

Jornadas de Automática

Modelado matemático del sistema de refrigeración de una bodega de sidra

Aritz Etxebarri*, Mikel Larrea, Nora Barroso

Dpto. de Ingeniería de Sistemas y Automática, Escuela de Ingeniería de Gipuzkoa, EHU, Europa Plaza, 1, 20018 Donostia / San Sebastián, España.

To cite this article: Etxebarri, A., Larrea, M., Barroso, N. 2026. Mathematical modeling of the refrigeration system of a cider cellar. *Jornadas de Automática*, 47. <https://doi.org/10.17979/ja-cea.2026.47.13743>

Resumen

En este trabajo se desarrolla un modelo térmico dinámico del sistema de refrigeración en una bodega de sidra y se discute su potencial como carga flexible en un esquema de autoconsumo fotovoltaico. La instalación se representa mediante parámetros concentrados, con volúmenes de temperatura uniforme acoplados por balances de energía y resistencias térmicas, obteniendo un diagrama de bloques con funciones de transferencia que permiten identificar constantes de tiempo asociadas al agua fría y a la masa de sidra. Se observa que la inercia térmica permite desplazar la operación del grupo frigorífico en escalas de minutos a horas, lo que abre la puerta a estrategias de respuesta a la demanda coherentes con la conservación del producto.

Palabras clave: Modelado de sistemas térmicos, Sistemas de refrigeración industrial, Almacenamiento de energía térmica, Flexibilidad de carga, Respuesta de la demanda.

Mathematical modeling of the refrigeration system of a cider cellar

Abstract

This work develops a dynamic thermal model of the refrigeration system in a cider cellar and discusses its potential as a flexible load within a photovoltaic self-consumption scheme. The installation is represented using lumped parameters, with uniform-temperature volumes coupled through energy balances and thermal resistances, yielding a block diagram with transfer functions that allow the identification of time constants associated with the chilled water and the cider mass. The results show that the thermal inertia of the system enables shifting the operation of the refrigeration unit over time scales from minutes to hours, which opens the door to demand response strategies consistent with product preservation.

Keywords: Thermal system modeling, Industrial refrigeration systems, Thermal energy storage, Load flexibility, Demand response.

1. Introducción

La creciente penetración de generación fotovoltaica en entornos industriales está impulsando estrategias de gestión de la demanda que acoplan el consumo a la generación de energía renovable [Martínez-Calahorra et al. (2020)]. Los sistemas de refrigeración se adecúan especialmente a este contexto, al admitir cierto desplazamiento temporal de su operación gracias a su inercia térmica [Tindemans and Strbac (2021); Venkatachalam (2015)].

En el caso concreto de una bodega de sidra, el proceso de refrigeración se basa en un tanque de agua fría de 500 litros, que alimenta un serpentín de acero inoxidable sumergido en un depósito cilíndrico de madera (kupela) que contiene 3000 litros de sidra. El grupo frigorífico extrae calor del agua del tanque, que a su vez extrae calor de la sidra a través del serpentín, manteniendo la temperatura de conservación dentro de un intervalo objetivo. La figura 1 muestra un esquema de la instalación.

*Autor para correspondencia: aritz.etxebarri@ehu.eus
Attribution-NonCommercial-ShareAlike 4.0 International (CC BY-NC-SA 4.0)

En la producción de sidra existen etapas con requisitos térmicos estrictos (fermentación) y otras más flexibles (conservación y servicio). En este trabajo se considera la fase de conservación, en la que la sidra se almacena refrigerada, pudiéndose interpretar como una masa térmica capaz de absorber o ceder calor de forma controlada, de forma análoga a otros sistemas de refrigeración de alimentos y bebidas Oro et al. (2012); Selvnés et al. (2021). Esto permite desplazar parte del consumo hacia intervalos de mayor producción fotovoltaica, integrando la refrigeración de la bodega en una estrategia de gestión activa de la demanda Martínez-Calahorro et al. (2020); Tindemans and Strbac (2021).

Los sistemas de refrigeración con control termostático se engloban dentro del concepto de *thermostatically controlled loads* (TCL), esto es, cargas cuya operación se regula mediante una banda de temperatura y que pueden gestionarse coordinadamente para estrategias de *peak shaving*, desplazamiento de carga o *precooling* Venkatachalam (2015); Tindemans and Strbac (2021). En este trabajo se modela la dinámica térmica del sistema de refrigeración de una bodega de sidra mediante un enfoque de parámetros concentrados, donde cada volumen se representa mediante una temperatura media uniforme, obteniendo así ecuaciones diferenciales ordinarias y funciones de transferencia con interpretación física directa. Esta hipótesis se justifica aquí por la escala geométrica de los depósitos, la convección interna (mezclado hidráulico por el retorno en descarga libre del agua fría y el intercambio relativamente lento en el depósito de sidra), compatibles con el criterio del número de Biot aplicado a sistemas de capacidad concentrada Incropera et al. (2011); Çengel and Ghajar (2011).

El objetivo principal es modelar la dinámica térmica del sistema de refrigeración de una bodega de sidra y discutir su idoneidad como carga flexible en un esquema de autoconsumo fotovoltaico. Para ello, se representa de forma compacta la interacción entre el tanque de agua fría, *kupela* y serpentín mediante balances de energía y resistencias térmicas, obteniendo ecuaciones diferenciales y funciones de transferencia junto con sus constantes de tiempo.

2. Modelo térmico de la refrigeración de la sidra

El modelo térmico del sistema se basa en el balance de energía entre el tanque de agua fría, la kupela de sidra y el serpentín de intercambio. Como se aprecia en la figura 1, el caudal de agua fría $\dot{m}$ circula a través del serpentín con temperaturas de entrada y salida T_{af} y T_{ret} , respectivamente.

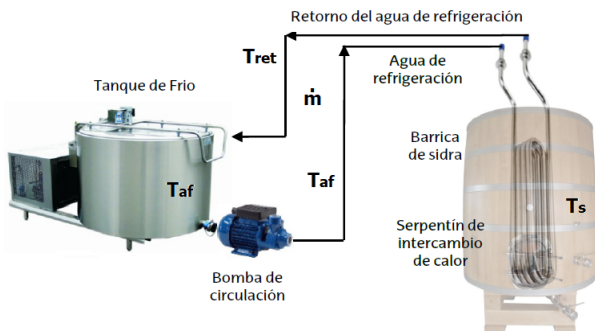


Figura 1: Esquema del sistema de refrigeración con indicación del flujo y principales variables de temperatura.

Estas variables, junto con la temperatura de la sidra T_s , constituyen las magnitudes de estado en las que se basa el modelo térmico. Inicialmente, se supone que las paredes del tanque y de la kupela están térmicamente aisladas del exterior, para más tarde incorporar la transferencia de calor a través de sus paredes. Este planteamiento progresivo facilitará la interpretación de las constantes de tiempo, asociándolas exclusivamente al acoplamiento entre los depósitos de agua fría y sidra.

2.1. Modelo térmico del tanque de agua fría

Para la potencia térmica del grupo de frío P_e , con una eficiencia energética EER , y energía extraída Q_e , tendremos:

$$P_e = \text{Potencia eléctrica} \cdot EER = \frac{\delta Q_e}{\delta t} \quad (1)$$

Analizaremos los volúmenes como sistemas de parámetros concentrados (Çengel and Ghajar, 2011, p228): suponemos que en un δt la temperatura T_{af} del agua de enfriamiento del depósito es constante y que la temperatura del agua de retorno (T_{ret}) no influye instantáneamente. Despreciando las pérdidas en el transporte, la energía δQ_{af} que el caudal $\dot{m}$ aporta al tanque de agua fría será:

$$\delta Q_{af} = P_{af} \cdot \delta t = \dot{m} \cdot C_{p_{af}} \cdot \Delta T \cdot \delta t = \dot{m} \cdot C_{p_{af}} \cdot (T_{ret} - T_{af}) \cdot \delta t \quad (2)$$

Donde P_{af} es la potencia que el caudal de agua aporta al volumen de agua fría del tanque, mientras que $C_{p_{af}}$ y C_{p_s} son valores promedio en el rango de trabajo del calor específico del agua fría y de la sidra respectivamente. El balance de energía calculado en el tanque de agua fría en un diferencial de tiempo δt puede obtenerse como el aumento de calor de la masa de agua fría del tanque M_{af} , que se corresponde con un aumento de temperatura δT_{af} , y que se debe al calor aportado por el agua de retorno de la refrigeración (2), menos Q_e calculado en (1):

$$\begin{aligned} M_{af} \cdot C_{p_{af}} \cdot \delta T_{af} &= \delta Q_{af} - \delta Q_e = \\ &= \dot{m} \cdot C_{p_{af}} \cdot T_{ret} \cdot \delta t - \dot{m} \cdot C_{p_{af}} \cdot T_{af} \cdot \delta t - P_e \cdot \delta t \end{aligned} \quad (3)$$

$$M_{af} \cdot \frac{dT_{af}}{dt} - \dot{m} T_{ret} + \dot{m} \cdot T_{af} + \frac{1}{C_{p_{af}}} \cdot P_e = 0 \quad (4)$$

2.2. Modelo térmico del depósito de sidra

Suponiendo que la temperatura de la sidra (T_s) es uniforme, pero variable en el tiempo, el balance de energía se puede calcular teniendo en cuenta que la variación de calor en la masa M_s de la sidra se corresponde con una variación de la temperatura δT_s , debida al calor extraído por el agua del serpentín:

$$M_s \cdot C_{p_s} \cdot \delta T_s = -\dot{m} \cdot C_{p_{af}} \cdot T_{ret} \cdot \delta t + \dot{m} \cdot C_{p_{af}} \cdot T_{af} \cdot \delta t \quad (5)$$

$$M_s \cdot C_{p_s} \cdot \frac{dT_s}{dt} - \dot{m} \cdot C_{p_{af}} \cdot T_{af} + \dot{m} C_{p_{af}} \cdot T_{ret} = 0 \quad (6)$$

2.3. Serpentín de enfriamiento

El agua fría que circula por el serpentín se calienta progresivamente a lo largo de la dirección de flujo, intercambiando calor con la sidra, cuya temperatura se aproxima por un valor uniforme T_s . En cada sección transversal del tubo, la distribución térmica del agua se representa mediante una temperatura media T_m . La figura 2 muestra los perfiles real e idealizados y el volumen diferencial de control empleado para plantear el balance energético a lo largo del eje del serpentín.

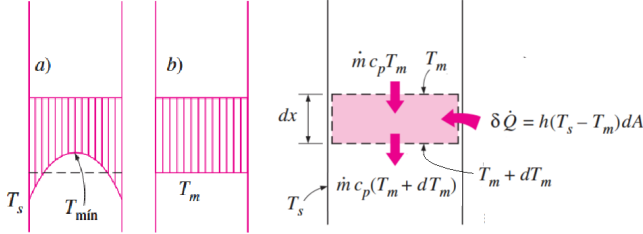


Figura 2: Perfiles de temperatura real (a) e idealizado (b) para el flujo en un tubo (Çengel and Ghajar, 2011, p467) y Transferencia de calor para un volumen diferencial de control en un tubo (Çengel and Ghajar, 2011, p473).

El agua entra con una temperatura media T_m y sale con $T_m + \delta T_m$, mientras que la superficie del tubo, a temperatura aproximadamente constante T_s , aporta calor por convección hacia el interior. Despreciando el espesor de la pared del tubo, se toma T_s como temperatura superficial. El aumento de calor en el agua fría del serpentín se debe a la transferencia de calor hacia el interior mediante convección entre la superficie del tubo y el agua, donde h es el coeficiente de convección:

$$\dot{m}Cp_{af} \cdot \delta T_m = h \cdot (T_s - T_m) \cdot \delta A_{serp} \quad (7)$$

Siendo T_s constante para cada instante de tiempo, introduciremos el término $\delta T_s = 0$ en la ecuación (7):

$$\dot{m}Cp_{af} \cdot (\delta T_m - \delta T_s) = h \cdot (T_s - T_m) \cdot \delta A_{serp} \quad (8)$$

$$\frac{\delta(T_m - T_s)}{(T_s - T_m)} = -\frac{h \cdot \delta A_{serp}}{\dot{m}Cp_{af}}$$

Al integrar (8) desde el comienzo del serpentín hasta el final, y dado que las temperaturas en los extremos correspondientes son T_{af} y T_{ret} , obtendremos:

$$\ln \frac{T_s - T_{ret}}{T_s - T_{af}} = \frac{-h \cdot A_{serp}}{\dot{m} \cdot Cp_{af}} \Rightarrow \frac{T_s - T_{ret}}{T_s - T_{af}} = e^{\frac{-h \cdot A_{serp}}{\dot{m} \cdot Cp_{af}}} = B \quad (9)$$

$$T_s \cdot (1 - B) - T_{ret} + B \cdot T_{af} = 0 \quad (10)$$

2.4. Funciones de transferencia del modelo aislado

El modelo obtenido puede expresarse en el dominio de Laplace mediante funciones de transferencia, facilitando la identificación de constantes de tiempo para la posterior integración del modelo en esquemas de simulación y control. Aplicando la transformada de Laplace en (4), (6) y (10), obtendremos, respectivamente, las siguientes ecuaciones:

$$M_{af} \cdot s \cdot T_{af}(s) - \dot{m}T_{ret}(s) + \dot{m} \cdot T_{af}(s) + \frac{1}{Cp_{af}} \cdot P_e(s) = 0 \quad (11)$$

$$M_s \cdot Cp_s \cdot s \cdot T_s(s) - \dot{m} \cdot Cp_{af} \cdot T_{af}(s) + \dot{m}Cp_{af} \cdot T_{ret}(s) = 0 \quad (12)$$

$$T_s(s) \cdot (1 - B) - T_{ret}(s) + B \cdot T_{af}(s) = 0 \quad (13)$$

Aislando $T_{af}(s)$ de (12) y al sustituirlo en (13) obtendremos:

$$\frac{T_{ret}}{T_s} = 1 + \tau_1 \cdot s \quad \text{donde} \quad \tau_1 = \frac{B \cdot M_s \cdot Cp_s}{(1 - B) \cdot \dot{m}Cp_{af}} \quad (14)$$

Sustituyendo $T_{ret}(s)$ en la ecuación (12) obtendremos:

$$\frac{T_s}{T_{af}} = \frac{1}{1 + \tau_2 \cdot s} \quad \text{donde} \quad \tau_2 = \frac{M_s \cdot Cp_s}{(1 - B) \cdot \dot{m} \cdot Cp_{af}} \quad (15)$$

Finalmente, utilizaremos la ecuación (11) para obtener la función de transferencia que relaciona la salida $T_s(s)$ con la entrada $P_e(s)$:

$$\frac{T_s}{P_e} = \frac{-\frac{1}{\dot{m} \cdot Cp_{af}}}{(1 + \tau_3 \cdot s)(1 + \tau_2 \cdot s) - (1 + \tau_1 \cdot s)} \quad ; \quad \tau_3 = \frac{M_{af}}{\dot{m}} \quad (16)$$

Agrupando los términos en el divisor:

$$\frac{T_s}{P_e} = \frac{-\frac{1}{\dot{m} \cdot Cp_{af} \cdot \tau_2 \cdot \tau_3}}{s \cdot [s + (\frac{\tau_2 + \tau_3 - \tau_1}{\tau_2 \cdot \tau_3})]} \quad (17)$$

Esta función de transferencia refleja la interconexión entre la potencia frigorífica, la temperatura del agua fría y la temperatura de la sidra. Para visualizar dicha interconexión de forma estructurada, se puede construir el diagrama de bloques mostrado en la figura 3:

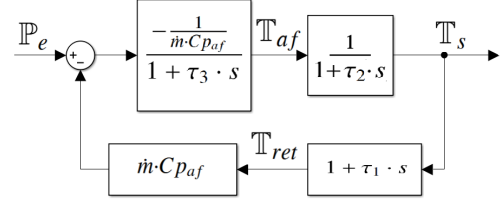


Figura 3: Diagrama de bloques de las funciones de transferencia obtenidas.

2.5. Transmisión de calor en las paredes de los depósitos

En este apartado se incorporan los flujos de calor a través de las paredes de los depósitos de sidra y agua fría con sus respectivos niveles de líquido l_s y l_f , que tienen distintas temperaturas en el exterior (T_{ams} y T_{amf}). En el esquema de la figura 4 se muestra el flujo de calor por conducción a través de las paredes del depósito de frío ($\dot{Q}_{kf}$) y sidra ($\dot{Q}_{ks}$).

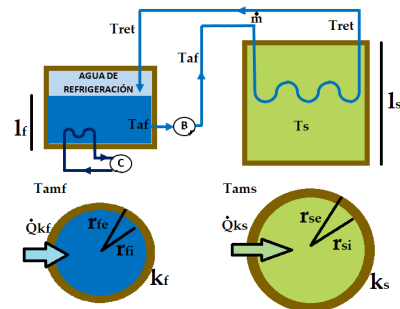


Figura 4: Esquema de refrigeración reflejando la transmisión de calor a través de las paredes de los depósitos.

Despreciando la transferencia de calor por convección en las superficies de los depósitos y calculando la transferencia prácticamente estacionaria de calor por conducción a partir de la ley de Fourier para una geometría cilíndrica (Çengel and Ghajar, 2011, p154):

$$\dot{Q}_k = -k \cdot 2\pi \cdot r \cdot l \cdot \frac{\partial T}{\partial r} \quad (18)$$

Integrando en todo el volumen del depósito se obtiene:

$$\dot{Q}_k = \frac{-k \cdot (T_e - T_i) \cdot 2\pi \cdot l}{\ln(r_e/r_i)} = -\frac{(T_e - T_i)}{R_{cil}} \quad (19)$$

Donde R_{cil} es la resistencia térmica de la pared cilíndrica.

$$R_{cil} = \frac{\ln(r_e/r_i)}{2\pi \cdot l \cdot k} \quad (20)$$

Si desarrollamos las expresiones de la transferencia de calor en un δt para el depósito de sidra, obtendremos:

$$\frac{\delta Q_{ks}}{\delta t} = \frac{T_{ams} - T_s}{R_s} \quad \text{donde} \quad R_s = \frac{\ln(r_{se}/r_{si})}{2\pi \cdot l_s \cdot k_s} \quad (21)$$

Para el depósito de agua fría, tendremos unas expresiones análogas:

$$\frac{\delta Q_{kf}}{\delta t} = \frac{T_{amf} - T_{af}}{R_f} \quad \text{donde} \quad R_f = \frac{\ln(r_{fe}/r_{fi})}{2\pi \cdot l_f \cdot k_f} \quad (22)$$

Si introducimos los flujos de calor calculados en (21) y (22) en (5) y (3) respectivamente, obtendremos los balances de energía en cada depósito. En el caso del depósito de agua fría:

$$M_{af} \cdot C_{p_{af}} \cdot \delta T_{af} = \dot{m} \cdot C_{p_{af}} (T_{ret} - T_{af}) \cdot \delta t - P_e \cdot \delta t + \frac{T_{amf} - T_{af}}{R_f} \cdot \delta t$$

Si pasamos todos los términos a un lado de la ecuación y dividimos por δt :

$$M_{af} C_{p_{af}} \frac{dT_{af}}{dt} + \dot{m} \cdot C_{p_{af}} (T_{af} - T_{ret}) + P_e + \frac{T_{af} - T_{amf}}{R_f} = 0 \quad (23)$$

Análogamente, para el depósito de sidra:

$$M_s \cdot C_{p_s} \cdot \frac{dT_s}{dt} - \dot{m} \cdot C_{p_{af}} (T_{af} - T_{ret}) - \frac{T_{ams} - T_s}{R_s} = 0 \quad (24)$$

Con la transformada de Laplace de las ecuaciones (23) y (24), y con la ecuación (13), tendremos un nuevo sistema de ecuaciones lineales que definirá el modelo. Considerando que $C_f = M_{af} \cdot C_{p_{af}}$ y $C_s = M_s \cdot C_{p_s}$ corresponden a las capacidades térmicas del agua fría y de la sidra, respectivamente:

$$C_f \cdot s \cdot \mathbb{T}_{af}(s) + \dot{m} \cdot C_{p_{af}} (\mathbb{T}_{af}(s) - \mathbb{T}_{ret}(s)) + \frac{\mathbb{T}_{af}(s) - \mathbb{T}_{amf}(s)}{R_f} + \mathbb{P}_e(s) = 0 \quad (25)$$

$$C_s \cdot s \cdot \mathbb{T}_s(s) - \dot{m} \cdot C_{p_{af}} (\mathbb{T}_{af}(s) - \mathbb{T}_{ret}(s)) + \frac{\mathbb{T}_s(s) - \mathbb{T}_{ams}(s)}{R_s} = 0 \quad (26)$$

$$\mathbb{T}_s(s) \cdot (1 - B) - \mathbb{T}_{ret}(s) + B \cdot \mathbb{T}_{af}(s) = 0 \quad (27)$$

2.5.1. Diagrama de bloques del modelo extendido

A partir de estas ecuaciones, se construye un diagrama de bloques de las funciones de transferencia. Partiendo de (26), aislamos $\mathbb{T}_{af}(s)$:

$$\mathbb{T}_{af} = \frac{1}{\dot{m} \cdot C_{p_{af}}} \cdot \left[\left(\frac{1}{R_s} + C_s \cdot s \right) \cdot \mathbb{T}_s + \dot{m} \cdot C_{p_{af}} \cdot \mathbb{T}_{ret} - \frac{1}{R_s} \mathbb{T}_{ams} \right] \quad (28)$$

Sustituyendo $\mathbb{T}_{af}$ en (27), se obtiene la siguiente expresión:

$$\mathbb{T}_{ret} = \left[1 + \frac{B}{K_{serp} \cdot R_s} + \frac{B \cdot C_s}{K_{serp}} \cdot s \right] \cdot \mathbb{T}_s - \frac{B}{K_{serp} \cdot R_s} \cdot \mathbb{T}_{ams} \quad (29)$$

Donde K_{serp} corresponde a la conductancia del serpentín:

$$K_{serp} = (1 - B) \cdot \dot{m} \cdot C_{p_{af}} \quad (30)$$

Empleando (29) en la ecuación (26) obtendremos la siguiente expresión para la temperatura de la sidra:

$$\mathbb{T}_s = \frac{K_{serp} \cdot R_s}{1 + K_{serp} R_s + C_s R_s \cdot s} \cdot \mathbb{T}_{af} + \frac{1}{1 + K_{serp} R_s + C_s R_s \cdot s} \cdot \mathbb{T}_{ams} \quad (31)$$

Y gracias a (25) expresaremos $\mathbb{T}_{af}$ en función de $\mathbb{P}_e$ y $\mathbb{T}_{ret}$:

$$\mathbb{T}_{af} = \frac{-R_f (\mathbb{P}_e - \dot{m} \cdot C_{p_{af}} \cdot \mathbb{T}_{ret} - (1/R_f) \mathbb{T}_{amf})}{1 + \dot{m} \cdot C_{p_{af}} R_f + C_f R_f \cdot s} \quad (32)$$

Para simplificar el diagrama de bloques usaremos:

$$\mathbb{T}_{ret} = G_3 \cdot \mathbb{T}_s - \frac{B}{K_{serp} R_s} \cdot \mathbb{T}_{ams} \quad (33)$$

$$\mathbb{T}_s = G_2 \mathbb{T}_{af} + G_4 \mathbb{T}_{ams} \quad (34)$$

$$\mathbb{T}_{af} = G_1 [\mathbb{P}_e - \dot{m} C_{p_{af}} \mathbb{T}_{ret} - (1/R_f) \mathbb{T}_{amf}] \quad (35)$$

$$G_1(s) = \frac{-R_f}{1 + \dot{m} \cdot C_{p_{af}} R_f + C_f R_f \cdot s}$$

$$G_2(s) = \frac{K_{serp} \cdot R_s}{1 + K_{serp} R_s + C_s R_s \cdot s} ; \quad G_3(s) = 1 + \frac{B}{K_{serp} R_s} + \frac{C_s B}{K_{serp}} \cdot s$$

$$G_4(s) = \frac{1}{1 + K_{serp} R_s + C_s R_s \cdot s}$$

El diagrama de bloques quedaría de la siguiente manera:

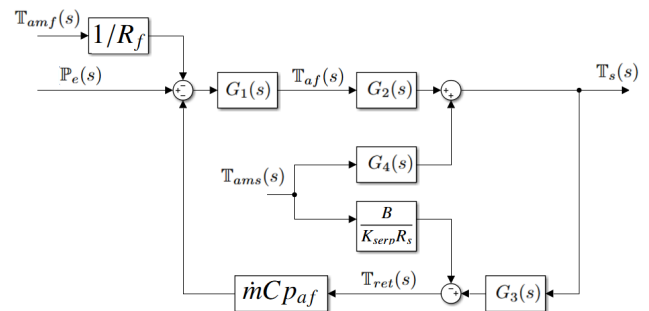


Figura 5: Diagrama de bloques correspondiente al modelo ampliado.

2.5.2. Función de Transferencia equivalente a $T_{am} = cte$

Suponiendo que T_{ams} y T_{amf} no presentan cambios significativos, el diagrama de bloques de la figura 5 se reduce al mostrado en la figura 6:

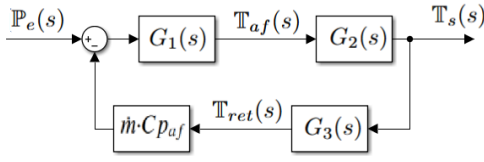


Figura 6: Diagrama de bloques del modelo ampliado, T_{ams} y T_{amf} nulas.

La función de transferencia equivalente es:

$$\frac{T_s}{P_e} = \frac{G_1 \cdot G_2}{1 + m \cdot Cp_{af} \cdot G_1 G_2 G_3} = \frac{-D_{eq}}{A_{eq} \cdot s^2 + B_{eq} \cdot s + C_{eq}} \quad (36)$$

$$D_{eq} = R_s R_f K_{serp} ; \quad A_{eq} = C_s C_f R_s R_f \quad (37)$$

$$B_{eq} = C_s R_s + C_f R_f + K_{serp} R_s R_f (C_s + C_f) \quad (38)$$

$$C_{eq} = 1 + K_{serp} (R_s + R_f) \quad (39)$$

Sabiendo de (10) que $0 < B < 1$, y por consiguiente de (30) $K_{serp} > 0$, los coeficientes del polinomio denominador de (36) serán positivos y el sistema será siempre estable.

2.6. Aproximación de la dinámica de segundo orden por un modelo de primer orden

Para analizar la respuesta temporal del modelo ampliado, se utilizan los parámetros físicos de la instalación recogidos en la tabla 1. Los parámetros geométricos proceden de medidas de la instalación real, mientras que las masas, propiedades térmicas y caudal se obtienen a partir de los volúmenes nominales, valores estándar y condiciones nominales de operación. A partir de estos valores, se obtiene la función de transferencia de segundo orden correspondiente a la relación entre la potencia del grupo de frío y la temperatura de la sidra, se calculan sus polos y se evalúa la respuesta al escalón de potencia equivalente al arranque del grupo de frío.

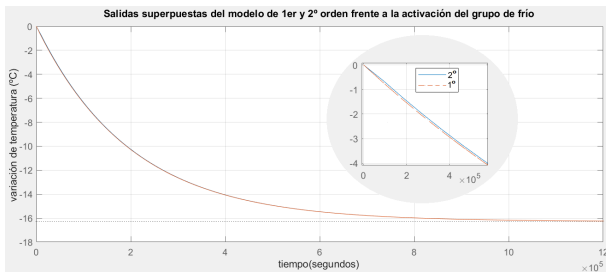


Figura 7: Curvas superpuestas de la respuesta del modelo de 2º orden y su aproximación de 1º orden frente a una entrada escalón de $P_e = 1200W$.

Se ha simulado la respuesta de la temperatura de la sidra ante un escalón de potencia de $P_e = 1200W$, equivalente a la puesta en marcha del grupo de frío. La figura 7 muestra las curvas superpuestas de la respuesta del modelo de segundo orden y de su aproximación por un modelo de primer orden. En ambos casos, el sistema converge hacia una temperatura límite

en la que las fugas de calor por conducción igualan la potencia suministrada por el grupo de frío. El modelo de segundo orden presenta dos polos reales:

$$s_1 = -4,9943 \cdot 10^{-6} \text{ y } s_2 = -9,2021 \cdot 10^{-4}$$

lo que corresponde a una dinámica muy lenta asociada a la masa de sidra y a una dinámica más rápida asociada al circuito de agua fría. Debido a la separación entre los polos s_1 y s_2 , la contribución del polo rápido se atenúa mucho antes que la del polo lento, de modo que para escalas de tiempo de interés en la gestión energética se puede aproximar el comportamiento del sistema mediante un modelo de primer orden equivalente. La función de transferencia de segundo orden obtenida es:

$$\begin{aligned} \frac{T_s}{P_e} &= \frac{-2,8246}{4,5340 \cdot 10^{10} s^2 + 4,1949 \cdot 10^7 \cdot s + 208,37} = \\ &= \frac{-6,2298 \cdot 10^{-11}}{(s + 9,2021 \cdot 10^{-4})(s + 4,9943 \cdot 10^{-6})} \end{aligned} \quad (40)$$

De la que se obtiene la aproximación de primer orden:

$$\frac{T_s}{P_e} \approx \frac{-6,7700 \cdot 10^{-8}}{(s + 4,9943 \cdot 10^{-6})} = \frac{-1,3555 \cdot 10^{-2}}{(1 + 2,0023 \cdot 10^5 \cdot s)} \quad (41)$$

que preserva la dinámica dominante asociada al polo lento y resulta adecuada para su uso en esquemas de control o simulación de nivel superior.

3. Discusión y conclusiones

En este trabajo se ha desarrollado un modelo térmico dinámico de parámetros concentrados del sistema de refrigeración de una bodega de sidra, primero bajo la hipótesis de depósitos aislados y posteriormente incorporando las pérdidas por conducción a través de las paredes. El modelo resultante ha sido una función de transferencia de segundo orden, relacionando la evolución temporal de la temperatura de la sidra en función de la potencia suministrada por el grupo de frío.

Desde el punto de vista físico, con el uso de capacidades térmicas se han despreciado los gradientes espaciales frente a la dinámica global del sistema, debido a que la resistencia interna a la conducción es pequeña en comparación con la transferencia convectiva, y se han obtenido expresiones compactas para las funciones de transferencia y sus parámetros.

La función de transferencia de segundo orden obtenida presenta coeficientes de denominador positivos, lo que garantiza estabilidad para el rango de parámetros considerado. La estructura de segundo orden permite identificar constantes de tiempo asociadas a la dinámica rápida del circuito de agua fría y a la dinámica más lenta de la masa de sidra, y el análisis de polos muestra que estos se encuentran suficientemente separados como para justificar una aproximación por un modelo equivalente de primer orden, coherente con la respuesta al escalón calculada para una potencia de 1200 W.

En términos de flexibilidad de carga, los resultados del modelo indican que la inercia térmica de la sidra almacenada en la *kupela* introduce constantes de tiempo del orden de minutos a horas, compatibles con estrategias de desplazamiento temporal del consumo sin comprometer de manera inmediata las condiciones de conservación. En particular, el modelo de primer orden obtenido puede utilizarse para calcular ventanas

Tabla 1: Parámetros físicos del modelo térmico

$P_e = 1200 \text{ W}$; Potencia frigorífica nominal del grupo de frío. $M_s = 3000 \text{ kg}$; Masa de sidra en la <i>kupela</i> . $L_{\text{serp}} = 16 \text{ m}$; Longitud del serpentín. $Cp_{af} = 4200 \text{ J/kg } ^\circ\text{C}$; Calor específico del agua fría. $r_{si} = 0,725 \text{ m}$; Radio interior del depósito de sidra. $l_s = 2,2 \text{ m}$; Altura de la sidra en el interior del depósito. $r_{fe} = 0,81 \text{ m}$; Radio exterior del depósito de agua fría. $k_s = 0,25 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$; Conductividad de la pared de la <i>kupela</i> . $k_{af} = 0,58 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$; Conductividad térmica del agua fría. $B = \exp\left(-\frac{h \cdot A_{\text{serp}}}{\dot{m} \cdot Cp_{af}}\right) = 0,2151$; Parámetro adimensional de intercambio térmico en el serpentín. $h = \frac{Nu \cdot k_{af}}{d_{\text{serp}}} = 2791,69 \text{ W/(m}^2 \text{ } ^\circ\text{C)}$; Coeficiente de convección entre el serpentín y el agua fría. Deducido de la correlación denominada como 2ª ec. de Petukhov en (Çengel and Ghajar, 2011, p489).	$M_{af} = 500 \text{ kg}$; Masa de agua fría en el tanque. $\dot{m} = 0,5 \text{ kg/s}$; Caudal de agua fría en el serpentín. $d_{\text{serp}} = 0,023 \text{ m}$; Diámetro interior del serpentín. $Cp_s = 4200 \text{ J/kg } ^\circ\text{C}$; Calor específico medio de la sidra. $r_{se} = 0,785 \text{ m}$; Radio exterior del depósito de sidra. $r_{fi} = 0,75 \text{ m}$; Radio interior del depósito de agua fría. $l_f = 0,3 \text{ m}$; Altura del agua en el interior del depósito de frío. $k_f = 0,25 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$; Conductividad del aislamiento del depósito de frío. $A_{\text{serp}} = L_{\text{serp}} \pi d_{\text{serp}} = 1,156 \text{ m}^2$; Área interior del serpentín.
---	---

de *precooling*, anticipando la operación del grupo frigorífico en intervalos de alta generación fotovoltaica y para estimar el tiempo durante el cual puede reducirse o interrumpirse su funcionamiento, manteniendo la temperatura de la sidra dentro de una banda admisible.

Desde el punto de vista del control, la representación en funciones de transferencia permite integrar la bodega en esquemas sencillos de gestión energética basados en consignas temporales o en estrategias de control predictivo. En ambos casos, la temperatura de la sidra actúa como variable de estado asociada a la energía térmica almacenada, mientras que la potencia del grupo frigorífico constituye la variable manipulada. Esto permite coordinar el consumo frigorífico con perfiles de generación fotovoltaica y con restricciones del precio o de limitación de potencia demandada a la red.

El modelo se ha formulado bajo varias hipótesis simplificadoras: propiedades térmicas invariantes con la temperatura, temperaturas exteriores aproximadamente constantes, transferencia prácticamente estacionaria en las paredes y una representación del ciclo frigorífico mediante una potencia térmica equivalente. Asimismo, el modelo del serpentín se basa en un coeficiente de convección calculado para temperatura superficial constante. Estas simplificaciones permiten obtener un modelo analíticamente manejable y físicamente interpretable, aunque su validación experimental y su utilización para cuantificar de forma precisa la flexibilidad de carga quedan como pasos necesarios de trabajo futuro.

4. Trabajos futuros

El modelo desarrollado constituye una base analítica adecuada para describir la dinámica térmica del volumen de la sidra y del circuito de agua fría, y para justificar su potencial uso como carga flexible. Sin embargo, las simplificaciones adoptadas y la ausencia de validación experimental abren varias líneas claras de trabajo futuro.

En primer lugar, se debe contrastar el modelo con datos reales de operación. Aunque actualmente se dispone de un sistema de monitorización del sistema de refrigeración, las campañas realizadas no han sido suficientes para una validación

rigurosa. Se proponen campañas de medida específicas, con cambios controlados en consignas y modos de operación, para identificar parámetros y evaluar el ajuste entre respuestas simuladas y observadas.

En segundo lugar, una vez validado el modelo, se plantea la evaluación cuantitativa del potencial de la instalación como carga flexible en escenarios de autoconsumo fotovoltaico. También será posible simular el comportamiento del sistema frente a distintos perfiles de generación solar y estrategias de operación, incluyendo tanto el desplazamiento temporal de la potencia del grupo frigorífico como la utilización del tanque de agua fría como pequeño acumulador térmico mediante la modificación de su temperatura de consigna. Sobre esta base, se podrán definir indicadores de flexibilidad, como la energía desplazada (kWh) y la duración máxima del desplazamiento de carga (h), y analizar hasta qué punto la inercia térmica conjunta de la sidra y del agua fría contribuye a incrementar el autoconsumo y a reducir la potencia demandada a la red.

Agradecimientos

Este trabajo ha sido realizado parcialmente gracias al apoyo del proyecto EKATE+ (EFA41/01) cofinanciado al 65 % por la UE a través del programa POCTEFA 2021-2027.

Referencias

- Incropera, F., DeWitt, D., Bergman, T., Lavine, A., 2011. Fundamentals of Heat and Mass Transfer. John Wiley & Sons.
- Martínez-Calahorra, A., et al., 2020. Photovoltaic self-consumption in industrial cooling and refrigeration. *Electronics* 9 (12), 2204.
- Oro, E., et al., 2012. Review on phase change materials (pcms) for cold thermal energy storage applications. *Applied Energy* 99, 513–533.
- Selvnes, H., et al., 2021. Review on cold thermal energy storage applied to refrigeration systems using phase change materials. *Energy Reports* 7, 6625–6647.
- Tindemans, S. H., Strbac, G., 2021. Low-complexity decentralized algorithm for aggregate load control of thermostatic loads. *IEEE Transactions on Industry Applications* 57 (1), 987–998. DOI: 10.1109/TIA.2020.3034889
- Venkatachalam, L., 2015. Demand response on domestic thermostatically controlled loads. Ph.D. thesis, Technical University of Denmark.
- Çengel, Y. A., Ghajar, A. J., 2011. Transferencia de calor y masa: fundamentos y aplicaciones, 4th Edition. McGraw-Hill, México, D.F.