



## Evaluación termoexérgica de la compresión de vapor en escala en el coeficiente de performance del sistema de refrigeración de una planta frigorífica

Thermoexergetic evaluation of the steam compression in scale in the performance coefficient of the refrigeration system in a cold storage plant

Diego Mariños Rosado<sup>1,\*</sup>; Samir Rojas Chávez<sup>1</sup>; Yery De los Santos Reyna<sup>1</sup>; Roberto Chucuya Hualpachoque<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Escuela de Ingeniería en Energía, Universidad Nacional del Santa, Av. Pacífico 508, Nuevo Chimbote. Ancash, Perú.

<sup>2</sup> Departamento de Energía y Física, Universidad Nacional del Santa, Av. Pacífico 508, Nuevo Chimbote. Ancash, Perú.

### RESUMEN

La presente investigación, se llevó a cabo en la planta de hielo "PRC. S.A.C.", cuya actividad es la producción y comercialización de hielo principalmente utilizados en la industria pesquera; tiene por objeto de estudio el sistema actual de refrigeración por compresión de vapor con interfrigorador. Luego, se analizará el sistema de refrigeración por compresión de vapor con sistema de escala de compresores. Estas evaluaciones tienen la finalidad de determinar la eficiencia exérgica a través de las irreversibilidades, de tal manera que nos permita comparar y tener una mejora en el coeficiente de performance. Posteriormente, y finalmente, se realizará una evaluación termoeconómica de dichos sistemas que permita analizar a la empresa la conveniencia en estudio, mediante la reducción de sus costos de producción usando de forma eficiente sus procesos productivos, brindando productos de calidad, y siendo competitiva en el mercado. Se evidencia que al realizar una evaluación termoexérgica al sistema de refrigeración por compresión de vapor con sistema de escala de compresores, se logrará incrementar la eficiencia exérgica, reducir las irreversibilidades y la exergía destruida; sobre todo se logrará incrementar el COP en 8,28 % el cual permite una reducción del tiempo de congelamiento del hielo en 22,25% o 3 horas y 45 minutos. Además de obtener un ahorro en el consumo de energía eléctrica equivalente a 2 800,00 S/. en los próximos 12 meses.

**Palabras clave:** hielo; exergía; termoeconómica; mejora y capacidad de producción.

### ABSTRACT

The present investigation was carried out in the ice plant "PRC S.A.C.", whose activity is the production and commercialization of ice mainly used in the fishing industry; is to study the current steam compression refrigeration system with intercooler. Then, steam compression refrigeration system with system of scale of compressors will be analyzed. These evaluations have the purpose of determining the exergetic efficiency through the irreversibilities, in such a way that allows us to compare and have an improvement in the performance coefficient. Subsequently, and finally, a thermoeconomic evaluation of these systems will be carried out, allowing the company to analyze the suitability under study, by reducing its production costs efficiently using its production processes, providing quality products, and being competitive in the market. It is evident that when performing a thermoexergetic evaluation the steam compression refrigeration system with system of scale of compressors, it will be possible to increase the exergetic efficiency, reduce the irreversibilities and the exergy destroyed, especially it will increase the COP in 8.28% which allows a reduction of the freezing time of the ice in 22.25% or 3 hours and 45 minutes. Además de obtener un ahorro en el consumo de energía eléctrica equivalente a 2 800.00 S/. in the next 12 months.

**Keywords:** ice; exergy; thermoeconomic; improvement and production capacity.

### 1. Introducción

En la refrigeración industrial las aplicaciones son más grandes en tamaño y capacidad que las comerciales, algunas aplicaciones típicas son en plantas de hielo, conservación y manipulación de alimentos, en producción de calor,

almacenes refrigerados, entre otras. Las industrias de refrigeración son grandes consumidoras de energía, deben establecer estrategias de control que las conduzcan a un marco de competitividad y producción eficiente. La producción de hielo en bloque es una de ellas. Sin embargo,

en estas plantas normalmente no se establece un control del proceso diferente a un temporizador de ciclo fijo que determina el final del periodo de producción. En los diferentes sectores productivos, la variación de la demanda en función a la temporalidad hace que la producción varíe, por lo que en algunos casos es necesario aumentar la capacidad de producción, mientras que en otros simplemente, disminuir la misma. El empleo del hielo es requerido a bordo de pequeñas embarcaciones de pesca desde la captura hasta el desembarco del pescado, para evitar su descomposición debido a la acción de microorganismos que aparecen luego de la muerte del pescado, el mismo que es conservado en recipientes que contienen agua, hielo y sal. La refrigeración por compresión es un método de refrigeración que consiste en forzar mecánicamente la circulación de un refrigerante en un circuito cerrado creando zonas de alta y baja presión con el propósito de que el fluido absorba calor en el evaporador y lo ceda en el condensador (Energen, 2007). La finalidad de la refrigeración es mantener la temperatura de un determinado ambiente a temperaturas inferiores al valor de la temperatura ambiental, con un valor constante y sostenido. En el ciclo de refrigeración ideal, en los balances de energía del equipo se desprecian cualquier pérdida o ganancia de calor en las tuberías, considerando que los únicos intercambios de calor que se producen en el sistema ocurren en el evaporador y en el condensador, a pesar de que se conoce que el fluido refrigerante presenta una temperatura diferente a la de las tuberías y que esto necesariamente produciría un intercambio de calor (García, 1997). Sistemas de refrigeración con interfriamiento, como no es posible controlar exactamente el estado del líquido del fluido que sale del evaporador, el sistema se suele diseñar para que el fluido salga como vapor ligeramente sobrecalentado en lugar de vapor saturado del ciclo ideal. Este sobredimensionamiento conlleva un aumento del volumen específico del vapor en comparación con el vapor saturado a la misma presión. Desafortunadamente, esto supone un aumento de la potencia de entrada del compresor, ya que el trabajo en régimen estacionario es proporcional al volumen específico (Dossat, 1961). Sistemas de refrigeración en cascada: Existen aplicaciones industriales en las que se necesitan temperaturas bajas, comprendidas en el intervalo de -25 a -75 °C. Desafortunadamente no se pueden utilizar un ciclo de compresión de vapor simple para alcanzar estas temperaturas moderadamente bajas. Para supe-

rar esta dificultad sin dejar de contar con la compresión de vapor, puede utilizarse un sistema en cascada (Edward, 1991). El refrigerante utilizado es el Amoniaco, debido al alto requerimiento frigorífico de este en su cambio de calor latente con respecto a otros refrigerantes (León y Darío, 2007). Para evitar la presencia de lodos o incrustaciones en el sistema de refrigeración debido a la presencia de cuerpos extraños y arrastre de la sal base es preferible usar soluciones frigoríficas obtenidas industrialmente, las cuales gracias a su composición química actúan como anti corrosivas, son inodoras, no tóxicas y aseguran un mayor tiempo de servicio (Núñez, 2006).

Por otro lado, el propósito de un análisis exergético es usualmente determinar la exergía de cada uno de los elementos que componen un sistema y así lograr obtener sus eficiencias. La destrucción de exergía de un componente puede determinarse mediante un balance de exergía del componente. Es importante recordar que los cambios en el sistema provocados por la energía cinética y potencial son despreciados (Cengel, 2002). Las irreversibilidades, aunque no se pueden evitar, se deben de reducir a un valor mínimo, porque traen como consecuencia la necesidad del suministro de una potencia adicional, para lograr la refrigeración deseada ya que mientras las irreversibilidades aumenten sucede lo mismo con la potencia suministrada al compresor (Aguer y Jutglar, 2004). El análisis exergético permite optimizar el diseño de los distintos equipos de una instalación. Y si los equipos ya están instalados, se podría determinar el costo exergético de los mismos, lo que es fundamental en la toma de decisiones; con pequeñas modificaciones se consiguen ahorros exergéticos y económicos importante (Wark, 2001).

La planta frigorífica PRC S.A.C., actualmente utiliza tecnología tradicional para el sistema de refrigeración de bloques de hielo, es decir no cuenta con equipos que ayuden a mejorar el proceso y por ende obtener un producto terminado de calidad es casi imposible. Así pues, debido a la multitud de aplicaciones y su relevante importancia, la planta frigorífica PRC S.A.C., en sus instalaciones de producción de frío por compresión de vapor tiene un alto porcentaje de consumo energético como también un alto impacto económico y medioambiental. Por un lado, el efecto invernadero indirecto asociado al origen de la energía utilizada, y por otro, el efecto directo asociado a las fugas de refrigerante porque se emplea refrigerantes con un elevado potencial de calentamiento mundial (PCM).

Se pretende evaluar el mejor sistema de producción para la planta frigorífica PRC.S.A.C, empleando la herramienta de evaluación exergética y económica que permitirá dar a conocer las reversibilidades de los equipos para cuantificar la cantidad de energía que se pierde o gana en cada proceso, así como la calidad de energía que debería aprovecharse para obtener mejor COP y funcionamiento de los equipos, además analizar factores de cargas térmicas y sobre todo obtener ahorros en la producción.

## 2. Materiales y métodos

La Información requerida está conformada por lo siguiente: Toma de medida de los parámetros de operación actuales como la temperatura de agua en los moldes, temperatura final de la salmuera, temperatura en el condensador, temperatura en el evaporador, presión de alta y presión de baja, horas diarias de trabajo, cantidad de refrigerante (NH<sub>3</sub>) empleado, potencia consumida por el compresor, información de los equipos y ficha técnica de equipos similares.

### Evaluación

#### Carga frigorífica en la generación de hielo en bloques

Para calcular la carga frigorífica o potencia frigorífica, es necesario determinar las cargas necesarias de todos los componentes inmersos en la piscina de salmuera.

#### Carga frigorífica para la fabricación de hielo en bloque

Se determina como la suma del enfriamiento del agua desde la temperatura ambiental hasta 0 °C, la congelación y el subenfriamiento del hielo hasta -3 °C. Las ecuaciones a utilizarse son las siguientes:

#### Carga frigorífica para enfriamiento del agua

Está dado por la variación de calor sensible, y que se debe extraer al agua para pasar desde la temperatura inicial del agua hasta los 0 °C:

$$P_{ew} = m_a * cp_a * (T_{ai} - T_{af}) \quad (1)$$

Dónde:

P<sub>ew</sub> = Carga frigorífica para enfriar el agua desde la temperatura ambiental hasta el punto de congelamiento.

m<sub>w</sub> = Flujo másico de agua.

Cp<sub>w</sub> = Calor específico a presión constante del agua.

T<sub>wi</sub>, T<sub>wf</sub> = Representan las temperaturas del agua inicial hasta la temperatura final de congelamiento a 0 °C.

#### Carga frigorífica para congelación del agua

Es la variación de calor latente o de cambio de fase del agua desde el estado líquido al estado sólido a presión atmosférica.

$$P_{cw} = m_a * h_{fg} \quad (2)$$

Dónde:

P<sub>cw</sub> = Carga frigorífica para el congelamiento o cambio de fase del agua.

h<sub>fg</sub> = Calor latente del agua de fusión a 0 °C.

#### Carga frigorífica para el subenfriamiento del agua

Es la variación de calor sensible y que se debe extraer al hielo para el subenfriamiento desde la temperatura de congelamiento hasta la temperatura de subenfriamiento de 3 °C.

$$P_{sw} = m_a * cp_H * (T_{af} - T_H) \quad (3)$$

Dónde:

P<sub>sw</sub> = Carga frigorífica para el sub enfriamiento del agua.

Cp<sub>H</sub> = Calor específico a presión constante del hielo.

T<sub>H</sub> = Temperatura final del hielo sub enfriado (-3 °C).

Finalmente, la carga frigorífica para la fabricación de hielo en bloque es igual a:

$$P_{fhb} = P_{ew} + P_{cw} + P_{sw} \quad (4)$$

#### Carga frigorífica para el enfriamiento de los moldes

El agua a congelar es contenida dentro de moldes fabricados de acero inoxidable, los moldes ejercen un efecto térmico en función a su calor sensible. Según la siguiente ecuación:

$$P_{em} = N_m * m_M * cp_M (T_{Mi} - T_{Mf}) \quad (5)$$

Dónde:

N<sub>m</sub> = Numero de moldes a enfriar.

m = Masa de los moldes.

Cp<sub>m</sub> = Calor específico del material del molde.

T<sub>Mi</sub>, T<sub>Mf</sub> = Temperatura inicial y final del material del molde.

#### Carga frigorífica de los agitadores del agua de salmuera

La carga frigorífica debido a la acción de los agitadores es igual equivalente térmico de la potencia de los mismos.

$$P_{eas} = P_{ag} * N_{ag} \quad (6)$$

Dónde:

P<sub>eas</sub> = Carga frigorífica por acción de agitadores del agua de salmuera.

P<sub>ag</sub> = Potencia eléctrica del motor de cada agitador.

N<sub>ag</sub> = N° de agitadores de agua en el tanque de salmuera.

#### Carga térmica por pérdida de transferencia de calor por el techo

De manera similar al cálculo realizado para determinar el flujo de calor a través de cerramientos y paredes:

$$Q_t = \frac{Area\ de\ techo * Cp\ Polietileno * A * (T_{mi} - T_{mf})}{1000} \quad (7)$$

#### Carga frigorífica total para el proceso

Finalmente, la carga frigorífica total en la planta de hielo por bloques es:

$$P_{CFT} = P_{cfa} + P_{em} + P_{eas} + Q_t \quad (8)$$

### Carga térmica del efecto refrigerante

En función a la eficacia de transferencia de calor del sistema el Efecto refrigerante debe ser igual a:

$$P_{ER} = \frac{P_{CFT}}{\text{eficacia de transferencia de calor evaporador}} \quad (9)$$

### Indicadores de un sistema de refrigeración por compresión de vapor

#### Efecto refrigerante

$$ER = m_r * (h_1 - h_4) \quad (10)$$

Dónde:

$m_r$  = Es el flujo másico del refrigerante (kg/s)

$h_1$  = Es la entalpía del refrigerante a la salida del evaporador

$h_4$  = Es la entalpía del refrigerante a la entrada del evaporador y su valor es igual a la entalpía de líquido saturado a la presión de alta del sistema de refrigeración.

#### Potencia del compresor

$$PC = m_r * (h_2 - h_1) \quad (11)$$

Dónde:

$h_2$  = Es la entalpía del refrigerante a la salida del compresor entrada del evaporador y su valor es igual a la entalpía del refrigerante en estado de vapor sobrecalentado.

El compresor es accionado por un motor eléctrico, con lo cual la Potencia suministrada por el motor eléctrico es igual a:

$$P_{mec} = n_c * n_{mec} * P \quad (12)$$

Dónde:

$n_c$  = Es la eficiencia o rendimiento mecánico del compresor, y está en función del tipo de compresor utilizado, así tenemos para compresores recíprocos es igual a 0,8 y para compresores de tornillo es de 0,85.

$n_{mec}$  = Es la eficiencia o rendimiento del motor eléctrico que acciona al compresor.

$P_{mec}$  = Es la Potencia suministrada por el motor eléctrico.

#### Potencia térmica de rechazo

$$PTR = m_r * (h_2 - h_3) \quad (13)$$

#### Coefficiente de performance

$$COP = \frac{\text{Efecto Refrigerante}}{\text{Calor de compresión}} \quad (14)$$

### Análisis exergético de un ciclo real por compresión mecánica de vapor

El propósito en un análisis exergético es usualmente determinar la exergía de cada uno de los elementos que componen un sistema y así lograr obtener sus eficiencias.

#### Análisis para el compresor

Es la exergía asociada a una corriente de material que atraviesa un volumen de control determinado, viene dado por la siguiente ecuación:

$$X_{in} - X_{out} - X_{dest 1-2} = 0$$

$$X_{dest 1-2} = X_{in} - X_{out}$$

$$X_{dest 1-2} = W + X_1 - X_2$$

$$X_{dest 1-2} = W + m(\psi_1 - \psi_2)$$

$$X_{dest 1-2} = W + m(h_1 - h_2 - T_o(s_1 - s_2)) = W - w_{rev} \quad (15)$$

O también,

$$X_{dest 1-2} = T_o S_{gen 1-2} = T_o m(s_1 - s_2)$$

$$n_{II,comp} = \frac{W_{rev}}{W} = 1 - \frac{I_{dest 1-2}}{W} \quad (16)$$

#### Análisis para el condensador

La exergía que se absorbe en forma de calor viene dada por la siguiente ecuación.

$$X_{in} - X_{out} - X_{dest 2-3} = 0$$

$$X_{dest 2-3} = X_{in} - X_{out}$$

$$X_{dest 2-3} = X_2 - X_3 - X_{QH}$$

$$X_{dest 2-3} = m\psi_1 - m\psi_2 - X_{QH}$$

$$X_{dest 2-3} = m(h_2 - h_3 - T_o(s_2 - s_3)) - Q_H(1 - \frac{T_o}{T_H}) \quad (17)$$

O bien,

$$X_{dest 2-3} = T_o S_{gen 2-3}$$

$$= T_o m(s_2 - s_3 + \frac{Q_H}{T_H})$$

$$n_{II,cond} = \frac{X_{QH}}{X_2 - X_3} = \frac{Q_H(1 - \frac{T_o}{T_H})}{m(h_2 - h_3 - T_o(s_2 - s_3))} = 1 - \frac{X_{dest 2-3}}{X_2 - X_3} \quad (18)$$

#### Análisis para la válvula de expansión

El rendimiento energético siempre es menor a la unidad y se calcula mediante la siguiente ecuación.

$$X_{in} - X_{out} - X_{dest 3-4} = 0$$

$$X_{dest 3-4} = X_{in} - X_{out}$$

$$X_{dest 3-4} = X_3 - X_4 = m\psi_3 - m\psi_4$$

$$X_{dest 3-4} = m(h_3 - h_4 - T_o(s_3 - s_4)) \quad (19)$$

O bien,

$$X_{dest 2-3} = T_o S_{gen 3-4} = T_o m(s_4 - s_3)$$

$$n_{II, valv exp} = 1 - \frac{X_{dest 3-4}}{X_3 - X_4} \quad (20)$$

#### Análisis en el evaporador

La exergía que se pierde en la turbina se calcula mediante la siguiente ecuación.

$$X_{in} - X_{out} - X_{dest 4-1} = 0$$

$$X_{dest 4-1} = X_{in} - X_{out}$$

$$X_{dest 4-1} = X_4 - X_1 + X_{QL}$$

$$X_{dest 4-1} = m\psi_4 - m\psi_1 + X_{QL}$$

$$X_{dest 4-1} = m(h_4 - h_1 - T_o(s_4 - s_1)) + Q_L(1 - \frac{T_o}{T_L}) \quad (21)$$

De igual forma:

$$X_{dest 4-1} = T_o S_{gen 4-1} = m(s_1 - s_4 + \frac{q_L}{T_L})$$

$$n_{II, evap} = \frac{X_L}{X_4 - X_1} = \frac{Q_L(1 - \frac{T_0}{T_L})}{m(h_4 - h_1 - T_0(s_4 - s_1))} = 1 - \frac{X_{dest\ 4-1}}{X_4 - X_1} \quad (22)$$

La exergía total destruida del ciclo es igual a la suma de la exergía destruida en cada uno de los componentes del ciclo, por lo tanto:

$$X_{total\ dest} = X_{dest1-2} + X_{dest2-3} + X_{dest3-4} + X_{dest4-1} \quad (23)$$

La exergía total destruida, también puede ser expresada como la diferencia entre la exergía utilizada (trabajo de entrada) y la exergía recuperada (exergía extraída del medio de baja temperatura).

### Eficiencia exergética

Al realizar un balance de energía aplicando la primera ley de la termodinámica, la cantidad de energía entrante es igual a la saliente, supuesto adiabático el proceso. Calculando la exergía que entra y la exergía que sale en un sistema, se puede determinar la exergía destruida en el proceso.

$$n_{exe} = \frac{P}{F} = 1 - \frac{I}{F} \quad (24)$$

Donde:

$n_{exe}$ : eficiencia exergética

$P$ : exergía utilizada en el equipo analizado (kW)

$F$ : exergía suministrada (kW)

$I$ : Irreversibilidades (kW)

Con la metodología descrita, las formulas y las leyes que son importantes, nos dan un panorama de lo que se pretende investigar, en ese sentido, podemos dar sustento a esta investigación demostrando que ya tiene un fundamento establecido, y será desarrollado posteriormente.

### 3. Resultados y discusión

Calculamos la carga térmica de la planta de hielo en bloques y a partir de ello continuamos con el procedimiento (Tabla 1).

#### Determinamos la carga térmica o carga frigorífica

Para determinar la carga térmica se sigue el siguiente procedimiento de cálculo.

Carga frigorífica para la fabricación de hielo en bloque

Comprende las siguientes cargas frigoríficas:

- para el del enfriamiento del agua
- para la congelación del agua
- para el subenfriamiento del agua
- para el enfriamiento de los moldes
- de los agitadores del agua de salmuera

Carga térmica por perdida de transferencia de calor por el techo. Realizando los diversos procedimientos obtenemos la siguiente carga térmica o carga frigorífica (Tabla 2).

**Tabla 2**

Determinación de la Carga Frigorífica de la planta frigorífica PRC. S.A.C.

N°	Carga frigorífica	Potencia (kw)	Porcentaje (%)
1	Para la fabricación de hielo en bloque	735,94	90,48
2	Para el enfriamiento de los moldes	6,98	0,86
3	De los agitadores del agua de salmuera	29,80	3,66
4	Pérdidas adicionales	40,67	5
TOTAL		813,39	100

**Tabla 1**

Datos Ingreso para determinación de la Carga Térmica

Parámetros físicos	Simbología	Especificación	Unidades
Cantidad de agua en los moldes	$m_w$	125	t/día
Temperatura ambiente	$T_a$	20	°C
Temperatura del agua inicial	$T_{wi}$	20	°C
Temperatura final del hielo	$T_{wf}$	-3	°C
Calor específico del agua	$C_{pw}$	4,18	kJ/kg °C
Calor fusión del agua	$\Delta h_{fg}$	334	kJ/kg
Calor específico del hielo	$C_{pH}$	2,1	kJ/kg °C
Calor específico del molde	$C_{pM}$	0,5	kJ/kg °C
Temperatura final de la salmuera	$T_{fs}$	-5	°C

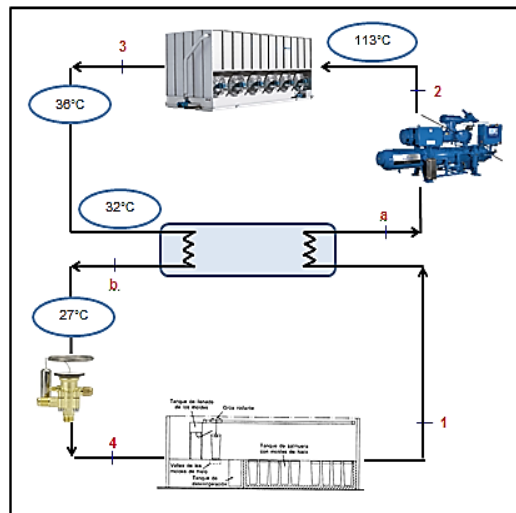
**Tabla 3**

Valores del Refrigerante en el Ciclo de Refrigeración por compresión de vapor

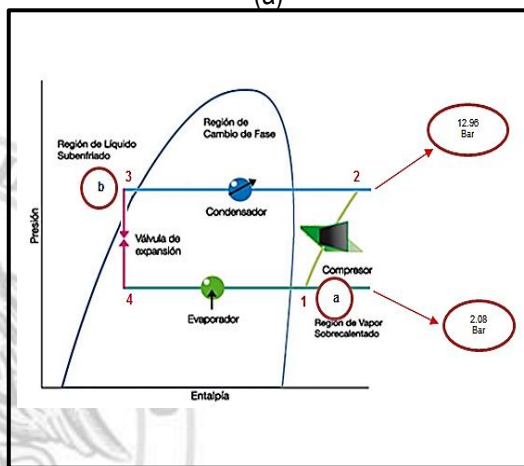
Parámetro	Simbología	Cantidad	Unidades
Presión de alta	$P_a$	12,96	bar
Presión de baja	$P_b$	2,075	bar
Temperatura de ingreso en el condensador	$T_2$	113,24	°C
Temperatura final del condensador con interfrimiento	$T_c$	27	°C
Temperatura en el evaporador	$T_e$	-17	°C
Caída de presión a la salida del evaporador	$\Delta P$	1	bar

Valores obtenidos de la tabla de Moran Shapiro - R717

Punto	Criterio de cálculo	Cantidad	Unidades
Punto 1a	Vapor saturado a la $P_{baja}$ con $\Delta T = 11 \text{ }^\circ\text{C}$	1447,1	kJ/kg
Punto 2R	$P_{alta}$ y a la temperatura $T_2$ a la entrada del condensador	1687,96	kJ/kg
Punto 3	Líquido subenfriado a la $P_{alta}$ con $\Delta T = 1 \text{ }^\circ\text{C}$	312,72	kJ/kg
Punto 4	Valor igual al del punto 3	312,72	kJ/kg

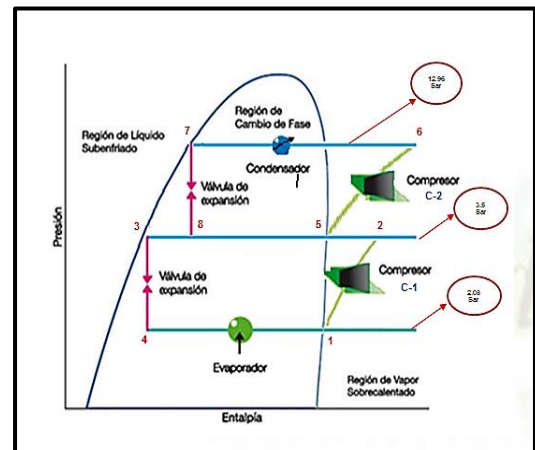


(a)

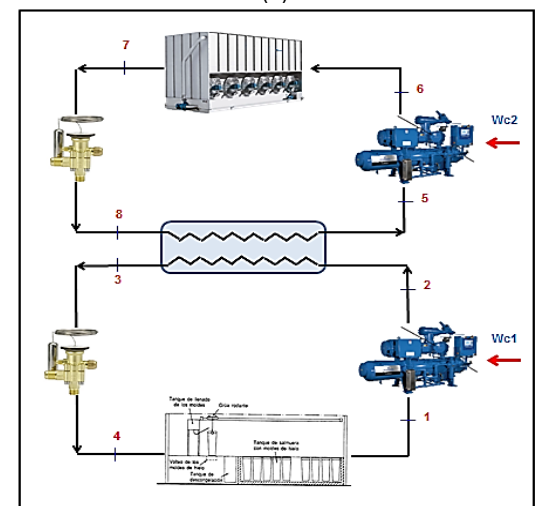


(b)

**Figura 1.** (a) Distribución de equipos de ciclo de refrigeración por compresión de vapor, (b) Diagrama P vs h del ciclo de refrigeración por compresión de vapor.



(a)



(b)

**Figura 2.** (a) Distribución de equipos de ciclo de refrigeración por compresión de vapor, (b) Diagrama P vs h del ciclo de refrigeración por compresión de vapor con sistema de escala de compresores sin interenfriador.

**Tabla 4**

Valores del Refrigerante en el Ciclo de Refrigeración por compresión de vapor con sistema de escala de compresores sin interenfriador

Parámetro	Simbología	Cantidad	Unidades
Presión de alta	$P_a$	12,96	bar
Presión de media	$P_m$	3,5	bar
Presión de baja	$P_b$	2,075	bar
Temperatura de ingreso en el condensador	$T_2$	113,24	°C
Temperatura final del condensador	$T_c$	27	°C
Temperatura en el evaporador	$T_e$	-17	°C
Caída de presión a la salida del evaporador	$\Delta P$	0,1	bar
Valores obtenidos de la tabla de Moran Shapiro - R717			
Punto	Criterio de cálculo	Cantidad	Unidades
Punto 1	Vapor saturado a la $P_{baja}$	1420,71	kJ/kg
Punto 2R	$P_{media}$ e isoentrópico al punto 1	1487,09	kJ/kg
Punto 3	Líquido saturado a la $P_{media}$ , ( $T = -5,36$ °C)	155,20	kJ/kg
Punto 4	Valor igual al del punto 3, proceso isoentrópico	155,20	kJ/kg
Punto 5	Vapor saturado a la $P_{media}$	1436,01	kJ/kg
Punto 6	$P_{alta}$ e isoentrópico al punto 5	1615,07	kJ/kg
Punto 7	Líquido saturado a la $P_{alta}$ , ( $T = 33,49$ °C)	339,48	kJ/kg
Punto 8	Valor igual al del punto 7, proceso isoentrópico	339,48	kJ/kg

**Tabla 5**

Valores del Refrigerante en el Ciclo de Refrigeración por compresión de vapor con sistema de escala de compresores con interenfriador

Parámetro	Simbología	Cantidad	Unidades
Presión de alta	$P_a$	12,96	bar
Presión de media	$P_m$	3,5	bar
Presión de baja	$P_b$	2,075	bar
Temperatura de ingreso en el condensador	$T_2$	90,15	°C
Temperatura final del condensador	$T_c$	27	°C
Temperatura en el evaporador	$T_e$	-17	°C
Caída de presión a la salida del evaporador	$\Delta P$	0,1	bar
Valores obtenidos de la tabla de Moran Shapiro - R717			
Punto	Criterio de cálculo	Cantidad	Unidades
Punto 1	Vapor saturado a la $P_{baja}$ con $\Delta T = 11$ °C	1447,9	kJ/kg
Punto 2R	$P_{media}$ e isoentrópico al punto 1 con $\Delta P = 0,5$ bar	1495,01	kJ/kg
Punto 3	Líquido sub-enfriado a la $P_{media}$ , (con $\Delta T = -5$ °C)	137,04	kJ/kg
Punto 4	Valor igual al del punto 3, proceso isoentrópico	137,04	kJ/kg
Punto 5	Vapor saturado a la $P_{media}$ con $\Delta P = 1$ bar	1450,8	kJ/kg
Punto 6	$P_{alta}$ e isoentrópico al punto 5 con temperatura de condensación	1630,01	kJ/kg
Punto 7	Líquido subenf. a la $P_{alta}$ , con $\Delta = 1$ °C	312,72	kJ/kg
Punto 8	Valor igual al del punto 7, proceso isoentrópico	312,72	kJ/kg

**Tabla 6**

Resultados del balance de energía al sistema de refrigeración por compresión de vapor con interenfriador

Elemento	Cantidad
Flujo másico del refrigerante	0,734 kg/s
Efecto refrigerante	813,39 kW
Potencia del compresor	172,69 kW
Potencia térmica de rechazo	986,05 kW
Coefficiente de performance	4,71
Tonelada de refrigeración	231,34 t

**Balance de energía en el sistema de refrigeración por compresión de vapor con interenfriador**

**Valores termodinámicos de ingreso según parámetros de operación**

Empleando la tabla de refrigeración de Moran Shapiro, se determinan las propiedades del Amoniaco en cada punto del ciclo básico (Tabla 3).

**Balance de energía en el sistema de refrigeración por compresión de vapor con sistema de escala de compresores sin interenfriador**

**Valores termodinámicos de ingreso según parámetros de operación**

Empleando la tabla de refrigeración de Moran Shapiro, se determinan las propiedades del Amoniaco en cada punto del ciclo básico (Tabla 4).

**Balance de energía en el sistema de refrigeración por compresión de vapor con sistema de escala de compresores con interenfriador**

**Valores termodinámicos de ingreso según parámetros de operación**

Empleando la tabla de refrigeración de Moran Shapiro, se determinan las propiedades del Amoniaco en cada punto del ciclo básico (Tabla 5).

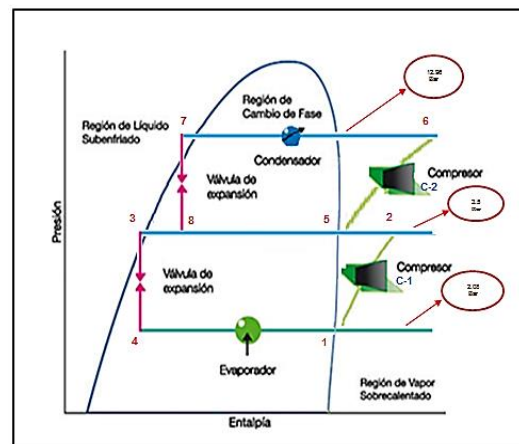
**Calculo del tiempo de congelamiento del hielo en el ciclo de refrigeración por compresión de vapor con sistema de escala de compresores con interenfriador**

Con el resultado del efecto refrigerante o carga térmica obtenida en el apartado anterior procederemos a realizar el proceso inverso para

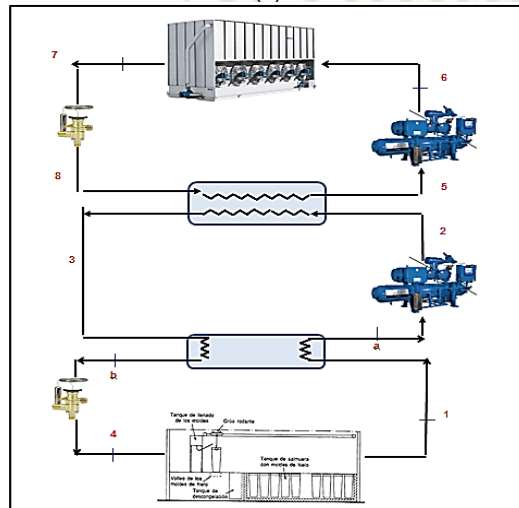
determinar el tiempo de congelamiento del hielo empleando el ciclo de refrigeración por compresión de vapor con sistema escala de compresores. La reducción del Tiempo de Congelamiento es de 3 horas y 45 minutos equivalente al 22,25% del tiempo empleado.

**Resultados de la aplicación de diversos los balances de energía al sistema de refrigeración por compresión de vapor de la planta frigorífica PRC**

Se realizó un balance de energía al sistema actual de refrigeración por compresión de vapor con Interenfriador en la planta frigorífica PRC. S.A.C. (Tabla 6).



(a)



(b)

**Figura 3.** (a) Distribución de equipos de ciclo de refrigeración por compresión de vapor, (b) Diagrama P vs h del ciclo de refrigeración por compresión de vapor con sistema de escala de compresores sin interenfriador.

Se realizó un balance de energía al sistema de refrigeración por compresión de vapor con sistema de escala de compresores con y sin Interenfriador en la planta frigorífica PRC. S.A.C. (Tabla 7).



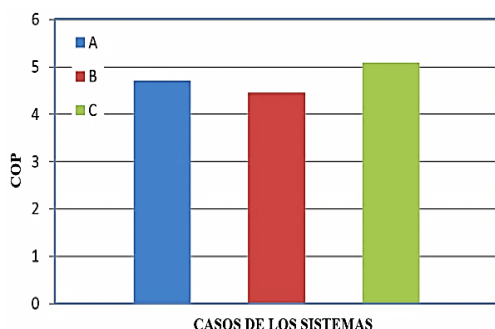
**Tabla 7**

Resultados del balance de energía al sistema de refrigeración por compresión de vapor con sistema de escala de compresores sin y con interenfriador

Sistema de refrigeración por compresión de vapor con sistema de escala de compresores	Sin interenfriador	Con interenfriador
Efecto refrigerante	928,88 kW	939,88 kW
Potencia del primer compresor	48,72 kW	33,21 kW
Potencia del primer compresor	159,64 kW	153,04 kW
Flujo másico del refrigerante 1	0,734 kg/s	0,717 kg/s
Flujo másico del refrigerante 2	0,892 kg/s	0,856 kg/s
Coefficiente de performance	4,46	5,10

### Comparación de los coeficientes de performance (COP)

El Sistema de refrigeración por compresión de vapor con sistema de escala de compresores con Interenfriador presenta un mayor COP con un valor de 5,10 (Figura 4).



**Figura 4.** Comparación del coeficiente de performance de los sistemas de refrigeración.

### Comparación de la eficiencia exergética

La eficiencia exergética correspondiente al Sistema de refrigeración por compresión de vapor con sistema de escala de compresores con Interenfriador, presenta un incremento en todos los procesos. Las irreversibilidades correspondientes al sistema de refrigeración por compresión de vapor con sistema de escala de compresores con Interenfriador, presenta una reducción con excepción del condensador en la cual surge un pequeño incremento, pero de todas estas irreversibilidades las más importantes son la disminución en la compresión y evaporación. La exergía destruida correspondiente al Sistema de refrigeración por compresión de vapor con sistema de escala de compresores con Interenfriador, presenta una reducción abismal con excepción del condensador en la cual surge un pequeño incremento, pero de todas estas irreversibilidades las más importantes son la disminución en la compresión y evaporación (Tabla 8).

### Evaluación termoeconómica de los sistemas de refrigeración

Realizando el análisis económico, relacionando el COP obtenido y el COP anterior, juntamente con el consumo de electricidad en kw-h/mes, se tiene un ahorro en electricidad de 77,77 \$/ día, equivalente a 2800,00 \$/ año. El resultado obtenido con respecto al primer objetivo de aplicar una evaluación termoexergética tanto al sistema de refrigeración por compresión de vapor con Interenfriador y al sistema de refrigeración por compresión de vapor con escala de compresores; en este último tanto las irreversibilidades como las exergías destruidas son menores; y se puede observar que en el compresor y en el evaporador estas caen abismalmente; en ese sentido se obtiene un mejoramiento del Coeficiente de Performance (COP) (Figura 4).

**Tabla 8**

Valores de la eficiencia exergética, irreversibilidades y exergía destruida en los sistemas de refrigeración

Proceso	$n_{exergética}$ (%)		Irreversibilidades (kw)		Exergía destruida (kw)	
	A	B	A	B	A	B
Sistemas						
Sistema de Compresión	23	42	38,87	14,49	133,82	19,86
Sistema de Condensación	38	40	35,72	50,14	55,52	69,3
Sistema de Expansión	-	-	15	0,5	15	0,5
Sistema de Evaporación	43,41	51,8	109,59	90,56	40,81	2,45

Considerando el sistema de refrigeración por compresión de vapor con escala de compresores, se obtiene un ahorro en electricidad de 77,77 \$/ día, equivalente a 2 800,00 \$/ año. Siendo estos números muy beneficioso para la planta frigorífica PRC.S.A.C. [Salazar y Lugo \(2010\)](#) muestran que el análisis termodinámico a los ciclos de refrigeración por compresión de vapor de HF-134a de una, dos y tres etapas de compresión y a un ciclo simple de refrigeración por compresión de vapor de CO<sub>2</sub> operando a condiciones subcríticas y supercríticas. En el análisis se obtiene el coeficiente de operación, la potencia suministrada al compresor, la eficiencia exergética y las irreversibilidades para cada una de los ciclos de refrigeración, todas ellas muestran una mejora en los resultados. Al comparar el ciclo de CO<sub>2</sub> con los ciclos con HF-134a se tiene, que debido a las altas presiones a la que se realiza el enfriamiento, las pérdidas de la disponibilidad de la energía son más significativas en el proceso de compresión y estrangulamiento, resultando con una eficiencia exergética menor al 65% que el ciclo de una etapa con R-134A.

[Núñez \(2006\)](#) concluye que los sistemas subenfrian el refrigerante a la salida del condensador mediante un ciclo de refrigeración por compresión mecánica de vapor más pequeño, los componentes físicos de estos sistemas son revisados, explicados y analizados para desarrollar modelos termodinámicos que permiten hacer una evaluación del COP de estos sistemas, para los cuales se desarrolló una metodología de solución. Por medio de esta metodología se pudo hacer la evaluación de estos modelos para comparar la mejoría que se obtiene al aplicar subenfriamiento mecánico con respecto al sistema simple de refrigeración. Se encontró que estos sistemas tienen una mejoría significativa en el COP del sistema en comparación con el sistema simple, pero no hay diferencia entre aplicar el sistema de subenfriamiento mecánico dedicado o el sistema de subenfriamiento mecánico integrado. Ambos sistemas se comportan de forma similar respecto al consumo de trabajo mecánico y a la mejoría del COP obtenida. Se realizó una comparación de estos tres modelos en función de la distribución óptima de las áreas de intercambio de calor y se obtuvo que los sistemas de subenfriamiento mecánico mejoran el COP en los sistemas de refrigeración en 15% en comparación con un sistema sin subenfriamiento.

También en la evaluación de los sistemas de refrigeración se puede hacer uso de software tal como lo presenta [León y Darío \(2007\)](#). En sus resultados muestran que con ayuda del software EES (Engineering Equation Solver) se puede realizar una serie de técnicas de exploración y evaluación que permitan determinar el grado de eficiencia que pueda tener una planta dedicada a suministrar frío, con el fin de obtener estrategias energéticas que representen un ahorro de energía eléctrica en los equipos del proceso. El primer paso para lograr un mejor uso de la energía es el de realizar un diagnóstico energético, el cual consiste en efectuar una serie de técnicas de exploración y evaluación que permiten determinar el grado de eficiencia/deficiencia que tiene una planta.

[Rangel \(2003\)](#) concluye que la evaluación de las irreversibilidades se hizo para cada uno de los componentes del sistema de refrigeración (evaporador, línea de succión, compresor, línea de descarga, condensador, línea de líquido y la válvula de expansión). También analizó la evaluación de la carga térmica que incide directamente sobre las irreversibilidades originadas en el sistema de refrigeración. Donde estas irreversibilidades totales del sistema de refrigeración se situaron entre los rangos del 85% y 97% de la energía suministrada en el compresor a través de un motor eléctrico, durante las 2 horas de experimentación. Cuando se disminuye la irreversibilidad en el compresor no se logra un ahorro de energía, ya que las irreversibilidades generadas en el condensador, evaporador y dispositivos aumentan.

La implementación de este proyecto debe realizarse lo más pronto posible debido a las mejoras que se presentan para la planta frigorífica PRC. S.A.C. Asimismo se debe implementar tecnologías más eficientes en los materiales del condensador y del evaporador que permitan estrecharse los límites de temperatura máximo y mínimo del refrigerante, tal como el uso de condensadores valorativos o evaporadores de placas. Se debe colocar medidores de presión y temperatura en puntos estratégicos del sistema de refrigeración, para poder registrar con mejor precisión los datos y obtener mejores resultados en el futuro. Y sobre todo darle mayor prioridad al control de los sistemas de refrigeración para la producción de hielo puesto que el ahorro de energía es considerable y se disminuirá los costos de producción.

#### 4. Conclusiones

Al aplicar una evaluación termoexergética, tanto al sistema de refrigeración por compresión de vapor con interenfriador y al sistema de refrigeración por compresión de vapor con escala de compresores, las irreversibilidades como las exergías destruidas son menores; observándose que en el compresor y en el evaporador éstas caen notoriamente. Se obtiene un mejoramiento del Coeficiente de Performance (COP) del 8,28%. La eficiencia exergética en todos los procesos del ciclo de refrigeración es mayor. Por consecuencia, en el sistema de refrigeración por compresión de vapor con escala de compresores se obtienen los mejores resultados. El tiempo de congelamiento del hielo se reduce en 3 h y 45 min, equivalente al 22,25% del tiempo empleado inicialmente. Se obtiene un ahorro en electricidad de 77,77 \$/ día, equivalente a 2 800,00 \$/ año; siendo este dinero muy beneficioso para la planta frigorífica PRC.S.A.C. La implementación de las mejoras planteadas aquí, deberían realizarse debido a las mejoras que se presentan para la planta frigorífica PRC. S.A.C. tanto las mejoras

energéticas como la obtención de ahorros en la producción.

#### Referencias bibliográficas

- Aguer, M.; Jutglar, L. 2004. El ahorro Energético. Editorial Díaz de Santos S.A. Madrid, España.
- Cengel, Y. 2002. Termodinámica. Editorial Mc Graw Hill, 6ª edición. Monterrey, México.
- Dossat, R. 1961. Principios de Refrigeración. Editorial Continental S.A. C.V., México.
- Edward, G. 1991. Principios y Sistemas de Refrigeración. Editorial Continental S.A. C.V., México.
- Energen. 2007. Rendimiento de las Instalaciones Frigoríficas y demanda energética de los edificios. Ayuntamiento de Pamplona, España.
- García, A. 1997. Instalaciones de refrigeración y aire acondicionado. Editorial Marcombo, 1ª Edición. Madrid, España.
- León, H.; Darío, G. 2007. Estudio y análisis de estrategias de ahorro de energía usando el Software EES (Engineering Equation Solver) para la empresa frigorífico de Pereira S.A. Colombia. Tesis.
- Núñez, S. 2006. Análisis de subenfriamiento mecánico como propuesta para mejorar el uso de la energía en sistemas de refrigeración por compresión mecánica de vapor. México. Tesis.
- Rangel, R. 2003. Análisis de las irreversibilidades en un sistema de refrigeración por compresión mecánica de vapor con refrigerante 134A. México. Tesis.
- Salazar, P.; Lugo, L. 2010. Análisis termodinámico de los ciclos de refrigeración con R-134A y de una etapa con CO2. México. Tesis.
- Wark, K. 2001. Termodinámica. Editorial Mc Graw-Hill 6ª Edición. Monterrey, México.

