

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE  
GUATEMALA

Facultad de Ingeniería

Diseño e instalación de un intercambiador de  
calor para la optimización del sistema de  
refrigeración en una planta embotelladora de  
bebidas carbonatadas

Mauricio Javier López Lemus

Guatemala  
2009



Diseño e instalación de un intercambiador de calor para la optimización del sistema de refrigeración en una planta embotelladora de bebidas carbonatadas

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE  
GUATEMALA


Facultad de Ingeniería

Diseño e instalación un intercambiador de calor  
para la optimización del sistema de refrigeración  
en una planta embotelladora de bebidas  
carbonatadas

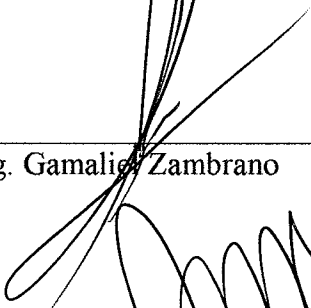
Trabajo de investigación presentado por  
Mauricio Javier López Lemus para optar al  
grado académico de Licenciado en Ingeniería  
Química


Guatemala  
2009

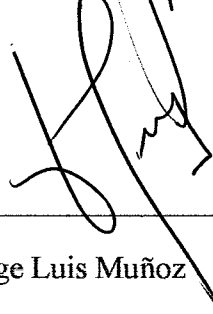
Vo. Bo.:

(f)   
Ing. Jaime Rosales Solórzano

Tribunal Examinador:

(f)   
Ing. Gamaliel Zambrano

(f)   
Ing. Jaime Rosales Solórzano

(f)   
Ing. Jorge Luis Muñoz

Fecha de aprobación: Guatemala 11 de diciembre de 2009

## **PREFACIO**

Este trabajo pretende brindar al lector un ejemplo de cómo diseñar un intercambiador de calor para una mejora en procesos industriales y enfocados a ahorros energéticos. Se busca optimizar el uso y consumo de energía de refrigeración de una planta de producción.

En la actualidad, los procesos se han ido enfocando cada vez más a la búsqueda de fuentes de ahorro y mejoras en eficiencia que permitan obtener cada vez más, mejores rendimientos en el área de producción industrial. Esto representa un reto para un ingeniero químico al intentar grados de conversión de materia prima más altos, aparte de una mejor eficiencia energética de procesos para obtener menores costos de producción y enfocado hacia el lado ambiental, una producción más limpia por tener menos desechos.

Este trabajo se realizó en una planta embotelladora de bebidas carbonatadas, con producción continua las 24 horas. El enfoque productivo y de proyectos de la planta facilitó la obtención de la información necesaria para la evaluación del proyecto y cálculos requeridos, además de ser una excelente escuela de aprendizaje y aplicación de conocimientos adquiridos en esta prestigiosa casa de estudios.

Quisiera agradecerle en este trabajo a mi madre porque ha sido la persona más importante en mi vida, por guiarme, apoyarme y motivarme en todo. También quiero agradecer a mi hermano, ya que sin su apoyo y buen ejemplo este trabajo no existiría, a mi padre que siempre luchó por brindarnos la mejor educación posible y las mejores oportunidades, y al resto de mi familia y personas especiales en mi vida que amo y he tenido la bendición de conocer.

# ÍNDICE

Prefacio.....	vi
Índice.....	vii
Lista de cuadros.....	viii
Lista de gráficos.....	ix
Resumen.....	x
Abstract.....	xi
Capítulos	
I. Introducción.....	1
II. Antecedentes.....	2
A. Procesos de transferencia de calor.....	2
B. Intercambiadores de calor.....	2
C. Intercambiador de calor de concha y tubo.....	2
D. Intercambiador de calor de placas.....	4
E. Intercambiador de calor de tipo serpentín sumergido.....	5
F. El proceso de compresión.....	6
G. Ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor.....	8
III. Justificaciones.....	10
IV. Objetivos.....	11
V. Problema a resolver.....	12
VI. Metodología.....	13
VII. Resultados.....	14
VIII. Discusión.....	17
IX. Conclusiones.....	21
X. Recomendaciones.....	22
XI. Apéndice.....	23
A. Diagrama de equipo.....	24
B. Datos de placa.....	25
C. Datos originales.....	25
D. Cálculo de muestra.....	28
E. Análisis de error.....	34
F. Datos calculados.....	35
XII. Bibliografía.....	38

## LISTA DE CUADROS

Cuadro	Página
Tabla 1. Dato de diseño del nuevo intercambiador de calor de placas.....	14
Tabla 2. Ahorro en utilización de compresores según demanda de energía de refrigeración contra capacidad de generación para el cambio del banco de hielo por un intercambiador de calor de placa.	14
Tabla 3. Ahorro en trabajo de entrada de compresores de amoniaco por diferencia de presión de succión y descarga con el uso del banco de hielo y con el uso del intercambiador de placas.....	15
Tabla 4. Ahorro en energía eléctrica por utilización de compresores.....	15
Tabla 5. Evaluación financiera del proyecto: tasa de retorno, valor presente neto y punto de equilibrio en base a ahorros mensuales e inversión inicial.....	15
Tabla 6. Datos de placa y características de equipo.....	25
Tabla 7. Datos de compresores de amoniaco en la planta.....	25
Tabla 8. Flujos, temperaturas, calor específico y densidad para los intercambiadores de calor.....	25
Tabla 9. Flujos, temperaturas, calor específico y densidad para el intercambiador de tres etapas.....	26
Tabla 10. Flujo másico en compresores, presión de succión y descarga y entalpías para el amoniaco con el banco de hielo en operación.....	26
Tabla 11. Flujos, temperaturas de entrada y salida, calor específico y densidad el nuevo intercambiador de calor Alfa Laval.....	26
Tabla 12. Flujos, temperaturas, calor específico y densidad para el intercambiador de tres etapas con el nuevo alfa laval.....	26
Tabla 13. Flujo másico en compresores, presión de succión y descarga y entalpías para el amoniaco con el nuevo alfa laval en operación.....	26
Tabla 14. Datos del intercambiador de calor de placas.....	27
Tabla 15. Costos de inversión del equipo incluyendo su instalación.....	27
Tabla 16. Cálculo de generación de energía y consumo de energía eléctrica por parte de compresores trabajando según capacidad en la planta.....	35
Tabla 17. Consumos de energía de refrigeración para cada intercambiador de calor.....	35
Tabla 18. Consumos de energía de refrigeración para cada el nuevo alfa laval.....	35
Tabla 19. Diferencia en presión de succión y descarga y cálculo de trabajo de entrada en compresores para la utilización del banco de hielo y el nuevo alfa laval.....	35
Tabla 20. Consumo de energía de refrigeración para el intercambiador de tres etapas con el banco de hielo en operación.....	36
Tabla 21. Consumo de energía de refrigeración para el intercambiador de tres etapas con el nuevo Alfa laval en operación.....	36
Tabla 22. Consumos de energía para flujo frío y flujo caliente y eficiencia para banco de hielo y nuevo alfa laval.....	36
Tabla 23. Cálculo de ahorros en energía eléctrica.....	36
Tabla 24. Depreciación smarc del equipo, año 1 al 5.....	37
Tabla 25. Valores del flujo de caja para evaluación financiera, año 1 al 5.....	37
Tabla 26. Datos calculados para la eficiencia del nuevo intercambiador de calor de placas.....	37

## LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico	Página
Figura 1. Intercambiador de calor de concha y tubos.....	3
Figura 2. Intercambiador de calor de placas.....	4
Figura 3. Diagrama P-V de un compresor recíprocante.....	7
Figura 4. Diagrama P-V de un compresor de tornillo.....	8
Figura 5. Diagrama ciclo de refrigeración por compresión de vapor.....	9
Figura 6. Diagrama de flujo para el intercambiador de calor de placas diseñado.....	14
Figura 7. Layout de la planta identificando la ubicación de los equipos analizados e instalados en el proyecto de graduación.....	16
Figura 8. Diagrama de equipo del nuevo intercambiador del calor de placas Alfa Laval.....	24
Figura 9. Diagrama de flujo balance de masa y energía del proceso de enfriamiento de jarabe simple para el intercambiador de calor de placas de tres etapas con el nuevo alfa laval en la etapa 3.....	24

## RESUMEN

Este trabajo de graduación consistió en diseñar e instalar un intercambiador de calor de placas, para sustituir la operación de un banco de hielo, consistente en un intercambiador de calor de tipo serpentín sumergido, en una planta embotelladora de bebidas. La finalidad de este trabajo es obtener un ahorro energético, al disminuir el consumo de energía de refrigeración reduciendo la utilización de los compresores de amoníaco, lo que representa un ahorro económico.

Para llevar a cabo el proyecto se tuvo como objetivo principal sustituir el uso del banco de hielo mediante la instalación de un nuevo intercambiador de calor para mejorar la eficiencia en el enfriamiento del jarabe simple y optimizar el uso del sistema refrigeración al demandar menos toneladas de refrigeración y requerir menos compresores en funcionamiento.

Se seleccionó un intercambiador de calor de placas para optimizar el proceso debido a su facilidad de limpieza, alta eficiencia, poco espacio ocupado y el precio. Se adquirió un intercambiador de calor Alfa Laval de 48 placas con un flujo de 200gpm, para lo cual se instaló una bomba de 10hp con recirculación propia. La eficiencia calculada del intercambiador de calor de placas fue de  $95.43 \pm 0.5\%$ .

Se determinó un 2% de ahorro en trabajo de compresores lo que representa  $29 \pm 0.5 \text{ kW/h}$  menos de consumo de energía eléctrica para un ahorro económico en energía eléctrica proyectado de Q271,005 al año. El análisis financiero del proyecto a cinco años según requerimientos de la planta embotelladora fue favorable, al tener un valor TIR de 90%, un VNA de Q829,442 y un retorno de la inversión en 13 meses por lo que se fundamenta la inversión realizada.

Se recomienda realizar un mantenimiento constante preventivo preferiblemente a todos los equipos para poder mantener los resultados mencionados y evitar pérdidas energéticas por incrustaciones.

## ABSTRACT

The following graduation work consists in the design and installation of a plate heat exchanger to replace the operation of an ice bank, consisting of a heat exchanger in a bottling company. The purpose of the work is to obtain an energetic profit by reducing the consumption of refrigeration energy and using less the ammonia compressors that represent an economic benefit.

To develop the project the objective was to replace the use of the ice bank by installing a new heat exchanger to improve the efficiency in the chilling of product and optimize the use of the refrigeration system by demanding less ton of refrigeration and requiring less compressors in operation.

The heat exchanger selected was a plate heat exchanger to optimize the process by its easy cleaning, high efficiency, small space occupied and its price. The plate heat exchanger acquired was Alfa Laval, of 48 plates for a flux of 200gpm, for which the bomb installed was of 10hp with its own recirculation. The calculated efficiency of the plate heat exchanger was of  $95.43 \pm 0.5\%$ .

It was determined a 2% of profit in the energy work of the compressors which represents  $29 \pm 0.5 \text{ kW/h}$  less of electric energy for projected earnings of Q271,005 a year. The financial analysis of the project for five years according to requirements of the bottling company was profitable, by having a TIR of 90%, a VNA of Q829,442 and a return of investment of 13 months.

A preventive management of service to the equipments is recommended, especially in the case of heat exchangers to keep the expected results and avoid energy losses.

## I. INTRODUCCIÓN

La refrigeración con amoníaco ha sido la espina dorsal de las industrias de procesamiento y almacenamiento de alimentos desde principios de los años 1900s. La refrigeración con amoníaco es el método más económico y más eficiente energéticamente para el proceso y almacenaje de alimentos congelados y refrigerados, refrigeración para la industria de bebidas, incluidas cerveza, vino y refrescos, refrigeración para leche y queso, y para la congelación del helado.

Como refrigerante, el amoníaco ofrece tres claras ventajas sobre otros refrigerantes comúnmente utilizados. Primero, el amoníaco es compatible con el medio ambiente. No destruye la capa de ozono y no contribuye al calentamiento global de la tierra. Segundo, el amoníaco tiene propiedades termodinámicas superiores, lo que da como resultado que los sistemas de refrigeración con amoníaco consuman menos energía eléctrica. Tercero, el olor característico del amoníaco es su mayor cualidad de seguridad. A diferencia de otros refrigerantes industriales que no tienen olor, la refrigeración con amoníaco tiene un historial probado de seguridad en parte porque las fugas son detectadas fácil y rápidamente.

Por medio de este trabajo de graduación se pretende realizar una mejora en servicios auxiliares de una planta embotelladora, específicamente en el proceso de enfriamiento del jarabe simple a través de amoníaco luego de su cocimiento en marmitas. Para ello se quiere reemplazar el uso del banco de hielo de la planta, que representa un gran consumo de toneladas de refrigeración y diseñar e instalar a cambio un intercambiador de calor. Se analizó y consideró que el banco de hielo no es la forma más eficiente en este caso para el proceso que se desea por la presión de succión que maneja.

Para la realización de este trabajo profesional, se va a calcular la capacidad instalada de refrigeración de planta, el consumo de refrigeración del banco de hielo, diseñar el intercambiador de calor a instalar definiendo a su vez qué tipo de intercambiador es el más conveniente y trae el mejor resultado en el proceso. De la misma manera se va a calcular el consumo de refrigeración del intercambiador de calor para dimensionar el ahorro, que a su vez se muestra en energía eléctrica al tener menos compresores en utilización.

Este trabajo está dirigido a Gerentes de Planta, Producción y Mantenimiento que estén interesados en realizar mejoras en sus sistemas de refrigeración instalados para aumentar el rendimiento y reducir costos energéticos.

## II. ANTECEDENTES

### A. Procesos de transferencia de calor.

Se ha descrito a la transferencia de calor como el estudio de las velocidades a las cuales el calor se intercambia entre fuentes de calor y receptores, tratados usualmente de manera independiente. Los procesos de transferencia de *calor* se relacionan con las razones de intercambio térmico, tales como los que ocurren en equipo de transferencia de calor, tanto en ingeniería mecánica como en los procesos químicos. Este enfoque realza la importancia de las diferencias de temperatura entre la fuente y el receptor, lo que es, después de todo, el potencial por el cual la transferencia de calor se lleva a efecto. Un problema típico de procesos de transferencia de calor involucra las cantidades de calor que deben transferirse, las razones a las cuales pueden transferirse debido a la naturaleza de los cuerpos, la diferencia de potencial, la extensión y arreglo de las superficies que separan la fuente y el receptor, y la cantidad de energía mecánica que debe disiparse para facilitar la transferencia de calor. Puesto que la transferencia de calor considera un *intercambio* en un *sistema*, la pérdida de calor por un cuerpo deberá ser igual al calor absorbido por otro dentro de los confines del mismo sistema. (3)

### B. Intercambiadores de calor

Los intercambiadores de calor transfieren energía térmica a partir de un líquido (o de gas) a otro líquido (o a gas) sin mezclar los dos. Los radiadores automotores son un ejemplo común. El calor del agua caliente del motor se bombea a través del radiador, mientras que el aire está soplando a través de las aletas del radiador. La energía térmica del agua caliente del motor se transfiere al aire, así guardando el agua en la temperatura correcta, para evitar que el motor se recaliente. Esencialmente los radiadores automotores son intercambiadores de calor del tipo líquido-aire. Otros tipos de intercambiadores de calor son comunes en instalaciones industriales y se usan a diario tal como calderas, hornos, refrigeradores y sistemas de aire acondicionado. (2)

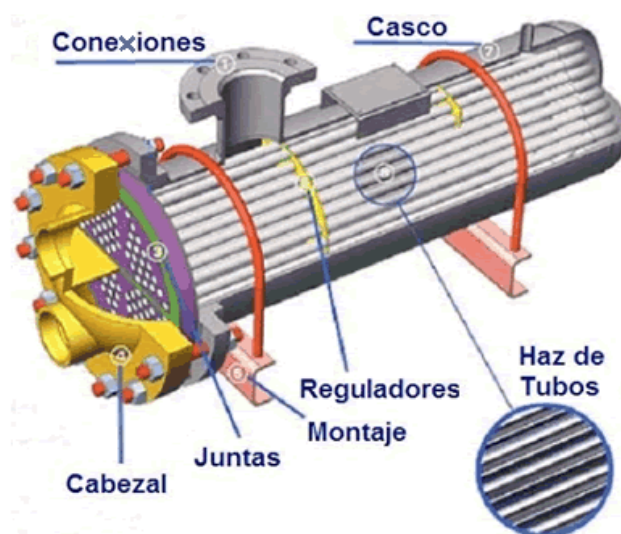
De hecho, cada sistema de refrigeración tiene, por lo menos, dos intercambiadores de calor uno para el lado que se enfría, y uno para expeler el calor extraído. Hay dos tipos principales de intercambiadores, definidos por su tipo de construcción o de cuerpo: el primero es el intercambiador de calor de concha y tubos, el segundo es conocido como intercambiador de calor de placas. (2)

### C. Intercambiador de calor de concha y tubos

Los intercambiadores de calor tubulares son tan importantes y tan ampliamente utilizados en los procesos industriales, que su diseño se encuentra muy desarrollado. Los intercambiadores de calor de casco y tubo (o tubular) tienen usos en donde se demandan de manera significativa una alta temperatura y presión.

Hay varias configuraciones de intercambiadores de calor de casco y tubo incluyendo diseños como: doble tubo, de tubos en "u", recto, espiral, y aletado. El de doble tubo es el tipo más sencillo de intercambiador de calor. Está constituido por dos tubos concéntricos de diámetros diferentes. Uno de los fluidos fluye por el tubo de menor diámetro y el otro fluido fluye por el espacio anular entre los dos tubos. En este tipo de intercambiador son posibles dos configuraciones en cuanto a la dirección del flujo de los fluidos: contra flujo y flujo paralelo. En la configuración en flujo paralelo los dos fluidos entran por el mismo extremo y fluyen en el mismo sentido. En la configuración en contra flujo los fluidos entran por los extremos opuestos y fluyen en sentidos opuestos. (2)

Figura 1. Intercambiador de calor de concha y tubos



El diseño del tubo en forma de "u" consiste en los tubos rectos doblados en forma de U, el haz de tubos es empotrado con tubos de soporte o reguladores de flujo dependiendo del fluido exterior de los tubos. El montaje de tubos es colocado en la carcasa que contiene el fluido fuera del haz de tubos. En la carcasa se atornilla un cabezal para dirigir el fluido dentro del haz de tubos. (2)

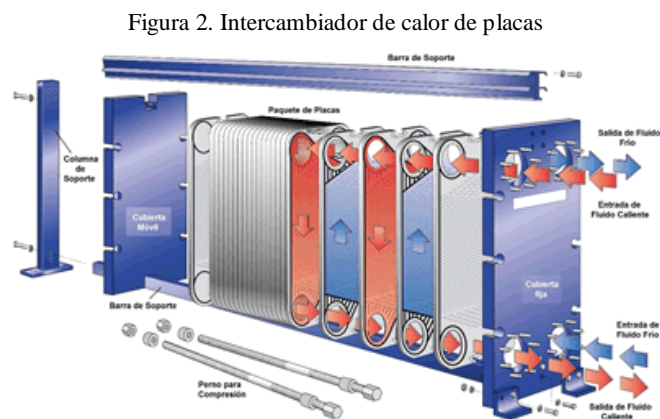
Para manejar líquidos con alto grado de incrustación o aplicaciones donde hay un cruce de temperaturas están disponibles diseños del tubo recto (un cruce de temperaturas ocurre cuando el fluido que es calentado cae en el rango de temperatura de entrada y salida del medio calefactor). Debido a la configuración recta de los tubos, las etapas principales pueden ser removidas y los tubos pueden ser limpiados mecánicamente. El cuerpo del intercambiador de calor en espiral se hace a partir de dos tiras de metal que se envuelven alrededor de un centro para formar dos canales en espiral. (5)

La elección del fluido para el interior de los tubos es importante también, se deben considerar varios factores al decidir qué fluido colocar en el interior de los tubos y cuál poner en el lado de la coraza de un intercambiador de tubos y coraza. Si uno de los fluidos es bastante corrosivo, deberá colocarse dentro de los tubos, que se pueden fabricar con metales o aleaciones resistentes a la corrosión, en lugar de colocarlos

en la caparazón, lo que requeriría que tanto ésta como los tubos estuvieran fabricados con un material más caro. Los fluidos muy calientes se colocan dentro de los tubos por razones de seguridad y ahorro energético. Los líquidos muy viscosos a menudo se colocan del lado de la coraza, porque el flujo a través del exterior de los tubos promueven cierta turbulencia y proporciona una mejor transferencia de calor de lo que lo haría un flujo laminar en los tubos. (4)

#### D. Intercambiador de calor de placas

Los intercambiadores de calor de placas, como el que se muestra en la Figura 2, consisten en placas estándares, que sirven como superficies de transferencia de calor y un armazón para su apoyo. Hay varios tipos de intercambiadores de calor de placa que incluyen: con empaques o se sellos, soldados y semisoldados. (2)



Los intercambiadores de calor de placa son de uso frecuente en fluidos de baja viscosidad con demandas moderadas de temperaturas y presión, típicamente por debajo de los 150°C. El material de los sellos se elige preferentemente para soportar la temperatura de operación y conforme a las características del líquido de proceso. (5)

Los intercambiadores de calor de placas y marco consisten en una serie de placas acanaladas que se montan en un marco y se afianzan con abrazaderas. Cada placa se hace de una material prensable (acero inoxidable, níquel, titanio, etc.) y se forma con una serie de corrugaciones. El paquete también incluye una junta o sello. La junta o sello contiene la presión y controla el flujo. (5)

Las placas son ensambladas en paquetes montados sobre unos rieles guías que se encuentran tanto en la parte inferior como superior y se mantienen unidas a presión por medio de tornillos de compresión. El arreglo de la junta de cada placa distribuye el medio caliente y frío en canales de flujo alternados a través del paquete de placas. (2)

La elección de un intercambiador de calor depende de varios factores entre los que se encuentran el económico, de aplicación, de operación y por supuesto del criterio del ingeniero de proyectos. A continuación se presenta una tabla de las características de cada uno de los intercambiadores. (2)

Tabla 1: Características de los intercambiadores de calor

	A favor	En contra
Intercambiador de Calor de Casco y Tubo	- Altas temperaturas - Sin sellos - Altas presiones	-Elevado factor de ensuciamiento -Equipos muy grandes y pesados. -Baja transferencia de calor.
Intercambiador de Calor de Placas	- Alta transferencia de calor - Compactos - Baja incrustación - Diferenciales de temperatura pequeños	- Bajas presiones - Sellos o juntas - Mantenimiento

#### E. Intercambiadores de tipo serpentín sumergido

Este es uno de los métodos más simples y económicos de obtener superficie tanto para enfriamiento como para condensación. Una serie de tubos se conectan mediante conexiones estándar y se someten en tanque de concreto o madera con agua que circula respecto a los tubos. (3)

Enfriadores de este tipo son de valor considerable cuando el fluido caliente es corrosivo o erosivo como sucede cuando arrastran partículas abrasivas. Los cálculos para el lado del tanque son, naturalmente, sólo aproximados, pero ya que el agua fluye en el tanque, no es la resistencia limitante, excepto cuando el serpentín se usa para condensar vapor de agua. (3)

**1. Diferencia de temperatura en el enfriador de serpentín sumergido.** Puesto que el flujo de agua por fuera del serpentín es casi exclusivamente a lo largo del eje de los tubos, la verdadera diferencia de temperatura depende del arreglo de los tubos. El tanque usualmente se arregla para un solo paso. Si los tubos se conectan mediante un cabezal en cada extremo y con un solo paso, de manera que el fluido dentro del tubo esté en contracorriente con el agua, la verdadera diferencia de temperatura está dada por MLDT. Si los tubos se conectan por codos a 180° en un arreglo de múltiple paso, la trayectoria del flujo puede tratarse como un flujo contracorriente paralelo, aplicando la corrección para el intercambiador 1-2 siempre que el líquido dentro del tanque se mezcle razonablemente en todos los puntos de la longitud de los tubos. (3)

**2. Coeficientes de transferencia de calor en tanques o canaletas.** Los coeficientes de transferencia de calor en tanques o canaletas usualmente son difíciles de evaluar. No hay arreglos convencionales y sólo pocos datos hay publicados para este tipo de equipo. En instalaciones donde no se cuenta con deflectores, gran parte del agua de enfriamiento entra en corto circuito entre el serpentín y las paredes del recipiente. Debido a la baja velocidad del agua con que generalmente se cuenta, los serpentines tienden a taparse a gran velocidad debido al crecimiento de algas y mohos y otro tipo de incrustaciones. El uso de grandes

factores de obstrucción es un requisito no solamente desde el punto de vista de la obstrucción, sino como un medio de proveer un factor adicional de seguridad. Se deben evitar factores de obstrucción menores de 0.01, en cuyo caso el máximo valor del coeficiente total de diseño será menor de 100. (3)

De ordinario hay espacio libre considerable en la sección transversal del tanque o canaleta, de manera que la velocidad lineal del agua sobre el serpentín puede ser extremadamente pequeña. A velocidades extremadamente pequeñas el coeficiente del tanque se aproximará al de convección libre de tubo a agua. (3)

#### F. El proceso de compresión

Una excelente ayuda para comprender por qué los distintos compresores funcionan de determinada manera es el diagrama P-V. El diagrama P-V representa la presión y el volumen en el interior del cilindro de un compresor recíprocante o la hélice en el caso de un compresor de tornillo. El área encerrada por el diagrama P-V representa el trabajo que se requiere para la compresión siguiendo la expresión  $W = \int P dv$ . Las pérdidas mecánicas y por fricción no se tienen en cuenta en el diagrama: sólo las pérdidas de compresión y caudal. Los puntos que se enumeran en el diagrama son: (7)

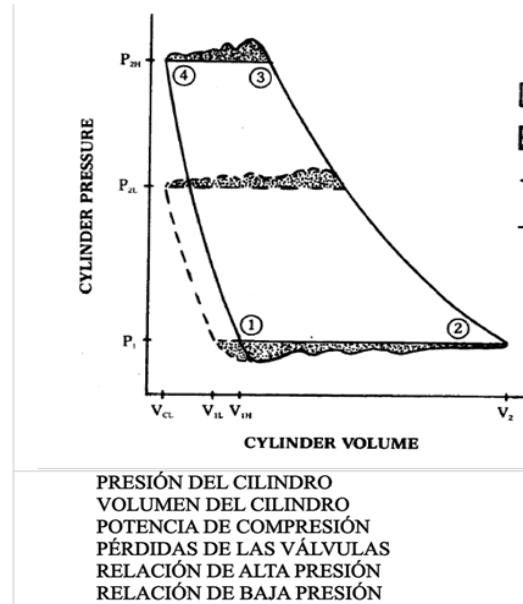
- comienzo de succión
- fin de succión, comienzo de compresión
- fin de compresión, comienzo de descarga
- fin de descarga

Una diferencia importante entre los equipos de tornillo y los recíprocantes es que estos últimos usan válvulas de succión y descarga para cada cilindro. Funcionan como válvulas de retención de una dirección. La válvula de succión permite el flujo del gas hacia el cilindro durante la carrera de admisión, mientras que la válvula de descarga permite que el gas comprimido salga del cilindro durante la carrera de descarga. Las válvulas se abren por la presión del gas que introduce una caída de presión a lo largo de la válvula. La presión del gas debe superar la fuerza del resorte de la válvula, fuerza que se debe al área de la placa de la válvula diferencial y a pérdidas de caudal. Esta caída de presión se muestra en el diagrama P-V (Fig. 3) como un área sobre la presión de descarga para la válvula de descarga y el área de presión por debajo de la succión para la válvula de succión. Estas áreas representan las pérdidas de potencia asociadas con el funcionamiento de las válvulas. Además de generar una pérdida de potencia, las válvulas son componentes que requieren mucho mantenimiento. (7)

Los compresores de tornillo no tienen válvulas pero, en cambio, tienen puertos. Veamos una hélice en particular. En un compresor de doble tornillo, una hélice es el volumen encerrado entre una ranura de cada rotor y la carcasa externa. Durante la admisión, la hélice queda expuesta a la succión y se llena de gas.

Cuando se ha alcanzado el máximo volumen de la hélice, el rotor gira más allá de la apertura del puerto y el gas queda atrapado en la hélice. (7)

Figura 3. Diagrama P-V de un compresor recíprocante



A medida que los rotores siguen girando, el volumen de la hélice disminuye y se produce la compresión. Después de cierta cantidad de compresión, la hélice se abre al puerto de descarga y el giro adicional reduce el volumen a cero, expulsando el gas de los rotores. Se observa en el diagrama P-V (Fig. 4), las pérdidas de flujo asociadas con el puerto de succión son insignificantes. Se produce una pequeña pérdida de energía durante la descarga cuando el puerto de descarga se comienza a abrir y el área de flujo es pequeña. (7)

El tamaño y la posición del puerto de descarga determinan la relación de volumen (índice de volumen) integrado del compresor. La definición real de relación de volumen integrado es el máximo volumen de la hélice en la succión (volumen barrido) dividido por el volumen de la hélice cuando la hélice se abre al puerto de descarga. La relación de volumen se relaciona con la relación de compresión por la expresión termodinámica: (7)

$$P_2/P_1 = (V_1/V_2)^k$$

donde:

$P_2$  = presión de descarga, psia (presión absoluta)

$P_1$  = presión de admisión, psia (presión absoluta)

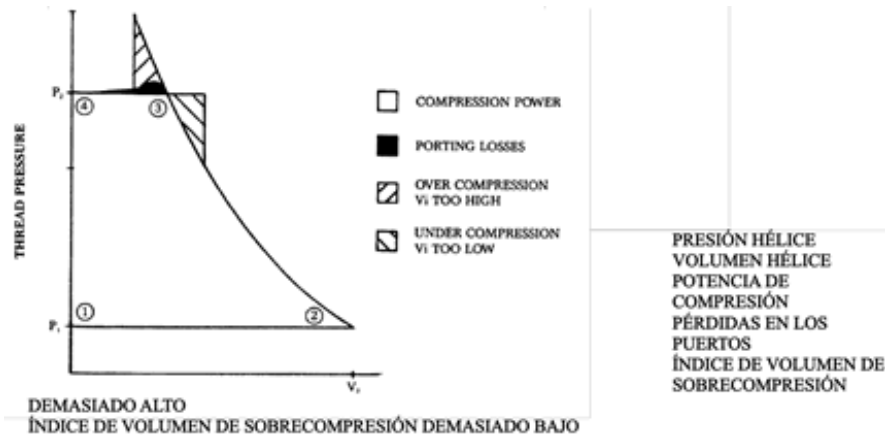
$V_2$  = volumen de descarga, pies<sup>3</sup>/min. o pies<sup>3</sup>/rev.

$V_1$  = volumen de admisión, pies<sup>3</sup>/min. o pies<sup>3</sup>/rev.

$k$  = exponente isentrópico (1,28 para NH<sub>3</sub>)

Para que un compresor de tornillo funcione con la máxima eficiencia, la relación de volumen integrado debe hacerse coincidir con las presiones del sistema por la ecuación anterior. Si la relación de volumen es demasiado alta (puerto de descarga pequeño), se produce sobrecompresión, es decir, la presión de la hélice aumenta por encima de la presión de descarga antes de que la hélice se abra al puerto de descarga. Si la relación de volumen es demasiado baja (puerto de descarga grande), se produce subcompresión, es decir, la hélice se abre al puerto de descarga antes de que se alcance la presión de descarga. Esto resulta en retroceso de gas a la hélice, presurizando de inmediato la hélice a la presión de descarga. Como se muestra en el diagrama P-V (Fig. 4), la sobrecompresión o la subcompresión agrega área al diagrama, agregando así pérdidas de energía. (7)

Figura 4. Diagrama P-V de un compresor de tornillo



### G. Ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor

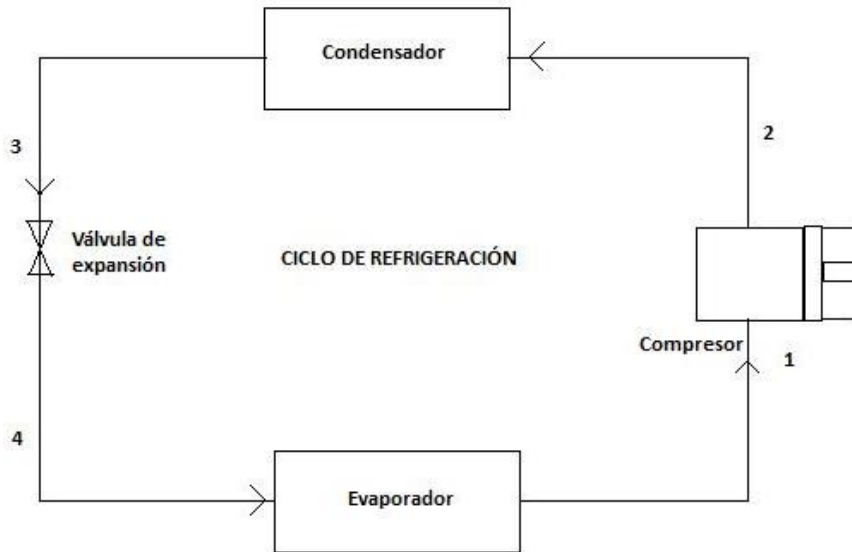
Muchos de los aspectos imprácticos asociados con el ciclo invertido de Carnot se eliminan al evaporar el refrigerante por completo antes de que se comprima y al sustituir la turbina con un dispositivo de estrangulamiento, tal como una válvula de expansión o un tubo capilar. El ciclo que resulta se llama ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor. El ciclo de refrigeración por compresión de vapor es el que más se emplea en refrigeradores, sistemas de acondicionamiento de aire y bombas de calor. Se compone de cuatro procesos: (1)

- 1-2 Compresión isentrópica en un compresor
- 2-3 Rechazo de calor a presión constante en un condensador
- 3-4 Estrangulamiento en un dispositivo de expansión
- 4-1 Absorción de calor a presión constante en un evaporador

En un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor, el refrigerante entra al compresor en el estado 1 como vapor saturado y se comprime isentrópicamente hasta la presión del condensador. Durante el proceso de compresión isentrópico, la temperatura del refrigerante aumenta hasta un valor bastante superior al de la temperatura del medio circundante. Después el refrigerante entra en el condensador como vapor sobrecalentado en el estado 2 y sale como líquido saturado en el estado 3, como resultado del rechazo de calor hacia los alrededores. La temperatura del refrigerante en este estado se mantendrá por encima de la de los alrededores. (1)

El refrigerante líquido-saturado en el estado 3 se estrangula hasta la presión del evaporador al pasar por una válvula de expansión o por un tubo capilar. La temperatura del refrigerante desciende por debajo de la temperatura del espacio refrigerado durante este proceso. El refrigerante ingresa al evaporador en el estado 4 como una mezcla saturada de baja calidad, y se evapora por completo absorbiendo calor del espacio refrigerado. El refrigerante sale del evaporador como vapor saturado y vuelve a entrar al compresor, con lo cual se completa el ciclo. (1)

Figura 5. Diagrama ciclo de refrigeración por compresión de vapor



### **III. JUSTIFICACIÓN**

En las industrias, la eficiencia y ahorro energético han comenzado a tener cada vez más importancia, buscando siempre la mejora continua de sus procesos. La razón principal que motiva la realización de este trabajo de graduación es parte de esa búsqueda de ahorros energéticos para la empresa con el objetivo principal de optimizar el sistema de refrigeración de la planta.

La sustitución del banco de hielo por la instalación de un nuevo intercambiador de calor va a permitir una mejor utilización y optimización del sistema de refrigeración, con base a las necesidades y procesos particulares de la planta embotelladora, esto por manejar una mayor presión de succión y requerir de menos compresores en utilización.

Entre las ventajas asociadas a ello se puede mencionar que al optimizar el consumo de refrigeración se van a utilizar menos compresores de amoníaco, lo que implica menor consumo de energía eléctrica. Además de ello tendrá una mayor capacidad de refrigeración en el sistema de la planta. La sustitución del banco de hielo permite mejor utilización del espacio del que se dispone en planta, pensando en un posterior crecimiento en producción que requiera instalación de nuevos equipos y espacio disponible en planta.

## **IV. OBJETIVOS**

### **A. Objetivo general:**

1. Sustituir el uso del banco de hielo mediante la instalación de un nuevo intercambiador de calor para mejorar la eficiencia en el enfriamiento del jarabe simple y optimizar el uso del sistema refrigeración al demandar menos toneladas de refrigeración y requerir menos compresores en funcionamiento.

### **B. Objetivos específicos:**

1. Dimensionar la capacidad de generación de refrigeración de la planta embotelladora por parte de los compresores.
2. Determinar el consumo de refrigeración por parte del banco de hielo.
3. Determinar la demanda de refrigeración de las líneas de producción.
4. Determinar la capacidad real de refrigeración de la planta por generación y demanda.
5. Realizar un diagrama de flujo del proceso.
6. Realizar un balance de masa y energía para el proceso.
7. Dimensionar la necesidad de toneladas de refrigeración del nuevo intercambiador de calor para el diseño de equipo del intercambiador.
8. Calcular el consumo de refrigeración del intercambiador de calor ya en funcionamiento.
9. Determinar el ahorro energético en refrigeración y energía eléctrica por la sustitución del banco de hielo por el nuevo intercambiador de calor.

## **V. PROBLEMA A RESOLVER**

La planta objeto de estudio, hace uso en la actualidad de un banco de hielo como fuente de refrigeración que se ha observado trabaja a una presión de succión baja. Debido a esto y a datos de consumo de refrigeración se ha mostrado que no es la manera más eficiente de consumo en base a las demandas del sistema y las particularidades de diseño del mismo durante la operación.

## VI. METODOLOGÍA

La metodología a seguir para la realización de este trabajo de graduación se llevó a cabo en varias etapas:

La primera etapa consiste en una revisión bibliográfica acerca de los equipos y procesos involucrados en el proyecto, como lo son los compresores, tipos de compresores, funcionamiento, proceso de compresión, intercambiadores de calor, funcionamiento, tipos de intercambiadores, uso en la industria, ventajas y desventajas de cada uno de ellos; así como también generalidades de servicios auxiliares como tipo de refrigerantes más comunes, ventajas y desventajas de los mismos.

La segunda etapa consiste en la recolección de información disponible en el proceso a optimizar. En este caso consiste en obtener información de funcionamiento actual de los compresores, de los intercambiadores de calor en las líneas de producción y del banco de hielo.

La tercera etapa consiste en el análisis e interpretación de los datos obtenidos del proceso en las condiciones actuales. Con esto se busca dimensionar la generación de refrigeración de la planta a través de los compresores instalados, determinar el consumo de refrigeración por parte de las líneas de producción y específicamente por el banco de hielo. Esta información va a mostrar la capacidad real de refrigeración de la planta con el banco de hielo.

La cuarta etapa consiste en el diseño del intercambiador de calor a utilizar para sustituir el banco de hielo. Para esta etapa se va a definir el tipo de intercambiador más apropiado a instalar, en este caso un intercambiador de placas, y las dimensiones del mismo. Se requiere para ello un diagrama de flujo del proceso a optimizar, así como de un balance de masa y energía como herramientas de ingeniería en el diseño del intercambiador.

La quinta etapa consiste en el montaje e instalación del intercambiador de calor, para lo cual se va a supervisar el proceso de instalación. En esta etapa se va a observar el arranque del equipo y si se tuviera algún problema se va a rediseñar el intercambiador de calor a manera de lograr los objetivos propuestos para este trabajo de graduación.

La sexta etapa consiste en la recolección de información del proceso con el intercambiador de calor en funcionamiento. Los datos a recolectar se refieren al funcionamiento de los compresores y del nuevo intercambiador de calor.

La séptima etapa consiste en el análisis e interpretación de los datos obtenidos del proceso con el intercambiador de calor en funcionamiento. En esta etapa se calculará el consumo de toneladas de refrigeración del intercambiador de calor y comparará los consumos con el que se tenía con el banco de hielo para determinar el ahorro energético en refrigeración y energía eléctrica.

La octava etapa consiste en la redacción del informe del trabajo de graduación con los resultados finales obtenidos, conclusiones y recomendaciones y apéndice de cálculos en cada etapa para el cumplimiento de los objetivos.

## VII. RESULTADOS

### Diagrama de flujo

Figura 6. Diagrama de flujo para el intercambiador de calor de placas diseñado

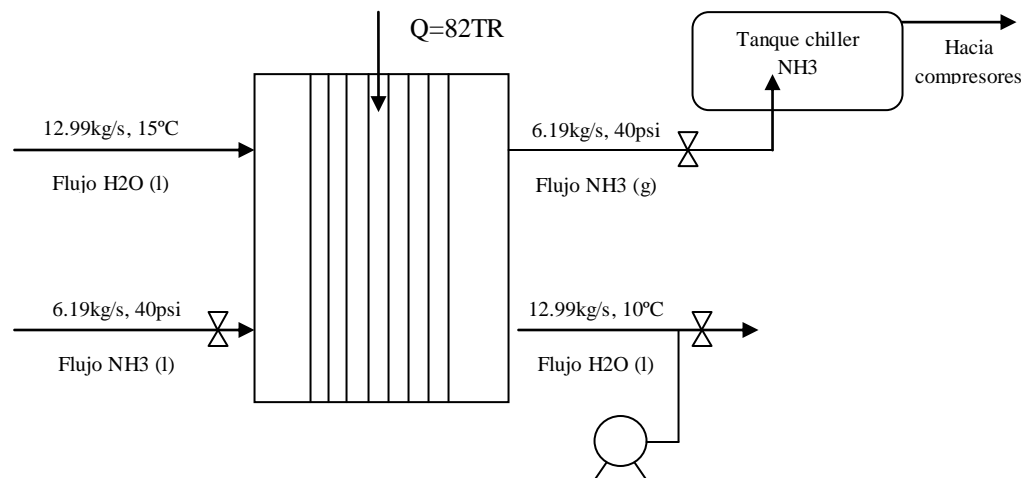


Tabla 1. Dato de diseño del nuevo intercambiador de calor de placas

Número de placas	48
Distancia entre placas ( $\pm 0.001$ m)	0.076
Largo placa ( $\pm 0.001$ m)	1.16
Ancho de placa ( $\pm 0.001$ m)	0.4
espesor de placa ( $\pm 0.00005$ m)	0.0005
$h_i$ ( $W/m^2 \cdot s$ )	$11.93 \pm 0.05$
$h_o$ ( $W/m^2 \cdot s$ )	$11.92 \pm 0.05$
$U$ limpio ( $W/m^2 \cdot s$ )	$142,740,274 \pm 15$
$U$ actual ( $W/m^2 \cdot s$ )	$129,763,886 \pm 11$
$U$ requerido ( $W/m^2 \cdot s$ )	$117,967,169 \pm 13$
Eficiencia (%)	$95.43 \pm 0.05$

Tabla 2. Ahorro en utilización de compresores según demanda de energía de refrigeración contra capacidad de generación para el cambio del banco de hielo por un intercambiador de calor de placas

	Con banco de hielo	Con nuevo alfa laval
Capacidad generación compresores	1,684 TR	1,684 TR
Consumo demanda en planta	$1,011 \pm 1.5$ TR	$970 \pm 1.3$ TR
% de utilización de capacidad	60%	58%
Ahorro en refrigeración	$41 \pm 1.98$ TR	
Ahorro en utilización compresores	2%	

Tabla 3. Ahorro en trabajo de entrada de compresores de amoniaco por diferencia de presión de succión y descarga con el uso del banco de hielo y con el uso del intercambiador de placas

	Banco de hielo	Nuevo alfa laval
Presión de succión ( $\pm 0.5$ psi)	20	40
Wen (kW)	225 $\pm 0.25$	171 $\pm 0.23$
$\Delta$ Wen (kW)	53.27 $\pm 0.34$	

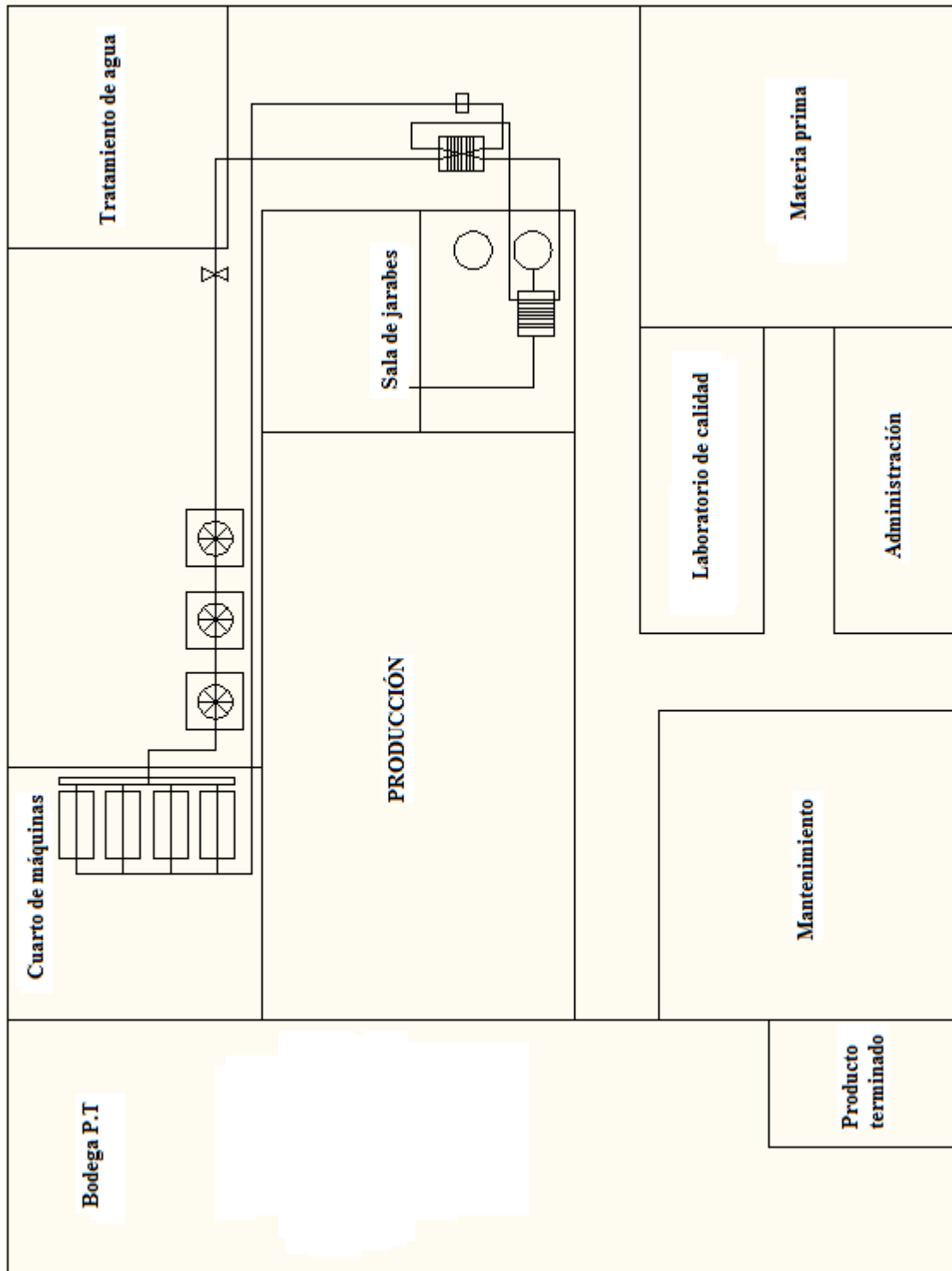
Tabla 4. Ahorro en energía eléctrica por utilización de compresores

Ahorro energía eléctrica	29 $\pm 0.5$ kW/h
Ahorro anual	\$ 32,586
	Q 271,005

Tabla 5. Evaluación financiera del proyecto a diez años: Tasa Interna de Retorno, Valor Presente Neto y Tiempo de Retorno de Inversión con base a ahorros mensuales e inversión inicial

Variable financiera de análisis	Resultado
TIR	90%
VAN	Q829,442
Tiempo de Retorno de Inversión	13 meses

Figura 7. Layout de la planta identificando la ubicación de los equipos analizados e instalados en el proyecto de graduación.



## VIII. DISCUSIÓN

Este trabajo de graduación consistió en analizar y realizar la sustitución de la operación de un banco de hielo, un intercambiador de calor de tipo serpentín sumergido, por un intercambiador de calor de placas Alfa Laval en una planta embotelladora de bebidas. Los objetivos para realizar esto fueron principalmente tener un ahorro energético debido a una disminución en consumo de energía de refrigeración lo que conlleva a una disminución en la utilización de los compresores de amoníaco, y por ende repercute en un ahorro económico por una mejora en la operación.

El fundamento para pensar en desarrollar este proyecto de trabajo de graduación se basa en una oportunidad de ahorro. La planta objeto de estudio, utilizaba un banco de hielo como fuente de refrigeración que se ha observado que lleva a trabajar a una presión de succión baja en los compresores de amoníaco. Debido a esto y a datos de consumo de refrigeración se ha mostrado que no es la manera más eficiente de consumo en base a las demandas del sistema y las particularidades de diseño del mismo durante la operación. Se propuso utilizar un intercambiador de calor de placas que es un equipo de transferencia de calor más eficiente.

Para llevar a cabo el proyecto se dimensionó primero la capacidad de generación de energía de refrigeración de la planta en base al número de compresores de amoníaco y su capacidad individual. La planta posee compresores reciprocantes y compresores de tornillo, con capacidades desde 125hp hasta 400hp. Se determinó una capacidad de refrigeración total de la planta de 1,684 TR, toneladas de refrigeración.

Para determinar el porcentaje de utilización de los compresores se determinó la demanda de energía de refrigeración por las líneas de producción. La planta posee intercambiadores de calor de placas en cada una de las líneas de producción para enfriar producto mediante el uso de amoníaco como refrigerante en el fluido frío. Además de ello se tiene un consumo de energía de refrigeración con el uso del banco de hielo mencionado anteriormente, el cual enfría jarabe simple. Para determinar el calor o energía de refrigeración en cada intercambiador de calor se obtuvo información de cada proceso: el caudal de operación, temperaturas de entrada y salida del fluido, y el calor específico de cada fluido. Para el banco de hielo, se observó un flujo de  $34,069 \pm 5 \text{ L/h}$ , temperatura de entrada de  $20 \pm 0.5^\circ\text{C}$  y de salida de  $10 \pm 0.5^\circ\text{C}$ , y un calor específico de  $1 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$  para el agua con densidad de  $1 \text{ kg/L}$ . El calor requerido para la refrigeración del proceso se calculó en  $123 \pm 1.1 \text{ TR}$ , y la demanda total de refrigeración de la planta con la utilización del banco de hielo fue de  $1,011 \pm 1.5 \text{ TR}$ . Por lo tanto se tiene un 60% de utilización de energía o carga en los compresores de amoníaco.

Se analizó de la misma manera la operación de otro intercambiador de calor que posee la planta, que posee tres etapas y es mediante el cual se enfría el jarabe simple luego de su cocimiento en marmitas. La etapa 1 consiste en agua tratada a temperatura ambiente con un  $\Delta T$  de  $28 \pm 0.77^\circ\text{C}$ , la etapa 2 consiste en agua suave proveniente de una torre de enfriamiento con un  $\Delta T$  de  $11 \pm 0.77^\circ\text{C}$ , y la etapa 3 consiste en agua

del banco de hielo con  $\Delta T$  de  $10 \pm 0.77^\circ\text{C}$ . Para determinar la eficiencia del proceso de transferencia de calor se calculó el calor ganado el flujo frío en cada etapa en base al flujo y el diferencial de temperatura, y el calor perdido por el flujo caliente en el proceso de la misma manera. Se determinó que en la etapa 1 se tiene un calor de  $-62 \pm 0.2\text{TR}$ , en la etapa 2 de  $-225 \pm 1.9\text{TR}$  y en la etapa 3 de  $-123 \pm 1.1\text{TR}$ . Por su lado, se calculó el calor cedido del fluido caliente de  $393 \pm 2.0\text{TR}$ , por lo tanto se observó una eficiencia de 96% en el proceso de transferencia de calor.

El proceso a analizar constituye un ciclo de refrigeración, para el refrigerante utilizado el cual es amoníaco. El ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor se divide en cuatro etapas, siendo la operación en cada intercambiador de calor una de ellas, la etapa de evaporación. Debido a la transferencia de calor que se lleva a cabo dentro del intercambiador de calor, en el caso del banco de hielo por ejemplo, el agua a enfriar pierde calor mientras el refrigerante absorbe el calor que pierde el agua y debido a este cambio de temperatura lleva a cabo un cambio de fase de líquido a sólido, es decir una etapa de evaporación. El amoníaco en estado gaseoso retorna entonces a los compresores, con una presión de  $40 \pm 0.5\text{psi}$  en el caso de la operación del banco de hielo. El compresor realiza un trabajo al comprimir el fluido y sacarlo a  $150 \pm 0.5\text{psi}$ , que se define como la etapa de compresión. El fluido a  $150 \pm 0.5\text{psi}$  todavía en estado gaseoso pasa entonces a través de los condensadores evaporativos, que condensan el fluido a estado líquido nuevamente, siendo esta la etapa de condensación. Finalmente el fluido ya en estado líquido pasa por la etapa de expansión nuevamente, a través de una válvula de expansión para entrar nuevamente al intercambiador de calor y hacer su función de refrigeración.

Se analizó el trabajo de entrada en los compresores siguiendo un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor, específicamente la etapa de compresión para dimensionar una diferencia de trabajo en los compresores. Se observó una presión de succión de los compresores de  $20 \pm 0.5\text{psi}$ , y una presión de descarga de  $150 \pm 0.5\text{psi}$  con un cambio de presión de  $130 \pm 0.77\text{psi}$ . Se estimó un flujo másico de  $6.19 \pm 0.01\text{kg/s}$  en el proceso, y con base a una tabla de vapor saturado de entalpías de refrigerante amoníaco se determinaron las entalpías del refrigerante a la presión de succión y de descarga. Se calculó un trabajo de entrada en los compresores de  $225 \pm 0.25\text{kW}$ .

Para definir qué tipo de intercambiador de calor se tomó en cuenta el espacio, eficiencia y precio, para lo cual se optó por un intercambiador de placas pues es fácil de limpiar para evitar incrustaciones, ocupa poco espacio relativamente en comparación a otros, y tienen muy buenas eficiencias respecto al precio general que manejan. Se buscó entonces por medio de proveedores de la empresa, un intercambiador de calor de placas que cumpliera con la transferencia de calor con los flujos y temperaturas que requiere el proceso de enfriamiento de jarabe simple en el intercambiador de tres etapas, y en base lógicamente al calor calculado en el banco de hielo. Se adquirió entonces un intercambiador de calor de placas marca Alfa Laval para un flujo de  $200\text{gpm}$ , de 48 placas de  $1.16 \pm 0.001\text{m}$  de largo,  $0.4 \pm 0.001\text{m}$  de ancho y  $0.0005 \pm 0.00001\text{m}$  de espesor. Se diseñó también la bomba a utilizar, para el flujo mencionado y con la cabeza de presión que se tiene, por lo que se adquirió una bomba de  $10\text{hp}$ .

Luego de realizada la instalación del intercambiador de calor de placas Alfa Laval se tomaron datos para calcular el ahorro y la mejora en el proceso. Se analizó primero la energía de refrigeración consumida en el alfa laval, mediante el flujo calculado de  $45,420 \pm 5 \text{L/h}$ , y un cambio de temperatura de  $5^\circ \pm 0.5\text{C}$ , que representa un consumo de refrigeración de  $82 \pm 0.9\text{TR}$ . Debido a la diferencia de consumo de refrigeración se calculó bajo las nuevas condiciones el porcentaje de utilización de compresores de amoníaco por demanda contra generación de la misma manera, el cual fue de 58%. Se observa entonces un 2% de ahorro en utilización de los compresores, que representan  $41 \pm 1.98\text{TR}$ .

Para asegurarse de la continuidad y nula variabilidad en el producto se volvió a analizar también la eficiencia del proceso de transferencia de calor en el intercambiador de placas de tres etapas, con el alfa laval en la etapa 3. Debido a la variación en el flujo proveniente del alfa laval con respecto al flujo que se tenía en el banco de hielo para lo cual se calculó un consumo de energía de  $-82 \pm 0.9\text{TR}$ , se varió el cambio de temperatura de la etapa 2 a un  $\Delta T$  de  $13 \pm 0.77^\circ\text{C}$ . Como la etapa 2 es agua suave de la torre de enfriamiento no representa un mayor consumo energético que afecte económicamente. La eficiencia con esta mejora se volvió a mostrar en 96%, lo que garantiza la calidad y valida nuevamente el proceso a como se tenía antes de la implementación de la mejora.

El trabajo de entrada de compresores disminuyó también, pues analizando el ciclo ideal completo de refrigeración con instalación del intercambiador de placas, se observó una presión de succión de amoníaco gaseoso saliendo de la etapa de evaporación, de  $40 \pm 0.5\text{psi}$  y manteniendo la misma presión de descarga de  $150 \pm 0.5\text{psi}$  se tiene un trabajo de compresión con un delta de presión de  $110 \pm 0.77\text{psi}$ ,  $20 \pm 0.77\text{psi}$  menos de trabajo, y calculando el trabajo de entrada del compresor en base a las entalpías a la nueva presión de trabajo se tiene un trabajo de  $171 \pm 0.23\text{kW}$ . Esto representa una disminución de trabajo de los compresores de  $53.27 \pm 0.34\text{kW}$ .

Para dimensionar el ahorro económico se calculó el consumo de energía eléctrica en los compresores, en base al voltaje, corriente, factor de potencia y factor  $\sqrt{3}$  por el sistema trifásico de energía. Se calculó la potencia aparente, con un factor de potencia igual a 1, que fue de  $1,715 \pm 4.25\text{kW}$  y la potencia real tomando en cuenta el factor de potencia real igual a 0.85, la cual fue de  $1,194 \pm 3.84\text{kW}$ . El ahorro en energía eléctrica se calculó por lo tanto en  $29 \pm 0.5\text{kW/h}$ , que representa el 2% del consumo de energía en los compresores por la disminución del uso de los mismos por la mejora en el proceso. Tomando como referencia un costo de energía eléctrica de  $\$0.15$ , se calcula un ahorro de  $\$4.35/\text{h}$  o un ahorro de  $\$32,586$  anuales, que con una tasa de cambio de  $Q8.3/\$$  representa un ahorro de  $Q271,005$ .

Se realizó un análisis financiero del proyecto, calculando la inversión inicial que toma en cuenta el precio del intercambiador de calor de placas, la bomba, el tanque chiller, tubería y accesorios, aislamiento de tubería, todos los precios incluyendo la mano de obra en la instalación. La inversión inicial se calculó en  $Q209,100$ . El ahorro anual proyectado es de  $Q271,005$ , se tomó en cuenta la depreciación  $\text{smarc}$  del equipo y costos de mantenimiento del 2% del costo del equipo según el libro Peters (6). Se evaluó el proyecto para la planta embotelladora a 5 años, para lo cual se tuvo una Tasa Interna de Retorno (TIR) de 90%, un Valor

Presente Neto (VAN) de Q829,442 y un Tiempo de Retorno de Inversión de 13 meses. Estos resultados del análisis financiero demuestran que el proyecto es viable al tener un valor alto de TIR, y un buen Valor Presente Neto, con un Retorno de la Inversión en tan sólo 13 meses.

Además de ello se determinó la eficiencia de operación del intercambiador de calor en base a los detalles de flujos de fluido caliente y frío, temperaturas de entrada y salida, calores específicos, densidades, viscosidades y conductividades térmicas, además de datos del intercambiador respecto a placas y área de transferencia de calor. Con base a ello se calculó el diámetro equivalente que fue de  $0.128 \pm 0.0001$  m, el área media logarítmica que fue de 2.367 y los coeficientes de transferencia de calor para ambos fluidos, para el agua el valor  $h_o$  fue de  $11.92 \pm 0.05$  W/m<sup>2</sup>s y para el amoniaco el valor  $h_i$  fue de  $11.93 \pm 0.05$  W/m<sup>2</sup>s. Como parte del diseño se calculó un valor  $U_{limpio}$ ,  $U_{actual}$  y un  $U_{requerido}$ , tomando en cuenta un 10% de área en exceso por falla y un 10% de sobrediseño, el  $U_{limpio}$  fue de  $142,740,274 \pm 15$  W/m<sup>2</sup>s, el  $U_{actual}$  de  $129,763,886 \pm 11$  W/m<sup>2</sup>s y  $U_{requerido}$  de  $117,967,169 \pm 13$  W/m<sup>2</sup>s. La eficiencia calculada del intercambiador de calor de placas fue de  $95.43 \pm 0.05\%$ .

Debido a la sustitución de este intercambiador de calor, se considera importante que se supervise a diario su correcto funcionamiento, posterior a su arranque para garantizar y validar la eficiencia y los ahorros proyectados del proyecto. Se debe incluir en el programa de mantenimiento preventivo de la planta y supervisar la correcta calibración de los termómetros y manómetros de presión instalados en el sistema del equipo. La utilización de este equipo requiere uso de agua suavizada para evitar incrustaciones rápidas en el equipo, aunque de igual manera se realice un lavado y revisión de fugas semanal en el mismo.

## IX. CONCLUSIONES

1. Se seleccionó un intercambiador de calor de placas para optimizar el proceso debido a su facilidad de limpieza, alta eficiencia, poco espacio ocupado y el precio.
2. Se adquirió un intercambiador de calor Alfa Laval de 48 placas con un flujo de 200gpm, con 0.076m de distancia entre placas, 1.16m de largo, 0.4m de ancho y 0.5mm de espesor por placa, que mostró una eficiencia de  $95.43 \pm 0.5\%$ .
3. Se volvió a validar el proceso de enfriamiento de jarabe simple en el intercambiador de calor de tres etapas debido a que se calculó una eficiencia de 96% tanto para la operación con el banco de hielo como para la operación con el intercambiador de calor de placas instalado.
4. Se tuvo un ahorro en consumo de refrigeración de  $41 \pm 1.98\text{TR}$  ya que se calculó un consumo de refrigeración total en la planta de  $1,011 \pm 1.5\text{TR}$  con el banco de hielo y de  $970 \pm 1.3\text{TR}$  con intercambiador de calor de placas, para una capacidad de generación de refrigeración por los compresores de 1,684TR.
5. Se obtuvo un cambio de presión de succión de los compresores de  $20 \pm 0.77\text{psi}$  debido a la presión de operación de los intercambiadores de calor, que representa una disminución energética de  $53.27 \pm 0.34\text{kW}$  de trabajo en los compresores, en la etapa de compresión del ciclo de refrigeración.
6. El porcentaje de ahorro en utilización de compresores fue de 2% que representa  $29 \pm 0.5\text{kW/h}$  menos de consumo de energía eléctrica para un ahorro económico en energía eléctrica proyectado de Q271,005 al año.
7. El análisis financiero del proyecto a cinco años según requerimientos de la planta embotelladora fue favorable, al tener un valor TIR de 90%, un VAN de Q829,442 y un Retorno de la Inversión en 13 meses.
8. Como parte del diseño se calculó un valor  $U_{\text{limpio}}$ ,  $U_{\text{actual}}$  y un  $U_{\text{requerido}}$ , tomando en cuenta un 10% de área en exceso por falla y un 10% de sobrediseño, el  $U_{\text{limpio}}$  fue de  $142,740,274 \pm 15\text{W/m}^2\text{s}$ , el  $U_{\text{actual}}$  de  $129,763,886 \pm 11\text{W/m}^2\text{s}$  y  $U_{\text{requerido}}$  de  $117,967,169 \pm 13\text{W/m}^2\text{s}$ .

## **X. RECOMENDACIONES**

- Se recomienda incluir este nuevo intercambiador de calor en el programa de mantenimiento preventivo de la planta, para poder mantener la eficiencia óptima del equipo en cuanto a transferencia de calor y así evitar pérdidas energéticas.
- Para evitar incrustaciones del equipo se recomienda utilizar agua suavizada y realizar una limpieza del equipo, esto dependiendo por supuesto del tiempo de paro según la programación de la producción de la planta.
- Se recomienda monitorear el funcionamiento y la eficiencia del intercambiador de calor a diario por un mes posterior a su arranque y luego una vez por semana para garantizar y validar el proceso cumpliendo con las normas de calidad que se requieren para la planta de producción.
- Para garantizar el buen funcionamiento del intercambiador se recomienda que por parte de metrología del departamento de calidad se supervise semanalmente la correcta calibración de los equipos de medición de variables del proceso que se instalaron como temperatura y presión.
- Se recomienda llevar un registro de información completo del proceso del que forma parte el nuevo intercambiador para poder comparar y evaluar oportunidades de mejora y disminuir el tiempo en trabajo de campo durante la etapa de obtención de datos como la que se realizó para este proyecto.

## XI. BIBLIOGRAFÍA

1. Çengel, Yunus A., y Michael A. Boles. *Termodinámica*. Cuarta edición. Editorial McGraw Hill. 2003
2. García, Liliana. *Intercambiadores de calor*. 4 de agosto de 2006. Refrigeración Industrial Punto Com, S.A. 2005.  
<http://www.refrigeracionindustrial.com/cgi-bin/RRI.pl?s=a&a=print&id=10>
3. Kern, Donald Q. *Procesos de transferencia de calor*. Compañía Editorial Continental, S.A. de C.V. México. Trigésima primera reimpresión. México, 1999.
4. McCabe Warren L., Julian Smith, Peter Harriott. *Operaciones unitarias en ingeniería química*. Séptima edición. Editorial McGraw Hill. 2007
5. Perry, R. & Green, D. *Manual del Ingeniero Químico*. Edit. McGraw Hill. Sexta edición. México. 1999.
6. Peter, Max S. & Klaus D. Timmerhaus. *Plant Design and Economics for Chemical Engineers*. Fourth Edition. Mc Graw Hill International Editions. 1991.
7. Refrigeración industrial. *El proceso de compresión, tecnología de compresores para refrigeración*. Departamento de Investigación y Desarrollo. Vilter Manufacturing.  
[http://www.refrigeracionindustrial.com/cgi-bin/RRI.pl?s=a&a=1&id=17#SlideFrame\\_2](http://www.refrigeracionindustrial.com/cgi-bin/RRI.pl?s=a&a=1&id=17#SlideFrame_2)

## **XII. APÉNDICE**

### A. Diagrama de equipo

Figura 8. Diagrama de equipo del nuevo intercambiador del calor de placas Alfa Laval

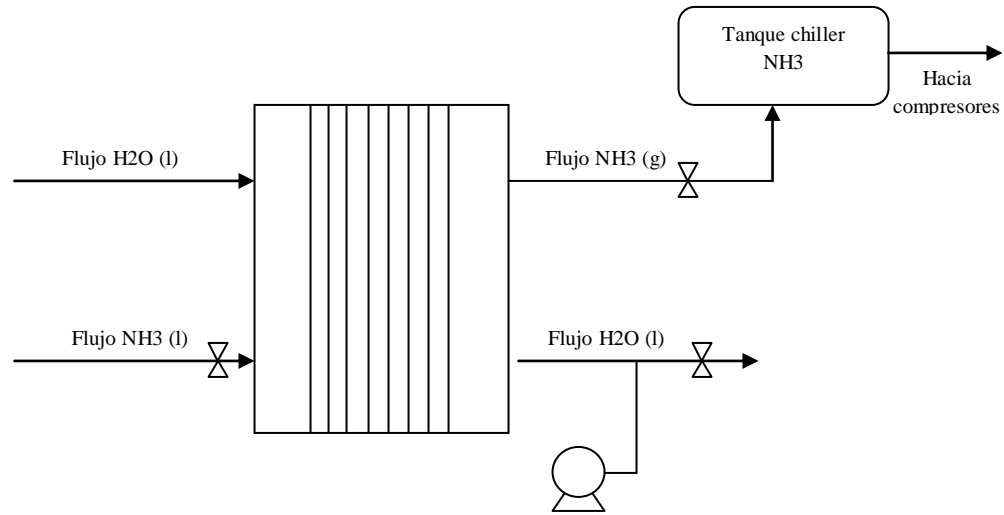
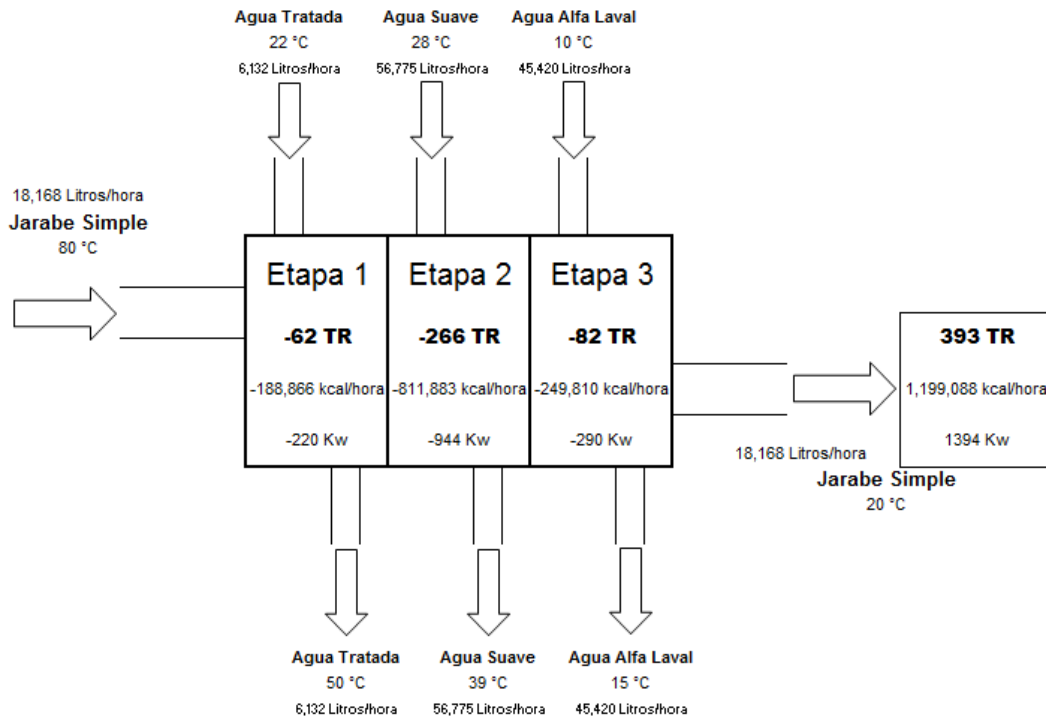


Figura 9. Diagrama de flujo balance de masa y energía del proceso de enfriamiento de jarabe simple para el intercambiador de calor de placas de tres etapas con el nuevo alfa laval en la etapa 3.



## B. Datos de placa

Tabla 6. Datos de placa y características de equipo

Intercambiador de calor de placas	<p>ALFA LAVAL Model 4WP-A2-1          Serial number G2009000505          Drawing 0900505 REV O          Max allowable working pressure          chambers 1 H1 &amp; H3 150psig at 185°F          chambers 2 H2 &amp; H4 250psig at 185°F          Min design metal temp: -20°F,          Test pressure: 195psig          Operating temp max/min: 185°F/0°F          Plattage dim (L) max/min 13-1/4"-13-1/16"          Plattage dim based on QTY/THK: 48/0.5mm</p>
Bomba centrífuga	<p>Cap. 200gpm, Head ft: 125          Motor hp: 10hp, Rpm: 1750          Nominal efficiency 91.7%, P.F: 84%          230/460V, 48/24 AMPS</p>

## C. Datos originales

Tabla 7. Datos de compresores de amoniaco en la planta

Compresor	Capacidad	HP	Voltaje (V)	Corriente I ( $\pm 0.5A$ )	RPM
De tornillo 301	112 ton	125	460	142	3495
Reciprocantes	140 ton	150	230	338	1780
Reciprocantes	140 ton	150	230	338	1780
Reciprocantes	140 ton	150	230	338	1780
Reciprocantes	140 ton	150	230	354	1775
De tornillo 751	250 ton	350	460	385	3560
De tornillo 301	112 ton	125	230	284	3495
De tornillo 901	300 ton	350	460	410	3560
De tornillo	350 ton	400	460	390	3550

Tabla 8: Flujos, temperaturas, calor específico y densidad para los intercambiadores de calor

	m ( $\pm 5$ L/h)	Temp In ( $\pm 0.5^\circ C$ )	Temp Out ( $\pm 0.5^\circ C$ )	CP (kcal/kg $^\circ C$ )	Densidad (kg/L)
Banco de hielo	34,069	20.0	10.0	1	1
Alfa Laval 1	21,300	22.0	6.0	0.939	1.043
Alfa Laval 2	36,000	22.0	8.0	0.939	1.043
Alfa Laval 3	45,000	22.0	10.0	0.939	1.043
Alfa Laval 4	26,140	22.0	6.0	0.939	1.043
Alfa Laval 5	17,040	22.0	3.0	0.939	1.043
Alfa Laval 6	32,400	22.0	10.0	0.939	1.043

Tabla 9: Flujos, temperaturas, calor específico y densidad para el intercambiador de tres etapas

	Producto: Jarabe simple	Etapa 1: Agua tratada	Etapa 2: Agua suave	Etapa 3: Banco de hielo
m ( $\pm 5$ L/h)	18,168	6,132	56,775	34,069
Temp In ( $\pm 0.5$ °C)	80.0	22.0	28.0	10.0
Temp Out (°C)	20.0	50.0	39.0	20.0
CP (kcal/kg °C)	1.0	1.0	1.0	1.0
Densidad (kg/L)	1.0	1.0	1.0	1.0

Tabla 10. Flujo másico en compresores, presión de succión y descarga y entalpías para el amoniaco con el banco de hielo en operación

Flujo másico ( $\pm 0.01$ kg/s):	6.19
Presión de succión ( $\pm 0.5$ psi):	20.0
Entalpía vapor a P1 (kJ/kg)	1432.1
Presión de descarga ( $\pm 0.5$ psi):	150.0
Entalpía vapor a P2 (kJ/kg)	1468.4

Tabla 11: Flujos, temperaturas de entrada y salida, calor específico y densidad el nuevo intercambiador de calor Alfa Laval

m ( $\pm 5$ L/h)	45,420
Temp In ( $\pm 0.5$ °C)	15.0
Temp Out ( $\pm 0.5$ °C)	10.0
CP (kcal/kg °C)	1.0
Densidad (kg/L)	1.0

Tabla 12: Flujos, temperaturas, calor específico y densidad para el intercambiador de tres etapas con el nuevo alfa laval

	Producto: Jarabe simple	Etapa 1: Agua Tratada	Etapa 2: Agua suave	Etapa 3: Nuevo alfa laval
m ( $\pm 5$ L/h)	18,168	6,132	56,775	45,420
Temp In ( $\pm 0.5$ °C)	80	22	26	10
Temp Out ( $\pm 0.5$ °C)	20	50	39	15
CP (kcal/kg °C)	1.0	1.0	1.0	1.0
Densidad (kg/L)	1.0	1.0	1.0	1.0

Tabla 13. Flujo másico en compresores, presión de succión y descarga y entalpías para el amoniaco con el nuevo alfa laval en operación

Flujo másico ( $\pm 0.01$ kg/s):	6.19
Presión de succión ( $\pm 0.5$ psi):	40.0
Entalpía vapor a P1 (kJ/kg)	1440.7
Presión de descarga (0.5psi):	150.0
Entalpía vapor a P2 (kJ/kg)	1468.4

Tabla 14. Datos del intercambiador de calor de placas

Número de placas	48
Distancia entre placas ( $\pm 0.001$ m)	0.076
Largo placa ( $\pm 0.001$ m)	1.16
Ancho de placa ( $\pm 0.001$ m)	0.4
Espesor de placa ( $\pm 0.00005$ m)	0.0005
% Área en exceso por fallo	10
% de sobrediseño	10
k metal interc ( $W/m^2 \cdot K$ )	55
Espesor material (m)	0.0005
$T_w$ ( $^{\circ}C$ )	14
$M_w$	0.001226

Tabla 15. Costos de inversión del equipo, incluyendo su instalación

Equipo	Costo
Intercambiador de calor placas	Q82,000
Bomba	Q28,700
Tanque chiller	Q16,400
Tubería/accesorios	Q57,400
Aislamiento tubería (insulación)	Q24,600
Costo total	Q209,100

#### D. Cálculo de muestra

- **Cálculo de consumo de energía aparente para cada compresor de amoniaco**

$$Potencia = V * I * \sqrt{3} * factor\_potencia$$

Ecuación (1)

Donde V: voltaje, I: corriente, y factor de potencia de uno

Ejemplo, para compresor de tornillo de 125hp:

$$Potencia = 460V * 142A * \sqrt{3} * 1 * 1kW / 1000W$$

$$Potencia = 113 \pm 1.2kW$$

- **Cálculo de consumo de energía real para cada compresor de amoniaco**

$$Potencia = V * I * \sqrt{3} * factor\_potencia$$

Ecuación (2)

Donde V: voltaje, I: corriente, y factor de potencia de 0.85,  
Ejemplo, para compresor de tornillo de 125hp:

$$Potencia = 460V * 142A * \sqrt{3} * 0.85 * 1kW / 1000W$$

$$Potencia = 96 \pm 1.0kW$$

- **Cálculo de consumo de energía del banco de hielo**

$$Q = m * Cp * \rho * \Delta T$$

Ecuación (3)

Donde Q, está dado en kcal/h, m es el caudal en L/h,  $\rho$  es la densidad en kg/L y T es la temperatura en °C,

Ejemplo:

$$Q = 34,069L / \text{min} * 1kcal / kg^{\circ}C * 1kg / L * (20 - 10)^{\circ}C$$

$$Q = 374,755 \pm 15.2kcal / h$$

- **Cálculo conversión de calor en kilocalorías por hora a kilowatts**

$$Q = calor\_en\_kcal / h * factor\_de\_conversión$$

Ecuación (4)

Donde el factor de conversión es  $1kW = 860.42kcal/h$ ,  
Ejemplo, para el consumo de energía del banco de hielo:

$$Q = 374,755kcal / h * \frac{1kw}{860.42kcal / h}$$

$$Q = 436 \pm 2.3kW$$

- **Cálculo conversión de calor en kilowatts por hora a toneladas de refrigeración**

$$Q = \text{calor en kW} * \text{factor de conversión}$$

Ecuación (5)

Donde el factor de conversión es 1TR =3.55kW,

Ejemplo, para el consumo de energía del banco de hielo:

$$Q = 436kW * \frac{1TR}{3.55kW}$$

$$Q = 123 \pm 1.1TR$$

- **Cálculo diferencial de presión para trabajo de entrada en compresores de amoniaco**

$$\Delta P = P_{descarga} - P_{succión}$$

Ecuación (6)

Donde la presión de descarga es la presión a la que sale el refrigerante como vapor del compresor en psi, y la presión de succión es la presión a la que retorna en el mismo estado en psi

Ejemplo, para la situación en demanda con el banco de hielo en operación:

$$\Delta P = 150psi - 40psi$$

$$\Delta P = 110 \pm 0.77psi$$

- **Cálculo del trabajo de entrada para los compresores de amoniaco**

$$W_{en} = \dot{m} * \Delta H$$

Ecuación (7)

Donde  $W_{en}$  está dado en kW,  $\dot{m}$  es el flujo másico en kg/s, y  $\Delta H$  es el cambio de entalpía del refrigerante en base a tablas de vapor de amoniaco

Ejemplo, para el trabajo de entrada con el banco de hielo en operación:

$$W_{en} = 6.19kg/s * (14684 - 1432.1)kJ/kg$$

$$W_{en} = 225 \pm 0.25kW$$

- **Cálculo calor total del flujo frío en el intercambiador de tres etapas**

$$Q = Q_{etapa1} + Q_{etapa2} + Q_{etapa3}$$

Ecuación (8)

Donde  $Q_{etapa1}$  se refiere al calor del flujo de agua tratada,  $Q_{etapa2}$  se refiere al calor del flujo de agua suave, y  $Q_{etapa3}$  se refiere al calor del flujo del banco de hielo

Ejemplo, con la operación del banco de hielo:

$$Q = (-62 - 225 - 123)TR \quad Q = -410 \pm 2.1TR$$

- **Cálculo de eficiencia en transferencia de calor para el intercambiador de calor de tres etapas que enfría jarabe simple**

$$Eficiencia = \frac{calor\_flujo\_caliente}{|calor\_total\_flujo\_frío|} * 100 \quad \text{Ecuación (9)}$$

Donde la eficiencia se refiere a la eficiencia del proceso de transferencia de calor, con calor flujo caliente que es el jarabe simple y calor total flujo frío como el calor en las tres etapas,

Ejemplo, con la operación del banco de hielo:

$$Eficiencia = \frac{393TR}{|-410TR|} * 100$$

$$Eficiencia = 96.0 \pm 0.05\%$$

- **Cálculo de porcentaje de utilización de compresores en base a la demanda de energía de refrigeración y la generación por parte de los compresores según su capacidad**

$$\%utilización\_compresores = \frac{Q_T\_demanda\_refrigeración}{Q_T\_generación\_refrigeración} * 100 \quad \text{Ecuación (10)}$$

Donde el porcentaje de utilización se refiere a la utilización de compresores, en base a la demanda total de refrigeración como la suma total del calor en los intercambiadores de calor y la generación de calor de refrigeración en base a la capacidad de los compresores,

Ejemplo, con la operación del banco de hielo en la demanda de refrigeración:

$$\%utilización\_compresores = \frac{1011TR}{1684TR} * 100$$

$$\%utilización\_compresores = 60\%$$

- **Cálculo de ahorro en utilización de compresores por sustitución del banco de hielo por un intercambiador de placas**

$$\%ahorro\_utilización\_compresores = \%uso\_compresores\_inicial - final \quad \text{Ecuación (11)}$$

Donde el porcentaje de ahorro en utilización de compresores se refiere a la diferencia en utilización de compresores con el banco de hielo y con el nuevo intercambiador de calor,

Ejemplo:

$$\%ahorro\_utilización\_compresores = 60\% - 58\%$$

$$\%ahorro\_utilización\_compresores = 2\%$$

- **Cálculo de ahorro en energía eléctrica en base a porcentaje de utilización de compresores de amoníaco y consumo de energía eléctrica de los mismos**

$$Ahorro_{EE} = P_T_{compresores} * \%ahorro_{utilización_{compresores}}$$

Ecuación 12

Donde el ahorro en energía eléctrica está dada en kW, y la potencia total de los compresores es la suma de la potencia en kW según la capacidad de cada compresor y su consumo energético

Ejemplo:

$$Ahorro_{EE} = 1194kW * 0.2$$

$$Ahorro_{EE} = 238.8kW$$

- **Ahorro por hora debido al disminución en energía eléctrica en compresores de amoníaco**

$$Ahorro/h = Ahorro_{EE} * costo_{energía}$$

Ecuación (13)

Donde se toma un valor de costo de energía eléctrica promedio, para calcular el ahorro y con una tasa de cambio de Q8.3 por 1 dólar,

Ejemplo:

$$Ahorro/h = 238.8kW * \$0.15$$

$$Ahorro/h = \$35.82/h$$

- **Ahorro mensual debido al disminución en energía eléctrica en compresores de amoníaco**

$$Ahorro = Ahorro/h * 24h * 26días * tasa_{cambio}$$

Ecuación (14)

Donde se toma un valor de costo de energía eléctrica promedio, para calcular el ahorro

Ejemplo:

$$Ahorro = \$35.82/h * 24h * 26días * Q8.13/\$$$

$$Ahorro = Q22,539/mes$$

- **Cálculo estimado de la distancia entre placas para el nuevo intercambiador de placas**

$$b = ancho_{total_{placas}} - (total_{placas} * ancho_{placa})$$

Ecuación (15)

Donde el ancho total placas se refiera a la distancia total en ancho que cubren las placas

Ejemplo:

$$b = 0.1m - 48placas * 0.0005m/placa$$

$$b = 0.076 \pm 0.0001m$$

- **Cálculo del diámetro equivalente para el nuevo intercambiador de calor de placas**

$$D_H = \frac{4wb}{2w+2b} \quad \text{Ecuación (16)}$$

Donde w es el ancho de placa, y b la distancia entre placas

Ejemplo:

$$D_H = \frac{4 * 0.4m * 0.076m}{2 * 0.4m + 2 * 0.076m}$$

$$D_H = 0.128 \pm 0.0001m$$

- **Cálculo del flux másico G**

$$G = \frac{\dot{m}}{A} \quad \text{Ecuación (17)}$$

Donde m es el flujo másico, y A el área de transferencia de calor,

Ejemplo, para el flujo del fluido caliente en el intercambiador de calor:

$$G = \frac{12.99kg/s}{(1.16m * 0.4m * 48placas)}$$

$$G = 0.583 \pm 0.032kg/m^2.s$$

- **Cálculo del coeficiente de transferencia de calor para el intercambiador de placas**

$$h_o = 0.37 \left( \frac{D_H G}{\mu} \right)^{0.67} \left( \frac{C_p \mu}{k} \right)^{0.33} \quad \text{Ecuación (18)}$$

Donde  $\mu$  es la viscosidad del fluido y k la conductividad del fluido,

Ejemplo, para el flujo del fluido caliente en el intercambiador de calor con propiedades a la  $T_{ML}$ :

$$h_o = 0.37 \left( \frac{0.128m * 0.5834kg/m^2.s}{0.001226kg/m \cdot s} \right)^{0.67} \left( \frac{4,189J/kg \cdot k * 0.001226kg/m \cdot s}{0.5910W/m \cdot k} \right)^{0.33}$$

$$h_o = 11.92 \pm 0.05$$

\*Se realiza el mismo cálculo para el fluido frío, para lo cual el coeficiente de transferencia se denomina  $h_i$ .

- **Cálculo de eficiencia del intercambiador de calor de placas**

$$E = \frac{\dot{m}C_p h_o (T_{c2} - T_{c1})}{\dot{m}C_p h_i (T_{f2} - T_{f1})} \quad \text{Ecuación (19)}$$

Donde  $T_{c2}$  es la temperatura del fluido caliente a la salida, y  $T_{f2}$  es la temperatura de salida del fluido frío,

Ejemplo:

$$E = \frac{12.99 \text{ kg/s} * 11.92 \text{ W/m}^2 \cdot \text{s} * 4,189 \text{ J/kg} * (15 - 10)^\circ \text{C}}{6.19 \text{ kg/s} * 11.93 \text{ W/m}^2 \cdot \text{s} * 4,605 \text{ J/kg} * (7 - (-3))^\circ \text{C}}$$

$$E = 95.43 \pm 0.05\%$$

- **Cálculo de coeficiente de transferencia de calor limpio**

$$U_{\text{limpio}} = h_o + \frac{A_{ML}}{A_E} * \frac{k_{\text{metal}}}{\text{espesor}_{\text{metal}}} + \frac{A_{ML}}{A_E} * h_i \quad \text{Ecuación (20)}$$

Donde  $A_{ML}$  es el área media logarítmica y  $A_E$  es el área exterior de placas

Ejemplo:

$$U_{\text{limpio}} = 11.92 + \frac{2.367 \text{ m}}{0.002 \text{ m}} * \frac{55 \text{ W/m}^2 \cdot \text{s}}{0.0005 \text{ m}} + 11.93 * \frac{2.367 \text{ m}}{0.002 \text{ m}}$$

$$U_{\text{limpio}} = 142,740,274 \pm 15 \text{ W/m}^2 \cdot \text{s}$$

- **Cálculo de coeficiente de transferencia de calor actual**

$$U_{\text{actual}} = \frac{U_{\text{limpio}}}{(\% \text{ area\_exceso} / 100 + 1)} \quad \text{Ecuación (21)}$$

Donde  $A_{ML}$  es el área media logarítmica y  $A_E$  es el área exterior de placas

Ejemplo:

$$U_{\text{actual}} = \frac{142,740,274 \text{ W/m}^2 \cdot \text{s}}{(10\% / 100 + 1)}$$

$$U_{\text{actual}} = 129,763,886 \pm 11 \text{ W/m}^2 \cdot \text{s}$$

- **Cálculo de coeficiente de transferencia de calor requerido**

$$U_{\text{requerido}} = \frac{U_{\text{actual}}}{(\% \text{ sobrediseño} / 100 + 1)} \quad \text{Ecuación (22)}$$

Donde  $A_{ML}$  es el área media logarítmica y  $A_E$  es el área exterior de placas

Ejemplo:

$$U_{\text{requerido}} = \frac{129,763,886 \text{ W/m}^2 \cdot \text{s}}{(10\% / 100 + 1)}$$

$$U_{\text{requerido}} = 117,967,169 \pm 13 \text{ W/m}^2 \cdot \text{s}$$

## E. Análisis de error

### 1. Propagación de error

#### a . Incertidumbres para sumas y restas

$$s_y = \sqrt{s_a^2 + s_b^2 + \dots + s_n^2} \quad \text{Ecuación (23)}$$

Ejemplo, para la suma de potencia real en energía eléctrica consumida por los compresores en total de la planta:

$$s_y = \sqrt{(1.0^2 + 1.0^2 + 1.2^2 + 1.2^2 + 1.2^2 + 1.3^2 + 1.5^2 + 1.5^2 + 1.5^2)}$$

$$s_y = 3.84$$

#### b . Incertidumbre para multiplicaciones y divisiones

$$s_y = y \sqrt{\left(\frac{s_a}{a}\right)^2 + \left(\frac{s_b}{b}\right)^2 + \dots + \left(\frac{s_n}{n}\right)^2} \quad \text{Ecuación (24)}$$

Ejemplo, para el cálculo del flux másico del fluido caliente a partir del diámetro exterior y el flujo másico:

$$s_y = 0.583 \sqrt{\left(\frac{0.01}{12.99}\right)^2 + \left(\frac{0.0001}{0.02}\right)^2}$$

$$s_y = 0.032$$

## F. Datos calculados

Tabla 16. Cálculo de generación de energía y consumo de energía eléctrica por parte de compresores trabajando según capacidad en la planta

Compresor	Capacidad	REAL	APARENTE
De tornillo 301	112 ton	96 ±1.0kW	113 ±1.2kW
Reciprocantes	140 ton	114 ±1.2kW	135 ±1.3kW
Reciprocantes	140 ton	114 ±1.2kW	135 ±1.3kW
Reciprocantes	140 ton	114 ±1.2kW	135 ±1.3kW
Reciprocantes	140 ton	120 ±1.3kW	141 ±1.4kW
De tornillo 751	250 ton	261 ±1.5kW	307 ±1.5kW
De tornillo 301	112 ton	96 ±1.0kW	113 ±1.2kW
De tornillo 901	300 ton	278 ±1.5kW	327 ±1.5kW
De tornillo	350 ton	264 ±1.5kW	311 ±1.5kW
<b>TOTAL</b>	<b>1684 ton</b>	<b>1194 ±3.84kW</b>	<b>1715 ±4.25kW</b>

Tabla 17. Consumos de energía de refrigeración para cada intercambiador de calor

	Q (kcal/h)	Q (TR)	Q (kW)
Banco de hielo	374,755±15.2	123±1.1	436±2.3
Alfa laval 1	367,271±15.2	120±1.1	427±2.1
Alfa Laval 2	543,148±16.4	178±1.3	631±2.6
Alfa laval 3	581,944±16.7	191±1.4	677±2.7
Alfa Laval 4	450,726±15.8	148±1.2	524±2.5
Alfa Laval 5	348,908±14.5	114±1.1	406±2.1
Alfa Laval 6	419,000±15.4	137±1.2	487±2.3
<b>TOTAL</b>	<b>3,085,752±35.1</b>	<b>1,011±13.2</b>	<b>3,588±23.2</b>

Tabla 18. Consumos de energía de refrigeración para cada el nuevo alfa laval

	Q (kcal/h)	Q (TR)	Q (kW)
Nuevo alfa laval	249,810±11.0	82±0.9	290±1.8

Tabla 19. Diferencia en presión de succión y descarga y cálculo de trabajo de entrada en compresores para la utilización del banco de hielo y el nuevo alfa laval

	Banco de hielo	Nuevo alfa laval
Δ P (psi)	130	110
Wen (kW)	363±0.25	277±0.23

Tabla 20. Consumo de energía de refrigeración para el intercambiador de tres etapas con el banco de hielo en operación

	Jarabe simple	Etapa 1	Etapa 2	Etapa 3
Q (TR)	393±2.2	-62±0.2	-225±1.9	-123±1.1
Q (kcal/h)	1,199,088±25.2	-188,866±15.2	-686,978±15.2	-374,759±15.2
Q (kW)	1394±17.4	-220±1.9	-799±4.4	-436±2.5

Tabla 21. Consumo de energía de refrigeración para el intercambiador de tres etapas con el nuevo alfa laval en operación

	Jarabe simple	Etapa 1	Etapa 2	Etapa 3
Q (TR)	393±2.2	-62±0.2	-266±2.0	-82±0.6
Q (kcal/h)	1,199,088±25.2	-188,866±15.2	-811,883±18.0	-249,810±1.1
Q (kW)	1394±17.4	-220±1.9	-944±4.9	-290±2.1

Tabla 22. Consumos de energía para flujo frío y flujo caliente y eficiencia para banco de hielo y nuevo alfa laval

	Banco de hielo	Alfa laval
Calor flujo frío (TR)	-410±2.1	-410±2.1
Calor flujo caliente (TR)	393±2.0	393±2.0
Eficiencia	96%	96%

Tabla 23. Cálculo de ahorros en energía eléctrica

Energía eléctrica ahorrada	29 ±0.5kW/h
precio energía	\$ 0.15
Tasa de cambio	Q 8.30 /\$
Ahorro en energía eléctrica	\$ 4.35/h

Tabla 24. Depreciación smarc del equipo, del año 1 al 5

0	1	2	3	4	5
Costo inicial	10.00%	18.00%	14.40%	11.52%	9.22%
Q209,100	Q20,910	Q37,638	Q30,110	Q24,088	Q19,279

Tabla 25. Valores del flujo de caja para evaluación financiera, año 1 al 5

Año	0	1	2	3	4	5
Ingresos por ahorro		Q271,005	Q271,005	Q271,005	Q271,005	Q271,005
Costos fijos (manto)		Q4,182	Q4,182	Q4,182	Q4,182	Q4,182
Depreciación		-Q20,910	-Q37,638	-Q30,110	-Q24,088	-Q19,279
Utilidad bruta		Q245,913	Q229,185	Q236,713	Q242,735	Q247,544
Impuestos (31%)		-Q76,233	-Q71,047	-Q73,381	-Q75,248	-Q76,739
Utilidad neta		Q169,680	Q158,138	Q163,332	Q167,487	Q170,805
Depreciación		Q20,910	Q37,638	Q30,110	Q24,088	Q19,279
Valor de rescate						
Inversión inicial	-Q209,100					
Total	-Q209,100	Q190,590	Q195,776	Q193,442	Q191,575	Q267,159

Tabla 26. Datos calculados para la eficiencia del nuevo intercambiador de calor de placas

Diámetro Equivalente ( $\pm 0.0005\text{m}$ )	0.128
Área interior ( $\pm 0.001\text{m}^2$ )	22.272
Área exterior ( $\pm 0.0001\text{m}^2$ )	0.002
m frío ( $\pm 0.01\text{kg/s}$ )	6.19
m caliente ( $\pm 0.01\text{kg/s}$ )	12.994
G frío ( $\pm 0.015\text{kg/m}^2\cdot\text{s}$ )	0.278
G caliente ( $\pm 0.032\text{kg/m}^2\cdot\text{s}$ )	0.583
Área media log	2.367