
Evaluación termoenergética del sistema de refrigeración y su influencia en el tiempo de congelamiento del hielo en una planta frigorífica.**Thermoexergy evaluation of the refrigeration system and its influence in the freezing time of ice in a cold storage plant.****Avaliação termoenergética do sistema de refrigeração e sua influência no tempo de congelamento do gelo em uma planta de resfriamento.****Diego Jhovanny Mariños Rosado¹, Yery De los Santos Reyna², Roberto Chucuya Huallpachoque³.**

Resumen

En este trabajo se aplicó una evaluación termoenergética al sistema de compresión de vapor en escala para reducir el tiempo de congelamiento del hielo de la planta frigorífica PRC.S.A.C. Se evaluó el sistema actual de refrigeración por compresión de vapor con interfriador. Luego, se analizó el sistema de refrigeración por compresión de vapor con sistema de escala de compresores. Estas evaluaciones tienen la finalidad de determinar la eficiencia exergética a través de las irreversibilidades, de tal manera que nos permita comparar y tener una mejora en el coeficiente de performance para obtener la reducción del tiempo de congelamiento del hielo. Finalmente, se realizó una evaluación termoeconómica de dichos sistemas. Siendo la investigación de tipo descriptivo. Se evidencia que al realizar una evaluación termoenergética al sistema de refrigeración por compresión de vapor con sistema de escala de compresores, se logrará incrementar la eficiencia exergética, 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. La implementación de este proyecto mejora el sistema de refrigeración de la planta frigorífica, puesto que el ahorro de energía es considerable, además de los beneficios energéticos como la disminución de los costos de producción.

Palabras clave: Capacidad de producción, evaluación termoeconómica, exergía, hielo, mejora.

Abstract

Apply a thermoexergetic evaluation to the steam compression system in scale to reduce the freezing time of the ice of the refrigeration plant PRC.S.A.C. The purpose of this study is 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 obtain the reduction of the freezing time of the ice. Finally a thermoeconomic evaluation of these systems will be carried out. Being the research of descriptive type. 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. The implementation of this project improves the refrigeration system of the cold storage plant, since the energy saving is acceptable, in addition to the energetic benefits as the reduction of the costs of production.

Keywords: Production capacity, thermoeconomic evaluation, exergy, ice, improvement.

Resumo

Neste trabalho aplicaremos uma avaliação termoenergética ao sistema de compressão de vapor em escala

¹Escuela de Ingeniería en Energía. Bachiller. Universidad Nacional del Santa. Chimbote. Perú, diego_j_mr@hotmail.com

²Escuela de Ingeniería en Energía. Bachiller. Universidad Nacional del Santa. Chimbote. Perú. yjudelosnliveuns@hotmail.com.

³Escuela de Ingeniería en Energía. Maestro. Universidad Nacional del Santa. Chimbote. Perú. roberto_chucuya@yahoo.es. <http://orcid.org/0000-0001-9175-5545>

Recibido: 07/04/ 2017 Aceptado: 05/05/2017

para reducir o tempo de congelación do gelo na planta de resfriamento PRC. S.A.C. será feito uma avaliação sistema atual de arrefecimento por compressão de vapor com interfriador. Em seguida, o sistema de arrefecimento por compressão de vapor com sistema de escala de compressores vai ser discutido. Estas avaliações são destinadas a determinar a eficiência exergética através irreversibilidades, de modo que nos permite comparar e ter um coeficiente de desempenho melhorado para reduzir o tempo de congelamento de gelo. Finalmente, será realizada uma avaliação termoeconómica destes sistemas. A pesquisa é descritiva. É evidente que, ao fazer uma avaliação termoeconómica ao sistema de arrefecimento por compressão de vapor com sistema de escala de compressores, é capaz de aumentar a eficiência exergética, reduzir as irreversibilidade e exergía destruída; especialmente, é conseguido aumento do COP em 8.28%, o que permite uma redução do tempo de congelação de gelo em 22.25% ou 3 horas e 45 minutos. Além de obter uma poupança no consumo de energia eléctrica equivalente a 2 800.00 S/. nos próximos 12 meses. A implementação deste projeto melhora o sistema de refrigeração da planta de resfriamento, sendo a economia de energia muito considerável, além das vantagens de energia, tais como custos de produção reduzidos.

Palavras-chave: Capacidade de produção, avaliação termoeconómica, exergía, gelo, melhoria.

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.

Actualmente, la industria de producción de hielo es una industria en crecimiento, por lo que es una de las más importantes de los últimos años ya que sirve para la conservación de alimentos; uno de los campos de mayor utilización de hielo en nuestro medio es en la industria de la pesca. El hielo juega un papel clave en la preservación de la calidad del pescado de exportación, así como en su transporte interno y comercialización.

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.

En el caso de la planta de hielo frigorífica PRC S.A.C. ubicada en el departamento de Ancash, se utiliza un sistema de fabricación de hielo de forma tradicional con baño de salmuera. Este último actúa como un refrigerante secundario, ya que de sus características y propiedades depende en gran parte la eficiencia de la planta en lo que se refiere a tiempo de congelación del agua y conservación de equipo y material en contacto con la salmuera. Este refrigerante, es aquel que rodea a los moldes para la congelación del agua y obtención del hielo. En cuanto, al proceso de refrigeración, se utiliza como refrigerante al amoníaco en un sistema por compresión de vapor, para lo cual cuenta con una serie de maquinarias.

Por tanto, en la presente investigación, se pretende proponer las mejoras necesarias para incrementar el rendimiento de la planta de hielo PRC S.A.C, previo a ello se determinará la demanda futura de la empresa en estudio. Después, se realizará un diagnóstico del proceso de producción para, en base a ello, disminuir el tiempo de ciclo de la etapa de congelamiento del proceso de producción de bloques de hielo, luego se diseñaran las modificaciones necesarias para incrementar la capacidad de producción de la empresa y finalmente un análisis costo-

beneficio de dicha propuesta de mejora, para determinar si la empresa en estudio se beneficia o no con la nueva propuesta.

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. Los componentes con gran destrucción de exergía son también esos con mayor potencial para lograr mejorar. La destrucción de exergía de un componente puede determinarse mediante un balance de exergía del componente. El análisis exergético de un ciclo de refrigeración por compresión de vapor es presentado a continuación. El primer paso es realizar el análisis de cada uno de los elementos por separado. Es importante recordar que los cambios en el sistema provocados por la energía cinética y potencial son despreciados (Cengel, 2002).

Los ciclos reales de refrigeración por compresión mecánica de vapor difieren de los ciclos ideales por las irreversibilidades que se generan en los diferentes equipos del sistema. La fricción del refrigerante al circular por los componentes del sistema de refrigeración, que producen caídas de presión y diferencias de temperatura entre el refrigerante y el medio con el intercambiador de calor, producen irreversibilidades en el sistema de refrigeración. 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).

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. Sin embargo debido a la irreversibilidad interna, la energía saliente es de más baja calidad debido a la segunda ley de la termodinámica. Calculando la exergía que entra y la exergía que sale en un sistema, se puede determinar la exergía destruida en el proceso.

Por lo que además de conocer su energía se necesita su exergía, es decir la cantidad de energía que se puede obtener como trabajo útil, que será la única a la que pueda asignándosele precio, el resto de la energía (anergia) es finalmente descartada como energía de desecho y no debe ser considerada

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 refrigeración por compresión es un método de refrigeración 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 (Eneragen, 2007).

La finalidad básica 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.

Dentro de sus aplicaciones tenemos: conservación de productos hidrobiológicos en cámaras frigoríficas, túneles de congelamiento, producción de hielo, dispensadores de productos, procesos de licuefacción, generación de agua fría y sistemas de aire acondicionado.

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. En cuanto a la presión las pérdidas por fricción en el sistema son completamente despreciables, debido a que las presiones entre los recorridos de las tuberías no varían significativamente. En el equipo se observan que existen 2 zonas de presión, una de presión alta entre el compresor y la entrada de la válvula y la otra de

presión baja que se encontró entre la salida de la válvula y la entrada del compresor (García, 1997).

Los procesos son los siguientes:

- Proceso 1-2: Proceso de compresión adiabático y reversible del gas refrigerante a entropía constante, en el cual, desde la presión de baja, el refrigerante se comprime incrementando su presión y temperatura y reduciendo su volumen específico, desde el estado de vapor saturado al estado de vapor sobrecalentado. Este se realiza adicionando trabajo mecánico al sistema, el cual es un compresor, que puede ser del tipo recíprocante, tornillo o hermético. En este proceso se entrega trabajo mecánico al compresor para impulsar al refrigerante; esto implica el consumo de energía eléctrica.
- Proceso 2-3: El gas refrigerante en estado de vapor sobrecalentado cede calor sensible y calor latente en un proceso isobárico dentro del condensador, actuando a la presión de alta del sistema. La cesión de calor se realiza a través de un proceso de transferencia de calor con el medio externo al sistema de refrigeración, por medio de convección natural para sistemas pequeños, por intercambio de calor de forma indirecta con agua y aire en un sistema forzado. Este proceso se conoce como calor de rechazo, y se realiza dentro de un intercambiador de calor llamado condensador evaporativo.
- Proceso 3-4: Dentro de la válvula de expansión el gas refrigerante cambia de presión, reduciéndose esta el valor de la presión de baja del ciclo. El proceso se inicia con el refrigerante en el estado de líquido saturado, posteriormente se expande en un proceso a entalpía constante, sin intercambio de calor, ni cesión o suministro de trabajo mecánico.
- Proceso 4-1: El refrigerante en el estado de vapor húmedo y a la presión de baja, absorbe el calor de la carga a refrigerar donde se produce el proceso de ebullición hasta su punto de saturación. El refrigerante absorbe el calor contenido en la carga a refrigerar reduciéndole su temperatura y así mismo manteniéndola en esas condiciones. Este proceso se realiza a presión constante, alcanzando el refrigerante finalmente el estado de vapor saturado, condiciones en las cuales se inicia el proceso de compresión. Este proceso se conoce como efecto refrigerante y, cuando más alto su valor numérico, el ciclo refrigerante es más eficiente. El proceso se realiza dentro de un intercambiador de calor llamado evaporador (Dossat, 1961).

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. Esto asegura que por el compresor el fluido siempre circula en fase vapor. 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

En el ciclo ideal, se supone que el refrigerante sale del condensador en estado líquido saturado. En la práctica, aunque las pérdidas de presión en el condensador son pequeñas, el fluido suele salir del condensador como líquido subenfriado. Este efecto es beneficioso, ya que la baja entalpía que resulta del efecto del subenfriamiento permite añadir una cantidad mayor de energía por unidad de masa en el proceso de evaporación. Sin embargo, téngase en cuenta que el subenfriamiento y el sobrecalentamiento aumentan el tamaño del condensador y del evaporador, lo que incrementa el coste inicial de los cambiadores de calor (Edward, 1991).

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. La diferencia de temperaturas entre el condensador y el evaporador en este caso es grande. Por tanto, la variación de la presión de vapor con la temperatura de saturación de un único refrigerante no se ajusta a los valores deseados para el evaporador y el

condensador. Para superar esta dificultad sin dejar de contar con la compresión de vapor, puede utilizarse un sistema en cascada.

El ciclo en cascada es un conjunto de ciclos de compresión de vapor simples en serie, tal que el condensador de un ciclo de temperatura inferior proporciona calor al evaporador de un ciclo de temperatura mayor. Aunque solo se muestran dos unidades, si es necesario en la práctica se utilizan tres o cuatro unidades en serie. Normalmente en cada ciclo individual se utiliza un refrigerante distinto, con objeto de ajustar los intervalos de temperatura y presión (Edward, 1991).

Compresión en etapas múltiples con interfriamiento: Es deseable enfriar un gas cuando está comprimiendo porque esto reduce el trabajo de entrada requerido al compresor. Sin embargo, a menudo no es posible tener el enfriamiento adecuado a través de la carcasa del compresor y es necesario usar otras técnicas para lograr un enfriamiento eficaz. Una técnica es la compresión en etapas múltiples con interfriamiento, en la que el gas se comprime en etapas y se enfría entre cada una de estas pasándolo a través de un intercambiador de calor llamado interfriador. Idealmente, el proceso de enfriamiento tiene lugar a presión constante y el gas se enfría a la temperatura inicial en cada interfriador.

Otra modificación del ciclo de refrigeración por compresión de vapor consiste en incluir la compresión multietapa con refrigeración intermedia para disminuir el trabajo de entrada. En un ciclo de refrigeración, el sumidero de energía puede ser el mismo refrigerante, ya que en muchos puntos del ciclo la temperatura del refrigerante es inferior a la temperatura del ambiente. Por lo tanto, el cambiador de valor que funciona como refrigerador intermedio se convierte en un intercambiador regenerativo, ya que el calor se transfiere de forma interna en el sistema. En la siguiente imagen que se muestra, el líquido que sale del condensador pasa por un dispositivo de estrangulamiento a la cámara de evaporación instantánea, que se mantiene a una presión entre la del evaporador y la del condensador. Todo el vapor que se separa del líquido en la cámara de evaporación instantánea se transfiere a una cámara de mezcla directa, donde se mezcla con el vapor que sale del compresor de baja presión en el estado 2. La cámara de mezcla actúa como un enfriador intermedio regenerativo, ya que enfría el vapor que sale del compresor de baja presión antes de que la mezcla total entre a la etapa del compresor de alta presión en el estado 3 (Edward, 1991).

Plantas de generación de hielo en bloque: Son instalaciones frigoríficas que tienen por finalidad la producción de hielo en bloques de 50 kg (existen plantas de generación de hielo de 25 y 100 kg por bloque), a través de un proceso de semi-inmersión de cubetas de acero inoxidable dentro de una piscina que contiene agua con un grado de salinidad de 26 o sometido a una temperatura de -5°C a -8°C . El agua de salmuera es una mezcla de agua potable y sal común, la cual permanece en estado líquido a temperaturas inferiores a la de solidificación del agua (0°C). La temperatura del agua de salmuera se consigue debido a que dentro de la piscina de salmuera se encuentra inmersión un banco de evaporadores del tipo seco por donde fluye el refrigerante a baja temperatura (dentro de un rango de temperaturas de -20 a -10°C).

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 2007).

Condiciones del agua de salmuera: El refrigerante secundario, en este caso el agua de salmuera, es el que se enfría por contacto con la superficie del evaporador y ya enfriado pasa al espacio que va a ser refrigerado; en nuestro caso, es el que rodea a los moldes para la congelación del agua y obtención del hielo.

Una solución de cualquier sal en agua baja el punto de congelamiento de esta, siendo esta solución llamada salmuera.

Para preparar una salmuera se utiliza sal común (Na Cl), cloruro de sodio (Ca Ch) o cloruro de magnesio (Mg Cb). Se debe evitar una mezcla de soluciones distintas ya que esto produce precipitaciones. 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 a la instalación frigorífica (Núñez, 2006).

Durante el proceso de producción de hielo en bloque en la planta frigorífica PRC S.A.C., se observa que, como en todo sistema productivo, el tiempo de ciclo necesario para el proceso de congelamiento es un problema que se presenta a diario durante la temporada alta, debido a que se incrementa su demanda, es decir hay mayor extracción de pescado, asimismo, se tienen clientes eventuales, los cuales al no ser clientes perennes de la empresa, llegan a realizar su compra en el momento menos esperado y sin haber realizado su pedido con anticipación; por ende, la empresa para entregar sus pedidos a tiempo se ve en la necesidad de disminuir el tiempo de congelamiento ocasionando 2 cosas; la primera, que el bloque no complete su ciclo y que su calidad se vea afectada obteniendo hielo quebradizo, y la segunda, que la planta llegue al 100% de utilización de su capacidad instalada.

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, en la planta frigorífica, la 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).

Luego de haber realizado el diagnóstico actual del proceso de producción del hielo y conocer las causas que originan los problemas de hielo quebradizo y exceso de agua utilizada durante dicho proceso, se procedió a evaluar las propuestas de mejoras, las cuales permitieron dar solución a las causas que generan los problemas antes mencionados en la planta frigorífica PRC S.A.C.

Estas soluciones generan procesos más eficientes para la reducción de los costos de producción, ya que optar por avances tecnológicos nuevos incrementa la variabilidad de los costos, como también la disminución del tiempo de congelamiento, etapa que demora entre 20 a 24 horas y empleando el menor tiempo se obtiene hielo de mejor calidad, además de los escenarios que se presentan actualmente en nuestra región donde se compite con otros productores, en ese sentido se tiene que mejorar los sistemas para garantizar la sobrevivencia de estas.

De esta manera, el propósito fue evaluar el mejor sistema de producción para la planta frigorífica empleando la herramienta de evaluación exergética y económica que permitió 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.

Material y método

Esta investigación es de diseño no experimental debido a que no existió manipulación en forma deliberada de variables, simplemente se procedió a realizar observaciones de situaciones ya existentes. Por otro lado, es transversal porque lo que se buscó fue describir la variable recogiendo información con respecto al sistema de refrigeración por compresión de vapor y analizar por separado los procesos y estados que ocurren en los diversos equipos del sistema, como son el condensador, el compresor, el evaporador y la válvula de expansión. De acuerdo al fin que persiguió, la presente investigación es aplicada debido a que su propósito fue proponer soluciones a problemas identificados en el sistema de refrigeración de la planta frigorífica PRC S.A.C. Asimismo, de acuerdo a la técnica de contrastación es una investigación descriptiva debido a que tuvo como prioridad la descripción de las funciones y características del objeto

estudiado. De acuerdo al régimen de investigación es orientada, ya que el presente trabajo de tesis fue guiado por un asesor metodólogo y especialista para su correcto desarrollo, siendo el diseño del estudio descriptivo.

Para poder realizar una exitosa investigación se emplea la técnica descriptiva, el uso de fichas, la utilización de material bibliográfico y electrónico, se tendrá información de diagnóstico energético tanto realizado por los autores como contribuida por personal técnico calificado de la empresa, también se empleará el software Microsoft Excel para realizar modelos de escenarios sobre los datos obtenidos, lo cual nos permitirá analizar la evaluación exergética mediante las irreversibilidades.

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 (NH₃) empleado, potencia consumida por el compresor, información de los equipos y ficha técnica de equipos similares.

A) Indicadores de un sistema de refrigeración por compresión de vapor:

- **Efecto refrigerante:**

$$ER = m_r * (h_1 - h_4)$$

Dónde:

m_r = Es el flujo másico del refrigerante.

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:**

$$PC = m_r * (h_2 - h_1)$$

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.

- **Potencia térmica de rechazo:**

Es la potencia térmica asociada a la energía que el fluido refrigerante debe liberar del ciclo de refrigeración hacia el medio ambiente, con la finalidad de entrar condiciones termodinámicas necesarias para poder efectuar nuevamente el efecto refrigerante. Se evalúa según la siguiente ecuación:

$$PTR = m_r * (h_2 - h_3)$$

- **Coefficiente de performance:**

Es un indicador que denota la eficiencia de un ciclo de refrigeración, y se evalúa comparando el efecto refrigerante entre la potencia absorbida por el compresor. Para los sistemas de refrigeración por compresión de vapor es un valor superior a la unidad, encontrándose en valores máximos de 3.5 a 3.7 para plantas industriales con generación de hielo en bloque y cámaras frigoríficas (Refrigeración Industrial, Ramírez Vásquez).

$$COP = \frac{\text{Efecto Refrigerante}}{\text{Calor de compresion}}$$

Resultados

Calculamos la carga térmica de la planta de hielo en bloques y a partir de ello continuamos con el procedimiento; tenemos los siguientes datos de ingreso (Tabla1):

Tabla 1. Datos ingreso para determinación de la carga térmica.

Parámetros físicos	Simbología	Especificación	Unidades
Cantidad de agua en los moldes	m_w	125	Ton/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	Δh_{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

Fuente: Reportes de gestión del área de mantenimiento de la planta frigorífica PRC.S.A.C.

A) Determinamos la carga térmica o carga frigorífica.

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

- a. Carga frigorífica para la fabricación de hielo en bloque comprende lo siguiente:
 - Carga frigorífica para el del enfriamiento del agua
 - Carga frigorífica para la congelación del agua
 - Carga frigorífica para el subenfriamiento del agua
- b. Carga frigorífica para el enfriamiento de los moldes
- c. Carga frigorífica de los agitadores del agua de salmuera
- d. Carga térmica por perdida de transferencia de calor por el techo:

Realizando los diversos procedimientos obtenemos la siguiente carga térmica o carga frigorífica, presentados en la Tabla2.

Tabla 2. Determinación de la carga frigorífica de la planta frigorífica PRC. S.A.C.

N°	Carga frigorífica	Potencia (kw)	Porcentaje (%)
1	Carga frigorífica para la fabricación de hielo en bloque	735.94	90.48
2	Carga frigorífica para el enfriamiento de los moldes	6.98	0.86
3	Carga frigorífica de los agitadores del agua de salmuera	29.80	3.66
4	Pérdidas adicionales	40.67	5
TOTAL		813.39	100

Fuente: Elaboración propia.

B) 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 Morán Shapiro, se determinan las propiedades del amoniaco en cada punto del ciclo básico (Tabla 3):

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	$^{\circ}\text{C}$
Temperatura final del condensador con interfríamiento	T_c	27.00	$^{\circ}\text{C}$
Temperatura en el evaporador	T_e	-17.00	$^{\circ}\text{C}$
Caída de presión a la salida del evaporador	ΔP	1.00	Bar

Valores obtenidos de la tabla de Morán Shapiro - R717

Punto	Criterio de cálculo	Cantidad	Unidades
Punto 1a	Vapor saturado a la P_{baja} con $\Delta T = 11^{\circ}\text{C}$	1447.10	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 $\Delta T = 1^{\circ}\text{C}$	312.72	KJ/kg
Punto 4	Valor igual al del punto 3	312.72	KJ/kg

Fuente: Elaboración propia.

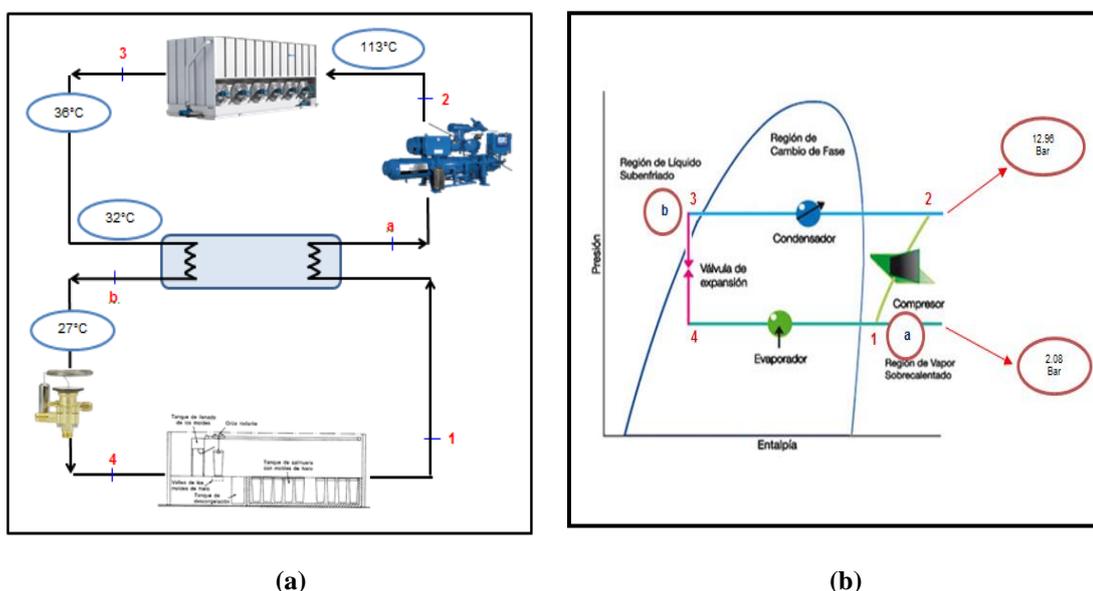


Figura 1. (a) Distribución de equipos de ciclo de refrigeración por compresión de vapor, (b) Diagrama P vs h del ciclo de refrigeración por compresión de vapor.

Fuente: Elaboración propia.

C) 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 Morán Shapiro, se determinan las propiedades del amoníaco en cada punto del ciclo básico (Tabla 4):

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	3.50	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	27.00	°C
Temperatura en el evaporador	T_e	-17.00	°C
Caída de presión a la salida del evaporador	ΔP	0.10	Bar

Valores obtenidos de la tabla de Morán 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

Fuente: Elaboración propia.

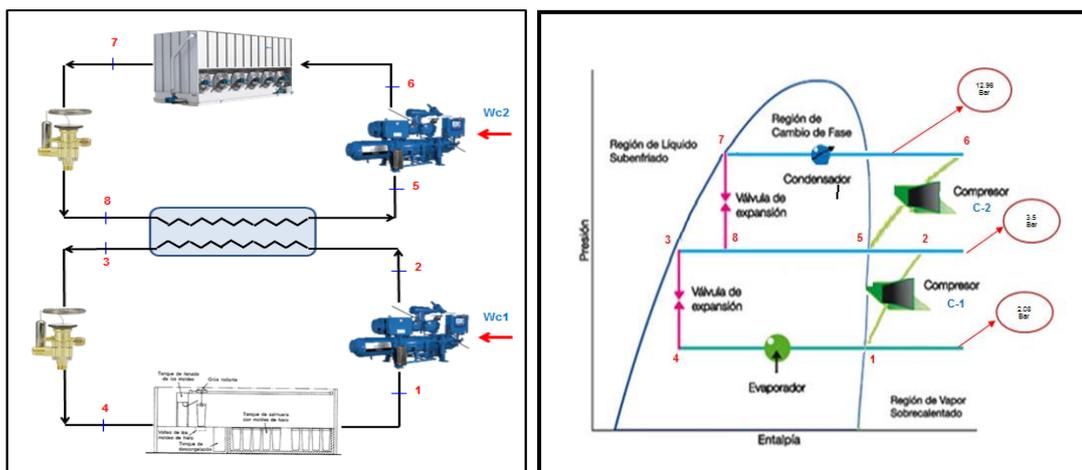


Figura 2. (a) Distribución de equipos de ciclo de refrigeración por compresión de vapor, (b) Diagrama P vs h del ciclo de refrigeración por compresión de vapor con sistema de escala de compresores sin interenfriador.

Fuente: Elaboración propia.

D) 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 Morán Shapiro, se determinan las propiedades del amoníaco en cada punto del ciclo básico (Tabla 5).

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	3.50	Bar
Presión de baja	P_b	2.075	Bar
Temperatura de ingreso en el condensador	T_2	90.15	$^{\circ}\text{C}$
Temperatura final del condensador	T_c	27.00	$^{\circ}\text{C}$
Temperatura en el evaporador	T_e	-17.00	$^{\circ}\text{C}$
Caída de presión a la salida del evaporador	ΔP	0.10	Bar

Valores obtenidos de la tabla de Morán Shapiro - R717

Punto	Criterio de cálculo	Cantidad	Unidades
Punto 1	Vapor saturado a la P_{baja} con $\Delta T = 11^{\circ}\text{C}$	1447.90	KJ/kg
Punto 2R	P_{media} e isoentrópico al punto 1 con $\Delta P = 0.5bar$	1495.01	KJ/kg
Punto 3	Líquido subenf. a la P_{media} , (con $\Delta T = -5^{\circ}\text{C}$)	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 $\Delta P = 1bar$	1450.80	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 $\Delta = 1^{\circ}\text{C}$	312.72	KJ/kg
Punto 8	Valor igual al del punto 7, proceso isoentrópico	312.72	KJ/kg

Fuente: Elaboración propia.

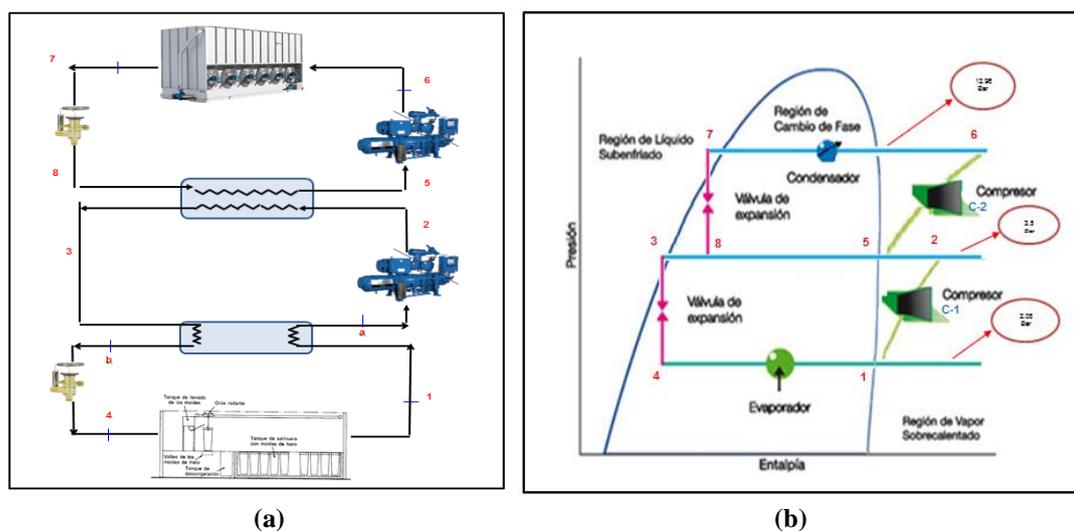


Figura 3. (a) Distribución de equipos de ciclo de refrigeración por compresión de vapor, (b) Diagrama P vs h del ciclo de refrigeración por compresión de vapor con sistema de escala de compresores sin interenfriador.

Fuente: Elaboración propia.

E) Cálculo 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.

F) 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., se obtienen los siguientes resultados.

Tabla 6. Resultados del balance de energía al sistema de refrigeración por compresión de vapor con interenfriador.

Sistema de refrigeración por compresión de vapor	Con interenfriador
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 Ton

Fuente: Elaboración propia.

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., se obtienen los siguientes resultados.

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

Fuente: Elaboración propia.

G) Comparación del coeficiente de performance (COP) de los sistemas de refrigeración mostrados a continuación:

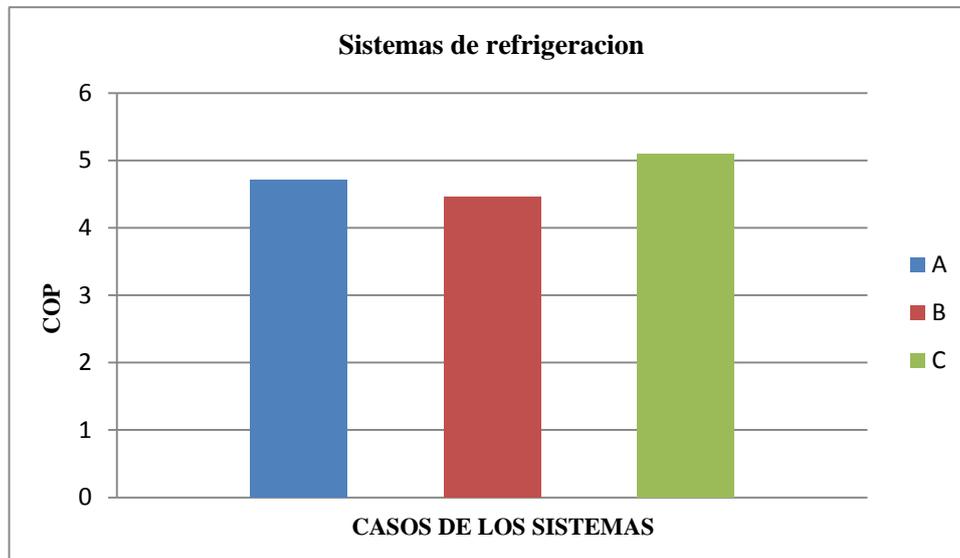


Figura 4. Comparación del coeficiente de performance de los sistemas de refrigeración.
Fuente: Elaboración propia.

En la Figura 4, se puede observar que el caso C, el cual corresponde al 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.

H) Comparación del análisis exergético de los siguientes sistemas de refrigeración:

➤ **Comparación de la eficiencia exergética**

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	A	B	A	B	A	B
Sistema de compresión	23.00	42.00	38.87	14.49	133.82	19.86
Sistema de condensación	38.00	40.00	35.72	50.14	55.52	69.30
Sistema de expansión	-	-	15.00	0.50	15.00	0.50
Sistema de evaporación	43.41	51.80	109.59	90.56	40.81	2.45

Fuente: Elaboración propia.

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 correspondiente 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.

I) 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 S/.77.77 /día, equivalente a S/.2 800.00 /año.

Discusión

Habiendo presentado los resultados de la investigación, a continuación se procederá con la discusión, la misma que se iniciará con la discusión correspondiente al sistema actual de refrigeración por compresión de vapor con interenfriador, luego se procederá con la discusión perteneciente a analizar cómo el sistema propuesto que es el sistema de refrigeración por compresión de vapor con escala de compresores, mejora los procesos disminuyendo el tiempo de ciclo de la etapa de congelamiento del proceso de producción de bloques de hielo, permitiendo diseñar las modificaciones necesarias para incrementar la capacidad de producción de la planta frigorífica PRC.S.A.C, y finalmente se concluirá con la discusión, para determinar si la empresa en estudio se beneficia o no con la nueva propuesta.

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; nos damos cuenta que en este último, tanto las irreversibilidades como las exergías destruidas son menores; y se puede observar que en el compresor y en el evaporador éstas caen abismalmente; en ese sentido se obtiene un mejoramiento del Coeficiente de Performance (COP), mostrado en la Figura 4.

En cuanto a la evaluación económica, aplicándose al sistema de refrigeración por compresión de vapor con escala de compresores, se obtiene un ahorro en electricidad de S/.77.77 /día, equivalente a S/.2 800.00 /año, siendo estos números muy beneficioso para la planta frigorífica PRC.S.A.C.

Salazar y Lugo (2010) en sus resultados obtenidos 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 CO₂ 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 CO₂ 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 mejoren 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) que 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.

El resultado final fue una herramienta computacional simple, didáctica y atractiva al usuario, cuyo objetivo bajo el ambiente del software EES, es el desarrollo de algunas estrategias para el ahorro de energía aplicable a plantas frigoríficas; ya que permite facilidad y celeridad en la obtención de los resultados.

Por otro lado, para los resultados obtenidos al respecto 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.

Conclusiones

Al aplicar una evaluación termoeconómica tanto al sistema de refrigeración por compresión de vapor con interenfriador y al sistema de refrigeración por compresión de vapor con escala de compresores; nos damos cuenta que en este último, tanto las irreversibilidades como las exergías destruidas son menores; y se puede observar que en el compresor y en el evaporador éstas caen abismalmente; en ese sentido se obtiene un mejoramiento del Coeficiente de Performance (COP) del 8.28%.

Hallando la eficiencia exergética tanto del sistema de refrigeración por compresión de vapor con interenfriador y del sistema de refrigeración por compresión de vapor con escala de compresores; podemos observar que en el segundo caso, 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, tal y como se muestra en la Tabla 8.

Después de evaluar el sistema de refrigeración por compresión de vapor con escala de compresores, se obtuvo un mejoramiento del COP y del efecto refrigerante; asimismo, se procedió a calcular el nuevo tiempo de congelamiento del hielo, obteniendo que este se reduce en 3 horas y 45 minutos, equivalente al 22.25% del tiempo empleado inicialmente.

Realizando la evaluación termoeconómica al sistema de refrigeración por compresión de vapor con escala de compresores, se obtiene un ahorro en electricidad de \$/.77.77 /día, equivalente a \$/.2800.00 /año siendo este dinero muy beneficioso para la planta frigorífica PRC.S.A.C.

Se concluye que la implementación de este proyecto debe 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., y Jutglar, L. (2004). *El ahorro energético*. Madrid, España: Editorial Díaz de Santos S.A.
- Buenaño, S., y Esparza, M. (2010). *Diseño y construcción de un sistema de refrigeración de conservación para alimentos*. Ecuador. (Tesis de Pregrado). Recuperado de: <http://dspace.esPOCH.edu.ec/bitstream/123456789/394/1/15T00445.pdf>
- Cajo, F., y Yucta, J. (2009). *Elaboración de un manual de mantenimiento y procedimientos para el arranque, operación y parada de equipos de refrigeración industrial con amoníaco, en el área avícola*. Ecuador. (Tesis de Pregrado). Recuperado de: <http://dspace.esPOCH.edu.ec/bitstream/123456789/1643/1/25T00133.pdf>
- Carranza, K. (2011). *Determinación de los parámetros energéticos para el dimensionamiento óptimo de una planta de congelado de 55 ton/día en el distrito de Santa*. (Tesis de Pregrado). Escuela Académica Profesional de Ingeniería en Energía, Universidad Nacional del Santa, Perú.
- Castillo, C., y Puente, R. (2014). *Estudio termodinámico de un sistema de refrigeración no frost con R600a*. Ecuador. (Tesis de Pregrado). Recuperado de: <http://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/6223/1/UPS-CT002826.pdf>
- Castro, C., y Jimenes, C. (2008). *Estudio comparativo para la debida selección del refrigerante utilizado en la cámara frigorífica para refrigerar manzanas, localizada en Acatlan Puebla*. México. (Tesis de Pregrado). Recuperado de: <http://tesis.ipn.mx/bitstream/handle/123456789/2589/TESIS%20FINALceuvacastro.pdf?sequence=1>
- Cengel, Y. (2002). *Termodinámica*. Monterrey, México: Editorial Mc Graw Hill.
- Dossat, R. (1961). *Principios de Refrigeración*. C.V., México: Editorial Continental S.A.

- Eduardo, N. (2006). *Análisis de subenfriamiento mecánico como propuesta para mejorar el uso de la energía en sistemas de refrigeración por compresión mecánica de vapor*. (Tesis de Pregrado). Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica. Instituto Politécnico Nacional, México.
- Edward, G. (1991). *Principios y sistemas de refrigeración*. C.V., México: Editorial Continental S.A.
- Eneragen. (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*. Madrid, España: Editorial Marcombo.
- Holman, J. (8^o edición). (1998). *Transferencia de calor*. Madrid, España: Editorial Mc Graw Hill.
- Incropera. (1999). *Fundamentos de transferencia de calor*. México: Editorial Prentice Hall.
- Jara, P. (2013). *Incremento de la productividad de la planta de frío del desembarcadero artesanal pesquero de Chimbote con el reemplazo de los 1 refrigerantes R-404A y R-22 por R-717*. (Tesis de Pregrado). Escuela Académica Profesional de Ingeniería en Energía, Universidad Nacional del Santa, Perú.
- León, H., y 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.* (Tesis de Pregrado). Universidad Tecnológica de Pereira, Colombia.
- 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*. (Tesis de Pregrado). Instituto Politécnico Nacional, México.
- Paredes, Q., y Cordova, V. (2015). *Subenfriamiento y sobrecalentamiento del refrigerante R-707 y su relación con el incremento del coeficiente de performance de la fábrica de hielo Lesser S.A.C.* (Tesis de Pregrado). Escuela Académica Profesional de Ingeniería en Energía, Universidad Nacional del Santa, Perú.
- Rangel, R. (2003). *Análisis de las irreversibilidades en un sistema de refrigeración por compresión mecánica de vapor con refrigerante 134A*. (Tesis de Pregrado). Escuela Académica de Ingeniería Mecánica, Instituto Politécnico Nacional, México.
- Salazar, L. (2015). *Mejora de la producción de la fábrica de hielo Sarita Colonia S.A.C.* (Tesis de Pregrado). Facultad de Ingeniería, Universidad Católica Santo Toribio de Mogrovejo, Lambayeque, Perú.
- Salazar, P., y Lugo, L. (2010). *Análisis termodinámico de los ciclos de refrigeración con R-134A y de una etapa con CO₂*. (Tesis de Pregrado). Ingeniería Mecánica e Industrial, Universidad Nacional Autónoma, México.
- Wark, K. (6^o Edición). (2001). *Termodinámica*. Monterrey, México: Editorial Mc Graw-Hill.