

Operación óptima de un sistema de refrigeración combinada

Serrano, J.M.^a, Gil, J.D.^b, Bonilla, J.^a, Palenzuela, P.^a, Roca, L.^{a,*}

^a CIEMAT-Plataforma Solar de Almería-CIESOL, Ctra. de Senés km 4.5, 04200 Tabernas, España

^b CIESOL, Universidad de Almería, Ctra. Sacramento s/n, 04120, Almería, España

To cite this article: Serrano, J.M., Gil, J.D., Bonilla, J., Palenzuela, P., Roca, L. 2023. Optimal operation of a combined cooling system.

XLIV Jornadas de Automática, 477-482. <https://doi.org/10.17979/spudc.9788497498609.477>

Resumen

Uno de los retos que se plantea en plantas termosolares de producción de electricidad es el elevado consumo de agua, que proviene principalmente del proceso de refrigeración del ciclo de potencia. Los sistemas de refrigeración combinados (húmeda+seca) se presentan como una potencial solución, ya que además del menor consumo de agua requerido, evitan la penalización en la eficiencia del bloque de potencia en comparación con los sistemas de refrigeración convencionales. El presente trabajo analiza la aplicación de estrategias de optimización para un sistema de refrigeración combinado con el fin de evaluar la configuración de operación más adecuada atendiendo a distintos criterios de operación y ambientales. Para ello, se han desarrollado modelos basados en redes neuronales de cada componente del sistema combinado, para lo que se ha llevado a cabo una exhaustiva campaña experimental en una planta piloto de la Plataforma Solar de Almería - CIEMAT. El potencial de la estrategia de optimización es analizada mediante la simulación de distintos casos de estudio.

Palabras clave: Energía solar, Sostenibilidad social y medioambiental, Redes neuronales, Optimización.

Optimal operation of a combined cooling system

Abstract

One of the challenges related to solar thermal power plants is the high water consumption, which mainly comes from the cooling process of the power cycle. Combined cooling systems are presented as a potential solution to reduce water consumption, while also avoiding a high penalty due to efficiency loss in the power block. This paper analyzes the application of optimization strategies for a combined cooling system in order to evaluate the most suitable operating configuration according to different operating and environmental criteria. For this purpose, it has been necessary to carry out an exhaustive experimental campaign in a pilot plant at Plataforma Solar de Almería - CIEMAT, in order to train and obtain models based on neural networks. The potential of the optimization strategy is analyzed by simulating different case studies.

Keywords: Solar energy, Social and environmental sustainability, Neural Network, Optimization.

1. Introducción

La necesidad de reducir el consumo de agua en procesos alimentados con energía solar es cada vez más evidente, especialmente por el hecho de que dichos procesos tienen un mayor campo de aplicación en áreas con una escasez hídrica significativa. A esto se une el alto precio del agua, que puede llegar a ser de hasta 10 €/m³ en dichas áreas (incluyendo los costes

de transporte), cuestionando en definitiva la rentabilidad de este tipo de aplicaciones y la sostenibilidad para su implementación. Entre los procesos para los que la reducción del consumo de agua es crucial, cabe destacar la refrigeración del bloque de potencia en plantas termosolares de generación de electricidad (CSP, de las siglas en inglés *Concentrating Solar Power*) y la refrigeración de procesos térmicos de separación en medio acuoso en zonas del interior (alejadas de la costa). Existen dos méto-

* Autor para correspondencia: lidia.roca@psa.es

dos principales de refrigeración del bloque de potencia: húmeda o seca. La refrigeración húmeda mediante torre de refrigeración por evaporación (WCT, de las siglas en inglés *Wet Cooling Tower*) es el método más frecuente en plantas CSP, ya que permite mayores eficiencias al estar basada en la temperatura de bulbo húmedo. Sin embargo, su principal problema es la necesidad de un suministro constante de agua debido a las pérdidas que se producen por evaporación en la torre, lo cual resulta especialmente grave en las zonas con escasez hídrica donde se suelen implementar estas plantas Martín and Martín (2017). Un ejemplo del gran consumo de agua en plantas CSP con refrigeración húmeda es el de la planta situada en el Desierto de Mojave, California. Dicha planta tiene un consumo de aproximadamente $3 \text{ m}^3/\text{MWh}$ Damerou et al. (2011), lo que la convierte en insostenible desde un punto de vista medioambiental. Los sistemas de refrigeración seca (DC, *Dry Cooling*) están basados en la temperatura de bulbo seco y apenas tienen consumo de agua (entre $0,30$ y $0,34 \text{ m}^3/\text{MWh}$ Turchi et al. (2010)). Los sistemas más extendidos son los basados en el uso de aerocondensadores (ACC, de las siglas en inglés *Air Cooled Condensers*) aunque existe una versión mejorada de los mismos denominados “*Air Cooler Heat Exchanger (ACHE)*”. Estos últimos son capaces de contribuir a producir un 1 % más de electricidad al año que en el caso de la misma planta termosolar con un sistema ACC Colmenar-Santos et al. (2014). Sin embargo, en general, el principal problema de los sistemas de refrigeración seca en comparación con los de refrigeración húmeda, son los altos costes de inversión y la notable reducción en la producción de electricidad debido a las altas temperaturas de condensación requeridas en el bloque de potencia (suponen hasta un 10 % de reducción en la potencia producida Damerou et al. (2011)). Existen diferentes tipos de sistemas de refrigeración innovadores que pueden reducir el consumo de agua: los que integran los sistemas de refrigeración seca y húmeda en el mismo dispositivo de refrigeración, que se denominan sistemas de refrigeración híbridos Rezaei et al. (2010); Asvapoositkul and Kuansathan (2014); Hu et al. (2018) y los que combinan un sistema de refrigeración seco y otro húmedo, que se denominan sistemas de refrigeración combinados. Estos últimos se presentan como la opción más adecuada para un funcionamiento flexible en función de las condiciones ambientales, lo que permite seleccionar las mejores estrategias de funcionamiento para lograr un consumo óptimo de agua y electricidad. La combinación más propuesta en la literatura es la que considera un condensador refrigerado por aire (ACC) en paralelo con una torre de refrigeración húmeda (WCT) Barigozzi et al. (2011, 2014). En este caso, el vapor de salida de turbina (también conocido como vapor exhausto) se condensa a través del ACC y/o a través de un condensador de superficie acoplado al WCT. Otra configuración, propuesta recientemente en la literatura Palenzuela et al. (2022) es la combinación de una torre de refrigeración húmeda y otra seca (tipo ACHE), ambos compartiendo un condensador de superficie. En este caso, el vapor exhausto se condensa a través del condensador de superficie y el agua de refrigeración a la salida (a mayor temperatura) es enfriada bien a través del WCT o a través de la torre de refrigeración seca.

2. Sistema de refrigeración combinada

La planta piloto de refrigeración combinada de la Plataforma Solar de Almería, PSA, (ver Fig. 1) consiste en tres circuitos: circuito de refrigeración, circuito de intercambio y circuito de calentamiento. En el circuito de refrigeración, el agua que circula por el interior del haz de tubos de un condensador de superficie es enfriada a través de una WCT y/o de un DC (del tipo ACHE), ambos de 204 kW_t . Las válvulas V1 y V2 permiten modificar la configuración de operación: solo DC ($V1=V2=II$), solo WCT ($V2=I$), configuración serie ($V1=I, V2=II$), paralela con distintos porcentajes de apertura ($V1=II, V2$ entre I y II) o paralela-serie con distintos porcentajes de apertura ($V1$ y $V2$ entre I y II). En el circuito de intercambio, un generador de vapor saturado de 80 kW_t (en condiciones nominales de operación) produce vapor a diferentes presiones (en el rango entre 82 y 200 mbar), que a su vez es condensado en un condensador de superficie de 80 kW_t (en condiciones nominales de operación), cediendo así el calor latente de cambio de fase al agua de refrigeración, que se calienta. Finalmente, en el circuito de calentamiento, un campo solar de captadores estáticos de 300 kW_t de potencia térmica total en punto de diseño, proporciona la energía térmica necesaria al generador de vapor utilizando agua caliente como fluido de transferencia de calor. En Palenzuela et al. (2022) se puede encontrar una descripción más detallada.

2.1. Campaña experimental

Para el modelado del sistema de refrigeración se han empleado datos registrados desde que se instaló la planta piloto. Éstos cubren tanto la campaña experimental descrita en Palenzuela et al. (2022) como otras diseñadas específicamente para evaluar de forma independiente los dos sistemas de refrigeración (DC y WCT) en un amplio rango de condiciones ambientales y de operación. Para el DC se realizó una campaña experimental con un diseño *Box-Behnken* para 4 factores, y para el WCT un diseño factorial de 2 niveles y 5 variables. La tabla 1 muestra el rango de variación de las variables involucradas teniendo en cuenta todas las campañas realizadas.

Tabla 1: Rango de variación de variables de entrada y salida

| Variable | Rango |
|---|----------------------------|
| Temperatura ambiente, T_{amb} | 9-39 °C |
| Humedad relativa, ϕ | 10-89 % |
| Caudal volumétrico de agua en DC, q_{dc} | 5-24 m^3/h |
| Caudal volumétrico de agua en WCT, q_{wet} | 6-24 m^3/h |
| Consumo de agua en WCT, C_w | 53-332 l/h |
| Temperatura de entrada a DC, $T_{dc,in}$ | 33-42 °C |
| Temperatura de entrada a WCT, $T_{wet,in}$ | 31-41 °C |
| Temperatura de salida del DC, $T_{dc,out}$ | 29-38 °C |
| Temperatura de salida del WCT, $T_{wet,out}$ | 22-34 °C |
| Variador de frecuencia ventiladores DC, ω_{dc} | 11-99 % |
| Variador de frecuencia ventilador WCT, ω_{wet} | 21-93 % |

3. Descripción del problema de optimización

De los resultados obtenidos en Palenzuela et al. (2022), se concluye que, en función de las condiciones de operación y ambientales, la configuración más adecuada varía en función de los criterios de consumo eléctrico y agua permitidos. Una posible

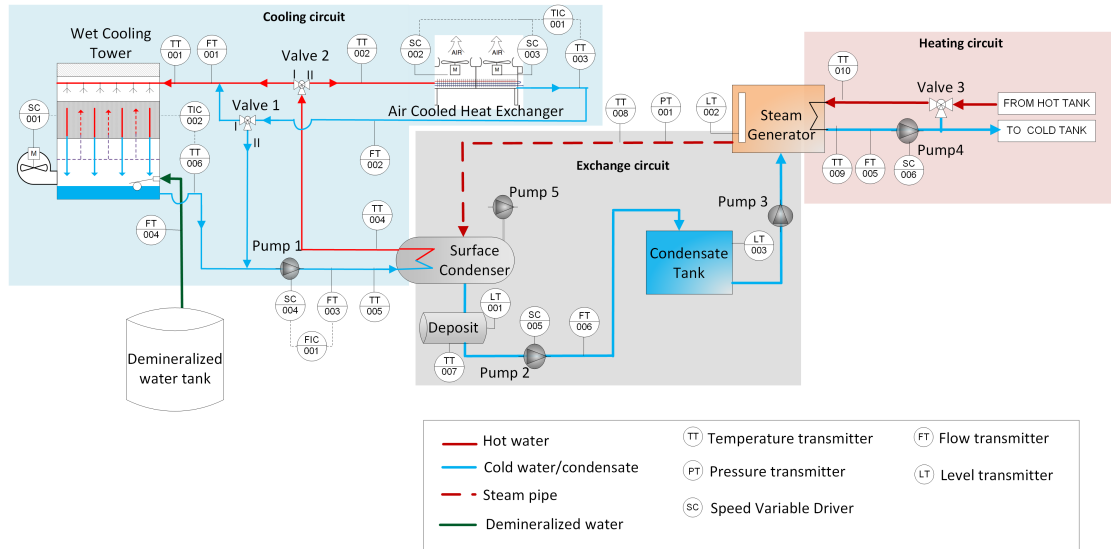


Figura 1: Diagrama de la planta piloto de refrigeración combinada en la PSA

estructura de control en este tipo de sistemas de refrigeración se muestra en la Fig. 2; en la capa superior se lleva a cabo una optimización para evaluar la configuración de operación más adecuada, mientras la capa inferior se encarga de la regulación de bajo nivel. En este control de bajo nivel se incluyen tres lazos de control PID que actúan sobre los variadores de frecuencia de los ventiladores (ω_{dc} y ω_{wct}) y bomba (ω_c) (ver Fig.1); control de temperatura de salida del DC (TIC01), control de temperatura de salida del WCT (TIC02) y control de caudal a la entrada de condensador de superficie (FIC01).

El objetivo principal que se persigue en este trabajo es estudiar el potencial del sistema de refrigeración combinada mediante el uso de técnicas de optimización en la capa superior de la Fig. 2. Para ello se propone estudiar el sistema simulado evaluando su desempeño en todo el rango de operación admisible dadas distintas condiciones de entorno. Es necesario satisfacer los requisitos de operación, garantizando la potencia térmica de refrigeración necesaria teniendo en cuenta las condiciones ambientales (temperatura ambiente y humedad) y restricciones de recursos (agua).

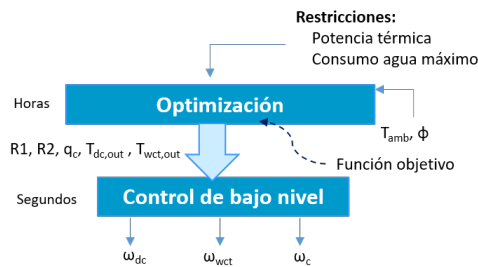


Figura 2: Estructura de control

La función de coste considerada para evaluar el desempeño del sistema se describe en las Eqs. (1),(2):

$$\min_u J(C_w, C_e) = \min_u (\lambda_w \cdot C_{w,n} + \lambda_e \cdot C_{e,n}), \quad (1)$$

$$s.t. C_w \leq C_{w,max}, u_{min} \leq u \leq u_{max}, f \quad (2)$$

donde $C_{w,n}$ y $C_{e,n}$ son los consumos de agua y de electricidad normalizados ¹, respectivamente, λ_w y λ_e pesos de ponderación para cada uno de los términos anteriores, u representa ratios de caudal (R1 y R2) relacionados con la apertura de las válvulas 1 y 2 (ver Fig.1) junto con el caudal que circula por el condensador de superficie, q_c , y las temperaturas a la salida de DC, $T_{dc,out}$ y WCT, $T_{wct,out}$. Las restricciones a este problema son el máximo consumo de agua asumible, $C_{w,max}$, los límites en u y el propio modelo del sistema (expresado con la función f).

4. Modelado del sistema combinado

El modelo del sistema de refrigeración combinada (ver Figura 3(c)) se compone de dos modelos principales: DC y WCT. El porcentaje de utilización de cada uno de los sistemas de refrigeración depende de dos ratios (R1 y R2), comprendidos entre 0 y 1.

4.1. Modelado de DC

El modelo del sistema seco es un modelo de caja negra basado en red neuronal (ANN, por sus siglas en inglés *Artificial Neural Network*) (Figura 3(a)). Se trata de un modelo ANN multi-capas no recurrente ². Su ámbito de aplicación por lo tanto se limita a sistemas de las mismas características (configuración y dimensiones) que el sistema estudiado dentro del rango de operación considerado (ver Tabla 1). Se ha desarrollado para predecir la temperatura del agua a la salida del DC, $T_{dc,out}$. Las variables de entrada al modelo son: el caudal de agua de refrigeración (q_{dc}), la temperatura del agua de entrada ($T_{dc,in}$) y la temperatura ambiente (T_{amb}). Por otra parte, el consumo eléctrico se ha modelado mediante un ajuste paramétrico obtenido a

¹Se normaliza centrando los datos para que tengan una media cero y escalándolos para que tengan una desviación típica unidad

²Los detalles del modelo se describen en la Sección 6.1

partir de datos experimentales que relacionan la frecuencia de los ventiladores ω_{dc} con el consumo eléctrico $C_{dc,e}$.

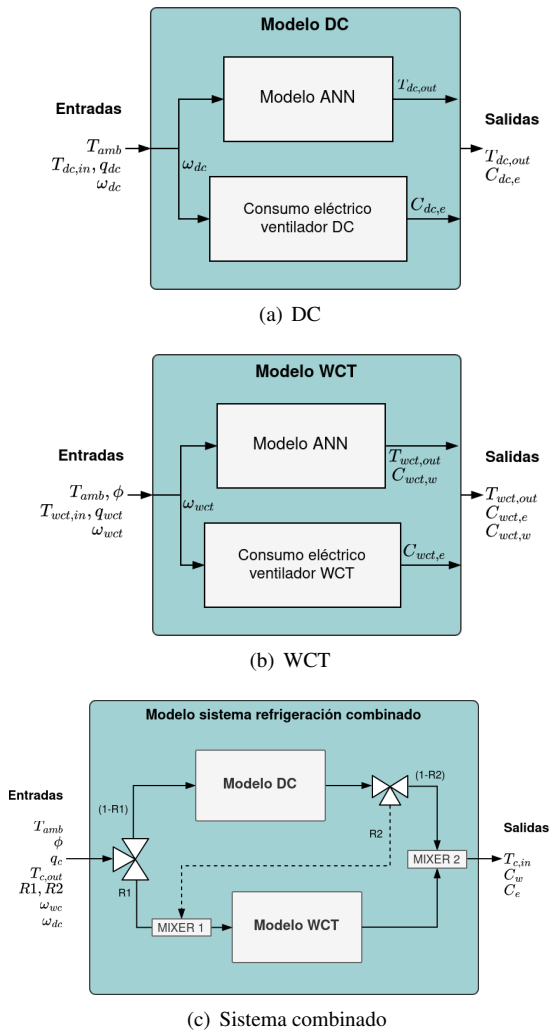


Figura 3: Diagrama de los distintos modelos

4.2. Modelado de WCT

La arquitectura del modelo de WCT (Figura 3(b)) es la misma que para el DC, se compone de un un modelo ANN cuyas salidas son: la temperatura del agua a la salida de la WCT, $T_{wct,out}$ y el consumo de agua debido a las pérdidas por evaporación y arrastre, C_w . Las variables de entrada al modelo son: el caudal de agua de refrigeración (q_{wct}), la temperatura del agua de entrada ($T_{wct,in}$), la temperatura ambiente (T_{amb}) y la humedad relativa ambiente (ϕ). Al igual que en el caso del DC, el consumo eléctrico asociado se ha modelado mediante un ajuste paramétrico obtenido a partir de datos experimentales que relaciona la frecuencia del ventilador ω_{wct} con el consumo eléctrico $C_{wct,e}$.

4.3. Condensador de superficie

Para el condensador de superficie se asume un sistema ideal donde todo el calor cedido por el flujo a refrigerar es absorbido por el refrigerante. Los rangos de operación estudiados para el condensador son: $12-24 \text{ m}^3/\text{h}$ para q_c , mientras que para las temperaturas los límites dependen de las condiciones de entorno: $T_{c,in,min} = T_{wb}$, $T_{c,in,max} = T_{c,out,max} - \Delta T_{c,min}$ y

$T_{c,out,max} = T_v - \Delta T_{min}$, donde T_{wb} es la temperatura de bulbo húmedo para las condiciones dadas, $\Delta T_{c,min}$ es la diferencia de temperatura mínima entre entrada y salida de condensador, y ΔT_{min} la diferencia mínima entre T_v y $T_{c,out}$ (ambas 1°C). El consumo eléctrico asociado al flujo de refrigeración se modela mediante un ajuste paramétrico que lo relaciona a la frecuencia de la bomba *Pump 1* (ver Figura 1) ($C_{c,e}$).

4.4. Sistema combinado

El modelo del sistema combinado incluye los balances de masa y energía que dan como resultado las temperaturas de mezcla en función de los ratios $R1$ y $R2$. Ello se implementa en los bloques *MIXER 1* y *MIXER 2* del diagrama de la Figura 3(c). El consumo eléctrico total es la suma de los consumos eléctricos de los subsistemas: $C_e = C_{c,e} + C_{dc,e} + C_{wct,e}$

5. Metodología de evaluación

El primer paso de la metodología propuesta es especificar las condiciones del vapor a refrigerar, lo cual incluye la potencia térmica de refrigeración necesaria (P_r) y la temperatura del vapor requerida (T_v). También es necesario definir las condiciones de entorno, que son: T_{amb} , ϕ , $C_{w,max}$, λ_e , λ_w

Posteriormente, se procede a evaluar combinaciones de caudal (q_c) y temperaturas de entrada ($T_{c,in}$) y salida ($T_{c,out}$) del condensador de superficie que satisfacen el requerimiento de refrigeración, y se encuentran dentro del rango de operación de las variables del sistema. Para cada uno de los puntos candidatos, se evalúan distintas combinaciones de $R1$ y $R2$, modificando así la configuración serie y/o paralelo así como la carga térmica asignada a los subsistemas. Para cada uno de los casos estudiados es necesario resolver el sistema, esto es, obtener las velocidades de los ventiladores (ω_{dc} , ω_{wct}) que cumplen los requisitos de temperatura de salida. Si no existe una velocidad de ventilador dentro del rango de operación el punto es descartado.

Una vez obtenida una lista de puntos de operación candidatos, se evalúa su coste asociado y se selecciona el candidato con el coste mínimo.

Tal y como se describe en la Sección 3, el candidato con el coste mínimo asociado está caracterizado por los ratios de caudal ($R1$, $R2$), el caudal que circula por el condensador de superficie, q_c , y la temperatura a la salida de DC, $T_{dc,out}$, y WCT, $T_{wct,out}$. Un control de bajo nivel se encarga de mantener dichas variables estables durante el tiempo de muestreo establecido mediante la regulación de ω_{dc} y ω_{wct} .

6. Resultados

6.1. Modelos WCT y DC

El proceso de entrenamiento para ambos modelos ANN se realizó haciendo uso de la *Neural Network Toolbox* de MATLAB, utilizando el algoritmo Beale et al. (2010) de Lavenberg-Marquardt BP. Se probaron varias arquitecturas variando el número de capas ocultas entre 1 y 2 y el número de neuronas en cada capa entre 1 y 50. La función de transferencia adoptada en las capas ocultas fue la sigmoide logarítmica, mientras que la empleada en la capa de salida fue una función de transferencia lineal. La arquitectura óptima se seleccionó de

acuerdo con la función de error cuadrático medio. Para el modelo DC se han empleado 114 puntos, 127 para WCT. La arquitectura óptima para el modelo DC fue 4-50-2, mientras que para el WCT fue de 5-10-2, denotando la nomenclatura E-O-S que ambos modelos hacen uso de una capa de entrada (E), una capa oculta (O) y una capa de salida (S) con tantas neuronas como indica el número en la posición correspondiente.

El desempeño o ajuste de los modelos obtenidos para cada uno de los sistemas de refrigeración se muestra en las figuras 4(a) y 4(b). Se puede observar un ajuste de temperaturas con un error cuadrático medio de 0.51 y 0.35 °C ($T_{dc,out}$, $T_{wct,out}$) y de 11.62 l/h para el consumo de agua en la torre húmeda.

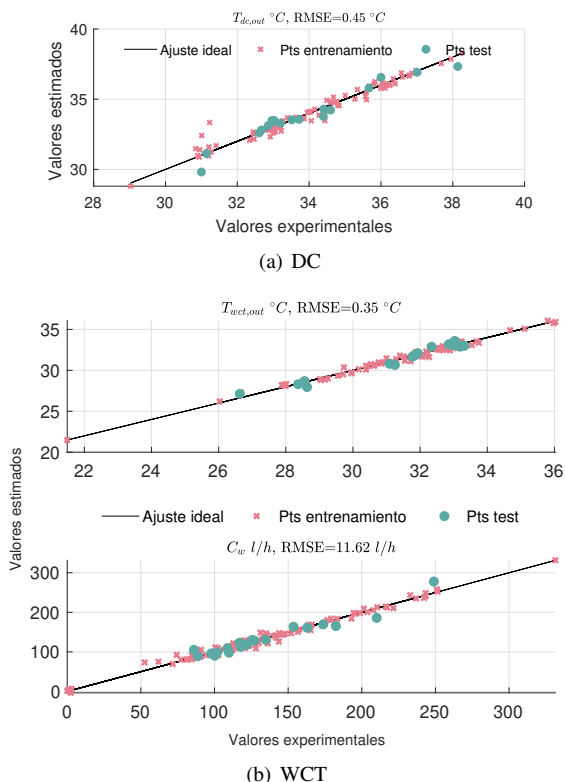


Figura 4: Ajuste de los distintos modelos a los datos experimentales

6.2. Evaluación de la operación óptima

Empleando los modelos previamente descritos, se han analizado en simulación cuatro casos de estudio sobre los que se ha realizado el proceso de optimización. Por un lado se ha variado la potencia a refrigerar mediante un factor de carga (CT, carga térmica) a dos niveles: condiciones nominales de operación (200 kW_t) que equivale a CT 100 %, y a carga parcial CT 60 %. Para cada carga a refrigerar se ha estudiado el efecto de las condiciones ambientales en el desempeño del sistema. Para ello se han estudiado condiciones de temperatura ambiente y humedad relativa típicas de verano ($T_{amb} = 25^{\circ}C$, $\phi = 70\%$) y de invierno ($T_{amb} = 10^{\circ}C$, $\phi = 40\%$) en la provincia de Almería. A la hora de evaluar el coste asociado a cada consumo se han estudiado tres situaciones distintas: contexto de escasez de agua, ($\lambda_e=0.1$, $\lambda_w=1$) (equivalente a coste elevado de agua), contexto de abundancia de agua ($\lambda_e=10$, $\lambda_w=0.1$) (equivalente a coste reducido de agua) y un punto intermedio ($\lambda_e=5$, $\lambda_w=1$). La restricción de consumo de agua considerada en estos casos de estudio es $C_{w,max}=150$ l/h. Para cada uno de los casos de

estudio, se han calculado los costes asociados a cada posible configuración del sistema en todo el rango de operación de sus entradas. Para ello se ha variado cada variable de decisión entre sus valores máximos y mínimos (descritos en la Sección 4) con un paso de: $6\text{ m}^3/\text{h}$ para q_c , 10 valores para $T_{dc,out}$ y $T_{wct,out}$ entre el mínimo y el máximo, [0, 0.3, 0.5, 0.7, 1] para R1 y R2. Los puntos evaluados y los resultados de optimización obtenidos se muestran en la Figura 5. En color rojo se muestran los resultados de optimización sin tener en cuenta la restricción de consumo de agua máximo, mientras que los de color verde representan aquellos óptimos que cumplen dicha restricción. Las dos primeras gráficas representan los resultados en condiciones de carga parcial (CT=60 %) y las dos últimas a carga nominal. Las gráficas impares corresponden con las condiciones ambientales típicas del invierno mientras que las pares de verano. Además, en la tabla 2 se muestra las variables de decisión obtenidas tras la optimización para cada caso de estudio con restricción de consumo de agua; los ratios que determinan en nivel de operación en serie y paralelo así como las variables de decisión relacionadas con el condensador de superficie.

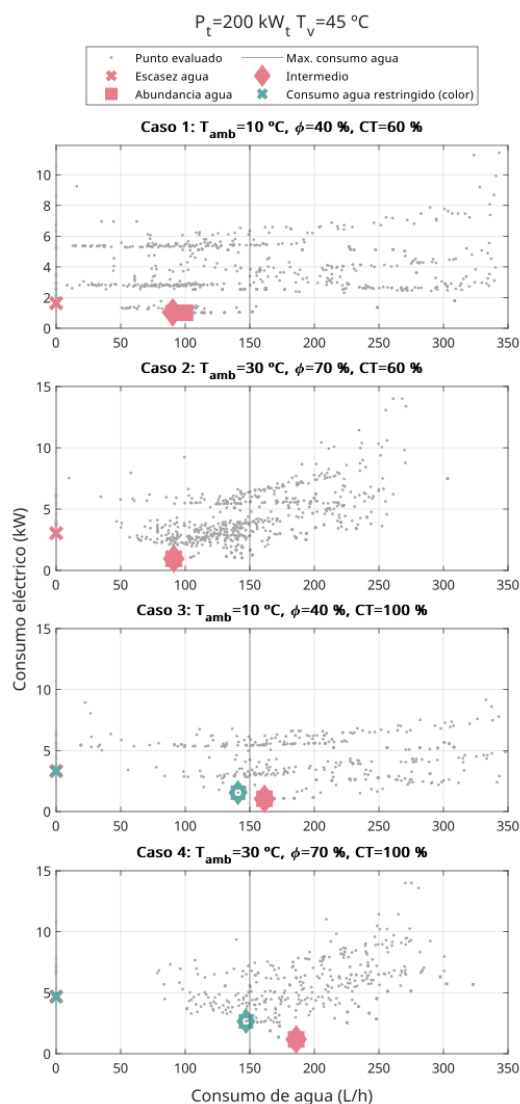


Figura 5: Resultados de optimización para los distintos casos de estudio. En color rojo se muestran puntos óptimos sin tener en cuenta restricción de consumo máximo de agua, en verde óptimos donde se tiene en cuenta.

Tabla 2: Resultados de la optimización considerando restricción de consumo de agua. ¹ Invierno, ² Verano.

| Caso | Condiciones | | Criterio | | Variables de decisión | | | | | Consumos | |
|------|----------------|--------|-------------|-------------|-----------------------|-----|-------------------|------------------------------|-------------------------------|-------------------|-----------------|
| | Est. | CT (%) | λ_e | λ_w | R1 | R2 | q_c (m^3/h) | $T_{dc,out}$ ($^{\circ}C$) | $T_{wet,out}$ ($^{\circ}C$) | C_e (kWh_e) | C_w (l/h) |
| 1 | I ¹ | 60 | 0.1 | 1 | 0 | 0 | 12 | 30.7 | 40.8 | 1.63 | 0 |
| | | | 5 | 1 | 1 | 0 | 12 | 30.7 | 36.5 | 1.04 | 90.29 |
| | | | 10 | 0.1 | 1 | 0 | 12 | 30.5 | 40.6 | 1.01 | 99.83 |
| 2 | V ² | 60 | 0.1 | 1 | 0 | 0 | 12 | 30.5 | 36.5 | 3.04 | 0 |
| | | | 5 | 1 | 0.5 | 0.3 | 12 | 30.3 | 39.9 | 0.95 | 91.09 |
| | | | 10 | 0.1 | 0.5 | 0.3 | 12 | 30.3 | 37.2 | 0.95 | 91.09 |
| 3 | I | 100 | 0.1 | 1 | 0 | 0 | 18 | 31.7 | 38.6 | 3.32 | 0 |
| | | | 5 | 1 | 0.5 | 0.5 | 12 | 31.7 | 34.7 | 1.55 | 140.86 |
| | | | 10 | 0.1 | 0.5 | 0.5 | 12 | 31.8 | 29.13 | 1.55 | 140.86 |
| 4 | V | 100 | 0.1 | 1 | 0 | 0 | 18 | 35.8 | 33.7 | 4.68 | 0 |
| | | | 5 | 1 | 0.5 | 0.7 | 12 | 35.8 | 32.5 | 2.65 | 147.06 |
| | | | 10 | 0.1 | 0.5 | 0.7 | 12 | 36 | 34.2 | 2.65 | 147.06 |

Común a todos los casos de estudio, cuando la situación es de escasez de agua (coste asociado elevado) se tiende a operar exclusivamente con el sistema seco ($R1=R2=0$). Esto supone un incremento de consumo eléctrico de más de 60% en verano (≈ 4.7 kW) respecto al de invierno (≈ 1.6 kW). En el resto de casos, donde el consumo de agua no se ve tan encarecido, se tiende hacia el uso del sistema húmedo ($R1 \geq 0.5$) pues permite alcanzar la potencia de refrigeración requerida con menor consumo eléctrico (≈ 1 kW en mejores condiciones, ≈ 2.7 kW en peores). En los casos de potencia nominal, el punto de operación óptimo, considerando la discretización realizada y los pesos de estudio, tiende hacia consumos de agua muy elevados (manteniendo consumos eléctricos mínimos de en torno a 2 kW). Al considerar la restricción de consumo máximo, el punto óptimo pasa a ser un compromiso entre consumos eléctrico y de agua (menos de 2.7 kW y 150 L/h) por lo que la tendencia es la combinación de ambos sistemas de refrigeración para alcanzar dicho compromiso, empleando la configuración de operación paralelo-serie. Además, el porcentaje de uso de WCT es mayor en verano ($R2=0.7$) que en invierno ($R2=0.5$). Para cargas térmicas parciales, dado que los requisitos de enfriamiento son menores, los consumos asociados se reducen y los resultados con y sin restricción son iguales. En estos casos, la configuración obtenida es también paralelo-serie durante el verano pero con menor porcentaje de uso de la WCT ($R2=0.3$). Por otra parte, con $CT=100\%$ e invierno, se prioriza el uso exclusivo del DC por el bajo consumo eléctrico asociado cuando la temperatura ambiente es baja.

Otro resultado relevante es que, en la medida de lo posible, el optimizador intenta minimizar el caudal que circula por el condensador (q_c). Con esta estrategia, por un lado, se reduce el consumo eléctrico de bombeo, al mismo tiempo que se provoca un aumento en la temperatura de salida del condensador. La mayor diferencia entre esta temperatura y la temperatura ambiente maximiza la capacidad de refrigeración tanto del sistema seco como de la torre húmeda (cuya fuerza impulsora es la diferencia de temperatura de bulbo húmedo y fluido a refrigerar).

7. Conclusiones

En este trabajo se ha estudiado el potencial de la combinación óptima de un sistema de refrigeración seca y húmedo para distintos casos de estudio evaluando distintas configuraciones en todo el rango de operación del sistema combinado. Los resultados obtenidos demuestran que empleando técnicas de optimización apropiadas es posible adaptar la operación a las condiciones ambientales y de operación. En la mayoría de los

casos analizados, se comprueba que la operación más adecuada es la configuración paralelo-serie. Únicamente se prioriza el uso de un único sistema de refrigeración en casos especiales; en escasez de agua severa (se emplea solo el DC) y carga parcial en invierno (solo WCT).

Este trabajo es una primera aproximación a la optimización del proceso de refrigeración de un sistema combinado. En trabajos futuros se incluirá el modelado del condensador de manera que se garantice que los resultados obtenidos son aplicables y reproducibles en el sistema real; la evaluación del coste haciendo uso de pesos no lineales y variables (coste del agua se ve penalizado con la cantidad consumida, dependa de la estación o condiciones climatológicas), así como simulaciones anuales para evaluar las ganancias potenciales de la optimización de la operación del sistema combinado mediante técnicas de optimización multiobjetivo (frente de Pareto). También se aplicarán y compararán técnicas de optimización en línea mediante la resolución de un problema de optimización y aprendizaje reforzado (optimización mono-objetivo).

Agradecimientos

Esta publicación es parte del proyecto de I+D+i PID2021-126452OA-I00, financiado por MCIN/ AEI/10.13039/501100011033/ y "FEDER Una manera de hacer Europa".

Referencias

- Asvapoositkul, W., Kuansathan, M., Oct. 2014. Comparative evaluation of hybrid (dry/wet) cooling tower performance. *Applied Thermal Engineering* 71 (1), 83–93.
DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2014.06.023
- Barigozzi, G., Perdichizzi, A., Ravelli, S., Apr. 2011. Wet and dry cooling systems optimization applied to a modern waste-to-energy cogeneration heat and power plant. *Applied Energy* 88 (4), 1366–1376.
DOI: 10.1016/j.apenergy.2010.09.023
- Barigozzi, G., Perdichizzi, A., Ravelli, S., Feb. 2014. Performance prediction and optimization of a waste-to-energy cogeneration plant with combined wet and dry cooling system. *Applied Energy* 115, 65–74.
DOI: 10.1016/j.apenergy.2013.11.024
- Beale, M. H., Hagan, M. T., Demuth, H. B., 2010. *Neural network toolbox. User's Guide*, MathWorks 2, 77–81.
- Colmenar-Santos, A., Borge-Diez, D., Molina, C. P., Castro-Gil, M., Jun. 2014. Water consumption in solar parabolic trough plants: Review and analysis of the southern Spain case. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 34, 565–577.
DOI: 10.1016/j.rser.2014.03.042
- Damerou, K., Williges, K., Patt, A. G., Gauché, P., Jul. 2011. Costs of reducing water use of concentrating solar power to sustainable levels: Scenarios for North Africa. *Energy Policy* 39 (7), 4391–4398.
DOI: 10.1016/j.enpol.2011.04.059
- Hu, H., Li, Z., Jiang, Y., Du, X., Mar. 2018. Thermodynamic characteristics of thermal power plant with hybrid (dry/wet) cooling system. *Energy* 147, 729–741.
DOI: 10.1016/j.energy.2018.01.074
- Martín, M., Martín, M., Sep. 2017. Cooling limitations in power plants: Optimal multiperiod design of natural draft cooling towers. *Energy* 135, 625–636.
DOI: 10.1016/j.energy.2017.06.171
- Palenzuela, P., Roca, L., Asfand, F., Patchigolla, K., Mar. 2022. Experimental assessment of a pilot scale hybrid cooling system for water consumption reduction in CSP plants. *Energy* 242, 122948.
DOI: 10.1016/j.energy.2021.122948
- Rezaei, E., Shafiei, S., Abdollahnezhad, A., Feb. 2010. Reducing water consumption of an industrial plant cooling unit using hybrid cooling tower. *Energy Conversion and Management* 51 (2), 311–319.
DOI: 10.1016/j.enconman.2009.09.027
- Turchi, C. S., Wagner, M. J., Kutscher, C. F., Dec. 2010. Water use in parabolic trough power plants: Summary results from WorleyParsons' analyses.
DOI: 10.2172/1001357