

# Gestión de la temperatura de evaporación en cámaras de enfriamiento para incrementar el efecto frigorífico

Rodríguez, Sebastian<sup>1</sup>; Duarte, Mariano<sup>1</sup>; Tucci, Victor<sup>1</sup> y Fernández, Erica<sup>2</sup>

*1 Universidad Tecnológica Nacional – Facultad Regional Santa Fe.*

*2 INGAR, Instituto de Desarrollo y Diseño (UTN-CONICET), Argentina*

*Lavaise 610 (3000) – Santa Fe*

*rod.sebastian@hotmail.com*

*marianooduarte@gmail.com*

*vtucci@frsf.utn.edu.ar*

*ericafernandez@santafe-conicet.gov.ar*

## RESUMEN

El consumo de energía eléctrica para la producción de frío en cámaras representa un costo de alto impacto en la industria frigorífica. Un indicador que proporciona información relacionada con el costo de la producción de frío se denomina *coeficiente de performance (COP)* o *coeficiente de efecto frigorífico*. En este trabajo se lleva a cabo un estudio de cómo influye la gestión de la temperatura de evaporación en cámara sobre dicho coeficiente, en una planta frigorífica porcina de ciclo II de la ciudad de Santa Fe. Se determina primeramente como base de análisis, la carga térmica de una cámara de enfriamiento perteneciente a dicho establecimiento, en las condiciones requeridas por SENASA y con su equipamiento actual. En función de ésta se estudia cómo varía el coeficiente de efecto frigorífico al modificar la temperatura de evaporación, manteniendo constante otras variables.

El análisis efectuado permitirá tomar las decisiones adecuadas en la gestión de las cámaras, con o sin inversión en equipamiento para aumentar la eficiencia frigorífica y obtener una reducción de los costos de refrigeración de las medias reses porcinas.

**Palabras claves:** frigorífico, cámara frigorífica, temperatura evaporación, coeficiente de efecto frigorífico.

## ÁREA TEMÁTICA

C-Gestión de Operaciones y Logística.

## ABSTRACT

Power consumption needed for the operation of cooling chambers represents a cost that highly impacts on the meat industry. An indicator that provides information related to the cost of cold production is called cooling effect coefficient or coefficient of performance. In this paper, a study is presented to show how the management of evaporation temperature in chamber affects coefficient of performance. It was carried out at a pork cold storage plant (cycle II) in the city of Santa Fe. Initially, the thermal load of a cooling chamber in that factory is set according to SENASA requirements and with the existing equipment. The calculation of the thermal load is used to study how the cooling effect coefficient varies when changing evaporation temperature while holding other variables constant.

The presented analysis will allow making the appropriate decisions on managing chambers, regardless of investments on equipment, to improve cooling efficiency and reduce costs in cold storage of pork half carcasses.

**Key words:** cooling, cooling chamber, evaporation temperature, cooling effect coefficient.

## 1. INTRODUCCIÓN

En los últimos años, la industria frigorífica porcina en nuestro país ha experimentado un crecimiento en volumen y calidad. Este desarrollo fue acompañado con un incremento de la competencia y de las tarifas eléctricas entre otras variables. A su vez, el consumo de energía eléctrica para la producción de frío en cámaras representa un alto impacto en la estructura de costos del sector. Este escenario motivó la búsqueda de diferentes alternativas que permitan reducir el mismo, sin sacrificar la calidad de los productos cárnicos ofrecidos. Para lograr esto, se aplica el concepto de uso eficiente de la energía o más bien conocido como Eficiencia Energética (EE). La EE se puede definir como la optimización de los consumos energéticos de una instalación, de tal manera que para realizar una misma operación se reduzca el consumo energético sin disminuir la calidad del servicio prestado [1].

Una forma de evaluar la EE es mediante el indicador denominado *coeficiente de performance* (COP) o *coeficiente de efecto frigorífico* [2]. Este indicador mide la relación entre el frío que se produce en una cámara frigorífica y la energía consumida para ello. El COP es de suma importancia debido a que proporciona información relacionada con el costo de la producción de frío. Existen diferentes estrategias para incrementar el COP tales como disminuir la temperatura de condensación, aumentar la temperatura de evaporación, realizar un sub-enfriamiento, entre otros. [3].

En este trabajo se realiza un estudio de cómo influye el *incremento de la temperatura de evaporación* en cámara de enfriamiento sobre el COP, en una planta frigorífica porcina de ciclo II de la ciudad de Santa Fe.

El trabajo se organiza de la siguiente manera: La Sección 2 describe el proceso de refrigeración y sus componentes. La Sección 3 define el coeficiente de performance y muestra cómo el incremento de la temperatura de evaporación influye en el resultado del mismo y en el ahorro energético. La Sección 4 presenta el cálculo de la carga térmica de una cámara de enfriamiento perteneciente a la empresa tomada como caso de estudio. La Sección 5 presenta el cálculo del COP actual de la cámara tomada como prueba piloto en la citada empresa, y el obtenido con el incremento de la temperatura de evaporación, demostrando el ahorro energético resultante. Sección 6 presenta las conclusiones y trabajos futuros.

## 2. DESCRIPCIÓN DEL PROCESO DE REFRIGERACIÓN Y SUS COMPONENTES

Las industrias frigoríficas se clasifican según el tipo de actividad que llevan a cabo en [4]:

- Plantas Ciclo I: realizan faena y conservación en cámaras de frío.
- **Plantas Ciclo II:** reciben medias reses de plantas de ciclo I para posteriormente despostarlas y conservarlas o industrializarlas (Figura 1).
- Plantas Ciclo III: elaboran con los cortes de carne provenientes del ciclo II productos cocidos o preparados.

El presente trabajo se lleva a cabo en un frigorífico porcino de ciclo II localizado en la ciudad de Santa Fe Capital. En dicho establecimiento se reciben las medias reses a una temperatura de 31°C y se depositan en una cámara de enfriamiento, la cual en un lapso de 24 hs reduce la temperatura de las mismas hasta 7°C, temperatura exigida por SENASA para su posterior desposte y procesamiento industrial [5].



Figura 1: Diagrama del proceso de producción de una planta frigorífica de ciclo II

La cámara de enfriamiento (tomada como caso de estudio) consiste en un recinto aislado térmicamente de 7x4x3 metros de largo, ancho y alto respectivamente, utilizado para extraer

energía térmica de las medias reses de cerdo. Esta extracción de energía se logra mediante un ciclo de refrigeración el cual se representa en la Figura 2 y consta principalmente del siguiente equipamiento:

- Evaporador: se encuentra instalado en el interior de la cámara frigorífica, y permite el intercambio de calor entre el fluido refrigerante y las medias reses almacenadas (a través del aire del medio ambiente), logrando enfriar las mismas. Este componente del sistema de enfriamiento y en especial sus características funcionales resultan esenciales en la búsqueda de la eficiencia frigorífica. Sobre el mismo se realizarán las modificaciones necesarias para lograr un óptimo aprovechamiento energético.
- Condensador: se encuentra ubicado en el exterior de la cámara y permite el intercambio de calor entre el fluido refrigerante y el medio ambiente exterior, disipando el calor que se ha absorbido a las medias reses y otras fuentes de calor propias del proceso de enfriamiento.
- Compresor: hace circular el refrigerante mediante un trabajo mecánico que consume energía eléctrica. Este componente incrementa la presión del vapor refrigerante mediante el proceso de compresión y simultáneamente aumenta la temperatura del refrigerante de tal manera que pueda ceder calor al medio.  
Las mejoras realizadas en la gestión del evaporador impactan de manera directa en el funcionamiento del compresor, de manera que una mejora en el uso del primero significará un ahorro en consumo de energía eléctrica para la empresa.
- Válvula de laminación: este componente permite laminar y regular el flujo de refrigerante al evaporador a la razón necesaria para remover el calor de la carga térmica.
- Cámara frigorífica: la cámara de la planta utiliza como aislante polipropileno expandido de 50 mm de espesor en paredes, pisos y techo, para evitar la propagación del calor. Estas características de construcción se definieron en base a la solicitud térmica y condiciones medioambientales a las que está sometida, a los efectos de reducir las pérdidas térmicas a valores técnico-económicos razonables.

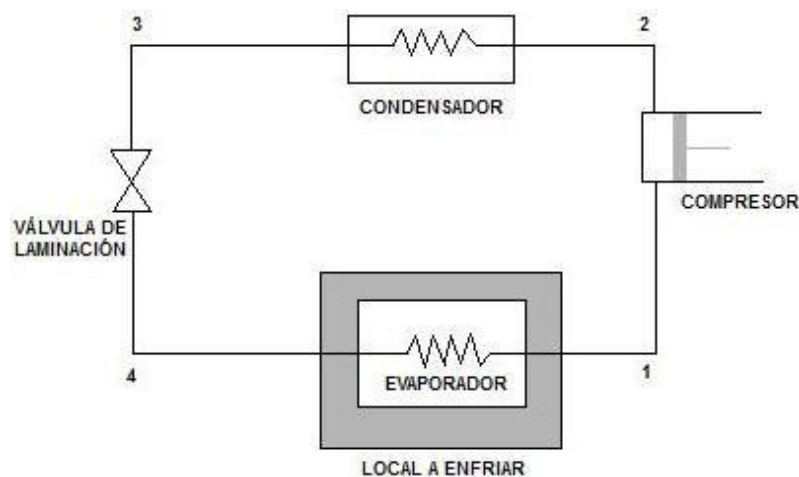


Figura 2: Componentes del ciclo o proceso de refrigeración

El proceso de refrigeración utilizado funciona de manera cíclica, haciendo circular un fluido refrigerante (amoníaco,  $\text{NH}_3$ ) por los dispositivos anteriormente descritos. En la Figura 2 se observa que el ciclo comienza con la compresión (**1 a 2**) del fluido en estado de vapor y su posterior descarga a alta presión en la tubería que lo conduce hacia el condensador. En esta etapa (**2 a 3**), el refrigerante se enfría y condensa, pasando a estado líquido y cediendo calor del sistema frigorífico al medio ambiente exterior. Posteriormente se hace circular el refrigerante a través de la válvula de laminación (**3 a 4**) la cual permite reducir la presión y enfriar al mismo antes de ingresar al evaporador. Para lograr evaporar el fluido refrigerante (**4 a 1**), es necesario que el mismo absorba la energía térmica del medio en contacto con él. A esta cantidad de calor contenida en el ambiente se la denomina Carga Térmica. En ésta etapa del proceso se produce el intercambio de calor entre el fluido refrigerante y las medias reses almacenadas en cámara (utilizando al aire contenido en ella como vehículo, constituyendo un sistema indirecto de enfriamiento), logrando enfriar estas últimas. Posteriormente, el fluido refrigerante evaporado es absorbido nuevamente por el compresor para continuar con el ciclo.

### 3. EL COEFICIENTE DE PERFORMANCE (COP)

El coeficiente de performance se obtiene haciendo el cociente entre el *Efecto Frigorífico* (calor absorbido por la unidad de masa de fluido refrigerante que circula por el evaporador) y el *Trabajo del Compresor* (energía consumida para transportar esta unidad de masa desde la presión de evaporación a la de condensación). Se puede observar en la Ecuación 1. En la Figura 3 se puede ver que el *Efecto Frigorífico* está dado por la diferencia de entalpía ( $i_1 - i_4$ ) del refrigerante al pasar por el evaporador. El *Trabajo del Compresor* viene dado por la diferencia de entalpía ( $i_2 - i_1$ ) del fluido al entrar y salir del compresor.

$$COP = \frac{i_1 - i_4}{i_2 - i_1} \quad (1)$$

Para obtener tanto el dividendo como el divisor de este cociente se puede hacer uso de gráficos termodinámicos para las condiciones de trabajo de una instalación frigorífica [1]. Para ello, previamente se debe conocer la temperatura de evaporación, la de condensación, y el tipo de fluido refrigerante utilizado en el ciclo frigorífico bajo estudio.

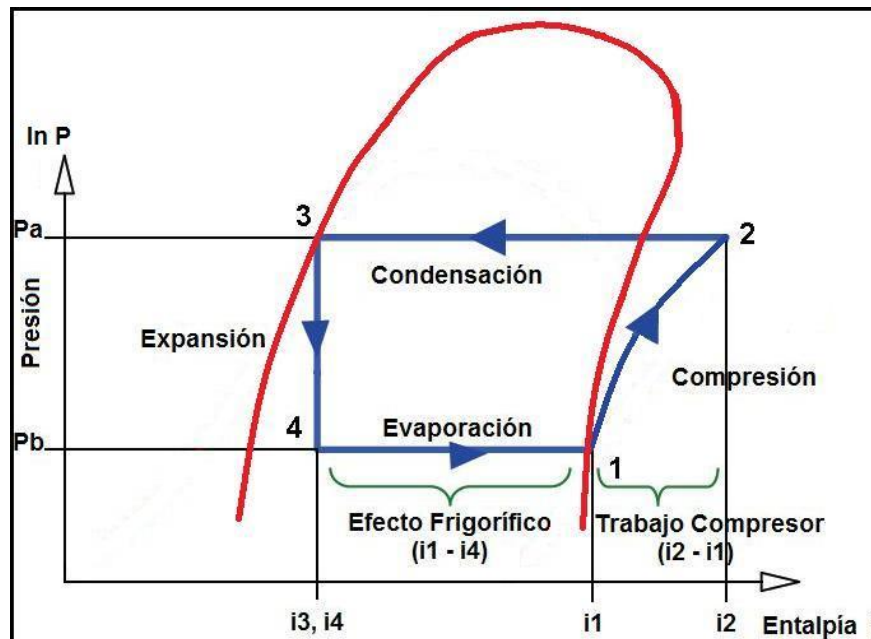


Figura 3: Ciclo frigorífico de simple compresión mecánica. In Presión – Entalpía

### 3.1 Incremento del COP elevando la temperatura de evaporación

En la Figura 4 se puede observar que elevando la temperatura de evaporación  $T_e$  y manteniendo constante la de condensación, se logra mejorar el resultado del COP. Esto es:

- El COP del ciclo original 1234 está dado por la Ecuación 1.
- Elevando la  $T_e$  en la misma ecuación nos da un  $COP' = \frac{i'_1 - i'_4}{i'_2 - i'_1}$

Como  $(i'_1 - i'_4) > (i_1 - i_4)$  y  $(i'_2 - i'_1) < (i_2 - i_1)$ , se demuestra que al elevar la temperatura de evaporación  $T_e$  obtenemos un  $COP'$  mayor que el COP original. Este incremento del COP se da por lo siguiente: por un lado se incrementa el calor absorbido por unidad de masa de fluido frigorífico que circula por el evaporador, y por el otro, la energía necesaria para transportar esa misma unidad de masa hasta el condensador se reduce.

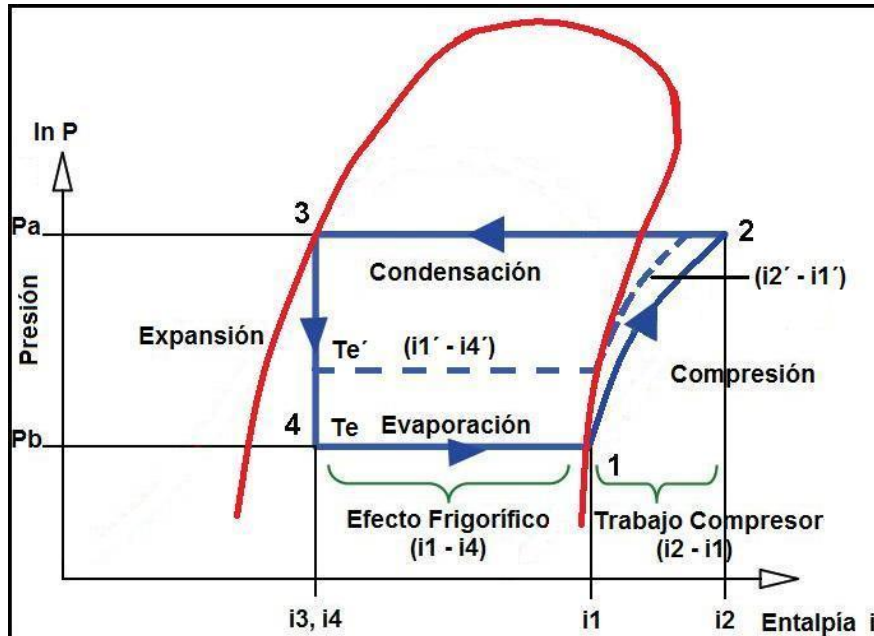


Figura4: Ciclo frigorífico de simple compresión mecánica incrementando la temperatura de evaporación

Para cuantificar el aprovechamiento energético real obtenido por el incremento de la temperatura de evaporación se parte de dos conceptos, la *Potencia Frigorífica*  $P_f$  y la *Potencia Mecánica*  $P_m$  que permiten determinar el consumo de energía eléctrica del compresor. La *Potencia Frigorífica* y *Potencia Mecánica* deben ser calculadas para las condiciones de trabajo actual y para las condiciones de trabajo incrementando la temperatura de evaporación.

La *Potencia Frigorífica* es el requerimiento frigorífico por unidad de tiempo que la instalación (tomada como prueba piloto), le demanda al compresor para satisfacer la refrigeración de la mercadería (Ecuación 2)

$$P_f \left[ \frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right] = Gr \times (i_4 - i_1) \quad (2)$$

Donde:

- $Gr$  : gasto de refrigerante que circula por la instalación  $\frac{\text{kg}}{\text{h}}$
- $P_f \left[ \frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right]$  : potencia frigorífica

La *Potencia Mecánica* es la energía mecánica por unidad de tiempo requerida para desplazar el gasto de refrigerante y satisfacer la potencia frigorífica demandada. Se calcula de la siguiente manera (Ecuación 3):

$$P_m [\text{kW}] = \frac{Gr \times (i_2 - i_1)}{\mu_m} \quad (3)$$

Donde:

- $\mu_m$ : rendimiento mecánico del compresor.
- $P_m [\text{kW}]$  : potencia mecánica

#### 4. CARGA TERMICA DE LA CAMARA DE ENFRIAMIENTO

Para poder hacer un análisis cuantitativo del ahorro de energía que se obtiene por la modificación de la temperatura de evaporación debido a su impacto en el *COP*, en primer lugar se debe llevar a cabo el cálculo de la carga térmica total de la cámara de enfriamiento en la planta piloto. Esta carga térmica representa la cantidad de calor que el evaporador debe absorber para lograr enfriar las medias reses dentro de la cámara frigorífica en 24 hs a 7°C (según requerimientos de SENASA) y está dada por la Ecuación 4.

$$Q_t = Q_p + Q_c + Q_a + Q_m + Q_l \quad (4)$$

Donde

$Q_t$ : Calor total a extraer de la cámara de enfriamiento  $\left[ \frac{\text{kcal}}{\text{día}} \right]$

$Q_p$ : Calor aportado por el producto (carne de cerdo)  $\left[ \frac{\text{kcal}}{\text{día}} \right]$

$Q_c$ : Calor transmitido por las paredes de la cámara  $\left[\frac{kcal}{día}\right]$

$Q_a$ : Calor de infiltración de aire por apertura de cámara  $\left[\frac{kcal}{día}\right]$

$Q_m$ : Calor generado por los motores de los ventiladores de los evaporadores  $\left[\frac{kcal}{día}\right]$

$Q_l$ : Calor generado por la iluminación de la cámara  $\left[\frac{kcal}{día}\right]$

A continuación se presenta el cálculo realizado para cada término de la Ecuación 4. Los coeficientes utilizados en las expresiones se obtuvieron de tablas que se encuentran en [1].

#### 4.1 Calor entregado por la carne

El calor que aportan las medias reses que ingresan a la cámara se puede observar en la Ecuación 5.

$$Q_p = C_p \times mp \times (tp_1 - tp_2) = 0.53 \frac{Joule}{kg} \times 19800 \text{ kg} \times (31 - 7) = 251856 \frac{kcal}{día} \quad (5)$$

Donde

- $C_p$ : calor específico de la carne
- $mp$ : masa total de carne. La capacidad de la cámara frigorífica es de 220 medias reses y cada una de ellas pesa aproximadamente 90 kg.
- $tp_1$ : Temperatura ingreso de la carne
- $tp_2$ : Temperatura de salida de la carne

#### 4.2 Calor transmitido por las paredes de la cámara

El calor que aportan las paredes de la cámara se puede observar en la Ecuación 6.

$$Q_c = U \times A \times (T_{ext} - T_{int}) = 0.018 \times 122 \text{ m}^2 \times (10 \text{ °C} - 7 \text{ °C}) = 6,58 \frac{kcal}{día} \quad (6)$$

Donde

- $U$ : Coeficiente global de transferencia de calor diario que se determina en base a las características constructivas de la cámara de enfriamiento.
- $A$ : Área total de paredes, techo y piso.
- $T_{ext}$ : Temperatura exterior de la cámara
- $T_{int}$ : Temperatura interior de la cámara

#### 4.3 Calor de infiltración de aire por apertura de cámara

Cuando la puerta de la cámara se abre, el aire exterior más caliente ingresa en la misma y debe ser enfriado en las condiciones internas. Como consecuencia, se produce el aumento de la carga térmica. Este calor se obtiene con la Ecuación 7.

$$Q_a = Vol \times \frac{N_{cambios}}{día} \times \frac{Kcal}{m^3} = 84 \text{ m}^3 \times 9,5 \times 18,33 \frac{Kcal}{m^3} = 14627,3 \frac{kcal}{día} \quad (7)$$

Donde

- $Vol$ : Volumen de la cámara
- $N_{cambios}$ : Cambios de aire por 24 hs considerando el volumen de la cámara.
- $\frac{kcal}{m^3}$ : Calorías por  $m^3$  de aire, removidas al enfriar a condiciones de almacenamiento arriba de  $-1.1 \text{ °C}$ . Esta ganancia de energía por  $m^3$  cámara, depende de las temperaturas interna y externa.

#### 4.4 Calor generado por los motores

Esta es la carga producida por los ventiladores de los evaporadores con convección forzada (Ecuación 8).

$$Q_m = P_v \times \frac{641 \frac{Kcal}{h}}{Hp} \times \frac{Nm}{día} = 3 \text{ Hp} \times \frac{641 \frac{Kcal}{h}}{Hp} \times 24 \frac{hs}{día} = 46152 \frac{kcal}{día} \quad (8)$$

Donde

- $P_v$ : Potencia total generada por los ventiladores en Hp. La cámara de enfriamiento bajo estudio posee un ventilador con una potencia de 3 Hp.
- $Nm$ : Horas de funcionamiento de los ventiladores.

#### 4.5 Calor generado por iluminación

El tipo de lámpara y de luz puede dar lugar a cargas térmicas importantes (Ecuación 9).

$$Q_t = Pl \times 0,86 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}} \times \frac{\text{NI}}{\text{día}} = 240 \text{ Watts} \times 0,86 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}} \times 24 \frac{\text{hs}}{\text{día}} = 5760 \frac{\text{kcal}}{\text{día}} \quad (9)$$

Donde

- **Pl**: Potencia total de la iluminación. La cámara de enfriamiento posee 4 artefactos de iluminación de 60 Watts.
- **NI**: Horas de funcionamiento de la luminaria

Como resultado, utilizando la Ecuación 2, se obtiene que el calor total a extraer de la cámara de enfriamiento  $Q_t = 318401,928 \frac{\text{kcal}}{\text{día}}$

### 5. ANALISIS DE LA EFICIENCIA ENERGETICA

#### 5.1 Escenario actual

Actualmente, el troceadero de cerdos trabaja con una temperatura de evaporación de  $-14^\circ\text{C}$  y una temperatura de condensación de  $32^\circ\text{C}$ , utilizando como fluido refrigerante el amoníaco. El rendimiento mecánico del compresor es  $\mu_m = 0,9$ . Utilizando los gráficos termodinámicos (Sección 3) para las condiciones de trabajo mencionadas previamente, el COP resultante es:

$$COP = \frac{i_1 - i_4}{i_2 - i_1} = \frac{1093,74 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]}{232,12 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]} = 4,71$$

$$P_f \left[ \frac{\text{kcal}}{\text{día}} \right] = Gr \times (i_4 - i_1)$$

Al igualar la carga térmica total  $Q_t$  (Sección 4) a la potencia frigorífica  $P_f$  y trabajar algebraicamente la Ecuación 2, se obtiene el gasto de refrigerante  $Gr$ . El gasto de refrigerante  $Gr$  obtenido se reemplaza en la Ecuación 3, y se obtiene la potencia mecánica promedio requerida por la instalación. Esto es:

$$Gr = \frac{Q_t}{(i_4 - i_1)} = \frac{318401,928 \left[ \frac{\text{kcal}}{\text{día}} \right]}{1093,74 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]} \times \frac{1 \text{ día}}{24 \text{ hs}} = 50,75 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{hs}} \right]$$

$$P_m = \frac{Gr \times (i_2 - i_1)}{\mu_m} = \frac{50,75 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{hs}} \right] \times 232,12 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]}{0,9} = 13088,98 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{hs}} \right] \times \frac{1 \text{ kWh}}{3600 \text{ kJ}} = 3,63 \text{ [kW]}$$

#### 5.2 Escenario considerando variación en la temperatura de evaporación

A continuación, se lleva a cabo un análisis de sensibilidad, el cual consiste en calcular el COP y el correspondiente ahorro energético considerando un rango de variación de la temperatura de evaporación desde  $-8^\circ\text{C}$  a  $-18^\circ\text{C}$ . Se deja constante la temperatura de condensación y la carga térmica. La Tabla 1 presenta un resumen de los resultados obtenidos.

Tabla 1: Comparación de los resultados obtenidos en el análisis de la eficiencia energética

Carga Térmica $\left[ \frac{\text{kcal}}{\text{día}} \right]$	Temperatura de Condensación ( $^\circ\text{C}$ )	Temperatura de evaporación ( $^\circ\text{C}$ )	$i_1$ $\left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$	$i_2$ $\left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$	$i_3$ $\left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$	$i_4$ $\left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$	$P_m$ [kW]	$Gr$ $\left[ \frac{\text{kg}}{\text{hs}} \right]$	Ahorro energía (%)	COP
318402	32	-8	1433,2	1624,2	332,1	332,1	3,0	50,4	18,3	5,77
318402	32	-9	1432,4	1629,7	332,1	332,1	3,1	50,5	15,5	5,58
318402	32	-10	1430,8	1634,4	332,1	332,1	3,2	50,5	12,7	5,40
318402	32	-11	1430,0	1639,9	332,1	332,1	3,3	50,6	9,9	5,23
318402	32	-12	1428,4	1644,8	332,1	332,1	3,4	50,6	7,0	5,06
318402	32	-13	1427,6	1651,8	332,1	332,1	3,5	50,7	3,5	4,89
318402	32	-14	1425,9	1658,0	332,1	332,1	3,6	50,8	0,0	4,71
318402	32	-15	1425,1	1662,3	332,1	332,1	3,7	50,8	-2,3	4,61

318402	32	-16	1423,3	1666,6	332,1	332,1	3,8	50,9	-5,1	4,49
318402	32	-17	1422,6	1672,4	332,1	332,1	3,9	50,9	-8,0	4,36
318402	32	-18	1420,7	1678,1	332,1	332,1	4,2	51,0	-11,4	4,23

La Figura 5 muestra que al variar la temperatura de evaporación en un rango de  $-8^{\circ}\text{C}$  a  $-13^{\circ}\text{C}$  se obtiene ahorro de energía, en relación a la temperatura actual de trabajo ( $-14^{\circ}\text{C}$ ) de la cámara objeto del presente análisis. Contrariamente, si la temperatura disminuye con respecto a los  $-14^{\circ}\text{C}$  se observa un incremento del consumo de energía.

Esto indica que toda modificación de la temperatura de evaporación por encima de  $-14^{\circ}\text{C}$  traerá aparejada un ahorro de energía con respecto a la situación de funcionamiento actual de la cámara de enfriamiento en cuestión. Como primera medida (sin realizar cambios de infraestructura), se debería tratar de incrementar todo lo posible esta temperatura, mientras que las condiciones del producto final no se resientan.

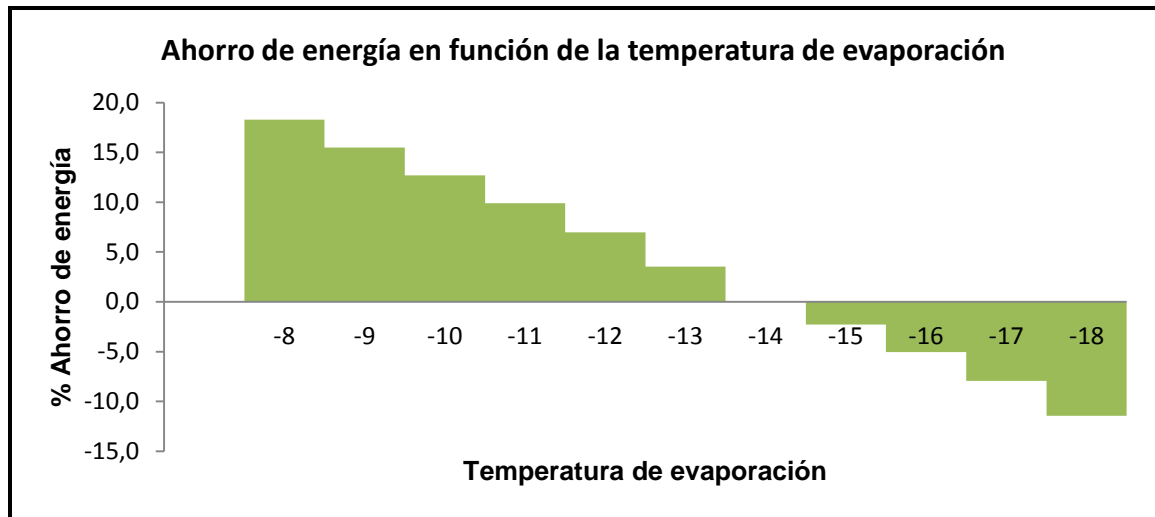


Figura 5: *Análisis de sensibilidad del ahorro energético considerando variaciones de la temperatura de evaporación*

La Figura 6 muestra como al disminuir la temperatura de evaporación en un rango de  $-8^{\circ}\text{C}$  a  $-18^{\circ}\text{C}$  se obtiene consecuentemente una disminución del COP, lo cual se condice con el ahorro de energía observado en la figura anterior.

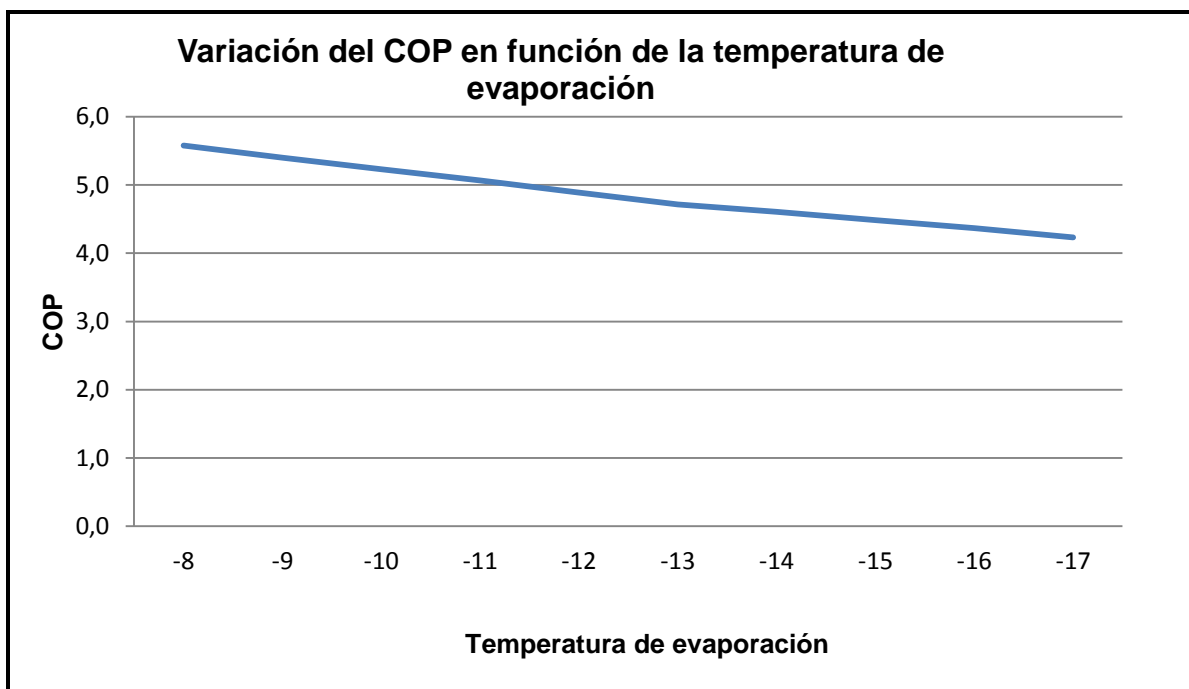


Figura 6: *Análisis de sensibilidad del Coeficiente de Performance considerando variaciones en la temperatura de evaporación*



### 5.3 Escenario elegido para el troceadero

Si bien al incrementar la temperatura de evaporación se puede observar que aumenta el porcentaje de ahorro energético como así también el COP, se eligió, para nuestro caso de estudio, aumentar la temperatura de evaporación a **-10 °C**, manteniendo la temperatura de condensación y como fluido refrigerante el amoníaco. Para estas condiciones se obtiene el  $COP'$  y se calculan los  $kW$  requeridos por la instalación. Esto es:

$$COP' = \frac{i'_1 - i'_4}{i'_2 - i'_1} = \frac{1097,86 \left[ \frac{kJ}{kg} \right]}{203,59 \left[ \frac{kJ}{kg} \right]} = 5,40$$

$$Gr' = \frac{Q_t}{i'_1 - i'_4} = \frac{318401,928 \left[ \frac{kcal}{día} \right]}{1098,69 \left[ \frac{kJ}{kg} \right]} \times \frac{1 \text{ día}}{24 \text{ hs}} = 50,52 \left[ \frac{kg}{hs} \right]$$

$$P'_m = \frac{Gr \times (i'_2 - i'_1)}{\mu m} = \frac{50,52 \left[ \frac{kg}{hs} \right] \times 203,59 \left[ \frac{kJ}{kg} \right]}{0,9} = 11428,18 \left[ \frac{kJ}{hs} \right] \times \frac{1 \text{ kWh}}{3600 \text{ kJ}} = 3,17 \text{ [kW]}$$

Como  $COP' = 5,40 > COP = 4,71$ , obtenido en el escenario actual (Sección 5.1), se comprueba que al aumentar la temperatura de evaporación se logra reducir un **12,69%** el consumo de energía eléctrica. La Tabla 1 resume los resultados obtenidos:

Tabla 2 Comparación entre escenario actual y temperatura elegida para el caso en estudio

	Escenario actual	Escenario incrementando la temperatura de evaporación
Temperatura de condensación	<b>32°C</b>	<b>32°C</b>
Temperatura de evaporación	<b>-14°C</b>	<b>-10°C</b>
Carga térmica a extraer	<b>318401,928 [kcal/día]</b>	<b>318401,928 [kcal/día]</b>
Potencia mecánica consumida	<b>3,63 kW</b>	<b>3,17 kW</b>
COP	<b>4,71</b>	<b>5,40</b>
Ahorro energético	<b>12,69%</b>	

## 6. CONCLUSIONES

En este trabajo se demuestra la importancia del correcto aprovechamiento energético en las cámaras de enfriamiento. Incrementando la temperatura de evaporación se mejora el rendimiento del compresor y disminuye la potencia requerida, lo que genera que el trabajo necesario para remover la misma carga frigorífica resulte menor. Específicamente en el establecimiento donde se realizó el estudio, un aumento de 4°C de la temperatura de evaporación significó un ahorro del 12,7% en energía eléctrica, produciendo un mejor aprovechamiento de ésta para la generación de frío.

Cabe acotar que tanto la superficie de evaporación como el compresor y su motor de accionamiento estaban sobredimensionados para la carga térmica del caso de estudio. Esto permitió realizar la modificación de la gestión de la temperatura de evaporación sin necesidad de inversión en infraestructura alguna, al menos hasta los 4°C considerados, logrando que las medias reses de cerdo en 24 hs salieran con los parámetros requeridos por SENASA ya mencionados en este trabajo.

Es de hacer notar que condiciones similares a las arriba planteadas, se presentan en muchas plantas del ramo, lo que permite modificar temperaturas de evaporación sin necesidad de mayores inversiones, obteniendo los consecuentes ahorros.

No obstante, y como propuesta para continuar con la investigación, se propone estudiar cómo debería ampliarse el área de evaporación (agregado de evaporadores o reemplazar el evaporador existente por uno más grande por ejemplo) o cuánto debería incrementarse el caudal de aire de los forzadores sin variar el área de evaporación, para el caso en que la infraestructura estuviera ajustada para cumplir con la ecuación de transferencia (manteniendo la carga térmica constante), debido a la disminución del salto térmico que se propone. O bien, para analizar hasta cuánto sería económicamente beneficioso incrementar la temperatura de evaporación para lograr un ahorro operativo frente a la inversión en infraestructura, teniendo de esta manera una herramienta de toma de decisiones gerenciales a la hora de actualizar las instalaciones o ampliar las mismas.

## REFERENCIAS

- [1] Roy J Dossin. (1980). *Principios de refrigeración*. Mexico. Segunda Edición. Trans-Editions. ISBN 0-471-033550-5.
- [2] Cengel, Yanus A.; Boles, Michael A. (1996). *Termodinámica Tomo I*. Segunda Edición. Mc Graw Hill. ISBN: 978-970-10-0910-9.
- [3] Alvaro, H. Restrepo V; Alvaro, León Fernández; Grajales, Víctor Darío. (2007). "Estudio y análisis de estrategias de ahorro de energía usando el software ESS para la empresa frigorífico de Pereyra S.A ". *Scientia et Technica* Año XII, No 34. Universidad Tecnológica de Pereira. ISSN 0122-1701.
- [4] Duarte, Mariano Oscar; Hick, Tomás Guillermo; Tucci, Víctor; Rodríguez, María Analía. (2012). *Análisis de las actividades de picking y preparación de pedidos en industrias frigoríficas de ciclo II*. Quinto Congreso Argentino de Ingeniería Industrial V COINI. Universidad Nacional de Lomas de Zamora.
- [5] SENASA, Reglamento de Inspección de Productos, Subproductos y Derivados de Origen Animal aprobado por el Decreto 4238/68. (1968). Buenos Aires, Argentina. ([http://www.senasa.gov.ar/Archivos/File/File753-decreto4238\\_68\\_2.pdf](http://www.senasa.gov.ar/Archivos/File/File753-decreto4238_68_2.pdf)).

**Agradecimientos** Los autores de este trabajo desean agradecer a la Universidad Tecnológica Nacional - Facultad Regional Santa Fe por el financiamiento para la realización del presente trabajo a través del proyecto IPUTNFE0002182.