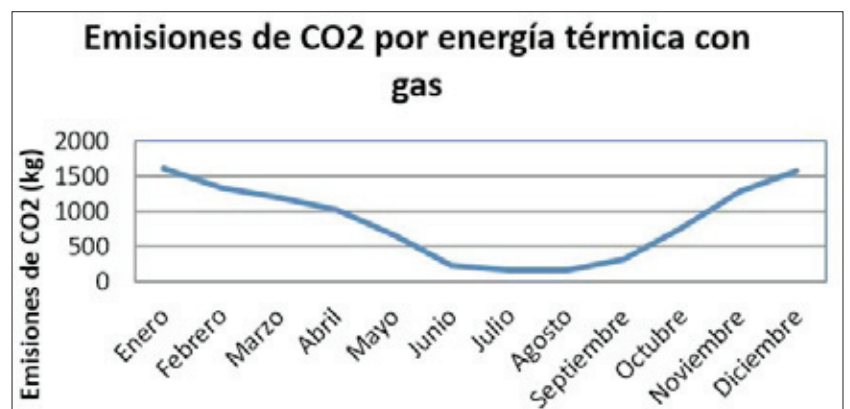


Figura 11: Kilogramos de emisiones de CO₂ ahorradas por electricidad

A estas emisiones hay que añadir las emisiones que estamos ahorrando con la producción de energía eléctrica sobrante y que se vende al sistema.

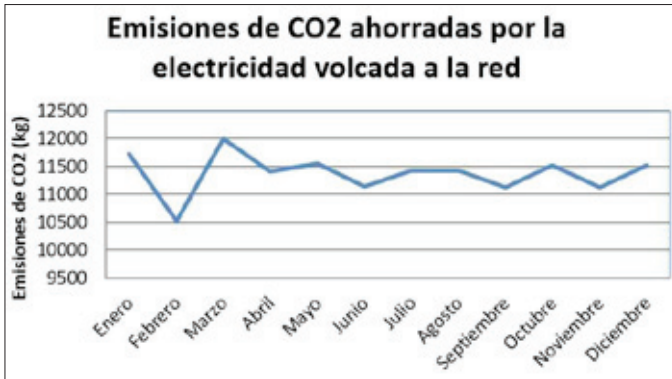


Figura 13: Emisiones de CO₂ ahorradas por la electricidad sobrante volcada a la red.

Los valores de los factores de corrección de las emisiones de CO₂ en biomasa que anteriormente se consideraba neutro. El valor es de 0,018 kg de CO₂ por kWh de energía eléctrica producida por biomasa. Con este dato se calculan las emisiones nuevas producidas.

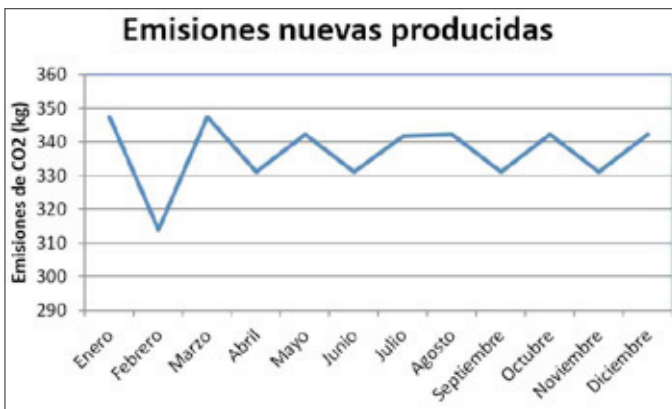


Figura 14: Emisiones nuevas producidas en la planta

Si se unen los tres gráficos se obtienen cantidad total de emisiones que se ahorran como se expone en la siguiente figura.

La suma total de las emisiones ahorradas es de 154.556,8619 kg de CO₂.

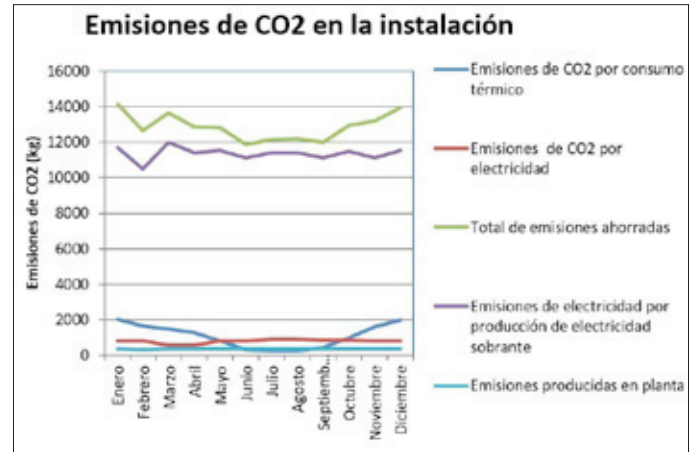


Figura 15: Emisiones totales de CO₂ ahorradas

8. ESTUDIO ECONÓMICO

Finalmente hay que comentar una parte fundamental del estudio, la viabilidad económica. Analizando los costes del club, las inversiones a realizar y los valores económicos que nos proporciona el modelo financiero de proyecto empleado.

En el modelo financiero utilizado para este ejemplo se introducen una serie de condiciones generales:

- Se considera una situación legislativa ficticia donde el autoconsumo no supone un peaje adicional y se puede verter a la red sin penalización alguna.
- Se realiza un autoconsumo de energía eléctrica.
- Se toma el ahorro térmico como un ingreso.
- Se considera los ingresos por la electricidad, la producción de la planta menos lo que se consumió en el club actualmente y el consumo de la planta.
- Se considera un ingreso el coste anual de tratamiento de residuos.

El coste anual del club en la gestión del residuo en este caso es de 27.500 €, un coste de energía eléctrica de 4.300 € y 2.100 € de energía térmica. La inversión a realizar en este ejemplo ronda los 300.000 €.

Modelo financiero

Con estos supuestos los datos resultantes del modelo financiero se observan en la siguiente tabla.

RENTABILIDAD	
Payback Proyecto	5,6
TIR Proyecto 20 años (bt)	16,8%
TIR Accionista 20 Años (bt)	2,4%
Cash Flow Accionista acumulado	383.550

Figura 14: Emisiones nuevas producidas en la planta

A partir de estos datos se puede conocer los requisitos mínimos y las características necesarias de los clubs para que este tipo de instalaciones sea rentable.

9. CONCLUSIONES

El proyecto resulta viable económicamente en las condiciones supuestas, pese a la alta inversión inicial y a la desfavorable legislación energética actual. En clubs con mayores demandas térmicas y mayor producción de biomasa, este proyecto puede llegar a alcanzar mayores rentabilidades. También es importante el desarrollo tecnológico de los ciclos ORC de baja potencia.

No se ha tenido en cuenta posibles subvenciones para el pretratado o para la caldera de biomasa, subvenciones que existen en la actualidad en España y que proporcionan tanto el Gobierno como las diferentes Comunidades Autónomas.

El principal problema que se encuentra el estudio es encontrar consumidores que cumplan con los requisitos necesarios, puesto que en España no existe un gran número de centros hídricos con grandes consumos de energía térmica, es por eso que se hace complicado enlazar una producción alta de biomasa con un consumo alto de energía térmica.

Desde el punto de vista energético y medioambiental es rentable en grandes proporciones. El ahorro de energía que se consigue es muy grande además del ahorro de las emisiones de CO₂. También hay que añadir el tratamiento de este residuo que supone un problema actualmente.

Este tipo de proyecto y el desarrollo de la tecnología ORC de bajas potencias pueden ser de gran ayuda para la evolución de la generación distribuida y la energía de la biomasa. Puede aportar mucho en el sector industrial, aprovechando el calor residual de la propia industria o en combinación con la energía geotérmica, biomasa o solar, aumentando la eficiencia energética y con grandes ahorros de energía para las empresas. ■

REFERENCIAS

- Guía biomasa, IBERDROLA
- SÁNCHEZ SERRANO, JAIME “Contribución a la implementación de ciclos Orgánicos de Rankine para el aprovechamiento de fuentes térmicas de baja temperatura”
- Asociación Española de Valorización Energética de la Biomasa -www.avebiom.es
- Red Eléctrica de España - www.ree.es
- UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE VALENCIA. Contribución a la implementación de ciclos Orgánicos de Rankine para el aprovechamiento de fuentes térmicas de baja temperatura.
- LINARES HURTADO, JOSE IGNACIO “Valorización de calores residuales en aplicaciones industriales mediante ciclos de cola con tecnología ORC”
- National Institute of Standards and Technology: <http://www.nist.gov/>
- Guía de la Cogeneración fenercom; <http://www.fenercom.com>.