

Artículo de investigación

Optimización del Consumo Energético y de Agua en Torres de Enfriamiento de Circuito Cerrado Mediante Simulación de Procesos de Refrigeración

¹Sergio Flores Cáceres; ²Edwin Lamas Sivila; ³Santos Calani Gonzalez; ⁴Alondra Estevez Bautista *

- ¹ Universidad Técnica de Oruro.
² Profesor, Universidad Técnica de Oruro
³ Universidad Técnica de Oruro.
⁴ Universidad Técnica de Oruro.

Resumen: El artículo presenta una investigación centrada en la optimización del consumo energético y de agua en torres de enfriamiento de circuito cerrado, específicamente en el rediseño de una torre utilizada por la empresa Metalúrgica Vinto. Se analizan los principios de funcionamiento de estas torres y la importancia de reducir el consumo de recursos. Para ello, se propone un modelo matemático que se basa en balances energéticos y de masa, incluyendo ecuaciones que describen la variación de temperatura y humedad del aire y del agua en el sistema, así como las condiciones de frontera necesarias para su análisis. Además, se aborda un enfoque para resolver ecuaciones diferenciales adimensionales relacionadas con el funcionamiento de las torres de enfriamiento. Se emplean métodos numéricos, como el método del disparo y el método de Runge-Kutta de cuarto orden, implementados en el software EES, para determinar variables desconocidas como la temperatura del agua de refrigeración y la humedad específica. Se analizan las condiciones de operación de la torre, considerando factores como la temperatura seca y húmeda, y se simulan escenarios de carga constante y variable. Los resultados indican que las condiciones de operación están influenciadas por factores ambientales y que un sistema de control adecuado puede optimizar el rendimiento energético de la torre. Se concluye que la variabilidad en la carga y las condiciones ambientales tienen un impacto significativo en el consumo de energía y el flujo de agua evaporada, lo que resalta la necesidad de estrategias de optimización en procesos de refrigeración industrial.

Palabras clave: Torre de refrigeración, eficiencia, energía, simulación.

Abstract: The article presents a research study focused on optimizing energy and water consumption in closed-circuit cooling towers, specifically through the redesign of a tower used by the company Metalúrgica Vinto. It analyzes the operating principles of

Citation: Prado, C.; Peredo G. J. El Sistema Tukuypaq: aportes de la medicina tradicional al campo de la Salud y Espiritualidad y los modelos de tratamiento integral para el abordaje de epidemias o pandemias. *Journal of Latin American Sciences and Culture*, 6(8), 77-85. <https://doi.org/10.52428/27888991.v5i7.958>

Received: 7 de abril del 2025
Accepted: 29 de mayo 2025.
Published: 30 de junio 2025.

Publisher's Note: JLASC stays neutral with regard to jurisdictional claims in published maps and institutional affiliations.



Copyright: © 2025 by the authors. Submitted for open access publication under the terms and conditions of the Creative Commons Attribution (CC BY) license (<https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>).

these towers and the importance of reducing resource consumption. To this end, a mathematical model is proposed based on energy and mass balances, including equations that describe the variation in temperature and humidity of both air and water in the system, as well as the boundary conditions required for analysis. Additionally, the study addresses an approach to solving dimensionless differential equations related to the operation of cooling towers. Numerical methods such as the shooting method and the fourth-order Runge-Kutta method are employed, implemented in the EES software, to determine unknown variables such as cooling water temperature and specific humidity. The operating conditions of the tower are analyzed, considering factors such as dry-bulb and wet-bulb temperatures, and scenarios of constant and variable loads are simulated. The results indicate that the operating conditions are influenced by environmental factors and that an appropriate control system can optimize the tower's energy performance. The study concludes that load variability and environmental conditions have a significant impact on energy consumption and evaporated water flow, highlighting the need for optimization strategies in industrial cooling processes.

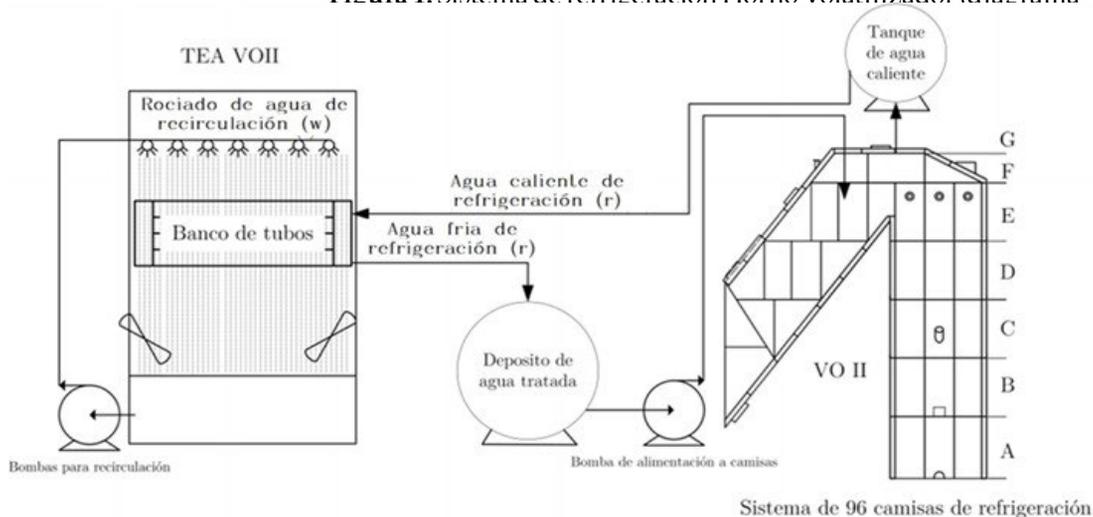
Keywords: Cooling tower, efficiency, energy, simulation.

1.-Introducción

Varios procesos industriales requieren algún tipo de control de temperatura. Por este motivo, hoy en día las torres de refrigeración forman parte de muchas instalaciones industriales (Milosavljevic-Heikkilä, 2001). Básicamente, hay dos tipos de torres de enfriamiento: la torre de enfriamiento de contacto directo o abierto que expone el agua directamente a la atmósfera y transfiere la carga de calor de la fuente directamente al aire. Las torres de enfriamiento de circuito cerrado, que mantienen un contacto indirecto entre el fluido y la atmósfera, pueden clasificarse desde varias perspectivas, como la circulación del aire, la dirección del flujo de aire y agua, y el estado de transferencia de calor. Según la circulación del aire, existen torres de tipo atmosférico o natural, que utilizan convección natural, donde el efecto de aspiración del rocío de agua induce el flujo de aire en la torre, y torres de tiro mecánico, que emplean convección forzada mediante ventiladores o sopladores, clasificándose a su vez en torres de tiro forzado y torres de tiro inducido, dependiendo de la posición del ventilador o soplador. En el caso de las torres de enfriamiento de circuito cerrado, su funcionamiento se basa en un principio en el cual la energía se extrae del agua caliente al estar en contacto directo con aire relativamente frío y seco. Adicionalmente, en las torres de refrigeración a contracorriente, el proceso implica una fase gaseosa (aire) que fluye hacia arriba, una fase líquida (película de agua) que fluye hacia abajo, y una gran interfaz entre ambas fases. Para lograr una transferencia intensiva de calor y masa, son esenciales una gran superficie de contacto interfacial aire-agua y un alto coeficiente de transferencia de calor (Sarker et al., 2008). En el pasado, las torres de refrigeración descargaban el calor residual de sus operaciones

directamente en mares o ríos cercanos, ya que esta era la opción más sencilla y económica. Sin embargo, este método provocaba un aumento en la temperatura del agua, lo cual es extremadamente dañino para la flora y fauna acuáticas. En la actualidad, en los países industrializados, el incremento de temperatura permitido en estos cuerpos de agua está estrictamente regulado y legislado. Por ello, las plantas que requieren procesos de enfriamiento deben emplear sistemas de enfriamiento de ciclo cerrado. En estos sistemas, el calor se transfiere inicialmente a una fuente de agua tratada u otro fluido, que posteriormente disipa el calor al exterior mediante torres de refrigeración. (Lemouari et al., 2009). Actualmente, uno de los principales desafíos en el uso de torres de refrigeración es minimizar el consumo de energía y agua. Las torres que realizan el enfriamiento exclusivamente por aire suelen tener un alto consumo energético, lo que resalta la necesidad de investigaciones orientadas a optimizar el uso de recursos. (Al-Waked- Behnia, 2006). En este marco, la presente investigación propone un rediseño de la torre de enfriamiento de circuito cerrado utilizada para el enfriamiento del agua de las camisas del Horno Volatilizador II, perteneciente a la empresa Metalúrgica Vinto. El estudio incluye simulaciones de las condiciones de operación basadas en variables psicrométricas y dimensiones espaciales. Este sistema opera con un flujo de recirculación de agua de XY (m³/h), el cual, durante el proceso de refrigeración del horno, experimenta un incremento de temperatura con un gradiente de ZZ (°). Posteriormente, la cantidad de calor producida es disipada al ambiente mediante.

Figura 1. Sistema de refrigeración Horno Volatilizador (diagrama



Nomenclatura

dA_s Área diferencial de transferencia de calor en la zona de intercambio [m²]

e_p Espesor de la pared del tubo [m]

2.1. Ecuaciones de calor y masa

Flujo de calor a través de la pared del tubo:

$$dQ_k = U_{os} \cdot (T_r - T_w) \cdot dA_z \quad (1)$$

Flujo de calor desde la superficie de agua al aire:

$$dQ_p = hc_p \cdot (T_w - T_s) \cdot dA_t \quad (2)$$

Flujo de vapor de agua transferido del agua al aire:

$$dM_e = hD \cdot [w_{sat}(T_w) - w] \cdot dA_m \quad (3)$$

Balance de materia

$$dM_w = -dM_e \quad (4)$$

$$M_a dw = dM_w = -dM_e \quad (5)$$

Balance de energía en superficie de control a'':

$$M_a dh + dQ_p + h_v dM_c = 0 \quad (6)$$

Balance de energía en superficie de control b'':

$$dQ_k + M_a dh = M_w dh_w + h_w dM_w \quad (7)$$

Balance de energía en superficie de control c'':

$$dQ_k = -M_r \cdot dhr \quad (8)$$

2.2 Ecuaciones de variación de energía y masa

El análisis de transferencia de energía y masa dentro del volumen de control es esencial para describir los fenómenos térmicos y psicométricos en el sistema. A partir de los balances de energía y materia establecidos previamente, se derivan ecuaciones que caracterizan la variación de estas variables.

2.2.1 Variación de humedad específica del aire en el volumen de control

La humedad específica del aire cambia dinámicamente durante el proceso de enfriamiento debido al intercambio entre el agua y el aire. Este comportamiento se integra al flujo de vapor de agua transferido al aire en la ecuación de balance de materia (4).

$$dw = -hD/M_a \cdot [w_{sat}(T_w) - w] \cdot dA_m \quad (9)$$

2.2.2 Variación de temperatura seca del aire en el volumen de control

La temperatura seca del aire evoluciona como resultado de la transferencia de calor sensible y latente dentro del volumen de control. Este cambio se describe reemplazando las ecuaciones (2) y (3) en el balance energético (6).

$$dh = -\frac{1}{M_a} \left(h_{cp} \cdot (T_w - T_s) \cdot dA_t + h_v \cdot h_D \cdot [w_{\text{sat}}(T_w) - w] \cdot dA_m \right) \quad (10)$$

Para expresar esta variación en función de la temperatura seca, recurre a la definición de entalpia específica descrita por Pinazzo.

$$h = cp_a s \cdot T_s + w \cdot (c_p \cdot T_s + r_0) \quad (11)$$

La diferenciación muestra un modelo más detallado:

$$dh = (cp_a s + w \cdot cp_v) \cdot dT_s + (cp_v \cdot T_s + r_0) \cdot dw \quad (12)$$

El calor específico de aire húmedo se define como:

$$cp_a = cp_a s + w \cdot cp_v \quad (13)$$

La entalpia del vapor de agua:

$$dh = cp_a \cdot dT_s + (cp_v \cdot T_s + r_0) \cdot dw \quad (14)$$

La entalpia específica del vapor de agua en función de la temperatura se puede expresar como:

$$h_v = \underline{cp_v} \cdot T_w + r_0 \quad (15)$$

La variación de temperatura seca del aire en el proceso:

$$dT_s = \frac{(T_w - T_s)}{M_a \cdot cp_a} \left(h_{cp} \cdot dA_t + h_D \cdot cp_v \cdot [w_{\text{sat}}(T_w) - w] \cdot dA_m \right) \quad (16)$$

2.2.3 Variación de temperatura de agua de rociado en volumen de control

La interacción entre el agua de rociado y el aire genera una transferencia de energía que afecta la temperatura del agua. Este fenómeno se modela reemplazando las ecuaciones (3), (1) y (4) en el balance energético (7).

$$\begin{aligned} M_w \cdot dh_w = & (h_w - h_v) \cdot h_D \cdot [w_{sat}(T_w) - w] \cdot dA_m \\ & - h_{cp} \cdot (T_w - T_s) \cdot dA_t \\ & + U_{os} \cdot (T_r - T_w) \cdot dA_s \end{aligned} \quad (17)$$

La entalpia específica del agua se expresa como:

$$h_w = c_{pw} \cdot T_w \quad (18)$$

A partir de la ecuación (18), la expresión diferencial es:

$$dh_w = c_{pw} \cdot dT_w \quad (19)$$

Integrando estas expresiones en el modelo, y considerando las condiciones específicas del sistema, se obtiene la siguiente ecuación que describe la variación de la temperatura del agua rociado:

$$\begin{aligned} dT_w = \frac{1}{M_w \cdot c_{pw}} \cdot \left[(T_w \cdot (c_{pw} - c_{pv}) - r_0) \cdot h_D \cdot \right. \\ \left. (w_{sat}(T_w) - w) \cdot dA_m \right. \\ \left. - h_{cp} \cdot (T_w - T_s) \cdot dA_t + U_{os} \cdot (T_r - T_w) \cdot dA_s \right] \end{aligned} \quad (20)$$

Esta ecuación describe los cambios térmicos en función de las propiedades específicas del agua y las interacciones energéticas en el volumen de control.

2.2.4 Variación de la temperatura del agua de refrigeración en el volumen de control

La temperatura del agua de refrigeración experimenta cambios debido a su interacción con los componentes del sistema. Este comportamiento se incluye en el balance energético (8)

$$dh_r = -U_{os}/M_r \cdot (T_r - T_w) \cdot dA_s \quad (21)$$

Similar al caso del agua de rociado (18), se obtiene:

$$dh_r = c_{pr} \cdot dT_r \quad (22)$$

Por tanto, la variación de la temperatura del agua en el volumen de control se expresa:

$$dT_r = -[U_{Os}/(M_r \cdot c_{pr})] \cdot (T_r - T_w) \cdot dA_z \quad (23)$$

2.2.5 Modelo matemático de una torre de enfriamiento de circuito cerrado

Todos los balances realizados anteriormente están referidos a un elemento infinitesimal de área dA . En las ecuaciones adimensionales se tomará como referencia un elemento infinitesimal de longitud dl ya que resulta más intuitivo a la hora de mostrar los resultados. Para adaptar el modelo a la geometría de un banco de tubos, el volumen de control del intercambiador de calor está dividido en elementos de ancho St , una longitud de tubo de By y una altura L . En la última figura 3 cada elemento es un intercambiador de calor separado, cuyo número es el de unidades de intercambiadores de calor es Nt y son asumidas las siguientes consideraciones:

- La influencia mutua entre elementos adyacentes es nula.
- En cada intercambiador de calor (elemento) el flujo vertical de agua sobre los tubos es tratado como dos flujos que descienden sobre dos superficies verticales.

de altura L . A cada una de estas dos superficies se le asigna también la mitad del flujo de agua refrigerante M_r que fluye por el interior de los tubos y la mitad del flujo de aire que circula por cada elemento, véase Figura 4.

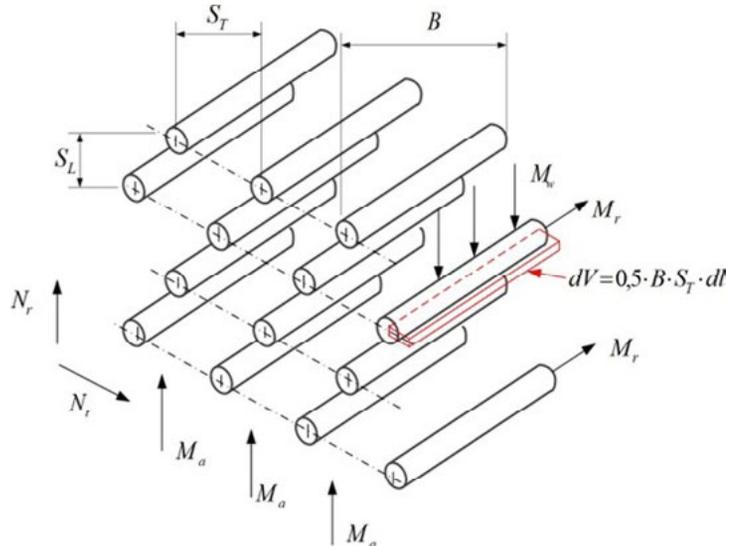
En base a lo anteriormente mencionado, podemos redefinir el diferencial de área para que las ecuaciones que predicen el comportamiento puedan estar en función de dl :

$$dA = B \cdot dl \quad (24)$$

$$dA_t = f_t \cdot dA = f_T \cdot B \cdot dl \quad (25)$$

$$dA_m = f_m \cdot dA = f_T \cdot B \cdot dl \quad (26)$$

Figura 3. Localización del volumen de control y división del intercambiador



El área de transferencia de calor y el de transferencia de masa entre la interface aire-agua y el área exterior de tubos, dependiente de la caída del agua.

$$dA = dA_s \quad (27)$$

$$dAt = dAm \quad (28)$$

$$f = fm = ft \quad (29)$$

La relación de áreas f es la relación entre el área de intercambio de calor y masa agua-aire y el área exterior de tubos, dependiente de la caída del agua y la configuración del banco de tubos, en el caso disposición escalonada.

$$f = 1 + \frac{(2 - \xi)S_L \cdot D_o}{\pi \cdot D_o} \cdot B^* \quad (30)$$

Donde B^* para flujo laminar es 2 y ξ para una configuración escalonada se calcula de:

$$\xi = (2 \cdot S_L)/(2 \cdot S_L - S_T) \quad (31)$$

Reemplazando el conjunto de ecuaciones (24) y (27) en las relaciones (9), (16), (20) y (23) obtenemos el siguiente sistema de ecuaciones diferenciales:

$$\frac{dw}{dl} = -\frac{(h_D \cdot f \cdot B)}{M_a} \cdot [w_{sat}(T_w) - w] \quad (32)$$

$$\frac{dT_s}{dl} = -\frac{f \cdot B}{M_a \cdot c_{pa}} \cdot hc_p + h_D \cdot c_{pv} [w_{sat}(T_w) - w] \quad (33)$$

$$dT_r/dl = -B/(M_r \cdot c_{pr}) \cdot U_{os}(T_r - T_w) \quad (34)$$

$$\frac{dT_w}{dl} = -\frac{f \cdot B}{M_a \cdot c_{pa}} \cdot \left\{ hc_p \cdot [w_{sat}(T_w) - w] \cdot [T_w \cdot (c_{pw} - c_{pv}) - r_0] - hc_p \cdot (T_w - T_s) + U_{os} \cdot (T_r - T_w)/f \right\} \quad (35)$$

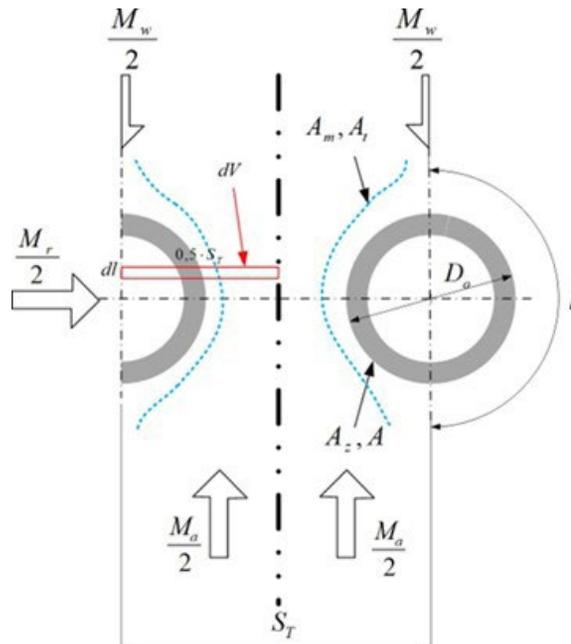
La altura total del banco de tubos, es la sumatoria de los semiperímetros de todos de los tubos:

$$L = 0, 5\pi \cdot D_o \cdot N_r \quad (36)$$

Las condiciones de frontera para el conjunto de ecuaciones tienen la forma de:

$$w(L) = w_1 \quad (37)$$

Figure 4. Dirección del flujo en el volumen (flujo de agua y aire en los tubos)



$$T_s(L) = T_{s1} \quad (38)$$

$$T_r(0) = T_{r1} \quad (39)$$

$$T_w(0) = T_w(L) \quad (40)$$

Las dos primeras condiciones de contorno se establecen a partir del conocimiento previo de los parámetros de entrada del aire. En el punto $l = L$, se define una relación de humedad inicial w_1 y una temperatura de entrada del aire T_{s1} . De manera similar, para $l = 0$, se conoce la temperatura de ingreso del fluido refrigerante T_{r1} . La última condición de contorno se deriva suponiendo que se encuentra en estado estacionario y del hecho que, al tratarse de un circuito cerrado, la temperatura del agua al final del trayecto $T_w(L)$ debe coincidir con la temperatura al inicio del recorrido en los rociadores $T_w(0)$. Para integrar el conjunto de ecuaciones anterior, es necesario definir el caudal masivo de agua a través de una sección transversal arbitraria.

$$M_w = M_{w1} - M_a \cdot (w_2 - w) \quad (41)$$

3. Resolución de ecuaciones diferenciales

3.1 Ecuaciones diferenciales adimensionales

Para optimizar la resolución numérica, Zalewsky utiliza la adimensionalización de ecuaciones diferenciales, para ello son definidas variables adimensionales (*) en función de las variables reales y los parámetros de ingreso:

$$l^* = l/L \quad (42)$$

$$T_s^* = T_s/T_{s1} \quad (43)$$

$$T_w^* = T_w/T_{s1} \quad (44)$$

$$w^* = w/w_1 \quad (45)$$

$$T_r^* = T_r/T_{r1} \quad (46)$$

Por ende, se define un nuevo conjunto de condiciones frontera para la resolución de ecuaciones diferenciales:

$$w^*(L) = 1 \quad (47)$$

$$T_s^*(L) = 1 \quad (48)$$

$$T_w^*(0) = T_w^*(L) \quad (49)$$

$$T_r^*(0) = 1 \quad (50)$$

Estas nuevas condiciones frontera (47) y el conjunto de relaciones adimensionales 46 son reemplazadas en las ecuaciones diferenciales (32). Finalizado el reemplazo y con la finalidad de simplificar más las relaciones, se procede a definir constantes adimensionales.

$$R_1 = (f \cdot h_D \cdot B \cdot L) / M_a \quad (51)$$

$$R_2 = (hc_p) / (h_D \cdot cp_v) \quad (52)$$

$$R_3 = R_1(cp_v) / (cp_a) \quad (53)$$

$$R_4 = R_1(cp_v) / (cp_w) \quad (54)$$

$$R_5 = r_o / (cp_v \cdot T_s 1) \quad (55)$$

$$R_6 = U_{os} / (f \cdot h_D \cdot cp_v) \quad (56)$$

$$R_7 = (U_{os} \cdot L \cdot B) / (M_r \cdot cp_r) \quad (57)$$

Finalmente, las ecuaciones diferenciales para la simulación de una torre de enfriamiento de circuito cerrado son las siguientes:

$$\frac{dT_w^*}{dt^*} = -R_1[w_{sat}(T_w) - w^*] \quad (58)$$

$$\frac{dT_s^*}{dt^*} = -R_3 \cdot (T_w^* - T_s^*) \cdot [w_{sat}(T_w) - w^*] + R_2 \quad (59)$$

$$\frac{dT_r^*}{dt^*} = -R_7 \cdot (T_r^* - T_s 1 / T_r 1 \cdot T_w^*) \quad (60)$$

$$\begin{aligned} \frac{dT_r^*}{dt^*} = & \frac{R_4}{\frac{M_{w1}}{M_a} \cdot w_1 \cdot (w_2^* - w^*)} \cdot \left\{ \left(\frac{R_1}{R_4} - 1 \right) \cdot T_w^* - R_5 \right\} \\ & \cdot [w_{sat}(T_w) - w^*] \cdot w_1 - R_2 \cdot (T_w^* - T_s^*) \\ & + R_6 \cdot \left(\frac{T_r^* - T_s 1}{T_r 1 \cdot T_w^*} \right) \end{aligned} \quad (61)$$

Los flujos máscos de los fluidos presentes en el Volumen de control, representan solo una parte del flujo total de tubos y son mostrados en el siguiente conjunto de ecuaciones:

$$M_a = m_a / (\cdot N_t \cdot (1 + w_1)) \quad (62)$$

$$M_r = m_r / (\cdot N_t) \quad (63)$$

$$M_w = m_w / (2 \cdot N_t) \quad (64)$$

3.2 Método de resolución de ecuaciones diferenciales

Resolviendo el conjunto de ecuaciones diferenciales adimensionales, junto con las condiciones de frontera de la ecuación (37) forman un problema de valores iniciales desconocidos, en este caso: $T^* s(0), w^*(0)$ y $T^* w(0)$ Los métodos numéricos más usuales para este tipo de caso son:

Método del disparo o shooting y Runge Kutta de Vorden. El software elegido para la resolución de este problema es EES, este recomienda el método del disparo utilizando la función (Find Minimum or Maximum - Hallar el mínimo o máximo). Este consiste en hacer variar una variable independiente para minimizar un valor de pendiente. En el caso nuestro, son resueltas las ecuaciones diferenciales por medio de las siguientes definiciones donde las variables independientes son: T_s^* , T_w^* , $w^*(0)$

$$w^* = w^*(0) + \int_0^1 \left(\frac{dw^*}{dt^*} \right) dt^* \quad (65)$$

$$T_s^* = T_s^*(0) + \int_0^1 \left(\frac{dT_s^*}{dt^*} \right) dt^* \quad (66)$$

$$T_w^* = T_w^*(0) + \int_0^1 \left(\frac{dT_w^*}{dt^*} \right) dt^* \quad (67)$$

$$T_r^* = T_r^*(0) + \int_0^1 \left(\frac{dT_r^*}{dt^*} \right) dt^* \quad (68)$$

Las variables independientes conforman una condición dependiente que debe ser minimizada hasta un valor muy cercano a cero, en ese caso el problema se dispone como resuelto. Los valores de $T_s^*(L)$, $w^*(L)$ son conocidos y son las condiciones del aire de ingreso al sistema, por otra parte, $T_w^*(L)$ es el mismo valor que $T_w^*(0)$, el cual debe ser encontrado con el mismo procedimiento.

$$ges = |T_w^*(L) - T_w^*| + |T_s^*(L) - T_s^*| + |T_s^*(L) - w^*| \quad (69)$$

Lo que hace este programa es encontrar una función de humedad especificada, temperatura seca, temperatura de agua de rocío y temperatura de agua de refrigeración dentro del proceso. El desafío se encuentra en la presencia de tres variables desconocidas, las cuales presentan múltiples errores y limitaciones, además de requerir un tiempo considerable para una resolución. Por esta razón, se adopta un enfoque alternativo para abordar el problema. Para abordar este aspecto, simplifico el orden de integración debido a que los valores de las variables del aire húmedo en L son conocidos. Además, se considera como dato de entrada para el agua de refrigeración la temperatura de salida del sistema, por lo que $T_r^*(L)$ también es un valor previamente definido.

$$w^* = w^*(L) + \int_0^1 \frac{dw^*}{dt^*} dt^* \quad (70)$$

$$T_s^* = T_s^*(L) + \int_0^1 \frac{dT_s^*}{dl^*} dl^* \quad (71)$$

$$T_w^* = T_w^*(L) + \int_0^1 \frac{dT_w^*}{dl^*} dl^* \quad (72)$$

$$T_r^* = T_r^*(L) + \int_0^1 \frac{dT_r^*}{dl^*} dl^* \quad (73)$$

El valor desconocido $T_w^*(L)$ es resuelto por el mismo método, definiendo también el valor a minimizar:

$$ges = abs[T_w^*(0) - T_w^*(L)] \quad (74)$$

3.3 Cálculos Finales

Los valores encontrados por el método son útiles para definir las condiciones de funcionamiento de la torre de enfriamiento, para ello las variables adimensionales deben ser convertidas nuevamente a dimensiones de acuerdo al conjunto de ecuaciones. Calor rechazado por TEA:

$$\dot{Q}_r = \dot{m}_r \cdot c_{p_r} \cdot \Delta T_r \quad (75)$$

Donde:

$$\Delta T_r = T_r(0) - T_r(L) \quad (76)$$

Flujo de agua evaporada:

$$\dot{M}_e = \dot{m}_a \cdot [w(0) - w(L)] \quad (77)$$

Eficiencia de torre de enfriamiento:

$$\epsilon = \frac{\dot{Q}_r}{\dot{Q}_{\max}} \cdot 100\% \quad (78)$$

$$\dot{Q}_{\max} = c_{p_{\text{sat}}} \cdot \dot{m}_a \cdot (T_{r2} - T_{b1}) \quad (79)$$

$$c_{p_{\text{sat}}} = \frac{\Delta h}{\Delta T_b} \quad (80)$$

$$c_{p_{\text{sat}}} = \frac{\Delta h}{\Delta T_b} \quad (81)$$

$$\Delta h = h - h_1 \quad (82)$$

$$\Delta T_b = T_b - T_{b1} \quad (83)$$

Ambas propiedades psicométricas están en función de la temperatura seca y húmeda específica; $T_b = f(T_s; w)$ valores que son encontrados en la resolución de ecuaciones diferenciales.

3.3.1 Caída de presión del aire dentro de los tubos

$$\Delta p_a = N_r \cdot \chi \cdot \left(\frac{\rho_1 \cdot (\text{vel}_{a,\text{max}}^2)}{2} \right) \cdot f_{\Delta} \quad (84)$$

Los factores f_{Δ} y χ están en función de la disposición del banco de tubos y su número de Reynolds como se muestra en la figura 3. Para el cálculo de velocidad máxima del aire, se tomó en cuenta el cálculo del Número de Reynolds del aire entre la fase agua-aire en función de una sección mínima.

$$\text{Re}_p = \frac{\rho_1 \cdot \text{vel}_{a,\text{max}} \cdot D_o}{\mu_p} \quad (85)$$

$$\text{Re}_p = \frac{\dot{m}_a \cdot D_o}{N_t \cdot (S_L - D_o) \cdot B \cdot \mu_p} \quad (85)$$

3.3.2 Potencias Estimadas

Las potencias son calculadas en función del equipo por medio de curvas de funcionamiento. En este paso del diseño los equipos aún no son elegidos, es por eso la utilidad de estimar potencias Potencia de los ventiladores:

$$P_{\text{vent}} = \frac{\dot{m}_a \cdot \Delta p_a}{\rho_1 \cdot \eta_{\text{vent}} \cdot 1000} \quad [\text{kW}] \quad (87)$$

Potencia de bombas centrífugas

$$P_{\text{bom.w}} = \frac{\dot{m}_w \cdot \Delta p_w}{\eta_{\text{bomba}} \cdot 1000} \quad [\text{kW}] \quad (88)$$

Los rendimientos asumidos para ambos casos son de un $\eta_{\text{textges}} = 70$

3.3.3 Flujo volumétrico del aire por ventilador

Para la selección de un ventilador, el factor principal a considerar es el flujo de aire, lo cual es esencial y de gran utilidad.

$$\dot{V}_{hr} = \dot{m}_a \cdot \frac{v_{e1}}{|2.77778 \times 10^4 \text{ hr/s}| \cdot N_{\text{Ovent}}} \quad [\text{m}^3/\text{hr}] \quad (89)$$

Se establece el número de ventiladores N_{Ovent} cuyo valor se determina en función del espacio disponible para su instalación. Este parámetro no influye en la resolución de las ecuaciones diferenciales.

4. Simulación

4.1 Simulación horaria TEA

Para validar el uso de un sistema de control con respectivo variador de frecuencia, se realiza una simulación diaria del comportamiento de los parámetros de funcionamiento con el modelo matemático de Zalewski. Los datos de ingreso son obtenidos de la alternativa elegida en la matriz de selección, utilizando como valores variables las condiciones psicrométricas del aire obtenidas de la estación meteorológica del laboratorio de máquinas térmicas de la carrera de Mecánica - Electromecánica - Mecatrónica. La temperatura de bulbo húmedo es variable respecto al día, con un pico máximo característico en horas de la tarde, teóricamente por el salto térmico entre el sistema y el ambiente. En este pico, la TEA se encuentra con mayores inconvenientes para refrigerar la misma cantidad de agua, por lo que también existen picos elevados de flujo de aire y agua evaporada, y picos mínimos de eficiencia del sistema.

1.1.1 *Análisis con calor con rechazado constante*

En esta sección son analizadas las condiciones de funcionamiento manteniendo un flujo de calor a rechazar por la torre de enfriamiento constante. El valor de trabajo es el promedio del calor máximo rechazado por VOH.

$$Q_r = 5827[kW] \quad (85)$$

Figura 5. Variación de la temperatura de bulbo húmedo en la Ciudad de Oruro

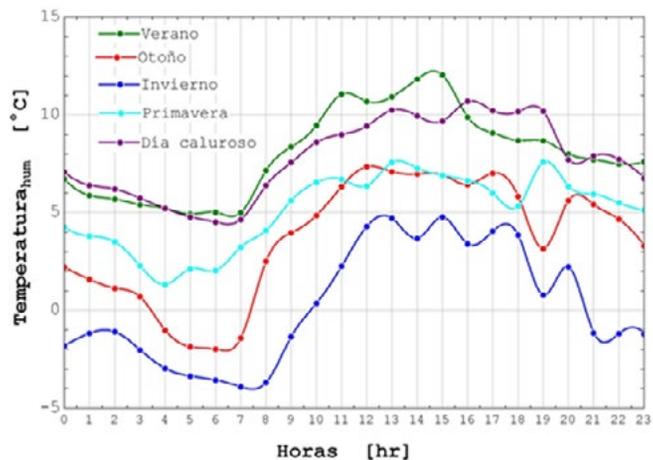
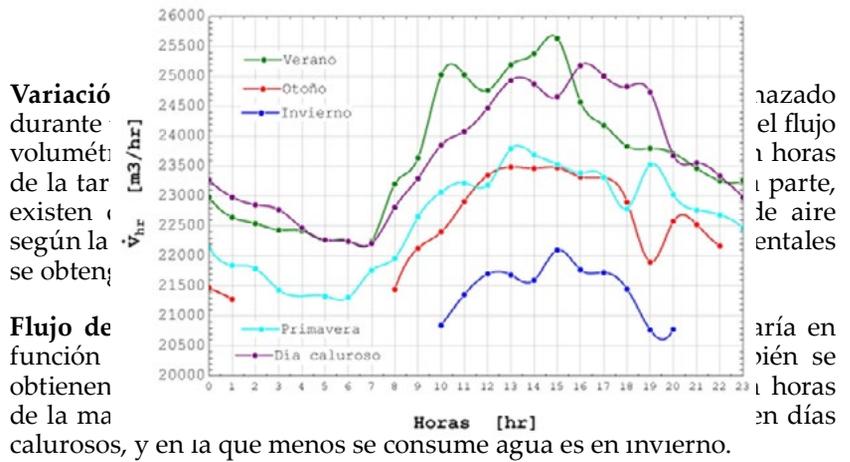


Figura 6. Variación del flujo de aire en la torre de enfriamiento de aire.



Carga volumétrica de aire: La curva diaria obtiene las mismas características que el flujo volumétrico. Se estima el porcentaje de carga en función del flujo volumétrico máximo del diseño.

$$V_{hr.max} = 30977[m^3/hr] \quad (86)$$

$$N_1/N_2 = (P_1/P_2)^2 \quad (87)$$

Carga en potencia consumida: También es posible estimar la carga de potencia en función de las ecuaciones de proporcionalidad.

Figura 7. Variación del flujo de aire en la torre de enfriamiento de agua.

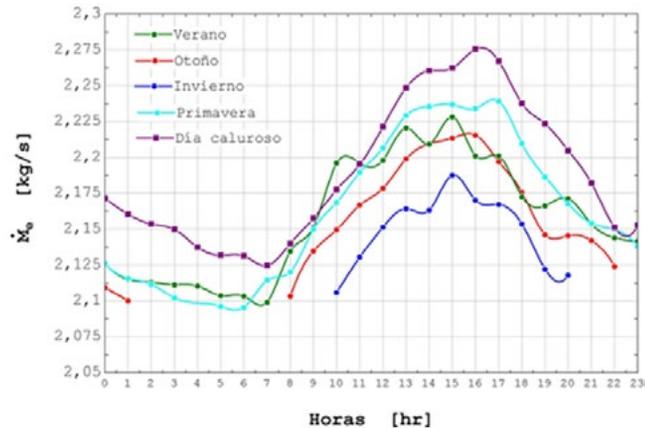
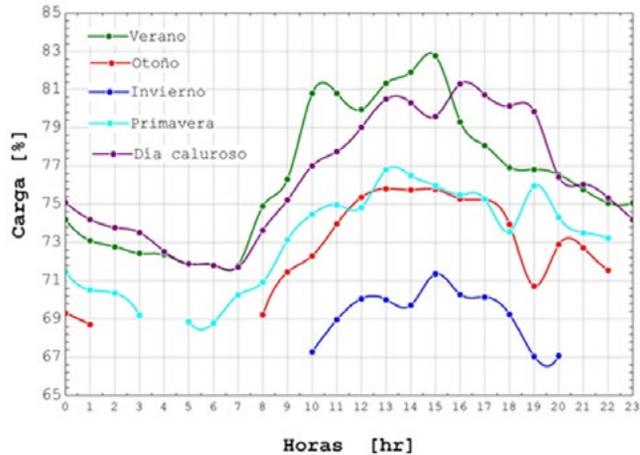


Figura 8. Porcentaje en carga volumétrica de la torre de enfriamiento de agua



La curva general se mantiene, pero los valores disminuyen. Para rechazar el flujo de calor de diseño, en condiciones de verano se requiere utilizar el 57,5% de la potencia de los ventiladores, mientras que, en condiciones de invierno, para la misma carga, se utiliza un máximo del 38%, lo que evidencia un ahorro energético. Esto se ilustra en la figura 9.

Se ha comprobado que las condiciones de operación de una torre de enfriamiento están influenciadas por factores como la temperatura seca, la temperatura de bulbo húmedo y las estaciones del año. Estas variables afectan el calor rechazado, ya sea:

- De forma latente, manifestándose en una mayor evaporación de agua, o
- De forma sensible, predominando en condiciones más frías debido a una mayor diferencia de temperaturas.

Las variaciones en el calor rechazado por el VOII, como resultado de los factores mencionados, respaldan la implementación de un sistema de control adecuado.

4.1.2 Análisis con carga viable

En el acápite anterior se simuló las condiciones de funcionamiento asumiendo una carga máxima constante, lo que permitió validar el uso de variador de frecuencia en la torre. En realidad, la carga en la

torre de enfriamiento es variable; como se demostró en la sección anterior, el sistema tiene oscilaciones durante el día. En la figura 10 se puede observar que el porcentaje de carga volumétrica también oscila durante el día. Al no necesitar de una carga constante, estos porcentajes reducen sus valores, llegando hasta un 20% en carga, lo que, además de disminuir el consumo de energía eléctrica, también disminuye el flujo de agua evaporada en el proceso.

Figura 9. Porcentaje en carga de potencia en la torre de enfriamiento de agua

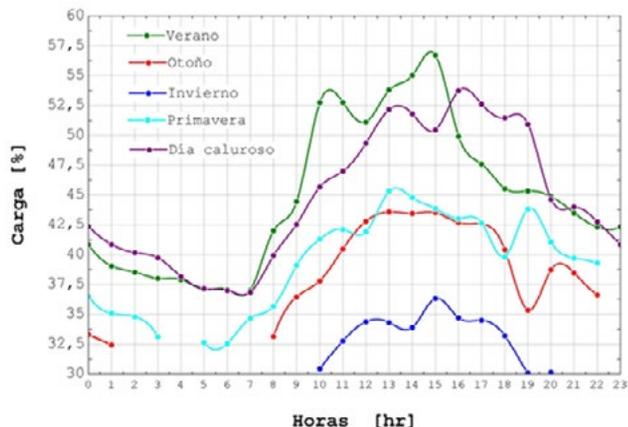
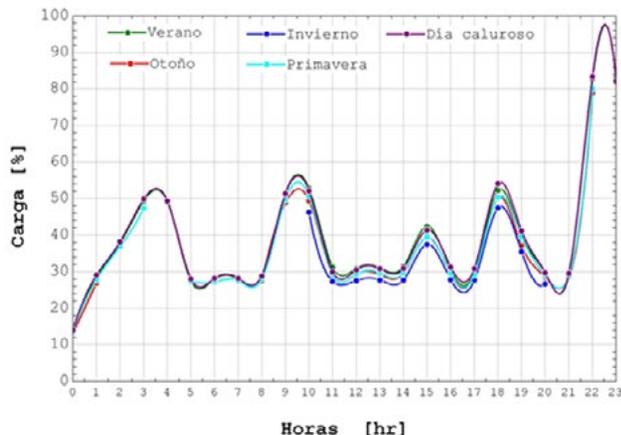


Figura 10. Porcentaje de la carga en potencia de la torre de enfriamiento de agua en carga variable



5. Resultados y discusiones

Los resultados del estudio indican que las condiciones de operación de la torre de enfriamiento están significativamente influenciadas por factores ambientales, como la temperatura seca y la temperatura de bulbo húmedo. Se observó que la carga en la torre no es constante, lo que

permite la implementación de un variador de frecuencia para optimizar el consumo energético. Durante las simulaciones, se evidenció que, en condiciones de carga variable, el consumo de energía eléctrica y el flujo de agua evaporada disminuyen, alcanzando reducciones de hasta un 20%. La optimización del consumo energético y de agua en torres de enfriamiento de circuito cerrado tiene importantes implicaciones prácticas para la industria. La investigación demuestra que la implementación de un sistema de control adecuado, que considere la variabilidad en la carga y las condiciones ambientales, puede resultar en una reducción significativa del consumo de energía y agua. Esto no solo contribuye a la sostenibilidad ambiental, sino que también puede traducirse en ahorros económicos considerables para las empresas. Además, la capacidad de ajustar el funcionamiento de la torre en función de las condiciones cambiantes permite a las industrias adaptarse mejor a las fluctuaciones en la demanda de refrigeración. La utilización de variadores de frecuencia, como se sugiere en el estudio, puede optimizar el rendimiento del sistema, mejorando la eficiencia operativa y prolongando la vida útil de los equipos. Por otro lado, la implementación de estrategias de optimización también puede tener un impacto positivo en la regulación de las emisiones de gases de efecto invernadero, al reducir la energía requerida para el funcionamiento de las torres de enfriamiento. Esto es especialmente relevante en un contexto donde las industrias buscan cumplir con normativas ambientales más estrictas y mejorar su huella de carbono. Finalmente, la investigación resalta la importancia de la simulación y el modelado en la toma de decisiones operativas. Las empresas pueden beneficiarse al integrar estas herramientas en sus procesos de diseño y operación, permitiendo una mejor planificación y gestión de recursos. En resumen, las implicaciones prácticas de este estudio son amplias y pueden contribuir significativamente a la eficiencia y sostenibilidad en el sector industrial.

6. Conclusiones

Se concluye que la carga variable y los factores ambientales son determinantes para el funcionamiento eficiente de las torres de enfriamiento. Un sistema de control adecuado es capaz de evitar sobreconsumos energéticos y sobreexplotación del recurso hídrico. La adopción de estrategias de optimización resulta relevante en procesos de enfriamiento industrial, porque permite no solo gestionar los recursos de manera más eficaz, sino también ajustarse a las circunstancias ambientales cambiantes. Los trabajos de investigación en el ámbito de la optimización del agua y energía en torres de enfriamiento de circuito cerrado han mostrado resultados que permitirán cambiar radicalmente la práctica industrial. En primer lugar, se ha demostrado que la variabilidad en la carga y las condiciones ambientales impactan de manera considerable el rendimiento de las torres de enfriamiento. Esto diferencia parte de los factores sistémicos, en los que se requiere un fuerte control y justifica la aplicación de control adaptativo y la minimización de la carga en las fuentes de energía. Reducir el consumo de energía y el flujo de agua evaporada permite que los estudios recientes

comprendan que las empresas podrán equilibrar la eficiencia operativa y la preocupación ambiental. Es información útil considerando la situación en la que las empresas están tratando de disminuir sus emisiones de carbono, al mismo tiempo que las legislaciones ambientales mejoran y se vuelven más estrictas. Además, los resultados también sugieren que la utilización de tecnologías como los convertidores de frecuencia puede aislar efectivamente la gestión de la variabilidad en la carga de demanda. No solo mejora la eficiencia del sistema, sino que también reduce las tensiones en el equipo debido a procesos operativos que son de periodo fijo y excesivos. Finalmente, el estudio también señala cómo las metodologías de simulación y modelado progresivos son útiles en la toma de decisiones operativas. Las técnicas de simulación permiten a las entidades pronosticar el rendimiento de sus sistemas en términos de diversas condiciones, lo que ayuda a planificar y gestionar recursos de manera efectiva. En última instancia, esto puede resultar en una implementación más efectiva de estrategias de optimización, mejorando así la competitividad y sostenibilidad de las empresas dentro del sector industrial.

7. Bibliografía

Al-Waked, R., & Behnia, M. (2006). CFD simulation of wet cooling towers. *Applied Thermal Engineering*, 26(4), 382–395. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2005.06.018>

Lemouari, M., Boumaza, M., & Kaabi, A. (2009). Experimental analysis of heat and mass transfer phenomena in a direct contact evaporative cooling tower. *Energy Conversion and Management*, 50(6), 1610–1617. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2009.02.002>

Milosavljevic, N., & Heikkilä, P. (2001). A comprehensive approach to cooling tower design. *Applied Thermal Engineering*, 21(9), 899–915. [https://doi.org/10.1016/S1359-4311\(00\)00078-8](https://doi.org/10.1016/S1359-4311(00)00078-8)

Sarker, M. M. A., Kim, E., Moon, C. G., & Yoon, J. I. (2008). Performance characteristics of the hybrid closed circuit cooling tower. *Energy and Buildings*, 40(8), 1529–1535. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2008.02.010>