

UNIVERSIDAD MIGUEL HERNÁNDEZ DE ELCHE

ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR DE ELCHE

GRADO EN INGENIERÍA ELÉCTRICA



"ESTUDIO ENERGETICO AMBIENTAL Y ECONÓMICO
DE LA INFLUENCIA DEL SISTEMA DE
CONDENSACIÓN EN LA OPERACIÓN DE LA
CENTRAL ELÉCTRICA DE BIOMASA DE LOGROSÁN "

TRABAJO FIN DE GRADO

Diciembre 2023

AUTOR: Samuel Pacheco González

DIRECTOR: Javier Ruiz Ramírez

Quiero agradecer a mi tutor, por guiarme en el proceso de elaboración de este presente proyecto, a mi familia por apoyarme a lo largo de toda la carrera y en especial en la última etapa.

También quiero agradecer a mi compañero Juan, con el cual tuve el placer de participar en el III certamen de los premios de eficiencia energética de ISOVER.

Y, por último, estoy muy agradecido con los organizadores de los premios de eficiencia energética de ISOVER, por el hecho de haber planteado estos premios, con el fin de apoyar a las mentes jóvenes y al medioambiente.



Índice

UNIVERSIDAD MIGUEL HERNÁNDEZ DE ELCHE	1
ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR DE ELCHE.....	1
GRADO EN INGENIERÍA ELÉCTRICA	1
TRABAJO FIN DE GRADO.....	1
AUTOR: Samuel Pacheco González	1
DIRECTOR: Javier Ruiz Ramírez	1
Capítulo 1. Introducción, antecedentes y objetivos	6
1. Introducción.....	6
1.1. Certamen Isover.	6
1.2. Características de la planta.	7
1.3. Energía por biomasa	10
1.3.1. Análisis de trabajo.	11
1.4. Antecedentes.	12
1.4.1. Torre de refrigeración	13
1.4.2. Aerocondensador (seco).	17
1.4.3. Sistema seco con hibridación.	18
1.4.3.1. Funcionamiento de las Hibridaciones	19
1.4.3.2. Sistema pad.	21
1.4.3.3. Sistema Spray.....	21
1.5. Objetivos.....	21
Capítulo 2. Metodología.	23
2. Introducción.....	23
2.1. Descripción de la planta.....	23
2.2. Modelado de los sistemas de condensación.	28

2.3.	Sistemas de Condensación.....	29
2.3.1.	Aerocondensador (seco).	29
2.3.2.	Sistemas pre enfriados.....	30
2.3.2.1.	Sistema pad.	31
2.3.2.2.	Sistema spray.....	32
2.3.3.	Torre de refrigeración	33
2.3.3.1.	Condiciones de diseño.....	36
2.3.3.2.	Acoplamiento.....	37
2.4.	Estudio económico.	39
2.4.1.	Coste del sistema seco.	39
2.4.2.	Coste del sistema pad.	41
2.4.3.	Sistema spray.	42
2.5.	Validación.	43
Capítulo 3. Resultados.		45
3.1.	Introducción.....	45
3.2.	Estudio energético.....	46
3.2.1.	Análisis de los resultados.	49
3.3.	Estudio ambiental.....	53
3.4.	Estudio económico.	54
3.4.1.	Puntos de partida	55
3.4.2.	Flujos de caja.	57
3.4.3.	Resultados VAN y TIR.....	61
3.4.4.	Análisis.....	62
Capítulo 4. Conclusiones.		65
4.	Elección de sistema según retos ISOVER.	65

Capítulo 5. Referencias.	66
5. Bibliografía.....	66
Anexos	67
6. Código en EES.....	67



Capítulo 1. Introducción, antecedentes y objetivos

1. Introducción.

1.1. Certamen Isover.

Este presente proyecto es fruto de la tercera edición de los premios de eficiencia energética de Saint Govain Isover, donde el objeto a estudio es la central de biomasa ubicada en el municipio de Logrosán, en la provincia de Cáceres (Extremadura), en la cual, hay que realizar mejoras relacionadas con unos retos planteados en el certamen.

Este certamen se inició en 2020, con el incentivo de mejorar infraestructuras ya existentes o de nueva construcción, en aquellos aspectos que los participantes creyeran que podían ser objeto de mejora.

Cada nuevo certamen cuenta con una nueva empresa, la cual aporta los datos necesarios sobre la construcción que se quiere mejorar.

En estos certámenes de eficiencia energética y en el caso de este año, los retos han sido, impacto medioambiental, costes energéticos, procesos, nuevas aplicaciones y necesidades y eficiencia energética.

En el presente certamen, la empresa constructora se trata de ACCIONA, y lo que se pretende en este premio, es estudiar una planta de generación eléctrica de biomasa con 49,9 MWe de potencia instalada y de nueva construcción,

Este proyecto busca cumplir con los retos de reducir los costes energéticos, aumentar la eficiencia y disminuir el impacto medioambiental, todo ello ligado al sistema de condensación.
ampliar

1.2. Características de la planta.

La instalación empleará como combustible biomasa, procedente de residuos de aprovechamiento forestal o de actividades agrícolas englobadas dentro del grupo B.6 y biomasa procedente de instalaciones industriales del sector agrícola y forestal del grupo B.8.

El proceso de generación eléctrica se realizará a partir de la combustión de la biomasa extrayendo la energía calorífica del combustible aportado y cediéndosela a un fluido que circula por su interior: agua y vapor.

El vapor generado en el proceso será transportado hasta el turbogenerador donde el poder térmico de ese vapor será transformado en energía eléctrica con una potencia nominal eléctrica bruta de 49,9 MWe en condiciones de diseño.

El turbo grupo tendrá un diseño compatible con el de la caldera de biomasa correspondiéndose el número de cuerpos y extracciones de turbina al diseño de ciclo termodinámico seleccionado. La conexión del escape de turbina será en dirección axial y se dispondrá de un sistema de bypass de turbina de vapor en cascada hacia el condensador (vapor vivo a recalentado frío y recalentado caliente a condensador).

El turbo grupo se instalará en una sala de turbina con un depósito de expansión y recogida de las purgas de la turbina de vapor.

El vapor proveniente del escape del turbo grupo se condensará mediante un condensador refrigerado por agua en circuito cerrado, mediante torre de refrigeración.

El desgasificador se alimentará con agua condensada procedente del pozo del condensador tras su calentamiento mediante cuatro (4) precalentadores de vapor alimentados por sus correspondientes extracciones de baja presión de la turbina. Las bombas de extracción de condensado serán accionadas por motores eléctricos alimentados por variadores de velocidad.

Las bombas de agua de alimentación a caldera serán accionadas por un motor eléctrico, con variador de velocidad. Se bombeará el agua de alimentación desde el tanque de almacenamiento del desgasificador hasta los economizadores de la caldera de biomasa, previo calentamiento del agua de alimentación a caldera por medio de dos (2) precalentadores de vapor de alta presión.

El agua de aporte al ciclo agua-vapor compensará los niveles de condensado en el condensador.

El aporte de agua bruta a la planta está previsto que se realice desde el Embalse del Rucas

El sistema de condensación principal tendrá los siguientes dispositivos asociados para su funcionamiento:

- Torre de refrigeración basada en celdas de tiro inducido.
- Dos (2x100%) bombas de agua de circulación.
- Tuberías de interconexión, válvulas, accesorios y soportes
- Instrumentación asociada.

Por lo que, en definitiva, se trata de una nueva construcción, la cual estará dotada con lo anteriormente explicado y en la cual vamos a centrarnos en el sistema de refrigeración.

La parcela donde se localizará la Planta de Biomasa estará situada en el término Municipal de Logrosán (Cáceres) con los siguientes datos identificativos:

COORDENADAS UTM:

- X: 291481,53
- Y: 4347546,64
- DATUM: WGS84
- USO: 30

Las condiciones ambientales en el emplazamiento son las siguientes:

- Presión del aire anual media: 971 hPa
- Temperaturas ambientales y humedades relativas coincidentes:
- Máxima: 40,8°C, 16% HR
- Media: 17,0°C, 69% HR
- Referencia de operación (condiciones ISO): 15,0°C, 60% HR
- Mínima: -3,6°C, 80% HR
- Altitud sobre el nivel de mar: 410 m.s.n.m.

VIDA ÚTIL

La Planta de Biomasa en su conjunto, así como sus equipos y sistemas, deberán estar diseñados para una vida útil de 25 años durante la cual se asume que operará por encima de 200.000 horas equivalentes al 100% de carga.

EMISIONES

Las emisiones cumplirán con los valores límite establecidos en la "DECISIÓN DE EJECUCIÓN (UE) 2021/2326 DE LA COMISIÓN de 30 de noviembre de 2021 por la que se establecen las conclusiones sobre las mejores técnicas disponibles (MTD) conforme a la Directiva 2010/75/UE del Parlamento Europeo y del Consejo para las grandes instalaciones de combustión".

La media diaria o media a lo largo del periodo de muestreo de las emisiones de la caldera de biomasa serán las siguientes:

- Contenido de NO_x : 200 mg/ Nm_3
- Contenido de SO_x : 85 mg/ Nm_3
- Contenido de HCl : 12 mg/ Nm_3
- Contenido en partículas: 10 mg/ Nm_3
- Contenido en Hg: < 5 μ g/ Nm_3
- Contenido en HF: < 1 mg/ Nm_3

Todos los valores medidos al 6% vol. de : O_2 en gases secos.

La media anual de las emisiones de la caldera de biomasa serán las siguientes:

- Contenido de NO_x : 140 mg/ Nm_3
- Contenido de SO_x : 0 mg/ Nm_3
- Contenido de HC : 5 mg/ Nm_3
- Contenido en partículas: 5 mg/ Nm_3
- Contenido en CO: < 160 mg/ Nm_3

- Contenido en NH_3 : < 15 mg/ Nm₃44

Todos los valores medidos al 6% vol. de O_2 en gases secos.

1.3. Energía por biomasa

La central ha estudiado, utiliza como fuente de energía la biomasa y utilizando como principio de funcionamiento el ciclo Rankine, el cual consiste en calentar un fluido y elevar su presión, este impulsa un motor térmico (generalmente una turbina de vapor) conectado a un generador de electricidad para la producción de energía eléctrica.

Esta central se equivaldría a las termoeléctricas, a diferencia de que, al estar quemando combustible de origen fósil, estamos quemando materia orgánica, la cual tendría un impacto nulo, en el caso de que el CO_2 emitido, sea absorbido por la materia vegetal procedente de la zona.

Es decir, para poner en contexto, las emisiones que se estimada por MITECOB del gobierno, los kilos de CO_2 por kilogramos de biomasa es de 0,143 a diferencia del gas natural que es de 0,183.

En cuanto a la potencia instalada a nivel mundial es de 143 GW, siendo la potencia en España de 1,5 GW de potencia instalada (857 MW en biomasa y 588 MW en residuos renovables) representando el 4% de las renovable en España.

En cuanto a las capacidades de las demás plantas de España, esta nueva central estaría dentro de las que más capacidad tendría, siendo la de Huelva (Ence) la mayor de todas con una capacidad de 50 MW y a nivel del continente europeo la más grande se encuentra en Reino Unido con una capacidad de 740 MW instalados (Ironbridge).

Su potencial de crecimiento es destacable dada la capacidad de la central de biomasa de proveer energía renovable bajo demanda, a diferencia de otras tecnologías (eólica, solar fotovoltaica...) que dependen de la disponibilidad de la fuente de energía. En este caso, cuenta de sistemas de almacenamiento de material orgánico (biomasa) en silos, para mantener de la mejor manera posible el combustible.

1.3.1. Análisis de trabajo.

En definitiva, para poder llevar a cabo los retos planteados en la introducción, se han modelado unos sistemas de condensación, menos agresivos con el medio ambiente y que a pesar de ser su inversión inicial más cara con respecto al sistema actual, su amortización en el tiempo es mucho mejor. En cuanto a la eficiencia, se ve reducida en la producción, pero a nivel económico y medioambiental, la eficiencia es más elevada.

Todo ello se consigue a través de reducir el consumo de agua, con sistemas de condensación que no requieran de agua o que su consumo sea reducido.



1.4. Antecedentes.

En este estudio, el consumo de agua se convertirá en la variable a optimizar, para obtener el menor consumo de agua, obteniendo la mayor potencia posible. El enunciado de la segunda ley de la termodinámica de Kelvin-Planck expone que es imposible para cualquier dispositivo que opera en un ciclo recibir calor de un solo depósito y producir una cantidad neta de trabajo. En otras palabras, una máquina térmica para producir trabajo debe recibir calor de una fuente a alta temperatura y liberar calor de desecho remanente en un sumidero. La Ilustración 1, expone este enunciado de una forma visual.

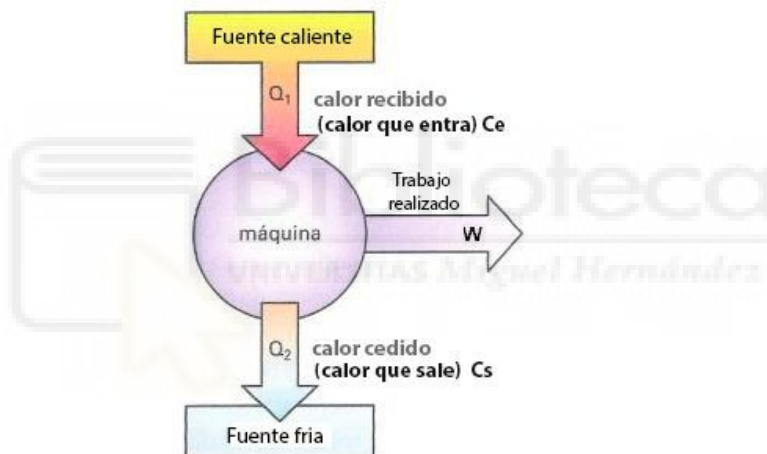


Ilustración 1. Principio de Funcionamiento de una máquina térmica

En nuestro caso concreto de estudio, la central de biomasa de Logrosán para la generación de potencia, opera con un ciclo Rankine recalentado. La fuente caliente es la caldera donde se quemará la biomasa, que permite evaporar el fluido caloportador previa entrada a la turbina. Como fuente fría, en este estudio se analizan distintos sistemas de refrigeración que permiten disipar el calor rechazado (bien al aire atmosférico o a una corriente de agua) en el condensador del ciclo.

La eficiencia de una planta de biomasa se define principalmente por la presión y la temperatura del vapor entrante y saliente de la turbina. Las condiciones de salida del vapor de la turbina están definidas por la temperatura a la que condensa el vapor, que depende del sistema de enfriamiento instalado. De hecho, de acuerdo con el efecto de la variación de la

temperatura de condensación sobre la potencia producida por la central puede ser del 0'5% al 1% por cada grado Celsius.

1.4.1. Torre de refrigeración

Una torre de refrigeración (Ilustración 2) es un sistema de disipación de calor basado en el enfriamiento evaporativo de una corriente de aire mediante la pulverización de agua caliente en el aire.

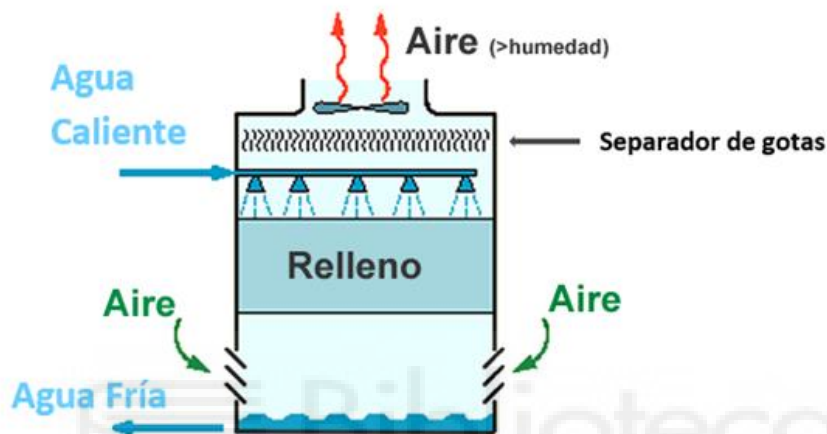


Ilustración 2. Torre de Refrigeración

Las torres de refrigeración se pueden clasificar de acuerdo con diferentes criterios. En primer lugar, según el proceso de transferencia pueden ser (Ilustraciones 3): torres húmedas, basadas en el enfriamiento evaporativo; torres secas, basadas en intercambiadores de calor de tubos aleteados donde la transmisión de energía es por convección; y torres híbridas, en las que la transferencia de calor también es por convección, pero el aire es previamente enfriado mediante técnicas evaporativas (espray o panel de refrigeración evaporativo). Las torres de refrigeración convencionales son las torres húmedas, de hecho, si no se especifica nada se da por entendido que es una torre húmeda.

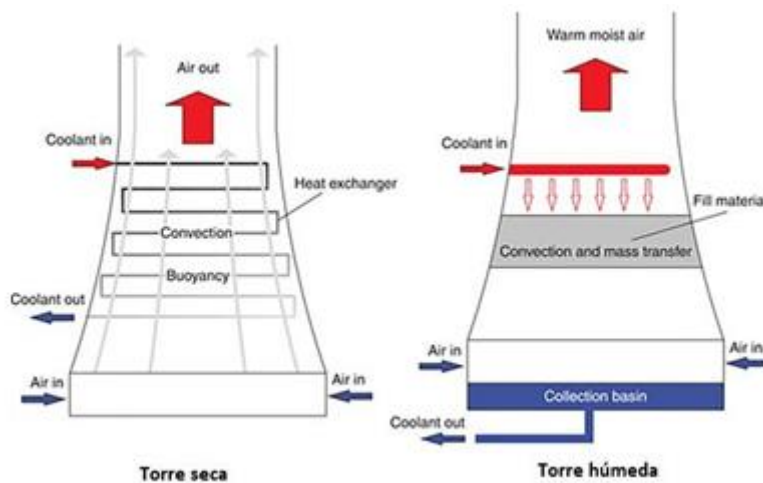


Ilustración 3. Tipos de Torres de Refrigeración

Haciendo un mayor hincapié en esta clasificación: por un lado, las torres húmedas posibilitan un menor nivel en la temperatura de condensación y, por lo tanto, un mayor rendimiento térmico. Por contra, su gran inconveniente es la necesidad de disponer de agua, del orden de 2'3 a 3'4 m³/h por MW. El consumo de agua se emplea para compensar la evaporación, las purgas necesarias para mantener la calidad del agua y las pérdidas de agua arrastrada. Este último término de agua arrastrada, aunque no es excesivo (del orden de 0,001% del agua recirculada), es un problema por la emisión de productos químicos y microorganismos a la atmósfera como la bacteria Legionela.

Por otro lado, la solución al consumo de agua reside en emplear la opción seca, ya que en este caso es nulo. Otra ventaja es la eliminación del penacho producido en la sección de salida de la torre de refrigeración en periodos fríos por la mezcla de la corriente del aire de salida húmedo y el aire ambiente. Sin embargo, su principal desventaja es su menor rendimiento de la planta al tener una mayor de condensación a la salida de la turbina. Esto se debe a que la transferencia de calor por convección de aire forzado es un proceso de transferencia de calor menos eficaz que la transferencia de calor por evaporación.

También se puede clasificar las torres, en función de la generación del flujo de aire:

- Tiro natural. Si el flujo se induce por flotación, es decir, se genera una corriente de aire inducida dentro de la torre por la diferencia de densidades entre el aire caliente y húmedo dentro de la torre y el aire de fuera (más denso); y de tiro mecánico.
- Tiro forzado. Mediante el uso de sistemas electromecánicos para el movimiento del flujo de aire (ventiladores). Y dentro de este tipo de sistemas podemos encontrar dos tipos de ventilación forzada.
 - o Inducido. Si el ventilador se coloca en la parte superior y el flujo se induce.

- Forzado. En las que ventilador se dispone en la entrada de aire, forzando su movimiento.

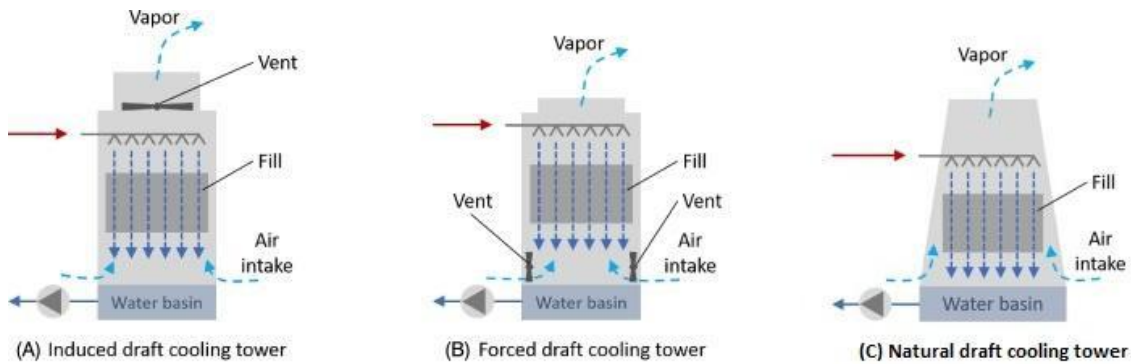


Ilustración 4. Torre Inducido (A), forzado (B) y natural (C)

Y por último tenemos la clasificación según si los flujos agua-aire pueden ser a contracorriente o en direcciones opuestas, siendo la de flujo cruzado o flujo de aire perpendicular al del agua.

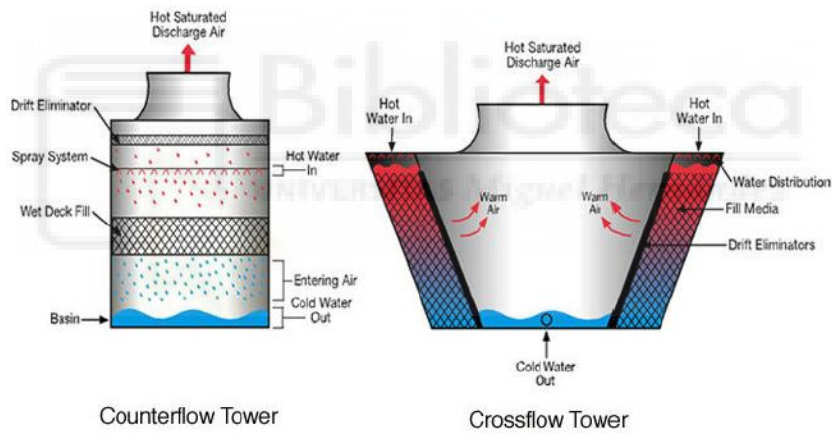


Ilustración 5. Torre a contracorriente y flujo cruzado.

Los componentes principales de una torre de refrigeración son: un sistema de distribución de agua, es decir, atomizadores; una balsa para recoger el agua enfriada; el relleno, donde se da la transmisión de calor entre el agua y el aire; y un separador de gotas a la salida de la torre, para evitar que el aire transporte gotas de agua que pueden contener microorganismos como la bacteria Legionela o la emisión de productos químicos.

En el caso de una torre de refrigeración seca consta simplemente de un intercambiador de calor de tubos aleteados.



1.4.2. Aerocondensador (seco).

Un aerocondensador (Ilustración 6) es un sistema directo de refrigeración seco donde el vapor es condensado en un intercambiador de calor de tubos con aletas. La transmisión de calor entre el vapor y el aire es por convección. Esta disipación de calor ocurre al forzar al aire mediante ventiladores a circular alrededor de los tubos aleteados que recorre el vapor que acaba condensando.

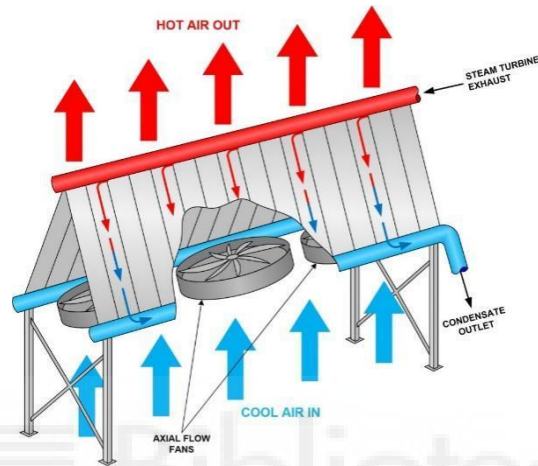


Ilustración 6. Aerocondensador

Como ventaja de esta tecnología encontramos el no tener consumo de agua ni necesitar un circuito de agua auxiliar al ser un sistema directo. Como gran inconveniente, el consumo de potencia de los ventiladores es muy grande, ya que se requiere de un gran flujo másico de aire para poder disipar todo el calor rechazado en el ciclo. Estamos hablando de un aumento de los costes de inversión de entorno al 5-10% por unidad de energía respecto a los sistemas húmedos. Además, como sistema seco su rendimiento será menor que el de un sistema húmedo.

1.4.3. Sistema seco con hibridación.

Para mejorar la eficiencia del sistema seco, se opta por una opción híbrida (Ilustración 7).

Es decir, para pre enfriar el aire a la entrada del condensador se utilizan técnicas mediante el enfriamiento evaporativo. Las dos técnicas que se han estudiado son a través de paneles refrigerativos o mediante pulverizadores.

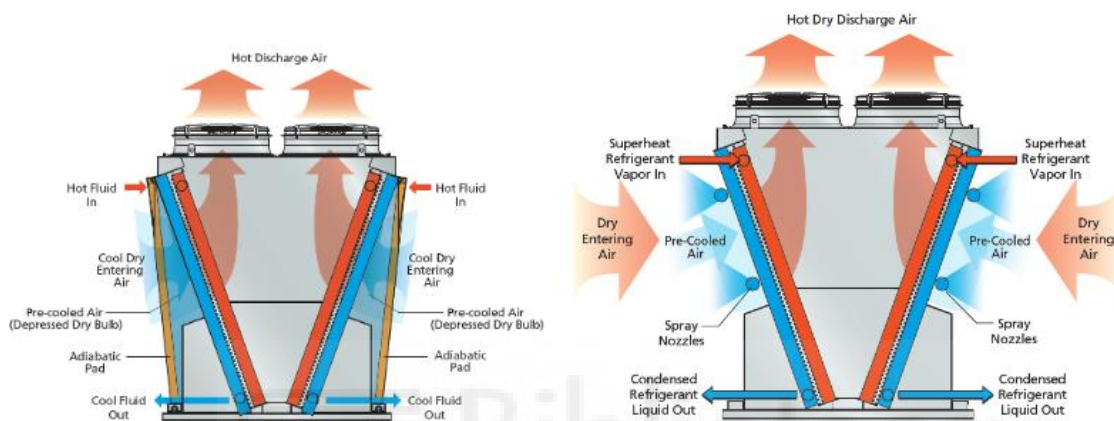


Ilustración 7. Sistemas Pad y Spray

1.4.3.1. Funcionamiento de las Hibridaciones

Consiste en el enfriamiento de una corriente de aire por evaporación de agua líquida. Debido al escaso contenido en humedad de la corriente de aire, parte del agua se evapora, obteniendo la energía necesaria de la corriente de aire. De esta forma, el aire ve reducida su temperatura a costa de un aumento en su humedad específica.

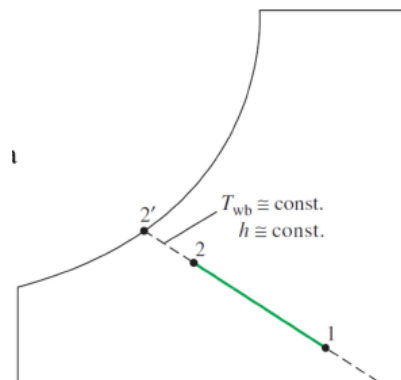


Ilustración 8. Variación de las propiedades psicrométricas del aire durante un enfriamiento evaporativa

La Ilustración 8 muestra la variación de las propiedades psicrométricas del aire durante el enfriamiento evaporativo. Como se puede observar consiste en un proceso idealmente isoentálpico que tiene como límite de enfriamiento la temperatura de bulbo húmedo del aire. Esto se debe a que el aire tiene una capacidad límite de absorción de agua, a partir de la saturación ya no podrá evaporar más agua. Hay que resaltar que la eficiencia evaporativa suele estar en torno del 50-75%, por tanto, nunca se alcanzará la temperatura límite (bulbo húmedo). También hay que mencionar que, la eficacia de este proceso está muy influenciada por las propiedades del aire: cuanto más seco y caluroso sea el ambiente, mejor funcionará porque se podrá evaporar más cantidad de agua.

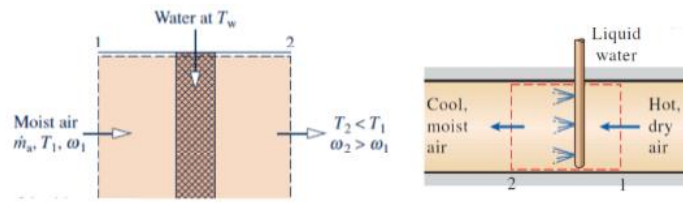


Ilustración 9. Técnicas de enfriamiento evaporativo: panel refrigerativo (izquierda) y spray (derecha)

Respecto a las técnicas para introducir el agua en el aire se han propuesto diferentes diseños. Por un lado, tenemos el panel refrigerativo o *cooling pad* (Ilustración 9). Éste consiste en láminas de celulosa corrugadas con distintos ángulos, de manera que el agua se distribuye sobre la parte superior del relleno y fluye hacia abajo por gravedad para humedecer todas las capas de manera uniforme. El aire ambiente circula a través del *pad*, hace que el agua se evapore y que el aire se enfríe. Su principal inconveniente reside en la pérdida de presión que sufre el aire al pasar por el panel, que provoca una pérdida de presión extra, que conlleva una disminución de la capacidad de refrigeración y otras desventajas es que los paneles requieren de cambios periódicos.

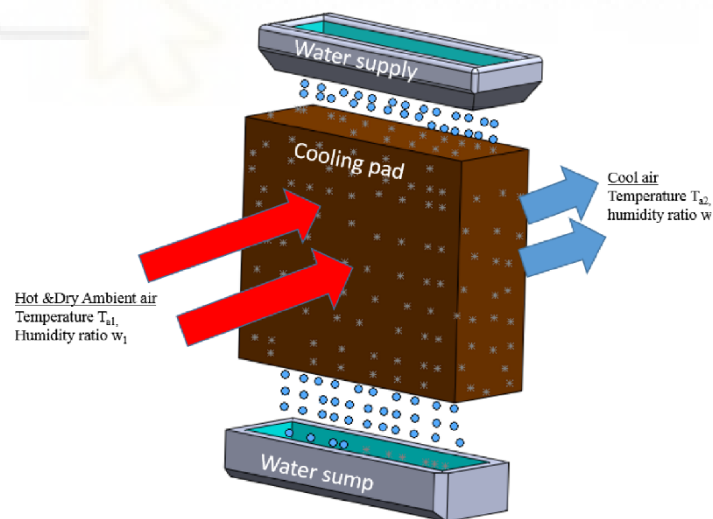


Figure 1: How evaporative cooling works

Ilustración 10. Panel refrigerativo

Por otro lado, se puede rociar las gotas de agua directamente en el aire (Ilustración 10 derecha) mediante boquillas atomizadoras (spray). El contacto directo entre las gotas de agua y el aire no saturado induce la evaporación del agua a costa del enfriamiento del aire. La

ventaja de este sistema respecto al otro es que no hay pérdida de presión adicional en el aire, logrando alcanzar mayores potencias y rendimientos con el mismo consumo de agua.

Los inconvenientes, es menos eficientes con respecto al sistema PAD y un mantenimiento en los sistemas de ventilación del intercambiador, ya que gotas condensadas pueden impactar y provocarían la rotura de los ventiladores encargados de la refrigeración.

1.4.3.2. Sistema pad.

Este sistema, se basa en el acoplamiento de paneles de refrigeración por evaporación a un aerocondensador. Por dichos paneles circula agua de manera homogénea, donde si se le hace pasar un flujo de aire, el agua adquiere el calor del aire, se evapora y enfría el caudal de aire de entrada.

1.4.3.3. Sistema Spray.

Este sistema, tiene el mismo principio de preenfriamiento evaporativo, con la salvedad de que, en este sistema, se usan pulverizadores, los cuales rocían agua al flujo de aire de entrada al condensador, para que el aire les transmita su calor, evapore el agua y se enfríe el caudal de aire de entrada.

1.5. Objetivos

El objetivo de este presente trabajo de fin de grado se basa en el análisis durante las 8760 h de un año con datos climatológicos reales del emplazamiento (Cáceres, España) para la generación de energía eléctrica, optimizando los recursos ambientales y la generación de electricidad a nivel económico. Dicho análisis se ha realizado con la herramienta de cálculo EES y teniendo en cuenta tanto la generación de electricidad de energía eléctrica, como el consumo de agua.

Las novedades de este trabajo son:

- Acoplamiento de sistemas híbridos. Estos sistemas consisten en el uso de tanto sistemas secos como sistemas híbridos, los cuales pueden llegar a optimizar la producción y reducir el uso de recursos hídricos. Estos sistemas son los sistemas spray y pad.
- Acoplamiento de un sistema seco.
- Acoplamiento de un sistemas hídrico puro.

En el caso de Logrosán, los objetivos marcados son analizar el comportamiento de cada sistema de condensación a nivel económico, energético y ambiental. Y para este trabajo se ha tomado por orden de importancia el objetivo económico, después el ambiental y por último el energético.

Y una vez planteada en el orden de prioridad, se da lugar a los estudios donde se analiza cada uno para por último se dará según los resultados cual es el mejor sistema según este trabajo.



Capítulo 2. Metodología.

2. Introducción.

Una vez puesto en contexto el estudio que se va a llevar a cabo, en este capítulo se describe la metodología empleada. Más específicamente, se detalla la modelización matemática de cada sistema de refrigeración analizado, así como su acoplamiento a la planta de Logrosán. Además, se constatará la validez de los modelos empleados contrastándolos con el estudio dado por la empresa constructora. En otras palabras, se comprobará que se asemejan a la realidad.

2.1. Descripción de la planta.

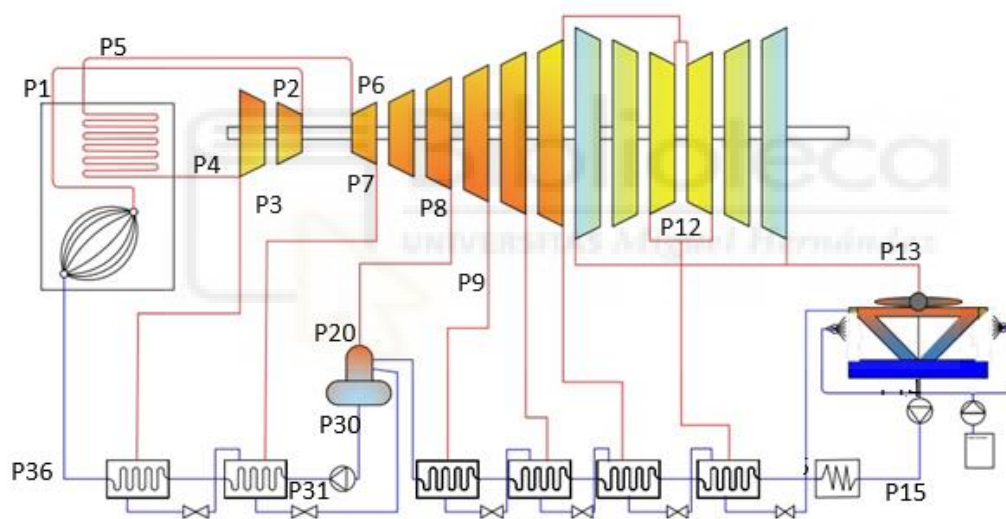


Ilustración 11. Ciclo Rankine central Logrosán

Se trata de un ciclo Rankine convencional recalentado acoplado a una caldera de biomasa (Ilustración 11). Esta es capaz de generar una potencia neta de 50 MW. La empresa ha realizado un estudio acoplándole un sistema de enfriamiento convencional MDWCT (Torre de refrigeración).

La planta cuenta con dos bombas, 6 intercambiadores cerrados, un desgasificador, un sistema de condensación (objeto de este presente proyecto) y una turbina.

Dicha turbina está constituida por tres etapas:

- Etapa de alta. Durante esta etapa, entra vapor sobrecalentado y recalentado a altas temperaturas y presiones, procedente de la caldera. También se da lugar un sangrado el cual va a un recuperador de calor, que aprovecha el calor del vapor para calentar el flujo de agua que viene del desgasificador, así de esta manera, cuando este líquido entre a la caldera, se evita dar un aporte extra para llegar a las temperaturas de sobrecalentado.
- Etapa de media. A lo largo de esta etapa, hay cuatro recuperadores de calor cerrados y el recuperador de calor abierto (desgasificador). Todo ello con el fin de que la corriente de agua menos caliente (fría) se caliente con la procedente de los sangrados, para que cuando llegue a la caldera, se requiere menor aporte de energía calorífica.
- Etapa de baja. Por último, tenemos la etapa de baja, donde el vapor de la turbina llega al condensado. También hay un sangrado donde un intercambiador cerrado calienta el líquido condensado que sale del condensador.

Por motivos de aprovechamiento del calor de los sangrados, se calienta las zonas más frías, con los sangrados que menos temperatura tienen.

Para la obtención de todos los valores de este presente proyecto se han usado los valores aportados por la empresa constructora para la modelización de la central. Para ello, se ha hecho uso del programa EES (Engineering Equations Solver), del cual, con los valores de presión, temperatura, títulos, y rendimientos isoentrópicos de las bombas y turbinas, se han podido determinar los valores de entalpías de cada una de las etapas del ciclo Rankine.

Para conocer la potencia de la caldera, la bruta y la neta se ha realizado las siguientes ecuaciones (donde el flujo másico de cada una de las etapas de la turbina es conocida):

Para el cálculo del calor de la caldera se ha calculado siguiendo el principio de la conservación de la energía, mediante la siguiente fórmula:

$$\dot{Q}_{Caldera} = \dot{Q}_{heat} + \dot{Q}_{Reheat} = (h_1 - h_{36}) \cdot \dot{m}_1 + (h_5 - h_4) \cdot \dot{m}_4$$

(1)

O también se puede calcular mediante el poder calorífico inferior del combustible por el flujo másico de combustible y el rendimiento de la caldera.

$$\dot{Q}_{caldera} = PCI \cdot \dot{m}_{biomasa} \cdot \eta_{Caldera} \quad (2)$$

Para el cálculo de las entalpías en la turbina se ha tenido en cuenta los rendimientos isoentrópicos:

$$\eta_{ISO Turbina} = \frac{h[in] - h[out]}{h[in] - h_s[out]} \quad (3)$$

Siendo la potencia de cada una de las etapas de la turbina, la diferencia de entalpías a la entrada y salida de la turbina por el caudal de agua con su correspondiente pérdida de carga causada por los sangrados:

$$\dot{W}_{Turbina} = \sum_{n=0}^n \dot{W}_{etapa_n} = \sum_{n=0}^n (h[in] - h[out]) \cdot \dot{m}_{[in]} \quad (4)$$

Para la obtención de todos los datos con las fórmulas anteriores, solo habría que seguir la guía siguiente son sus respectivos subíndices indicativos de la etapa del ciclo:

η_{iso} etapas turbina	
Alta	$\eta_1 = (h[2] - h[3]) / (h[2] - h_{s[3]})$
Media	$\eta_3 = (h[6] - h[7]) / (h[6] - h_{s[7]})$ $\eta_5 = (h[7] - h[8]) / (h[7] - h_{s[8]})$ $\eta_6 = (h[8] - h[9]) / (h[8] - h_{s[9]})$ $\eta_7 = (h[9] - h[10]) / (h[9] - h_{s[10]})$ $\eta_8 = (h[10] - h[11]) / (h[10] - h_{s[11]})$
Baja	$\eta_9 = (h[11] - h[12]) / (h[11] - h_{s[12]})$ $\eta_{10} = (h[12] - h[13]) / (h[12] - h_{s[13]})$
Etapas turbina	
Alta	$\dot{W}_{12} = (h[2] - h[3]) * \dot{m}[3]$
Media	$\dot{W}_3 = (h[6] - h[7]) * \dot{m}[6]$ $\dot{W}_{45} = (h[7] - h[8]) * (\dot{m}[6] - \dot{m}[7])$ $\dot{W}_6 = (h[8] - h[9]) * (\dot{m}[6] - \dot{m}[7] - \dot{m}[8])$ $\dot{W}_7 = (h[9] - h[10]) * (\dot{m}[6] - \dot{m}[7] - \dot{m}[8] - \dot{m}[9])$ $\dot{W}_8 = (h[10] - h[11]) * (\dot{m}[6] - \dot{m}[7] - \dot{m}[8] - \dot{m}[9] - \dot{m}[10])$
Baja	$\dot{W}_{910} = (h[11] - h[12]) * (\dot{m}[6] - \dot{m}[7] - \dot{m}[8] - \dot{m}[9] - \dot{m}[10] - \dot{m}[11])$ $\dot{W}_{11} = (h[12] - h[13]) * (\dot{m}[6] - \dot{m}[7] - \dot{m}[8] - \dot{m}[9] - \dot{m}[10] - \dot{m}[11] - \dot{m}[12])$
$W_{turbina}$	$\dot{W}_{mectotal} = \dot{W}_{12} + \dot{W}_3 + \dot{W}_{45} + \dot{W}_6 + \dot{W}_7 + \dot{W}_8 + \dot{W}_{910} + \dot{W}_{11}$
W_{bombas}	
B1	$\dot{W}_{B1} = (h[15] - h[14]) \cdot \dot{m}[14]$
B2	$\dot{W}_{B2} = (h[31] - h[30]) \cdot \dot{m}[31]$ $W_{Bombas} = \dot{W}_{B1} + \dot{W}_{B2}$

Tabla 1. Sistema de ecuaciones

La potencia bruta de la planta es la diferencia entre la potencia generada por la turbina y la consumida por las bombas:

$$\dot{W}_{bruta} = \dot{W}_{Turbina} - \dot{W}_{bombas}$$

(5)

En la potencia de las bombas, se ha realizado la diferencia de entalpías entre la entrada y la salida por el caudal másico correspondiente. Como en esta central contamos con dos bombas, será la suma de las dos bombas la potencia en bombas:

$$\begin{aligned}\dot{W}_B &= (h[\text{out}] - h[\text{in}]) \cdot \dot{m}_{[\text{in}]} \\ \dot{W}_{\text{bomba}} &= \dot{W}_{B1} + \dot{W}_{B2}\end{aligned}$$

(6)

Al igual que en la turbina, se ha considerado el rendimiento isoentrópico de las bombas, planteado en la fórmula 7:

$$\begin{aligned}\eta_{B2} &= \frac{h_s[31] - h[30]}{h[31] - h[30]} \\ \eta_{B1} &= \frac{h_s[15] - h[14]}{h[15] - h[14]}\end{aligned}$$

(7)

El cálculo de la potencia neta es un balance de energía donde interviene la energía bruta y el consumo por auxiliares:

$$\dot{W}_{\text{neto}} = \dot{W}_{\text{bruta}} - \dot{W}_{\text{aux}}$$

(8)

El calor de condensación será la diferencia de entalpías en el condensador, por el flujo másico de agua:

$$\dot{Q}_{\text{cond}} = (h[13] - h[14]) * \dot{m}[14]$$

(9)

Y respecto al rendimiento del ciclo, es el cociente entre la potencia neta del ciclo y el calor de entrada de la caldera;

Siendo los sistemas de ecuaciones las siguientes:

$$\eta_{\text{ciclo}} = \frac{\dot{W}_{\text{Bruta}}}{\dot{Q}_{\text{in}}}$$

(10)

En definitiva, para la modelización del ciclo Rankine de la central de biomasa en Logrosán, se han tenido en cuenta cada una de las fórmulas anteriores correspondiente a cada etapa del ciclo.

La eficiencia de la planta difiere de la eficiencia del ciclo en que la del ciclo es el ratio entre la potencia bruta generada y la tasa de transferencia de calor que se debe aportar, mientras que la de la planta es respecto a la potencia neta. Por tanto, ambas se pueden relacionar:

$$\eta_{planta} = \frac{\dot{W}_{neta}}{\dot{Q}_{in}} = \eta_{ciclo} \cdot \frac{\dot{W}_{neta}}{\dot{W}_{bruta}}$$

(11)

2.2. Modelado de los sistemas de condensación.

Para modelizar el funcionamiento de los sistemas de refrigeración y poderlos relacionar con la T_{cond} , se considerará una ITD constante para cada tecnología. La ITD, Diferencia de Temperatura Inicial, se define como la diferencia entre la temperatura de condensación y la temperatura mínima alcanzable por cada tecnología. En la Tabla 2 se muestra el valor considerado para cada tecnología y su definición.

Sistema enfriamiento	Fluidos en condensador	ITD (°C)	Expresión
Aerocondensador	Vapor – aire	22	$T_{cond} - T_{amb}$
Hibridaciones	Vapor – aire	22	$T_{cond} - T_{out}$
MDWCT (Torre)	Vapor - agua	15	$T_{cond} - T_{wb}$

Tabla 2. Valores considerados y definición matemática de ITD para cada sistema de refrigeración

2.3. Sistemas de Condensación.

2.3.1. Aerocondensador (seco).

Este sistema de enfriamiento consiste en un intercambiador de calor entre el aire y el vapor que condensa pasando a ser líquido (Ilustración 12). El aire es forzado a pasar por el intercambiador mediante el uso de ventiladores. El calor que cede el condensado se transfiere por convección al aire. Por tanto, la temperatura de condensación depende de la temperatura ambiente.

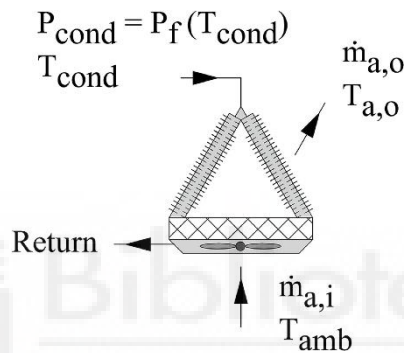


Ilustración 12. Aerogenerador seco

Consecuentemente, en este caso se puede calcular directamente los parámetros de funcionamiento de la central, ya que se puede relacionar directamente la T_{cond} con la T_{amb} que es conocida mediante la ITD (Tabla 1).

El modelo requiere conocer el flujo másico de aire que circula a través del intercambiador. Para ello se asumen las condiciones de diseño mostradas en la Tabla 3, que se corresponden con las del día más caluroso, a las 17 h de la tarde del día 21 de Julio.

Temperatura ambiente diseño [°C]	40,8
Presión ambiente diseño [kPa]	97,1
Humedad relativa diseño [-]	0,16
ΔT_a diseño [°C]	15

Tabla 3. Condiciones de diseño del aerocondensador

Con los valores aportados en la Tabla 3 y el calor de condensación para el día más desfavorable se ha podido despejar el caudal de aire requerido para condensar ante cualquier situación con la fórmula siguiente:

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{air} \cdot (h[45] - h[44])$$

(12)

Siendo la diferencia de entalpías las correspondientes a la entrada y salida de aire al aerocondensador.

Flujo másico de aire [kg/s]	5144,8
Coefficiente de transferencia de calor total del intercambiador [kW/K]	5492,3

Tabla 4. Condiciones de funcionamiento del aerocondensador

Gracias al caudal de ventilación, se ha podido determinar cómo varía la potencia bruta, el calor de condensación y la presión de condensación a la salida del condensador a lo largo de las 8760 h del año.

Potencia empleada en ventilación [kW]	4066,8
Rendimiento del ventilador [-]	0,45

Tabla 5. Características ventiladores aerocondensador

También se ha tenido en cuenta el consumo de potencia auxiliar provocado por los ventiladores para forzar el flujo másico de aire, el cual se ha considerado constantes a lo largo de todas las horas del año.

2.3.2. Sistemas pre enfriados.

Como ya hemos comentado a lo largo de este Trabajo de fin de grado, tenemos de dos sistemas pre enfriados, el pad, el cual cuenta con paneles de refrigeración evaporativo y el sistema spray con atomizadores para enfriar el aire mediante la pulverización de agua.

2.3.2.1. Sistema pad.

Este sistema, su principio de funcionamiento se basa en el acoplamiento de un panel de refrigeración por evaporación a un aerocondensador, por el cual circula agua de manera constante, donde si se le hace pasar un caudal de aire, el agua se evapora, pues el aire le cede energía y se enfría.

Todo ello se traduce a una mayor eficiencia, sin embargo, también supone un mayor consumo en ventilación, debido a que debemos hacer pasar el mismo caudal de aire por el aerocondensador, teniendo en cuenta que tenemos unos paneles con líquido, es necesario un incremento de la potencia.

Flujo másico de aire [kg/s]	5144,8
Coefficiente de transferencia de calor total del intercambiador [KW/K]	5492,3
Potencia empleada en ventilación [kW]	4234,4
Rendimiento del sistema PAD (ε_{pad})	0,9

Tabla 6. Condiciones de funcionamiento del sistema pad

Para el acoplamiento de este sistema, se ha procedido a calcular la temperatura de bulbo húmedo a la temperatura ambiente de cada hora del año y por ende el día más desfavorable. Una vez calculada la temperatura de bulbo húmedo y el rendimiento del sistema PAD, se calcula la temperatura del aire de entrada:

$$\varepsilon_{pad} = \frac{T_{amb} - T_{airin}}{T_{amb} - T_{wb}} \quad (13)$$

Por otro lado, para conocer el consumo de agua que tiene el ciclo, se ha procedido al cálculo de la humedad absoluta del ambiente y del bulbo húmedo (siendo esta última del 100% de humedad) y con el rendimiento del funcionamiento de panel, se ha calculado la humedad absoluta del aire de entrada al intercambiador de calor.

$$\varepsilon_{pad} = \frac{\omega_{amb} - \omega_{airin}}{\omega_{amb} - \omega_{wb}} \quad (14)$$

Una vez obtenido la humedad absoluta del aire de entrada al condensador, se obtiene el flujo másico de agua que se ha evaporado al ambiente y por tanto el consumo de agua que tendría este sistema.

$$\dot{m}_{water} = \dot{m}_{[air_{in}]} \cdot (\omega_{air_{in}} - \omega_{amb})$$

(15)

2.3.2.2. Sistema spray

En cuanto a este sistema, su principio de funcionamiento se basa en el sistema pad, con la diferencia de que en vez de usar paneles de refrigeración por evaporación, se usan pulverizadores de agua, para realizar el pre enfriado a la entrada de aire. Para la pulverización se utilizan bombas, las cuales tendrán un consumo, el cual se explicara más adelante.

Para los cálculos, se ha tenido en cuenta los siguientes datos:

Flujo másico de aire [kg/s]	5144,8
Coefficiente de transferencia de calor total del intercambiador [kW/K]	5492,3
g (m/s ²)	9,81
Rendimiento del sistema PAD (ϵ_{spray})	0,6
Rendimiento de la potencia atomizadores (η_{spray})	0,8
Pérdidas de presión H_m (m)	20

Tabla 7. Condiciones de funcionamiento del sistema Spray

Por un lado, los cálculos relativos a las temperaturas de bulbo húmedo, ambiental y del aire de entrada, así como las correspondientes a la humedad absoluta son calculados de la misma manera que en el sistema pad, diferenciándose en el menor rendimiento y consumo de agua.

Por otro lado, la mayor diferencia está en el cálculo de la potencia auxiliar, que es variable a lo largo del año, siendo la fórmula:

$$\dot{W}_{spray} = \frac{g * H_m * \dot{m}_{spray}}{\eta_{spray}}$$

(16)

Por último, se resuelve todos los parámetros anteriormente descritos, para las 8760 h del año y se analizan sus pros y contras.

2.3.3. Torre de refrigeración

La torre de refrigeración húmeda de tiro forzado es uno de los sistemas convencionales de refrigeración. Su principio de funcionamiento se basa en el enfriamiento evaporativo. Para ello se rocía el agua a una corriente de aire, de manera que parte del agua es evaporada, disminuyendo drásticamente la temperatura de dicho fluido. Esto es debido a que para evaporarse el agua necesita energía que es cedida por el aire inducido, de esta manera el aire se calienta y por tanto el agua se enfría.

El funcionamiento de una torre de refrigeración húmeda viene caracterizado mediante el número de Merkel, Me . Este es un parámetro adimensional que mide la dificultad del proceso evaporativo. Asimismo, su valor no es constante para una torre de refrigeración en concreto, sino que varía con las condiciones de funcionamiento. No obstante, mediante experimentación se ha probado que la variación del Me con la ratio entre el flujo de agua y aire es una línea recta en coordenadas logarítmicas. En la Ilustración 13 se muestra la correlación del Me en función de la ratio entre el flujo de agua y aire, donde c y n son constantes características de cada torre de refrigeración.

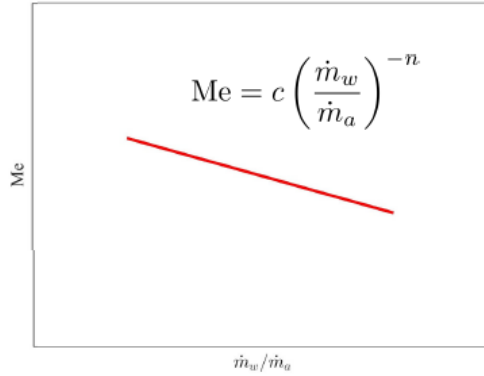


Ilustración 13. Correlación del Me en función de la ratio entre el flujo másico de agua y aire

El número de Merkel se puede obtener mediante dos teorías distintas: la teoría de Merkel y la de Poppe. Para esta modelización se hará uso de la *teoría de Poppe* porque esta teoría predice la evolución de las propiedades del aire a través de la torre, y consecuentemente, permite calcular el agua evaporada. Además, en la teoría de Merkel se hacen varias suposiciones, por lo que la teoría de Poppe es más precisa.

Poppe y Røgener derivaron las ecuaciones que gobiernan el proceso de enfriamiento evaporativo para dar una representación más detallada de la integración del número de Merkel en una región de transferencia a contraflujo.

$$\frac{d\omega}{dT_w} = \frac{c_{p_w} \cdot \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a} \cdot (w_{s_w} - \omega)}{h_{s_w} - h + (Le_f - 1)[h_{s_w} - h - (w_{s_w} - \omega) \cdot h_v] - (w_{s_w} - \omega) \cdot c_{p_w} \cdot T_w}$$

$$\frac{dh}{dT_w} = \frac{\dot{m}_w c_{p_w}}{\dot{m}_a} \left(1 + \frac{(w_{s_w} - \omega) \cdot c_{p_w} \cdot T_w}{h_{s_w} - h + (Le_f - 1)[h_{s_w} - h - (w_{s_w} - \omega) \cdot h_v] - (w_{s_w} - \omega) \cdot c_{p_w} \cdot T_w} \right)$$

$$\left(\frac{dMeP}{dT_w} \right) = \frac{c_{p_w}}{h_{s_w} - h + (Le_f - 1)[h_{s_w} - h - (w_{s_w} - \omega) \cdot h_v] - (w_{s_w} - \omega) c_{p_w} T_w}$$

(17)

Donde: h_{s_w} y ω_{s_w} son la entalpía y humedad específica del aire saturado a la temperatura del agua respectivamente; y Le_f es el factor de Lewis. Este es un parámetro adimensional que da una indicación sobre las tasas relativas de transferencia de masa y calor en el proceso evaporativo.

Este conjunto de ecuaciones diferenciales es conocido como el modelo de Poppe. Se pueden resolver simultáneamente para obtener la humedad específica y entalpía del aire, la temperatura del agua, la ratio de flujo másico de agua y el número de Merkel calculado según la teoría de Poppe.

El sistema de ecuaciones diferenciales (17) es válido para aire no saturado y se modificarían para aire saturado.

Para resolver este sistema de ecuaciones diferenciales hacemos uso del método de cuarto orden de Runge-Kutta. El problema con el que nos encontramos es que depende de las propiedades del aire a la salida, que no son conocidas. Porque, como se acaba de comentar, el conjunto de ecuaciones diferenciales a emplear es distinto dependiendo del estado del aire (saturado y no saturado o sobresaturado). Es por ello que se calcula presuponiendo que no está sobresaturado, y si luego lo está, se recalcula con el sistema de ecuaciones para ese caso.

En cuanto al gasto másico de agua consumida, es el gran inconveniente de este sistema de enfriamiento. Principalmente el consumo de agua se debe a la evaporación de esta en el aire, calculada mediante la ecuación (18). Además, se cuenta con pérdidas por arrastre (D) y purgado. Otras pérdidas como fugas o procesos de limpieza no se han tenido en cuenta.

$$\dot{m}_{ev} = \dot{m}_a \cdot (\omega_{out} - \omega_{amb}) \quad (18)$$

Por una parte, las pérdidas por arrastre se refieren al total del flujo de agua que escapa de la torre. Se suelen expresar como el ratio entre el flujo másico de agua que se escapa (m_d) y el que recircula en la torre:

$$D = 100 \cdot \frac{\dot{m}_d}{\dot{m}_w} \quad (19)$$

Por otra parte, las pérdidas por purgado (m_b) hacen referencia a los restos de sólidos disueltos en el agua que recircula en la torre cuando el agua se evapora de la torre. Se pueden calcular considerando la concentración cíclica de la torre de refrigeración (C_c). Analíticamente, se estiman mediante la siguiente expresión:

$$\dot{m}_b = \frac{\dot{m}_{ev} + \dot{m}_d}{C_c - 1}$$

(20)

Consecuentemente, el consumo de agua total será la suma del gasto másico de agua evaporada (m_{ev}), del agua que se escapa (m_d) y de las pérdidas por purgado (m_b).

2.3.3.1. Condiciones de diseño.

Como se ha comentado anteriormente el parámetro característico de una torre de refrigeración húmeda es el número de Merkel. En este estudio se emplea la correlación del Me en función del ratio del flujo másico de agua. Además, dicho ratio se establece en 1, ya que es un valor normal de funcionamiento. Por tanto, el Me será igual a la constante c de la correlación.

Asimismo, se diseña la torre para las condiciones más desfavorables, es decir, el día más caluroso, a las 17 h de la tarde del día 21 de Julio. Para el cual se establece que el rango máximo sea de 5°C, esto es la diferencia de temperatura del agua entre la entrada y la salida. La Tabla 8 muestra las condiciones y parámetros de diseño de la MDWCT empleada en el estudio.

T_{amb} [°C]	40,8
p_{amb} [kPa]	97,1
ϕ_{amb} [-]	0,16
ΔT_w [°C]	5
$\frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a}$ [-]	1
\dot{m}_w [kg/s]	4160,7
Me [-]	$1,617 \left(\frac{m_w}{m_a}\right)^{-0,804} = 1,617$

Tabla 8. Condiciones y parámetros diseño y funcionamiento MDWCT

Para poder obtener el gasto másico de agua consumida necesitamos conocer la tasa de arrastre (D) y la concentración cíclica de la torre (C_c). En este estudio se consideran los valores empleados (Tabla 9), ya que según dicho estudio son acordes a la realidad.

D [%]	0,0005
Cc [-]	6

Tabla 9. Valores de D y C_c para el cálculo del consumo de agua

2.3.3.2. Acoplamiento.

Como se ha ido comentando en todos los sistemas de enfriamiento, la tasa de calor disipado en el condensador (\dot{Q}_{cond}) debe ser el misma que la tasa de calor evacuada en la torre, para cumplir con el principio de conservación de la energía. Es decir, debe coincidir con la tasa de calor que absorbe el agua (\dot{Q}_w), y que luego cede al aire.

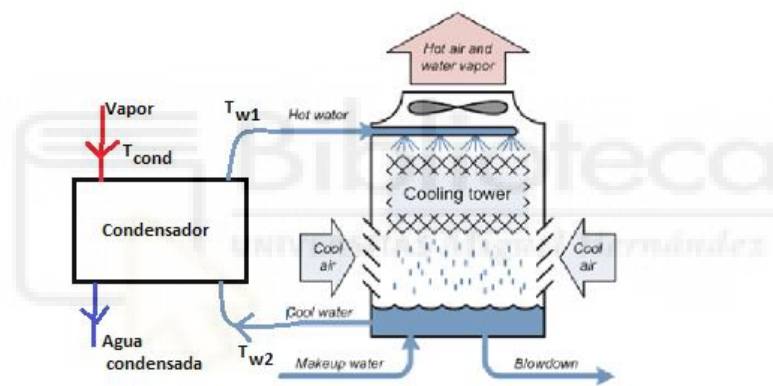


Ilustración 14: acoplamiento de la MDWCT a la central

En definitiva, se tiene el siguiente sistema de ecuaciones:

$$\dot{Q}_w = \dot{Q}_{cond}$$

$$ITD = T_{cond} - T_{wb}$$

$$Me = M_{ep}(T_{wo}, T_{wi}, T_{amb}, \phi_{amb}, m_a, m_w)$$

(21)

Donde para resolver el sistema de ecuaciones se debe hacer uso de la teoría de Poppe descrita anteriormente.

En primer lugar, se debe resolver para las condiciones de diseño (Tabla 8), siendo las incógnitas el flujo másico de aire y agua, las propiedades del aire a la salida y la temperatura del agua tanto a la entrada como a la salida (aunque relacionadas mediante el rango que es conocido). De esta manera se obtiene el flujo másico de agua y aire que circulará por la torre. Finalmente, se resuelve para las 8760 h del año obteniendo el par de temperaturas de agua que dan el Me característico de la torre para las condiciones de diseño establecidas y cumplen con el principio de conservación de la energía.

En cuanto al consumo auxiliar del sistema de enfriamiento (Tabla 10), la MDWCT cuenta con los ventiladores para forzar el aire a pasar por la torre y una bomba para atomizar el agua circulada en el aire. La potencia demandada por cada componente se estima en:

W_{fan} [kW]	740
W_b [kW]	1020

Tabla 10. Consumo auxiliar de la MDWCT

Para obtener la potencia de la bomba, se han estimado las pérdidas de presión en 20 metros de columna de agua, el rendimiento de la bomba se ha establecido en un 80% y se considera la densidad del agua constante e igual a $1000 \frac{kg}{m^3}$.

2.4. Estudio económico.

En cuanto al estudio económico, se ha tomado para los precios de la energía los valores procedentes del OMIP, para los próximos 25 años y utilizando los valores de energía anual que la central con cada sistema tenemos que.

$$\begin{aligned} \text{€}_{producción_{anual}} &= kWh_{producción_{neta}} \cdot \left(\frac{\text{€}}{h}\right)_{OMIP} \\ (22) \end{aligned}$$

En lo referido al consumo de agua, también se ha tenido en cuenta un precio de 0,00136 €/L con una inflación anual del 2%, valores obtenidos por tarifas de aguas y de la misma manera para el precio de la biomasa con un coste de 20 €/tm

$$\begin{aligned} \text{€}_{\dot{m}_{water}_{anual}} &= \dot{q}_{water} \cdot \left(\frac{\text{€}}{L}\right)_{water} \\ \text{€}_{\dot{m}_{water}_{año+1}} &= \text{€}_{\dot{m}_{water}_{anual}} + \text{€}_{\dot{m}_{water}_{año}} \cdot 0.02 \\ (23) \end{aligned}$$

En cuanto al precio de instalación de la central eléctrica se ha valorado en 3,5 $\frac{M\text{€}}{MW}$, dato aportado por ACCIONA.

También se ha tenido en cuenta el precio de cada una de las tecnologías utilizando como base del precio el sistema seco el cual tiene un coste de 1.682.868,41 €. Dicho coste se determina en el apartado 2.4.1

2.4.1. Coste del sistema seco.

El coste de este sistema se ha obtenido de una base de precios, sin embargo esta base de precios era del 2003, por lo que mediante el uso de las siguientes fórmulas se ha procedido a actualizar a un valor actual.

$$\begin{aligned} T_{LM} &= \frac{(T_{inW} - T_{inair}) - (T_{outW} - T_{outair})}{Ln \left[\frac{(T_{inW} - T_{inair})}{(T_{outW} - T_{outair})} \right]} \\ (24) \end{aligned}$$

Con las fórmula 24) calculamos la temperatura logarítmica media, a través de la diferencia de temperaturas a la entrada y a la salida del flujo de aire y de agua. Todo ello para poder obtener el área de intercambio requerido en el sistema de condensación.

$$A = \frac{Q_{cond}}{T_{LM} \cdot U} \quad (25)$$

En la fórmula 25, obtenemos con el calor de condensación, el coeficiente global de transferencia de calor y la temperatura logarítmica media, el valor del área requerida.

$$cp_0 = 10^{4.0336+0.2341 \cdot \log A + 0.0497 \cdot (\log A)^2} \quad (26)$$

Donde el cp_0 es el coste base del intercambiador (material acero al carbono, presión atmosférica).

$$F_{bm} = 0.96 + 1.21 + F_M \cdot F_P \quad (27)$$

El F_{bm} es el factor de coste base-coste instalado donde F_M , es el factor de material (acero inoxidable) y F_P es el factor de presión ($p < 10$).

$$C_{BM} = F_{bm} \cdot cp_0 \quad (28)$$

C_{BM} es el coste total del intercambiador instalado y es un precio con base en el año 2001, por lo que para actualizarlo al 2023;

$$\text{€}_{2023} = C_{BM} \cdot \Delta EPCI \quad (29)$$

El precio del sistema seco se ha determinado en un precio actual de **1.682.868,41 €**.

Una vez demostrado el precio del seco, solo faltaría demostrar el precio del pad y el spray, los cuales son la suma del seco + los paneles o el atomizador con las bombas.

2.4.2. Coste del sistema pad.

Con el precio obtenido en el sistema seco, el cálculo que habría que hacer, sería calcular el precio de todos los paneles con preenfriamiento evaporativo, para luego sumárselo al precio del seco. Para conocer el precio de los paneles, en primer lugar se calcula el área requerida.

$$\frac{A_{pad} = \dot{m}_{air}}{\text{densidad}_{air_{in}}}$$

(30)

$m_a \left(\frac{kg}{s}\right)$	5144,8		
$v_a \left(\frac{m}{s}\right)$	1	Área requerida para el pad	3988,217054
$\rho_{a_{IN}} \left(\frac{kg}{m^3}\right)$	1,29		

Tabla 11. Área para paneles pad

Y según catálogo, las dimensiones son de 0,9144 y 0,3048 m donde el área es de 0,278709 m^2 y dependiendo del número de paneles, se puede tener un precio siendo los precios.

36 paneles	180 paneles	2064 paneles
10,03352832 m^2	50,1676416 m^2	575,255624 m^2
193,85 €	953,69 €	10.624,97 €

Tabla 12. Precios y áreas para cada número de paneles

Siendo los m^2 , el área del número de paneles que hay que comprar para que te den dicho precio. Por lo que, para saber el número exacto de paneles que necesito, divido el área requerida, por el área que me ha dado según el número de paneles y me da el siguiente resultado.

	397,489 paneles	>	398	77.149,28 €
Placas Pad	79,498 paneles	>	80	76.292,85 €
	6,933 paneles	>	7	78.974,85 €

Tabla 13. Precios de los paneles.

De esta manera, el precio más bajo sería de **76.292,85 €** y el precio en conjunto de **1.759.161,26 €**. También se tuvo en cuenta que cada 5 años, se tiene que hacer un cambio de los paneles, por degradación, por lo que este precio es solo para la primera inversión, a los cinco años, el precio de mantenimiento serían los 76.292,85 €

2.4.3. Sistema spray.

Para la elaboración del estudio económico de este sistema, tuve que calcular el precio de las bombas de los pulverizadores y al precio de las bombas, se le ha sumado el precio del sistema seco.

Se usó una base de precios en la cual el precio más actual era de 2001. Es por ello por lo que se le han aplicado ciertos factores para actualizar el valor.

En primer lugar, obtengo de la base de datos, unas constantes (tabla 14), las cuales dependen de la potencia de las bombas, para ello ha usado el valor máximo de potencia requerido.

Bombas spray	k1	k2	k3
	3,4771	0,135	0,1438

Tabla 14. Constantes cálculo de bombas

He calculado en primer lugar las temperaturas logarítmicas medias, con la fórmula 24. También he calculado el área con la fórmula 25.

Después se calculó el precio base de las bombas con la fórmula 26, pero con la salvedad de que en vez de tener unas constantes como en el sistema seco, en las bombas las constantes son otras.

$$cp_0 = 10^{k_1 + k_2 \cdot \log A + k_3 \cdot (\log A)^2} \quad (31)$$

A partir de aquí el procedimiento de cálculo es igual que con las fórmulas 27, 28 y 29.

Saliendo un precio en bombas de **30.163,68 €** y un precio del sistema spray en **1.682.868,41 €**

2.5. Validación.

Con las ecuaciones del modelo Rankine y con los datos aportados por ACCIONA, se ha realizado la validación del modelado en EES, donde en la Tabla 15, se puede ver que los porcentajes de error son prácticamente nulos.

Etapa del ciclo	Datos dados por acciona			Datos en EES			% error
	P	T	h	P	T	h	h
1		543	3441,6	140,6	543	3442	0,012
2	136,4	540	3438,1	136,4	540	3438	0,003
3	33,53	331,3	3062,7	33,53	331,3	3063	0,010
4	33,07	329,2	3058,8	33,07	329,2	3059	0,007
5	31,46	541,6	3549,2	31,46	541,6	3549	0,006
6	30,75	540	3546,3	30,75	540	3546	0,008
7	16,23	442	3345,6	16,23	442	3346	0,012
8	8,532	351	3163	8,532	351	3163	0,000
9	4,314	266,2	2997	4,314	266,2	2997	0,000
10	1,98	183,3	2837	1,98	183,3	2837	0,000
11	0,772	94	2666,6	0,772	94	2667	0,015
12	0,2427	64,3	2494	0,2427	64,3	2486	0,321
13	0,0362	27 aprox	2306	0,0362		2305	0,043
14	0,036	27,23	114,15	0,036	27,23	113,8	0,307
15	20	27,43	116,8	20	27,43	116,8	0,000
16	19,3	29,8	126,8	19,3	29,8	126,7	0,079
17	0,235	63,6	2491	0,235	63,6	2481	0,401
18	18,6	60,6	255,2	18,6	60,6	255,2	0,000
19	-	34,8	146		34,8	145,8	0,137
20	0,749	92,6	2664	0,749	92,6	2664	0,000
21	17,9	88,7	372,9	17,9	88,7	372,9	0,000

22	-	65,6	274,6		65,6	274,6	0,000
23	1,919	181,9	2835	1,919	181,9	2835	0,000
24	17,2	115,9	487,5	17,2	115,9	487,5	0,000
25	-	93,7	392,6		93,7	392,6	0,000
26	4,181	264,8	2994	4,181	264,8	2994	0,000
27	16,5	142,2	599,5	16,5	142,2	599,4	0,017
28	-	120,9	507,8		120,9	507,6	0,039
29	7,527	348,9	3161	7,527	348,9	3161	0,000
30	7,53	167,9	710,03	7,53	167,9	709,9	0,018
31	155,4	170,5	729,6	155,4	170,5	729,5	0,014
32	14,888	440	3343	14,89	440	3343	0,000
33	154,7	198,4	851,4	154,7	198,4	851,1	0,035
34	-	175,5	743,7		175,5	743,2	0,067
35	32,16	328,9	3060	32,16	328,9	3060	0,000
36	154	239,2	1036	154	239,2	1036	0,000
37	-	203,5	868,6		203,5	868,1	0,058

Tabla 15. Datos validación

Capítulo 3. Resultados.

3.1. Introducción.

Todos los resultados obtenidos, son resultado del estudio del comportamiento de los sistemas de condensación en la planta para cada una de las condiciones ambientales durante las 8760 h que dura un año.

En primer lugar, en la Ilustración 15) se muestran las condiciones de temperatura y humedad a lo largo de un año, en el municipio de Logrosán, Cáceres.

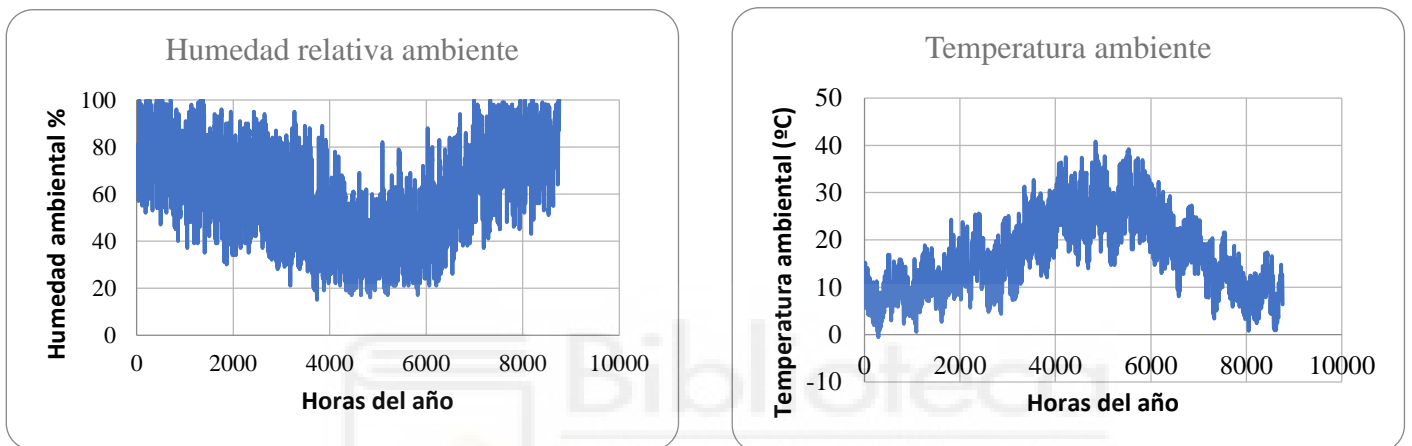


Ilustración 15. Temperatura y humedad ambiental durante 8760 h

3.2. Estudio energético.

La presión se tomará de 97,1 kPa y una altitud de 410 metros sobre el nivel del mar.

Lo que se pretende en este apartado, es dar una visión aproximada de la eficiencia de cada sistema, teniendo en cuenta los parámetros de T_{cond} , W_{bruta} , η_{Planta} , W_{neta} (Tablas 16, 17, 18 y 19).

	T_{cond}			
	seco	pad	spray	MDWCT
Enero	29,8173387	28,2481855	28,7711559	21,1096511
Febrero	31,5770833	29,352128	30,0939881	22,1375041
Marzo	34,6584677	31,4004435	32,4865995	24,0628004
Abril	36,0288889	32,57375	33,7253889	25,2147852
Mayo	40,8724462	35,6206048	37,3711559	28,0711974
Junio	46,7476389	39,0833889	41,6382083	31,2760639
Julio	48,9016129	39,7317742	42,7882527	31,7642694
Agosto	48,850672	40,2418548	43,1113575	32,3328959
Septiembre	44,6888889	38,2069167	40,3673056	30,5250691
Octubre	39,3839838	35,7897981	36,9877389	28,4155402
Noviembre	33,220111	31,1687101	31,8521914	23,9588145
Diciembre	30,3579301	28,7547177	29,2752823	21,6034616

Tabla 16. T_{cond} en cada uno de los sistemas

En la Tabla 16, tenemos las medias mensuales para la temperatura de condensación, donde a simple vista podemos observar que las temperaturas más elevadas se encuentran en el sistema seco y las más bajas, en la torre. Esto quiere decir que el sistema seco va a tener una generación menor de energía con respecto a la torre.

	W_{bruta} (kW)			
	seco	pad	spray	MDWCT
Enero	54671,918	54961,3199	54864,6841	56292,4344
Febrero	54347,7515	54756,9881	54620,2961	56104,3871
Marzo	53783,2581	54379,1694	54179,9422	55752,1511
Abril	53533,3569	54164,1056	53953,225	55541,3937
Mayo	52655,3387	53606,6008	53288,1398	55018,8086
Junio	51600,3972	52976,5764	52515,2181	54432,4733
Julio	51215,9167	52858,246	52307,1909	54343,1553
Agosto	51224,6586	52766,2392	52249,1478	54239,1242
Septiembre	51967,6361	53134,6667	52743,6694	54569,8689
Octubre	52922,6433	53574,9152	53356,8156	54955,8106
Noviembre	54045,8571	54422,0804	54296,4424	55771,1755
Diciembre	54572,3239	54867,6116	54771,5081	56202,091

Tabla 17. W_{bruta} en cada uno de los sistemas

	W_{neta} (kW)			
	seco	pad	spray	MDWCT
Enero	50605,1116	50726,8938	50797,3777	54804,4344
Febrero	50280,9464	50522,6057	50552,7277	54616,3871
Marzo	49716,4247	50144,789	50112,0417	54264,1511
Abril	49466,5236	49929,6986	49885,225	54053,3937
Mayo	48588,4933	49372,2097	49219,5376	53530,8086
Junio	47533,5667	48742,1806	48445,7194	52944,4733
Julio	47149,0995	48623,8548	48237,2151	52855,1553
Agosto	47157,8481	48531,8145	48179,3468	52751,1242
Septiembre	47900,7778	48900,2583	48674,625	53081,8689
Octubre	48855,8102	49340,4778	49288,7793	53467,8106
Noviembre	49979,0499	50187,7226	50228,9515	54283,1755
Diciembre	50505,5161	50633,2272	50704,203	54714,091

Tabla 18. W_{neta} en cada uno de los sistemas

Tanto en la Tabla 17 como en la Tabla 18 son el promedio de potencias de cada mes del año, donde como planteamos con la temperatura de condensación, es la torre la que más potencia genera y el seco, el que menos.

	Rendimiento			
	seco	pad	spray	MDWCT
Enero	49,6545699	49,9176613	49,8349328	51,1258816
Febrero	49,3601786	49,7322321	49,6147619	50,9551482
Marzo	48,8474597	49,3890726	49,2175538	50,6353432
Abril	48,6207222	49,1938333	49,0117222	50,4439907
Mayo	47,8233199	48,6872581	48,4113575	49,969521
Junio	46,8653194	48,1152639	47,71325	49,4371707
Julio	46,5161559	48,0077016	47,5270699	49,3560764
Agosto	46,5242742	47,9239785	47,4728629	49,2616236
Septiembre	47,1990556	48,2587639	47,9183611	49,561916
Octubre	48,0659892	48,6587349	48,4695962	49,9123233
Noviembre	49,0859639	49,4280999	49,3198058	50,652616
Diciembre	49,564207	49,8327285	49,7503226	51,0438563

Tabla 19. Rendimiento del ciclo

En lo que respecta a la eficiencia del ciclo, es un promedio mensual.

3.2.1. Análisis de los resultados.

Como bien se ha dicho, la central de Logrosán funciona con un ciclo Rankine, que saca la energía procedente de la quema de biomasa a un fluido, el cual lo calienta y eleva a altas presiones para hacer girar un motor (turbina) para generar electricidad.

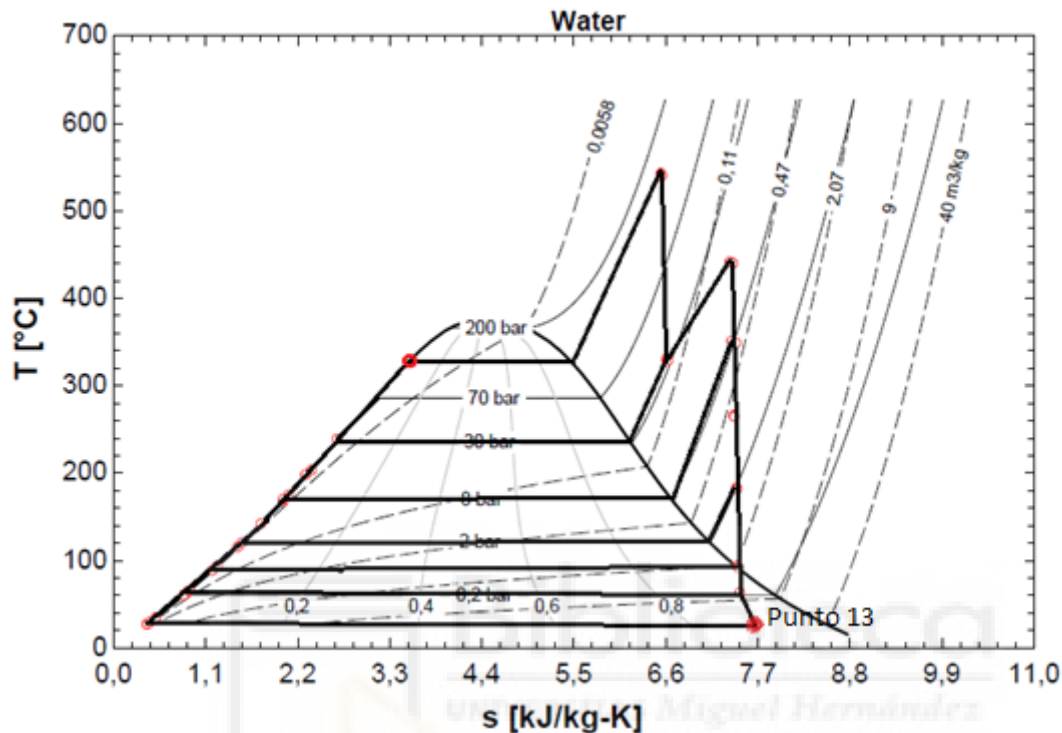


Ilustración 16. Diagrama (T – s) ciclo rankine Logrosán

En la ilustración 16, se puede ver el diagrama T-s del ciclo Rankine de la central donde el área encerrada, representa la potencia producida.

El punto 13 del diagrama T-s es el punto crítico, donde cada uno de nuestros sistemas se va a comportar de manera distinta, debido a que algunos tendrán una mayor temperatura y por tanto una menor potencia y eficiencia, mientras que otros tendrán una menor temperatura, mayor potencia y mejor eficiencia.

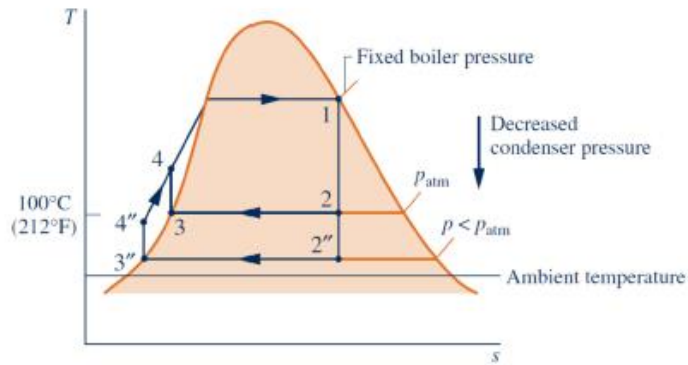


Ilustración 17. Diagrama $T - s$ de un ciclo Rankine simple para 2 T_{cond} distintas

Con la ilustración 17 se puede ver lo anteriormente explicado, es decir siguiendo el siguiente esquema, si disminuye $T_{cond} \rightarrow \uparrow \text{área del ciclo} \rightarrow \uparrow W_{bruto} \rightarrow \uparrow \text{ciclo}$.

- Análisis de los resultados obtenidos:

En primer lugar, para que haya una transferencia de calor entre dos cuerpos debe haber una diferencia de temperatura entre ellos, y siempre ocurrirá del cuerpo más caliente al más frío. Consecuentemente, cuanto menor sea la temperatura del fluido que entra al condensador, el fluido condensa a menor temperatura.

Es por ello que el clima, es un factor muy a tener en cuenta, pues a mayor temperatura ambiental, mayor temperatura de condensación y peor eficiencia y viceversa. Por tanto, lo meses de verano la central será menos eficiente a diferencia de invierno.

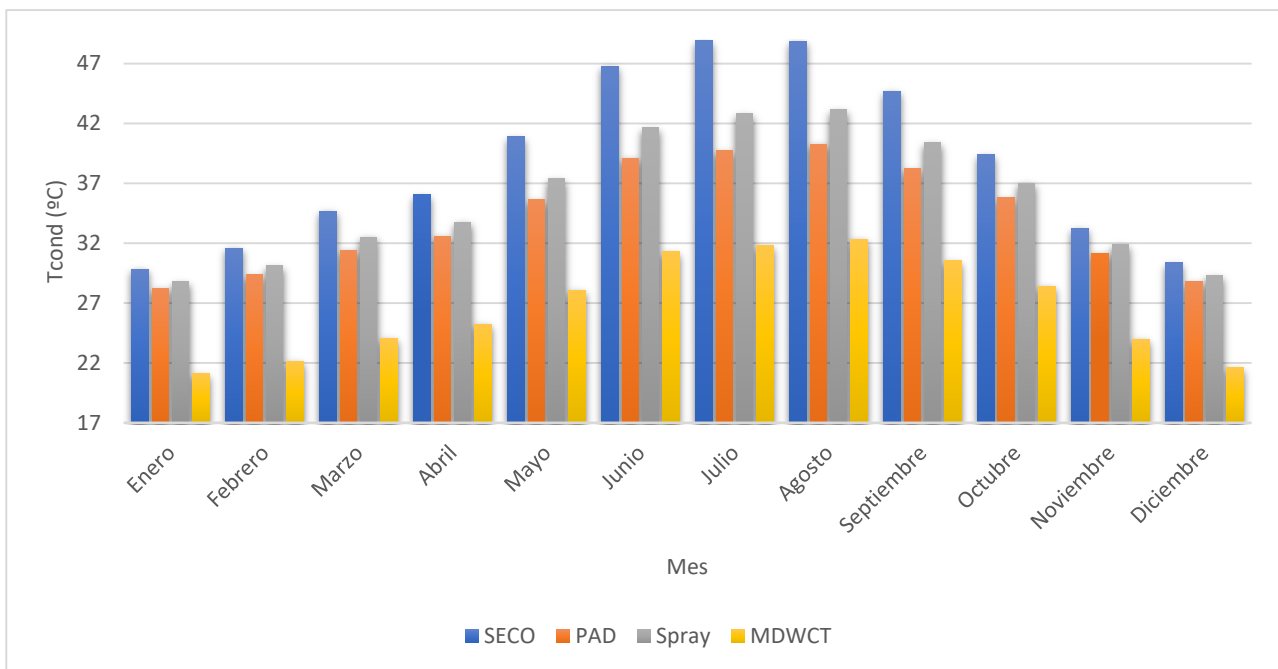


Ilustración 18. Variación de la T_{cond} a lo largo del año.

Como se puede ver en la ilustración 18, la menor temperatura de condensación coincide con el sistema de Torre de refrigeración, es por ello que, por temas de aprovechamiento de la potencia de la central. En segundo lugar, tenemos los sistemas con pre enfriamiento evaporativo (pad y spray), los cuales consiguen tener unas temperaturas de condensación muy competitivas. Y por último tenemos el aerocondensador seco, el cual tiene la peor temperatura de condensación con respecto a los otros tres sistemas.

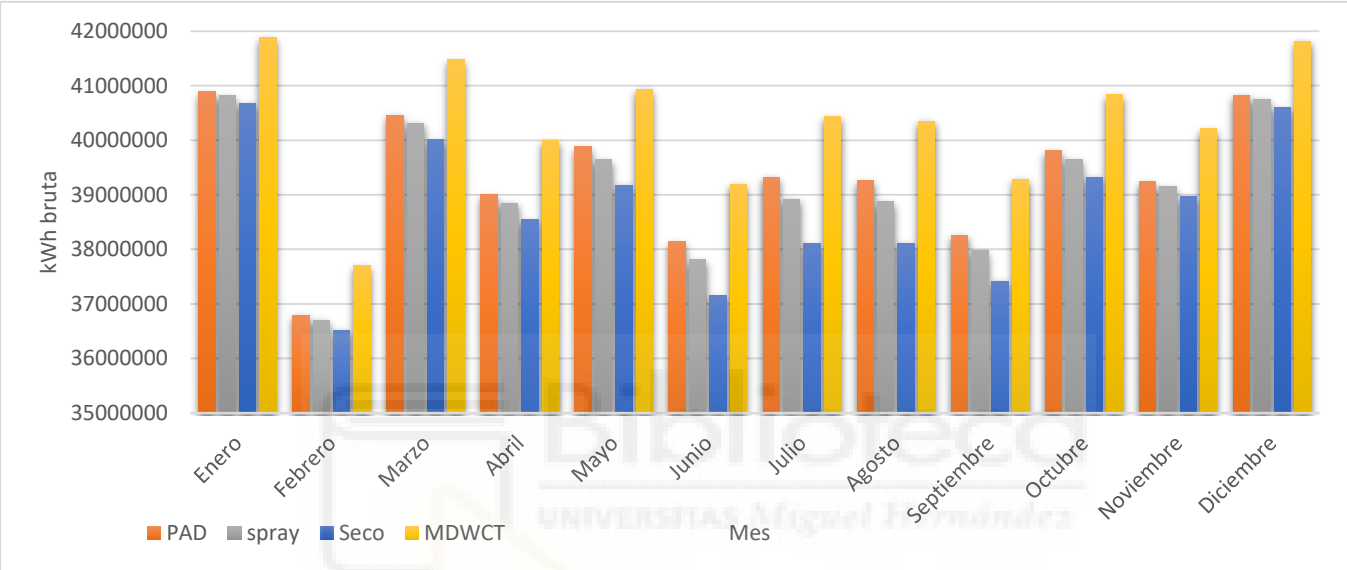


Ilustración 19. Variación de la energía bruta a lo largo del año.

En la ilustración 19, se puede observar la suma de las potencias brutas cada hora durante los doce meses del año, y como se puede apreciar la producción de energía se maximiza en los sistemas hídricos en los meses más secos y disminuyen en los meses más húmedos. En cuanto al sistema seco, la producción aumenta para los meses más fríos y se reduce considerablemente en los meses mas calurosos.

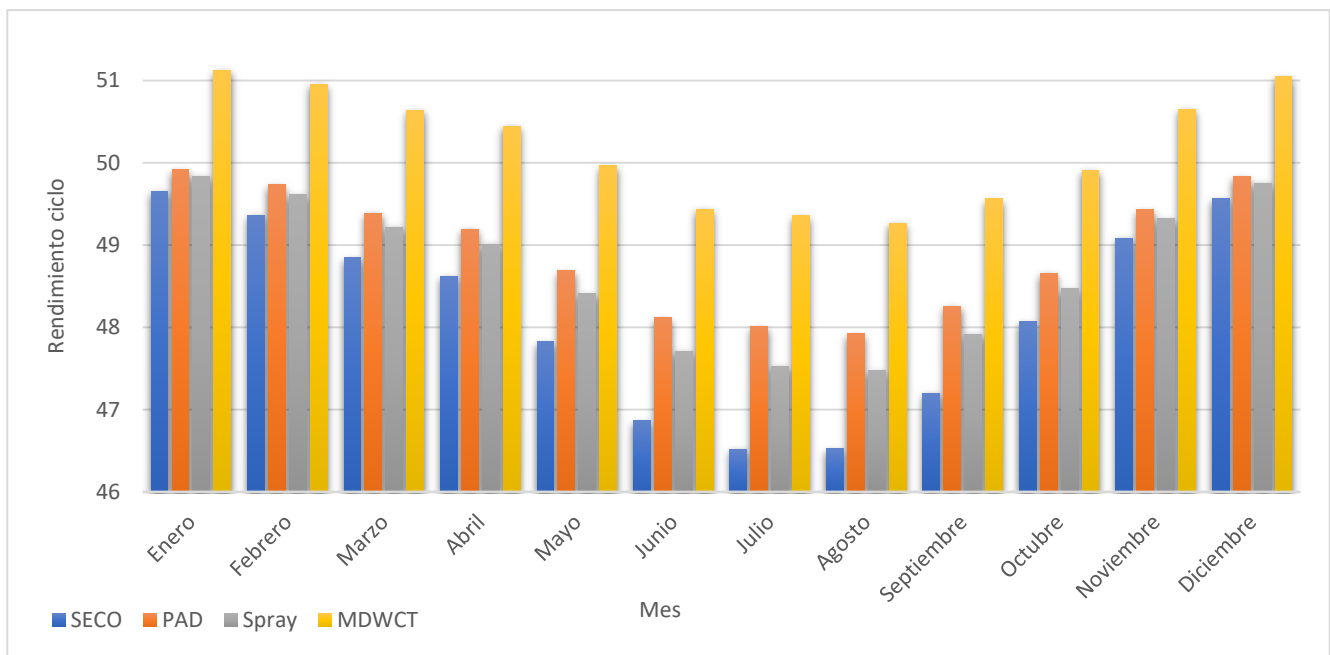


Ilustración 20. Variación del Rendimiento bruto a lo largo del año.

Como antes planteamos, aquí se puede ver como en los meses de invierno, la potencia neta es mucho mayor que en los meses de verano, donde presenta un valle la gráfica. Como la eficiencia disminuye por las condiciones ambientales, aquellos sistemas que son malos a altas temperaturas, también disminuyen considerablemente, como es el caso del seco.

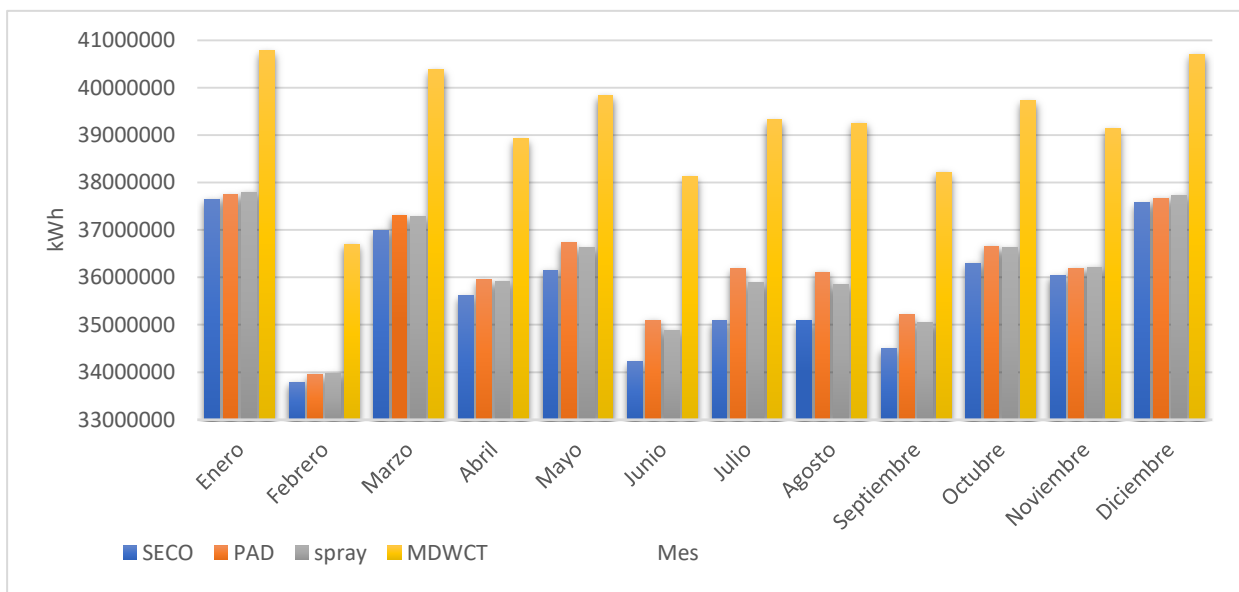


Ilustración 21. Generación de energía neta en cada mes del año

Gracias a la ilustración 21, podemos ver los meses para los cuales cada tecnología trabaja mejor y en cuales trabaja peor. Como ya se ha explicado con la gráfica de energía bruta,

estamos teniendo meses óptimos para los sistemas que usan agua para la condensación tales como junio, julio, agosto y septiembre y meses en los que la producción del sistema seco puede llegar a valores más competitivos como enero, marzo, abril, mayo, septiembre, noviembre y diciembre. Es por ello que se podría plantear una posible fusión de los sistemas hídricos y secos para una mayor mejora en la eficiencia de la planta. Sin embargo en este presente trabajo no se ha llegado a plantear.

3.3. Estudio ambiental

Para el estudio ambiental se ha tenido el consumo de agua anual, trabajando las 8760 h del año:

	Flujo másico de agua evaporada			
	seco	pad	spray	MDWCT
Enero	0	8750029,536	5830943,54	62367529,33
Febrero	0	11229366,6	7486270,38	59497209,15
Marzo	0	18291630,6	12194425,1	72035579,02
Abril	0	18805549,32	12536969,4	71796030,74
Mayo	0	29695047,12	19796661,7	84753627,79
Junio	0	42180246	28120143,6	95125261,64
Julio	0	52180135,2	34786825,2	104975727,3
Agosto	0	49041936	32694782,4	103376118,9
Septiembre	0	35624584,8	23749747,2	89683648,2
Octubre	0	20290353,48	13526825	78593851,16
Noviembre	0	11134520,64	7422989,4	65389547,86
Diciembre	0	8700620,436	5800448,09	62888132,88

Tabla 20. Flujo másico de agua en cada uno de los sistemas

Y para hacernos una visión más acertada de lo que puede llegar a provocar este sistema al medio ambiente, se ha tenido en cuenta los 25 años de operación de la planta, por lo que el consumo de cada uno de los sistemas será, el siguiente:

pad	Spray	MDWCT
305.924.019,73	203.947.031,05	950.482.263,91

Tabla 21. Consumo de agua a los 25 años

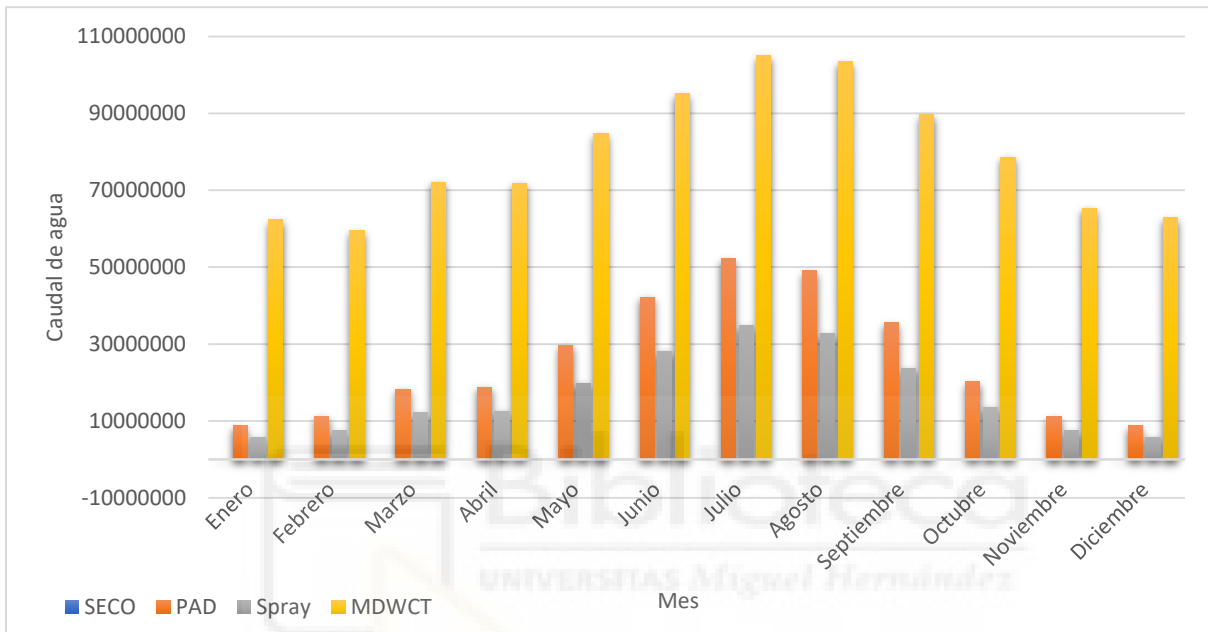


Ilustración 22. Consumos de agua por evaporación

3.4. Estudio económico.

Como ya se dijo en el apartado 2.5 del proceso de elaboración del estudio económico, el sistema seco será el precio base de los modelos pre enfriados y en cuanto a la torre de refrigeración se ha tomado un valor aportado por ACCIONA de 950.000,00 €

En lo que respecta al sistema seco, usando los calculos del apartado 2.4.1, el precio estimado es de 1.682.868,41 €, en el apartado 2.4.2 el sistema pad de 1.759.161,26 € y en el apartado 2.4.3. el precio del spray es de 1.682.868,41 €.

En este apartado también se tendrá en cuenta los consumos, tales como agua, biomasa, mantenimiento y la inflación derivada por el paso del tiempo.

3.4.1. Puntos de partida

Capital requerido	Coste de mantenimiento	Precio de cada tecnología	Consumo de agua kg/h	% COSTES MANTENIMIENTO	Tecnologías de condensación
176.372.868,41 €	1.322.796,51 €	1.682.868,41 €	0	0,75%	Seco
176.449.161,26 €	1.588.042,45 €	1.759.161,26 €	305.924.019,73	0,9%	Pad
176.403.032,09 €	1.411.224,26 €	1.713.032,09 €	203.947.031,05	0,8%	Spray
175.640.000,00 €	3.512.800,00 €	950.000,00 €	950.482.263,91	2,0%	MDWCT
176.050.000,00 €	1.760.500,00 €	1.400.000,00 €	0,00	1,0%	Aero- Refrigerador

Tabla 22. Puntos de partida para cada sistema.

En lo referido a los costes de mantenimiento, es el porcentaje del capital requerido de cada tecnología.

Q UTIL CALDERA	111568,5	$\frac{kg}{s}$ biomasa	$\frac{kg}{h}$ biomasa	$\frac{tm}{h}$ biomasa	$\frac{€}{año}$ biomasa
PCI	13060	9,18576792	33068,76451	33,06876451	5.793.647,54 €
				€/TM BIOMASA >	20

Tabla 23. Precio de la biomasa.

En lo referido al consumo de biomasa y del caudal de agua, cada año se ha tenido en cuenta una inflación del precio del 2%.

Año	Precio €/kWh
25	0,07525
26	0,06313
27	0,0595
28	0,05261
29	0,04688
30	0,04543
31	0,04421
32	0,04297
33	0,04295
34	0,052548
35	0,052548
36	0,052548
37	0,052548
38	0,052548
39	0,052548
40	0,052548
41	0,052548
42	0,052548
43	0,052548
44	0,052548
45	0,052548
46	0,052548
47	0,052548
48	0,052548
49	0,052548

Tabla 24. Precio de la energía.

En la tabla 24, se puede ver el precio de la energía, tomado de la página del OMIP.

3.4.2. Flujos de caja.

Estudio económico del Seco			
año	Flujo de caja		
	-176.372.868,41	0,00	
25	25.163.385,16 €	-151.209.483,25 €	-151.702.882,96 €
26	19.821.966,18 €	-131.387.517,07 €	-132.650.627,89 €
27	18.119.637,50 €	-113.267.879,58 €	-115.576.088,78 €
28	15.015.970,18 €	-98.251.909,40 €	-101.703.653,41 €
29	12.406.943,96 €	-85.844.965,43 €	-90.466.302,01 €
30	11.630.879,25 €	-74.214.086,18 €	-80.138.414,08 €
31	10.950.395,91 €	-63.263.690,27 €	-70.605.435,46 €
32	10.258.190,37 €	-53.005.499,90 €	-61.850.168,75 €
33	10.086.119,87 €	-42.919.380,03 €	-53.410.554,84 €
34	14.036.496,80 €	-28.882.883,23 €	-41.895.738,55 €
35	seco con inversión para 49,9 MW	13.866.400,62 €	-15.016.482,61 €
36	con 3,5 €/MW	13.692.902,50 €	-1.323.580,11 €
37		13.515.934,43 €	12.192.354,32 €
38		13.335.426,99 €	25.527.781,32 €
39		13.151.309,41 €	38.679.090,73 €
40		12.963.509,47 €	51.642.600,20 €
41		12.771.953,54 €	64.414.553,74 €
42		12.576.566,49 €	76.991.120,23 €
43		12.377.271,69 €	89.368.391,92 €
44		12.173.991,00 €	101.542.382,92 €
45		11.966.644,70 €	113.509.027,62 €
46		11.755.151,47 €	125.264.179,09 €
47		11.539.428,37 €	136.803.607,46 €
48		11.319.390,82 €	148.122.998,28 €
49		11.094.952,51 €	159.217.950,78 €

Tabla 25. Beneficios cada año en sistema seco.

Como se puede observar en la tabla 25, el seco comienza a generar beneficios a partir de los doce años.

Estudio económico del Pad

año	Flujo de caja		
25	-176.449.161,26	0,00	
26	24.918.768,09 €	-151.530.393,17 €	-152.018.996,47
27	19.493.389,12 €	-132.037.004,05 €	-133.282.559,41
28	17.756.096,50 €	-114.280.907,55 €	-116.550.593,10
29	14.598.269,07 €	-99.682.638,48 €	-103.064.048,99
30	11.941.530,85 €	-87.741.107,63 €	-92.248.236,58
31	11.142.302,32 €	-76.598.805,31 €	-82.354.190,99
32	10.439.694,90 €	-66.159.110,41 €	-73.265.808,33
33	9.724.948,33 €	-56.434.162,08 €	-64.965.658,58
34	9.537.109,71 €	-46.897.052,37 €	-56.985.431,80
35	13.527.218,71 €	-33.369.833,66 €	-45.888.400,93
36	13.340.838,13 €	-20.028.995,53 €	-35.158.857,92
37	13.150.729,93 €	-6.878.265,60 €	-24.789.597,11
38	12.956.819,58 €	6.078.553,98 €	-14.773.554,15
39	12.759.031,01 €	18.837.584,99 €	-5.103.803,21
40	12.557.286,68 €	31.394.871,67 €	4.226.445,76
41	12.351.507,46 €	43.746.379,12 €	13.223.849,66
42	12.141.612,65 €	55.887.991,77 €	21.894.934,86
43	11.927.519,95 €	67.815.511,72 €	30.246.099,77
44	11.709.145,39 €	79.524.657,11 €	38.283.617,33
45	11.486.403,34 €	91.011.060,45 €	46.013.637,50
46	11.259.206,45 €	102.270.266,90 €	53.442.189,64
47	11.027.465,62 €	113.297.732,52 €	60.575.184,87
48	10.791.089,98 €	124.088.822,50 €	67.418.418,44
49	10.549.986,82 €	134.638.809,33 €	73.977.571,95

Tabla 26. Beneficios cada año en sistema pad

En la tabla 26, el pad comienza a generar beneficios a partir de los catorce años.

Estudio económico del spray

año	Flujo de caja		
	-176.403.032,09		0,00
25	25.160.607,12 €	-151.242.424,97 €	-151.735.770,21
26	19.753.403,46 €	-131.489.021,51 €	-132.749.415,48
27	18.026.100,87 €	-113.462.920,64 €	-115.763.018,03
28	14.881.583,64 €	-98.581.337,00 €	-102.014.735,05
29	12.237.151,32 €	-86.344.185,69 €	-90.931.170,08
30	11.446.172,60 €	-74.898.013,09 €	-80.767.296,37
31	10.751.726,43 €	-64.146.286,66 €	-71.407.271,49
32	10.045.300,02 €	-54.100.986,63 €	-62.833.704,65
33	9.864.729,35 €	-44.236.257,28 €	-54.579.340,41
34	13.852.835,70 €	-30.383.421,58 €	-43.215.190,20
35	13.673.996,32 €	-16.709.425,26 €	-32.217.700,37
36	13.491.580,15 €	-3.217.845,12 €	-21.579.681,49
37	13.305.515,65 €	10.087.670,53 €	-11.294.085,13
38	13.115.729,87 €	23.203.400,40 €	-1.354.001,03
39	12.922.148,37 €	36.125.548,77 €	8.247.345,55
40	12.724.695,24 €	48.850.244,01 €	17.516.596,53
41	12.523.293,05 €	61.373.537,06 €	26.460.263,58
42	12.317.862,81 €	73.691.399,88 €	35.084.730,71
43	12.108.323,97 €	85.799.723,85 €	43.396.256,73
44	11.894.594,36 €	97.694.318,20 €	51.400.977,75
45	11.676.590,15 €	109.370.908,35 €	59.104.909,55
46	11.454.225,85 €	120.825.134,20 €	66.513.949,96
47	11.227.414,27 €	132.052.548,47 €	73.633.881,16
48	10.996.066,46 €	143.048.614,93 €	80.470.371,97
49	10.760.091,69 €	153.808.706,63 €	87.028.980,02

Tabla 27. Beneficios cada año en sistema spray

Este sistema comienza a generar beneficios a los trece años de su vida.

Estudio económico del MDWCT

año	Flujo de caja		
	-175.640.000,00	0,00 €	
25	24.848.371,66 €	-150.791.628,34 €	-151.278.851,32
26	18.927.108,55 €	-131.864.519,79 €	-133.086.705,46
27	17.000.928,91 €	-114.863.590,88 €	-117.066.350,44
28	13.534.760,13 €	-101.328.830,75 €	-104.562.324,20
29	10.610.613,27 €	-90.718.217,48 €	-94.951.964,85
30	9.698.116,01 €	-81.020.101,47 €	-86.340.315,37
31	8.889.374,07 €	-72.130.727,40 €	-78.601.580,29
32	8.066.529,97 €	-64.064.197,43 €	-71.716.874,63
33	7.813.607,95 €	-56.250.589,48 €	-65.178.797,03
34	12.086.393,17 €	-44.164.196,31 €	-55.263.744,95
35	11.833.054,97 €	-32.331.141,34 €	-45.746.856,19
36	11.574.650,01 €	-20.756.491,32 €	-36.620.323,65
37	11.311.076,96 €	-9.445.414,37 €	-27.876.493,27
38	11.042.232,44 €	1.596.818,07 €	-19.507.861,09
39	10.768.011,03 €	12.364.829,10 €	-11.507.070,28
40	10.488.305,19 €	22.853.134,29 €	-3.866.908,27
41	10.203.005,24 €	33.056.139,53 €	3.419.696,09
42	9.911.999,28 €	42.968.138,81 €	10.359.675,32
43	9.615.173,21 €	52.583.312,02 €	16.959.825,97
44	9.312.410,62 €	61.895.722,64 €	23.226.811,36
45	9.003.592,77 €	70.899.315,41 €	29.167.164,13
46	8.688.598,57 €	79.587.913,98 €	34.787.288,85
47	8.367.304,48 €	87.955.218,46 €	40.093.464,51
48	8.039.584,51 €	95.994.802,97 €	45.091.846,95
49	7.705.310,15 €	103.700.113,12 €	49.788.471,35

Tabla 28. Beneficios cada año en sistema MDWCT

Y, por último, el sistema de diseño empieza a generar beneficios a los quince años.

Todos los resultados son teniendo en cuenta la inversión inicial con sus respectivos precios ligados a sus sistemas de condensación, los costes de mantenimiento y gastos en consumo de agua y biomasa y el beneficio anual

3.4.3. Resultados VAN y TIR

SECO		
TIR	6%	
VAN	-90.466.302,01 €	5 años
	-41.895.738,55 €	10 años
	10.379.715,72 €	15 años
	54.438.668,89 €	20 años
	91.055.683,86 €	25

Tabla 29. VAN y TIR sistema seco.

PAD		
TIR	6%	
VAN	-92.248.236,58 €	5 años
	-56.985.431,80 €	10 años
	-5.103.803,21 €	15 años
	38.283.617,33 €	20 años
	73.977.571,95 €	25 años

Tabla 30. VAN y TIR sistema pad.

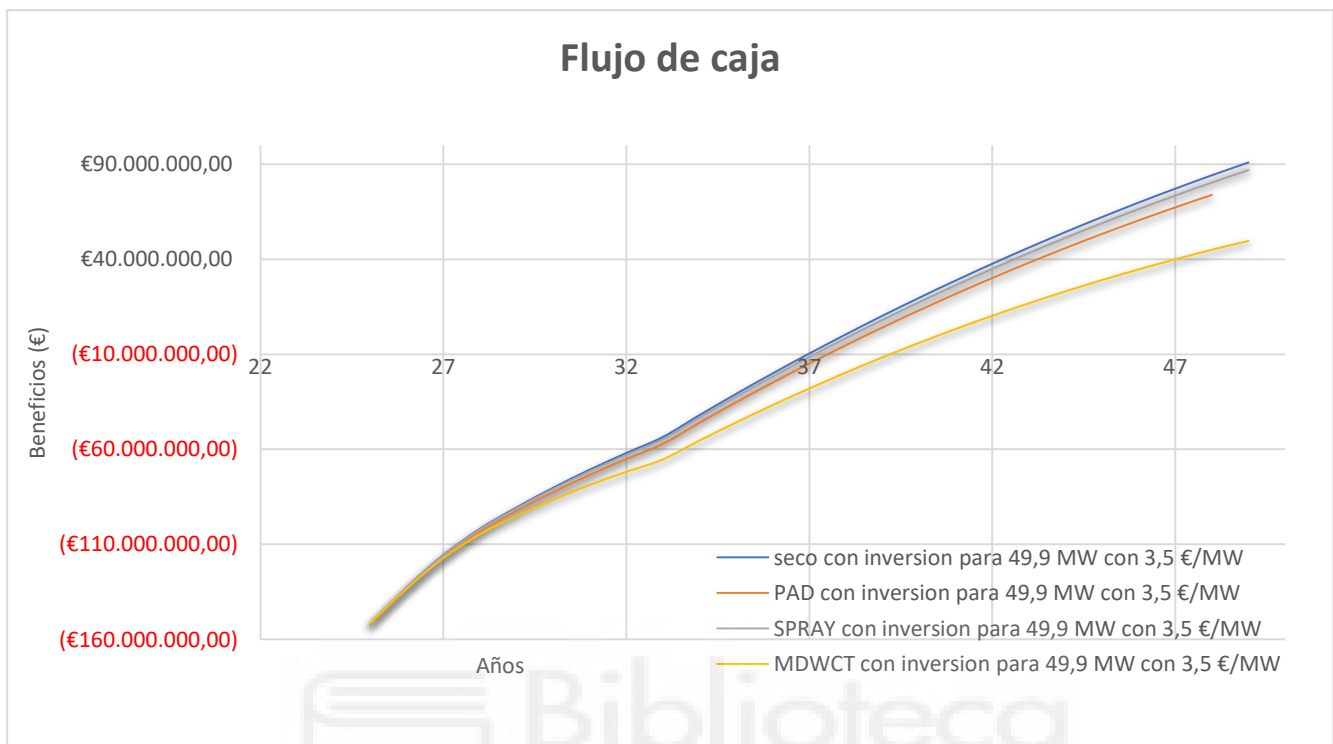
Spray		
TIR	5%	
VAN	-90.931.170,08 €	5 años
	-43.215.190,20 €	10 años
	8.247.345,55 €	15 años
	51.400.977,75 €	20 años
	87.028.980,02 €	25 años

Tabla 31. VAN y TIR sistema spray.

MDWCT		
TIR	5%	
VAN	-94.951.964,85 €	5 años
	-55.263.744,95 €	10 Años
	-11.507.070,28 €	15 años
	23.226.811,36 €	20 años
	49.788.471,35 €	25 años

Tabla 32. VAN y TIR sistema MDWCT.

3.4.4. Análisis.



Ilustracion 33. Evolucion del flujo de caja.

Como se puede apreciar en la Ilustración 33, el sistema que adquiere beneficios de manera más rápida es el sistema seco, en segundo lugar, el sistema spray, después el pad y por último el sistema MDWCT.

Por lo que, en términos económicos, el sistema seco es la mejor opción a la hora de obtener beneficios y ser consecuente con el planeta.

También la evolución de las hibridación es muy prometedora a nivel económica, por lo que a la hora de intentar priorizar la producción de energía y ser consecuente medioambientalmente, podría ser una solución.

Y por último tenemos la torre, con la cual obtenemos peores beneficios económico, debido a su alta necesidad de realizar mantenimientos, su consumo de agua y la inflación que dichos costes pueden ir aumentando en el futuro, sin embargo la producción neta de energía es muy superior a la otras tres tecnologías.

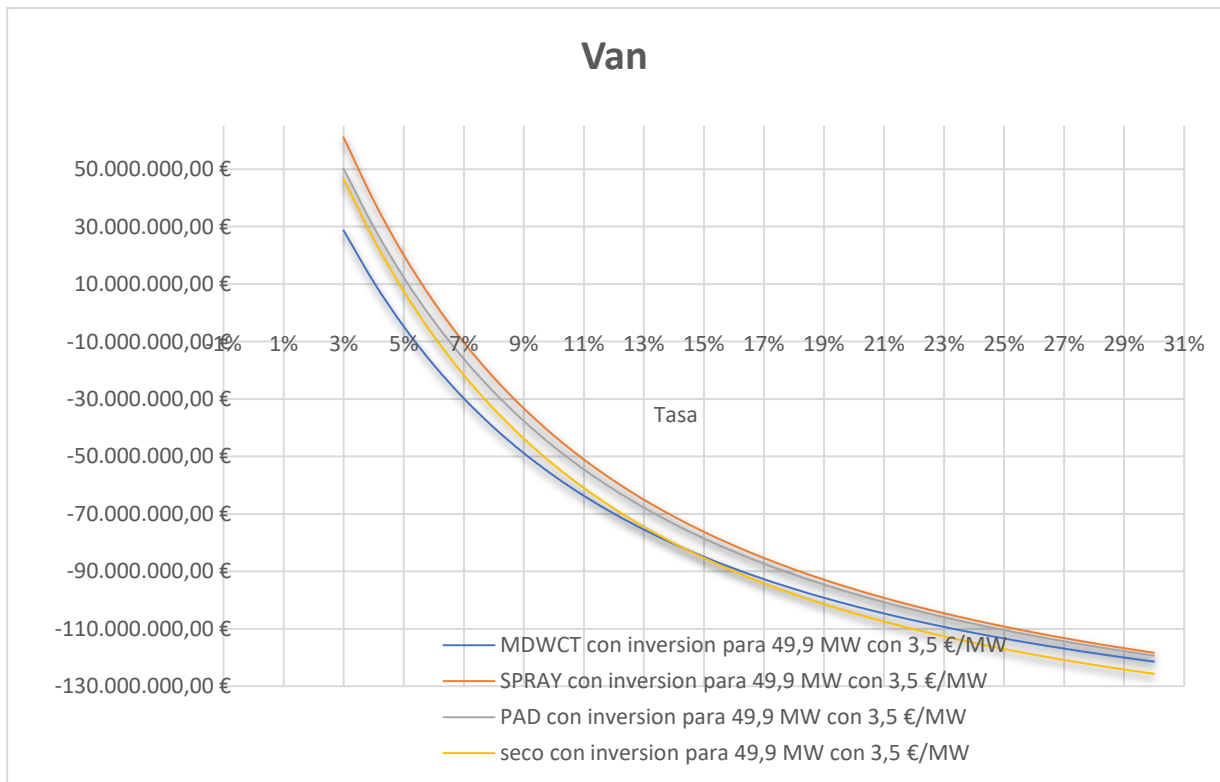
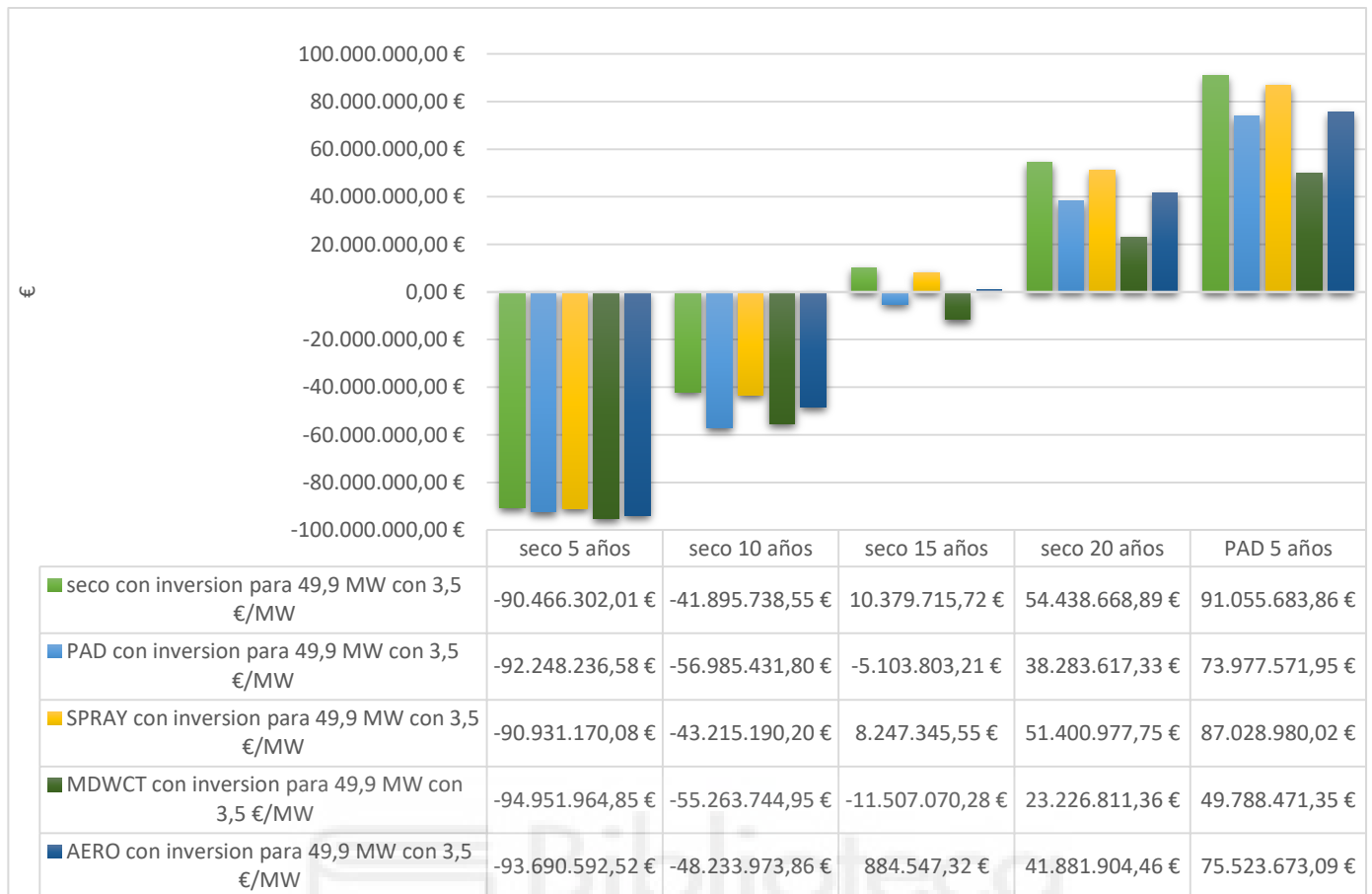


Tabla 34. Evolucion del VAN a 25 con diferente tasa.

Según el VAN, el mejor sistema económicamente hablando, es el sistema spray, seguido del pad, el seco y por último el MDWCT. Sin embargo, este valor solo un indicativo de si es viable el presente proyecto.



Ilustracion 35. Evolucion del flujo de caja.

En definitiva, a nivel económico, el mejor sistema es el sistema seco y el peor el sistema pad.

Capítulo 4. Conclusiones.

4. Elección de sistema según retos ISOVER.

Una vez tenida toda la información del presente proyecto, y teniendo en cuenta el marco medioambiental y económico existente, el sistema que mejor prestación aporta es el sistema seco, ya que su consumo de agua es prácticamente nulo y el beneficio económico que aporta es muy alto. Todo ello debido a que no tiene de gastos económicos por agua y los gastos de mantenimiento son mas bajos que los de otros sistemas, puesto que al no expulsar nada al medioambiente (en el caso de estudio de condensadores), no requiere de ningún tipo de tratamiento.

También cabe destacar las dos hibridaciones, con las cuales se alcanzan niveles energéticos muy altos, beneficios económicos muy parecidos al seco y consumos de agua muy reducidos, lo que nos hace plantear una posible solución que podría ser objeto de estudio en un futuro proyecto, el cual mezclaría los beneficios del sistema seco, con el sistema pad o spray, es decir cuando las condiciones medioambientales sean las idóneas para trabajar un sistema u otro.

Y por último, pero no menos importante, está la torre de refrigeración, la cual es el sistema más eficiente a nivel energético, ya que su producción es muy alta, pero por el contra tiene muchos gastos en mantenimiento, consumo de agua, la cual triplica el consumo del sistema pad, y consumo de biomasa, lo que la hace que a nivel económico y medioambiental este sistema sea el menos eficiente.

Capítulo 5. Referencias.

5. Bibliografía.

<https://economia3.com/van-tir-concepto-diferencias-como-calcularlos/>

Red Eléctrica Española,

<https://www.ree.es/en/datos/balance/electrical-energy-balance>.

situación de la biomasa APPA Renovables

<https://www.appa.es/appa-biomasa/situacion-biomasa/>

Los datos de la bioenergía

<https://www.norvento.com/blog/los-datos-de-la-bioenergia/>

Venta de la energía a futuro

<https://www.omip.pt/es>

Factores de emisión

chrome-

extension://efaidnbmnnnibpcajpcglclefindmkaj/https://www.miteco.gob.es/content/dam/mit
eco/es/cambio-climatico/temas/mitigacion-politicas-y-medidas/factoresemision_tcm30-
479095.pdf

Paneles pad

<https://inditer.es/blog/condensador-adiabatico-inditer/>

<https://jnegre.com/producto/condensador-adiabatico/>

Anexos

6. Código en EES.

En primer voy a presentar el código referido a los sistemas de condensación para posteriormente dar paso al ciclo.

$$m_{13} = 26,88$$

$$P_{13} = 0,0362$$

$$x_{13} = 0,9$$

$$h_{13} = \text{enthalpy}(\text{Water}; x = x_{13}; P = P_{13})$$

---Calculo de rendimiento isoentropico---

$$h_{s13} = h(\text{water}; s = s_{12}; P = P_{13})$$

$$\eta_{10} = \frac{h_{12} - h_{13}}{h_{12} - h_{s13}}$$

$$s_{13} = s(\text{water}; h = h_{13}; P = P_{13}) \quad \text{---Calculo de rendimiento isoentropico---$$

$$T_{\text{cond}} = \text{ITD} + T_{\text{amb}} \quad \text{Para trabajar con condensador}$$

$$T_{\text{amb}} = 25$$

Para modificar la temperatura ambiente

$$P_{13} = P_{\text{sat}}(\text{water}; T = T_{\text{cond}})$$

$$T_{13} = T_{\text{cond}}$$

--- Punto 44. Temperaturas del aire---

$$T_{44} = T_{\text{amb}}$$

$$h_{44} = h(\text{Air}_{\text{ha}}; T = T_{44}; P = P_{44})$$

$$P_{44} = P_{\text{amb}}$$

$$P_{\text{amb}} = 1$$

--- Punto 45. Temperaturas del aire---

$$T_{45} = T_{amb} + 15$$

$$h_{45} = h(\text{Air}_{na}; T = T_{45}; P = P_{45})$$

$$P_{45} = P_{44}$$

$$\dot{m}_a = 5144$$

---Balance de energia para sacar flujo masico de aire---

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_a \cdot (h_{45} - h_{44})$$

---Punto 14. Entrada condensador---

$$m_{14} = 32,86$$

$$T_{14} = T_{13}$$

$$P_{14} = 0,036$$

$$x_{14} = 0$$

$$h_{14} = h(\text{water}; x = x_{14}; P = P_{14})$$

$$hs_{14} = h(\text{water}; x = x_{14}; P = P_{14})$$

$$s_{14} = s(\text{water}; x = x_{14}; P = P_{14})$$



El siguiente segmento de código sería para el sistema pad.

$$m_{13} = 26,88$$

$$P_{13} = 0,0362$$

$$x_{13} = 0,9$$

$$h_{13} = \text{enthalpy}(\text{Water}; x = x_{13}; P = P_{13})$$

---Calculo de rendimiento isoentropico---

$$h_{s_{13}} = h(\text{water}; s = s_{12}; P = P_{13})$$

$$\eta_{10} = \frac{h_{12} - h_{13}}{h_{12} - h_{s_{13}}}$$

$$s_{13} = s(\text{water}; h = h_{13}; P = P_{13}) \text{ ---Calculo de rendimiento isoentropico---$$

$$T_{\text{cond}} = \text{ITD} + T_{a,e} \text{ Para trabajar con condensador}$$

$$\text{ITD} = 22$$

$$T_{\text{amb}} = 25$$

Para modificar la temperatura ambiente

$$P_{13} = P_{\text{sat}}(\text{water}; T = T_{\text{cond}})$$

$$T_{13} = T_{\text{cond}}$$

--- Punto 44. Temperaturas del aire---

$$T_{44} = T_{\text{amb}}$$

$$h_{44} = h(\text{Air}_{\text{ha}}; T = T_{44}; P = P_{44})$$

$$P_{44} = P_{\text{amb}}$$

$$P_{\text{amb}} = 1$$

--- Punto 45. Temperaturas del aire---

$$T_{45} = T_{amb} + 15$$

$$h_{45} = h(\text{Air}_{ha}; T = T_{45}; P = P_{45})$$

$$P_{45} = P_{44}$$

$$m_{45} = 5144$$

$$T_{wb} = \text{WB} \left[\text{AIRH2O}; T = T_{amb}; R = \frac{rh}{100}; P = P_{44} \right] \text{ ---aquí estamos calculando la temperatura de flujo humedo con a humedad relativa del ambiente y su temperatura---$$

$$\omega_{amb} = \omega \left[\text{AIRH2O}; T = T_{amb}; R = \frac{rh}{100}; P = P_{44} \right] \text{ ---Humedad relativa de la temperatura del aire para calcular el flujo masico de agua---$$

$$\omega_{wb} = \omega(\text{AIRH2O}; T = T_{wb}; R = 1; P = P_{44})$$

$$\varepsilon = \frac{T_{amb} - T_{a,e}}{T_{amb} - T_{wb}}$$

$$\varepsilon = \frac{\omega_{amb} - \omega_{a,e}}{\omega_{amb} - \omega_{wb}}$$

$$\varepsilon = 0,9$$

---Flujo masico de agua en el pad---

$$\dot{m}_{\text{water}} = m_{45} \cdot (\omega_{a,e} - \omega_{amb})$$

---Balance de energia para sacar flujo masico de aire---

$$\dot{Q}_{\text{cond}} = m_{45} \cdot (h_{45} - h_{44})$$

---Punto 14. Entrada condensador---

$$m_{14} = 32,86$$

$$T_{14} = T_{13}$$

$$P_{14} = 0,036$$

$$x_{14} = 0$$

$$h_{14} = h(\text{water}; x = x_{14}; P = P_{14})$$

$$hs_{14} = h(\text{water}; x = x_{14}; P = P_{14})$$

$$s_{14} = s(\text{water}; x = x_{14}; P = P_{14})$$

Y por último estaría el sistema spray.

$$m_{13} = 26,88$$

$$P_{13} = 0,0362$$

$$x_{13} = 0,9$$

$$h_{13} = \text{enthalpy}(\text{Water}; x = x_{13}; P = P_{13})$$

---Calculo de rendimiento isoentropico---

$$h_{s13} = h(\text{water}; s = s_{12}; P = P_{13})$$

$$\eta_{10} = \frac{h_{12} - h_{13}}{h_{12} - h_{s13}}$$

$$s_{13} = s(\text{water}; h = h_{13}; P = P_{13}) \text{ ---Calculo de rendimiento isoentropico---$$

$$T_{\text{cond}} = \text{ITD} + T_{\text{a,e}} \text{ Para trabajar con condensador}$$

$$\text{ITD} = 22$$

$$T_{\text{amb}} = 25$$

Para modificar la temperatura ambiente

$$P_{13} = P_{\text{sat}}(\text{water}; T = T_{\text{cond}})$$

$$T_{13} = T_{\text{cond}}$$

--- Punto 44. Temperaturas del aire---

$$T_{44} = T_{\text{amb}}$$

$$h_{44} = h(\text{Air}_{\text{na}}; T = T_{44}; P = P_{44})$$

$$P_{44} = P_{\text{amb}}$$

$$P_{\text{amb}} = 1$$

--- Punto 45. Temperaturas del aire---

$$T_{45} = T_{amb} + 15$$

$$h_{45} = h(\text{Air}_{ha}; T = T_{45}; P = P_{45})$$

$$P_{45} = P_{44}$$

$$m_{45} = 5144$$

$$T_{wb} = \mathbf{WB} \left[\text{AIRH2O}; T = T_{amb}; R = \frac{rh}{100}; P = P_{44} \right] \text{ ---aquí estamos calculando la temperatura de flujo humedo con a humedad relativa del ambiente y su temperatura---$$

$$\omega_{amb} = \omega \left[\text{AIRH2O}; T = T_{amb}; R = \frac{rh}{100}; P = P_{44} \right] \text{ ---Humedad relativa de la temperatura del aire para calcular el flujo masico de agua---$$

$$\omega_{wb} = \omega(\text{AIRH2O}; T = T_{wb}; R = 1; P = P_{44})$$

$$\varepsilon = \frac{T_{amb} - T_{a,e}}{T_{amb} - T_{wb}}$$

$$\varepsilon = \frac{\omega_{amb} - \omega_{a,e}}{\omega_{amb} - \omega_{wb}}$$

$$\varepsilon = 0,6$$

$$H_m = 20$$

$$\eta_{\text{spray}} = 0,8$$

$$g = 9,81$$



---Flujo masico de agua para los rociadores---

$$\dot{m}_{\text{wspray}} = m_{45} \cdot (\omega_{a,e} - \omega_{amb})$$

---Trabajo de la bomba de los sprays

$$W_{\text{spray}} = \frac{g \cdot H_m \cdot \dot{m}_{\text{wspray}}}{\eta_{\text{spray}}} \cdot 0,001$$

---Balance de energia para sacar flujo masico de aire---

$$\dot{Q}_{\text{cond}} = m_{45} \cdot (h_{45} - h_{44})$$

Las siguientes partes de código son comunes para todos los sistemas de refrigeración, más adelante, estarán las partes de código que se verán afectadas por los sistemas de condensación.

---Datos---

$$\eta_1 = 0,9102$$

$$\eta_3 = 0,9136$$

$$\eta_5 = 0,9389$$

$$\eta_6 = 0,929$$

$$\eta_7 = 0,9129$$

$$\eta_8 = 0,9713$$

$$\eta_9 = 1$$

$$\eta_{10} = 0,7096$$

$$\eta_{B1} = 0,6687$$

$$\eta_{B2} = 0,8354$$



A lo largo de este trozo de código, se declara el valor de los rendimientos isoentrópico de cada una de las etapas y de los elementos.

Aquí tenemos la entradas y salidas a la caldera, para sobrecalentar o recalentar el vapor para llevarlo a la turbina.

---Punto 1. Salida boiler---

$$m_1 = 38,66$$

$$T_1 = 543$$

$$P_1 = 140,6$$

$$h_1 = h(\text{water}; T = T_1; P = P_1)$$

$$s_1 = s(\text{water}; T = T_1; P = P_1)$$

---Punto 4. Entrada reheat---

$$m_4 = 34,82$$

$$T_4 = 329,2$$

$$P_4 = 33,07$$

$$h_4 = h(\text{water}; T = T_4; P = P_4)$$

$$s_4 = s(\text{water}; T = T_4; P = P_4)$$

---Punto 5. Salida reheat---

$$m_5 = 35,35$$

$$T_5 = 541,6$$

$$P_5 = 31,46$$

$$h_5 = h(\text{water}; T = T_5; P = P_5)$$

$$s_5 = s(\text{water}; T = T_5; P = P_5)$$



En los siguientes puntos se calcula las entalpías de todas las etapas de la turbina a excepción del condensador, el cual ha sido previamente calculado.

En estos puntos también se ven los sangrados que se realizan a los intercambiadores cerrados.

A partir de aquí, está el inicio del ciclo

---Punto 2. Entrada etapa 1-2---

$$m_2 = 38,66$$

$$T_2 = 540$$

$$P_2 = 136,4$$

$$h_2 = h(\text{water}; T = T_2; P = P_2)$$

$$s_2 = s(\text{water}; T = T_2; P = P_2)$$

---Punto 3. Salida etapa 1-2---

$$m_3 = 38,07$$

$$T_3 = 331,3$$

$$P_3 = 33,53$$

$$ss_3 = s_2$$

$$h_3 = \text{enthalpy}(\text{Water}; T = T_3; P = P_3)$$

---Calculo de rendimiento isoentropico---

$$hs_3 = h(\text{water}; s = ss_3; P = P_3)$$

$$\eta_1 = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - hs_3}$$

$$s_3 = s(\text{water}; T = T_3; P = P_3)$$

$$T_3 = T(\text{steam}; h = h_3; P = P_3)$$

---Punto 6. Entrada Turbina 3---

$$m_6 = 35,35$$

$$T_6 = 540$$

$$P_6 = 30,75$$



$$h_6 = h(\text{water}; T = T_6; P = P_6)$$

$$s_6 = s(\text{water}; T = T_6; P = P_6)$$

---Punto 7. Sangrado etapa 3---

$$m_7 = 1,655$$

$$T_7 = 442$$

$$P_7 = 16,23$$

$$h_7 = \text{enthalpy}(\text{Water}; T = T_7; P = P_7)$$

---Calculo de rendimiento isoentropico---

$$h_{s7} = h(\text{water}; s = s_6; P = P_7)$$

$$\eta^3 = \frac{h_6 - h_7}{h_6 - h_{s7}}$$

$$s_7 = s(\text{water}; h = h_7; P = P_7)$$

---Punto 8. Sangrado etapa 4-5---

$$m_8 = 1,414$$

$$T_8 = 351$$

$$P_8 = 8,532$$

$$h_8 = \text{enthalpy}(\text{Water}; T = T_8; P = P_8)$$



---Calculo de rendimiento isoentropico---

$$h_{s_8} = h(\text{water}; s = s_7; P = P_8)$$

$$\eta_5 = \frac{h_7 - h_8}{h_7 - h_{s_8}}$$

$$s_8 = s(\text{water}; h = h_8; P = P_8)$$

---Punto 9. Sangrado etapa 6---

$$m_9 = 1,48$$

$$T_9 = 266,2$$

$$P_9 = 4,314$$

$$h_9 = \text{enthalpy}(\text{Water}; T = T_9; P = P_9)$$

---Calculo de rendimiento isoentropico---

$$h_{s_9} = h(\text{water}; s = s_8; P = P_9)$$

$$\eta_6 = \frac{h_8 - h_9}{h_8 - h_{s_9}}$$

$$s_9 = s(\text{water}; h = h_9; P = P_9)$$



---Punto 10. Sangrado etapa 7---

$$m_{10} = 1,473$$

$$T_{10} = 183,3$$

$$P_{10} = 1,98$$

$$h_{10} = \text{enthalpy}(\text{Water}; T=T_{10}; P=P_{10})$$

---Calculo de rendimiento isoentropico---

$$h_{s10} = h(\text{water}; s = s_9; P = P_{10})$$

$$\eta_7 = \frac{h_9 - h_{10}}{h_9 - h_{s10}}$$

$$s_{10} = s(\text{water}; h = h_{10}; P = P_{10})$$

---Punto 11. Sangrado etapa 8---

$$m_{11} = 1,472$$

$$T_{11} = 94$$

$$P_{11} = 0,772$$

$$h_{11} = \text{enthalpy}(\text{Water}; T=T_{11}; P=P_{11})$$



---Calculo de rendimiento isoentropico---

$$h_{s11} = h(\text{water}; s = s_{10}; P = P_{11})$$

$$\eta_8 = \frac{h_{10} - h_{11}}{h_{10} - h_{s11}}$$

$$s_{11} = s(\text{water}; h = h_{11}; P = P_{11})$$

---Punto 12. Sangrado etapa 9

$$m_{12} = 1,557$$

$$T_{12} = 64,3$$

$$P_{12} = 0,2427$$

$$h_{12} = \text{enthalpy}(\text{Water}; s = s_{11}; T = T_{12})$$

---Calculo de rendimiento isoentropico---

$$h_{s12} = h(\text{water}; s = s_{11}; P = P_{12})$$

$$\eta_9 = \frac{h_{11} - h_{12}}{h_{11} - h_{s12}}$$

$$s_{12} = s(\text{water}; h = h_{12}; P = P_{12})$$

---Punto 13. Salida etapa 10-11---

Punto donde sale de la turbina al condensador---

A partir de estos puntos, el código en EES calcula los puntos de los intercambiadores cerrados, el desgasificador y las dos bombas.

---Punto 15. Salida del condensador---

$$m_{15} = 32,86$$

$$T_{15} = T_{13}$$

$$P_{15} = 20$$

$$h_{15} = \text{enthalpy}(\text{Water}; T = T_{15}; P = P_{15})$$

----Calculo de rendimiento isoentropico---

$$hs_{15} = h(\text{water}; s = ss_{15}; P = P_{15})$$

$$\eta_{B1} = \frac{hs_{15} - h_{14}}{h_{15} - h_{14}}$$

$$ss_{15} = s_{14} \quad \text{Rendimiento de la bomba salida del condensador}$$

$$s_{15} = s(\text{water}; h = h_{15}; P = P_{15})$$

Entalpias de los intercambiadores

---Punto 16. Entrada inter 1---

$$m_{16} = 32,86$$

$$T_{16} = 29,8$$

$$P_{16} = 19,3$$

$$h_{16} = h(\text{water}; T = T_{16}; P = P_{16})$$

$$s_{16} = s(\text{water}; T = T_{16}; P = P_{16})$$

---Punto 17. Entrada sangrado inter 1---

$$m_{17} = 1,557$$

$$T_{17} = 63,6$$

$$P_{17} = 0,235$$

$$h_{17} = h(\text{water}; s = s_{11}; P = P_{17})$$

$$s_{17} = s(\text{water}; T = T_{17}; P = P_{17})$$

---Punto 18. Entrada inter 2---

$$m_{18} = 32,86$$

$$T_{18} = 60,6$$

$$P_{18} = 18,6$$

$$h_{18} = h (\text{water} ; T = T_{18} ; P = P_{18})$$

$$s_{18} = s (\text{water} ; T = T_{18} ; P = P_{18})$$

---Punto 20. Entrada sangrado inter 2

$$m_{20} = 1,472$$

$$T_{20} = 92,6$$

$$P_{20} = 0,749$$

$$h_{20} = h (\text{water} ; T = T_{20} ; P = P_{20})$$

$$s_{20} = s (\text{water} ; T = T_{20} ; P = P_{20})$$

---Punto 21. Entrada inter 3---

$$m_{21} = 32,86$$



$$T_{21} = 88,7$$

$$P_{21} = 17,9$$

$$h_{21} = h(\text{water}; T = T_{21}; P = P_{21})$$

$$s_{21} = s(\text{water}; T = T_{21}; P = P_{21})$$

---Punto 23. Entrada sangrado inter 3---

$$m_{23} = 1,473$$

$$T_{23} = 181,9$$

$$P_{23} = 1,919$$

$$h_{23} = h(\text{water}; T = T_{23}; P = P_{23})$$

$$s_{23} = s(\text{water}; h = h_{23}; P = P_{23})$$

---Punto 24. Entrada inter 4---

$$m_{24} = 32,86$$

$$T_{24} = 115,9$$

$$P_{24} = 17,2$$

$$h_{24} = h(\text{water}; T = T_{24}; P = P_{24})$$

$$s_{24} = s(\text{water}; T = T_{24}; P = P_{24})$$



---Punto 26. Entrada sangrados inter 4---

$$m_{26} = 1,48$$

$$T_{26} = 264,8$$

$$P_{26} = 4,181$$

$$h_{26} = h(\text{water}; T = T_{26}; P = P_{26})$$

$$s_{26} = s(\text{water}; T = T_{26}; P = P_{26})$$

---Punto 27. Entrada desgasificador---

$$m_{27} = 32,86$$

$$T_{27} = 142,2$$

$$P_{27} = 16,5$$

$$h_{27} = h(\text{water}; T = T_{27}; P = P_{27})$$

$$s_{27} = s(\text{water}; T = T_{27}; P = P_{27})$$

---Punto 29. Entrada sangrados desgasificador---

$$m_{29} = 1,414$$



$$T_{29} = 348,9$$

$$P_{29} = 7,527$$

$$h_{29} = h(\text{water}; T = T_{29}; P = P_{29})$$

$$s_{29} = s(\text{water}; T = T_{29}; P = P_{29})$$

---Punto 30. Salida desgasificador---

$$m_{30} = 39,18$$

$$T_{30} = 167,9$$

$$P_{30} = 7,53$$

$$h_{30} = h(\text{water}; T = T_{30}; P = P_{30})$$

$$s_{30} = s(\text{water}; T = T_{30}; P = P_{30})$$

---Punto 31. Entrada inter 6---

$$m_{31} = 38,66$$

$$T_{31} = 170,5$$

$$P_{31} = 155,4$$

$$s_{31} = s_{30}$$

$$h_{31} = h(\text{water}; s = s_{31}; P = P_{31})$$

$h_{31} = \text{enthalpy}(\text{Water}; T = T_{31}; P = P_{31})$



----Calculo de rendimiento isoentropico----

$$\eta_{B2} = \frac{h_{s_{31}} - h_{30}}{h_{31} - h_{30}}$$

$$s_{31} = s(\text{water}; T = T_{31}; P = P_{31})$$

---Punto 32. Entrada sangrados inter 6---

$$m_{32} = 1,655$$

$$T_{32} = 440$$

$$P_{32} = 14,888$$

$$h_{32} = h(\text{water}; T = T_{32}; P = P_{32})$$

$$s_{32} = s(\text{water}; T = T_{32}; P = P_{32})$$

---Punto 33. Entrada inter 7---

$$m_{33} = 38,66$$

$$T_{33} = 198,4$$



$$P_{33} = 154,7$$

$$h_{33} = h(\text{water}; T = T_{33}; P = P_{33})$$

$$s_{33} = s(\text{water}; T = T_{33}; P = P_{33})$$

---Punto 35. Entrada sangrado inter 7---

$$m_{35} = 3,249$$

$$T_{35} = 328,9$$

$$P_{35} = 32,16$$

$$h_{35} = h(\text{water}; T = T_{35}; P = P_{35})$$

$$s_{35} = s(\text{water}; T = T_{35}; P = P_{35})$$

---Punto 36. Entrada boiler---

$$m_{36} = 38,66$$

$$T_{36} = 239,2$$

$$P_{36} = 154$$

$$h_{36} = h(\text{water}; T = T_{36}; P = P_{36})$$

$$s_{36} = s(\text{water}; T = T_{36}; P = P_{36})$$

Puntos isoentalpicos



---Punto 19. Salida sangrados inter 1---

$$m_{19} = 5,98$$

$$T_{19} = 34,8$$

$$x_{19} = 0$$

$$h_{19} = h(\text{water}; x = x_{19}; T = T_{19})$$

$$s_{19} = s(\text{water}; x = x_{19}; T = T_{19})$$

---Punto 43. Entrada condensador---

$$h_{43} = h_{19}$$

$$P_{43} = P_{14}$$

$$T_{43} = T(\text{water}; P = P_{43}; h = h_{43})$$

$$s_{43} = s(\text{water}; h = h_{43}; P = P_{43})$$

---Punto 22- Salida sangrados inter 2---

$$m_{22} = 4,43$$

$$T_{22} = 65,6$$



$$x_{22} = 0$$

$$h_{22} = h(\text{water}; x = x_{22}; T = T_{22})$$

$$s_{22} = s(\text{water}; x = x_{22}; T = T_{22})$$

---Punto 42. Entrada inter 1---

$$h_{42} = h_{22}$$

$$P_{42} = P_{17}$$

$$T_{42} = T(\text{water}; P = P_{42}; h = h_{42})$$

$$s_{42} = s(\text{water}; h = h_{42}; P = P_{42})$$

---Punto 25. Salida sangrados inter 3---

$$m_{25} = 2,95$$

$$T_{25} = 93,7$$

$$x_{25} = 0$$

$$h_{25} = h(\text{water}; x = x_{25}; T = T_{25})$$

$$s_{25} = s(\text{water}; x = x_{25}; T = T_{25})$$



---Punto 41. Entrada inter 2---

$$h_{41} = h_{28}$$

$$P_{41} = P_{20}$$

$$T_{41} = T(\text{water}; P = P_{41}; h = h_{41})$$

$$s_{41} = s(\text{water}; h = h_{41}; P = P_{41})$$

---Punto 28. Salida sangrados inter 4---

$$m_{28} = 1,48$$

$$T_{28} = 120,9$$

$$x_{28} = 0$$

$$h_{28} = h(\text{water}; x = x_{28}; T = T_{28})$$

$$s_{28} = s(\text{water}; x = x_{28}; T = T_{28})$$

---Punto 40. Entrada inter 3---

$$h_{40} = h_{28}$$

$$P_{40} = P_{23}$$

$$T_{40} = T(\text{water}; P = P_{40}; h = h_{40})$$

$$s_{40} = s(\text{water}; h = h_{40}; P = P_{40})$$

---Punto 34. Salida sangrados inter 6---



$$m_{34} = 4,9$$

$$T_{34} = 175,5$$

$$x_{34} = 0$$

$$h_{34} = h(\text{water}; x = x_{34}; T = T_{34})$$

$$s_{34} = s(\text{water}; x = x_{34}; T = T_{34})$$

---Punto 39. Entrada inter 5---

$$h_{39} = h_{34}$$

$$P_{39} = P_{29}$$

$$T_{39} = T(\text{water}; P = P_{39}; h = h_{39})$$

$$s_{39} = s(\text{water}; h = h_{39}; P = P_{39})$$

---Punto 37. Salida sangrados inter 7---

$$m_{37} = 3,25$$

$$T_{37} = 203,5$$

$$P_{37} = P_{35}$$

$$x_{37} = 0$$

$$h_{37} = h(\text{water}; x = x_{37}; T = T_{37})$$

$$s_{37} = s(\text{water}; x = x_{37}; T = T_{37})$$



---Punto 38. Entrada inter 6---

$$h_{38} = h_{37}$$

$$P_{38} = P_{32}$$

$$T_{38} = T \text{ (water ; } P = P_{38} ; h = h_{38} \text{)}$$

$$s_{38} = s \text{ (water ; } h = h_{38} ; P = P_{38} \text{)}$$

---Potencias mecanicas de la turbina---

$$\dot{W}_{12} = (h_2 - h_3) \cdot m_3$$

$$\dot{W}_3 = (h_6 - h_7) \cdot m_6$$

$$\dot{W}_{45} = (h_7 - h_8) \cdot (m_6 - m_7)$$

$$\dot{W}_6 = (h_8 - h_9) \cdot (m_6 - m_7 - m_8)$$

$$\dot{W}_7 = (h_9 - h_{10}) \cdot (m_6 - m_7 - m_8 - m_9)$$

$$\dot{W}_8 = (h_{10} - h_{11}) \cdot (m_6 - m_7 - m_8 - m_9 - m_{10})$$



$$\dot{W}_{910} = (h_{11} - h_{12}) \cdot (m_6 - m_7 - m_8 - m_9 - m_{10} - m_{11})$$

$$\dot{W}_{11} = (h_{12} - h_{13}) \cdot (m_6 - m_7 - m_8 - m_9 - m_{10} - m_{11} - m_{12})$$

$$\dot{W}_{mecltotal} = \dot{W}_{12} + \dot{W}_3 + \dot{W}_{45} + \dot{W}_6 + \dot{W}_7 + \dot{W}_8 + \dot{W}_{910} + \dot{W}_{11}$$

$$W_{gross} = \dot{W}_{mecltotal} - \dot{W}_{bombas}$$

---Potencias termicas---

$$\dot{W}_{heat} = (h_1 - h_{36}) \cdot m_1$$

$$\dot{W}_{reheat} = (h_5 - h_4) \cdot m_4$$

$$\dot{Q}_{in} = \dot{W}_{heat} + \dot{W}_{reheat}$$

$$\dot{Q}_{cond} = (h_{13} - h_{14}) \cdot m_{14}$$

Potencias a las bombas

$$\dot{W}_{bombas} = \dot{W}_{B1} + \dot{W}_{B2}$$

$$\dot{W}_{B1} = (h_{15} - h_{14}) \cdot m_{14}$$

$$\dot{W}_{B2} = (h_{31} - h_{30}) \cdot m_{31}$$

---Rendimiento ciclo---

$$\eta_{ciclo} = \frac{W_{gross}}{\dot{Q}_{in}}$$



A partir de aquí, se toma los valores de potencia auxiliar de cada sistema y la potencia neta.

---Trabajo Neto---

$$\dot{W}_{neto} = W_{gross} - 4066,8$$

Potencia auxiliar en sistema seco, por ventilación.

---Trabajo del ventilador del condensador---

$$\dot{W}_{vent} = 4234,4$$

---Trabajo Neto---

$$\dot{W}_{neto} = W_{gross} - \dot{W}_{vent}$$

Potencia auxiliar en sistema pad, por ventilación.

---Ventilador trabajo---

$$W_{\text{ventilador}} = 4066,8$$

---Trabajo Neto---

$$\dot{W}_{\text{neto}} = W_{\text{gross}} - W_{\text{ventilador}} - W_{\text{spray}}$$

Consumos auxiliares del sistema spray, por ventilación y por las bombas para pulverizar el agua a la entrada del aire del condensador.

