

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA

FACULTAD DE INGENIERÍA

“MEJORAMIENTO DEL PROCESO DE FABRICACIÓN DEL HIELO EN UNA FÁBRICA DE HIELO EN GUATEMALA”

MANOLA LLARENA MENDOZA

GUATEMALA

2006

**“MEJORAMIENTO DEL PROCESO DE FABRICACIÓN DEL
HIELO EN UNA FÁBRICA DE HIELO EN GUATEMALA”**

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA

FACULTAD DE INGENIERÍA

“MEJORAMIENTO DEL PROCESO DE FABRICACIÓN DEL HIELO EN UNA FÁBRICA DE HIELO EN GUATEMALA”

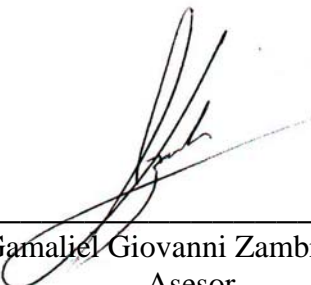
MANOLA LLARENA MENDOZA

TRABAJO DE GRADUACIÓN PRESENTADO PARA OPTAR AL GRADO
ACADÉMICO DE LICENCIATURA EN
INGENIERÍA QUÍMICA

GUATEMALA

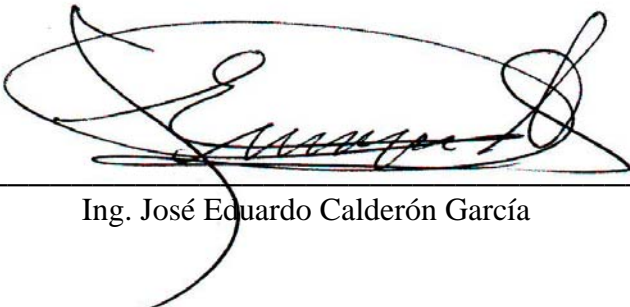
2006

Vo. Bo.:

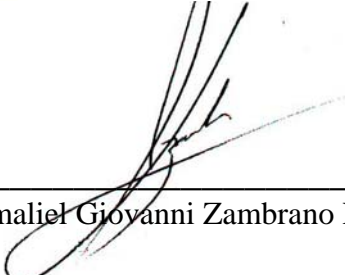


Ing. Gamaliel Giovanni Zambrano Ruano
Asesor

Tribunal:



Ing. José Eduardo Calderón García



Ing. Gamaliel Giovanni Zambrano Ruano



Ing. Jorge Luis Muñoz Monroy

Fecha de aprobación: 01 de diciembre de 2006

A Diosito y la Virgencita

Y al amor de mi vida... Jose

PREFACIO

Este trabajo de graduación lo comencé cuando, en la fábrica de hielo a tratarse, me comentaron que uno de los problemas que tiene es que el producto final no sale como ellos lo desean. Fui a conocer la fábrica, las máquinas que utilizan, me explicaron cómo es el funcionamiento de éstas, qué refrigerante utilizan y me llamó la atención el proceso.

Para ese momento pensé que me gustaría conocer más sobre el proceso y funcionamiento por lo que decidí tomarlo para tema de mi trabajo de graduación.

Comencé a familiarizarme con la fábrica; fui a conocer mejor las máquinas, a buscar información de éstas en libros y en Internet, tomé la tabla de información de las máquinas y observé el comportamiento de la temperatura y presión durante un ciclo completo de refrigeración.

Decidí cuál iba a ser la metodología a seguir, por lo que por espacio de cinco semanas estuve monitoreando las temperaturas tanto del hielo como del ambiente. Observé cómo se obtenía el hielo a distintas horas del día para ver la influencia de la temperatura en la presentación final de éste. Una de las limitaciones con las que me topé era que algunos días cuando llegaba a tomar la temperatura, todavía no se había formado el hielo por lo que tenía que regresar más tarde o esperar a que terminara el ciclo de la máquina. Otra limitación fue que algunas de las veces que necesitaba ir a ver cómo estaba quedando el producto final ya en las bolsas, algunas veces el cuarto de almacenamiento no tenía producto debido a la demanda de hielo para enfriar para vender con el que cuenta la fábrica.

Ya después de tener tabuladas las temperaturas que tomé durante las cinco semanas, opté por reducir mis posibles soluciones a tres. De estas tres, la última era la más factible, tanto técnica como económicamente. Con esto ya pensado, investigué sobre aislantes y conseguí información de precios y de presentaciones. Fue un poco difícil conseguir información del aislante Neopreno que fue con el que decidí.

Quiero aprovechar para agradecer a todas las personas que estuvieron involucradas en la realización y finalización de este trabajo de graduación.

Primero agradezco a Dios con todo mi corazón, Quien me permitió llevarlo a cabo y me dio las fuerzas necesarias para terminarlo y seguir adelante después de todos los desvelos.

También a mis papás, Iván y Carolina y mis hermanos, la Xim y el Gunch quienes me brindaron su apoyo incondicional en todo momento a toda hora; los quiero muchísimo.

A José Rodolfo Muñoz Arias, por ser mi mejor amigo y mi novio, por ser mi mejor incentivo para terminar este trabajo de graduación, por todas sus palabras de motivación en los momentos difíciles y de cansancio y por ser quien siempre estuvo allí para motivarme y no dejarme desfallecer.

A mi asesor el ingeniero Gamaliel Zambrano, por todos sus consejos y todas las veces que me esperó y asesoró en todo aspecto.

Al ingeniero Jorge Muñoz por su ayuda a la hora de realizar el análisis económico.

A todos mis compañeros de trabajo en Cervecería por todas las veces que me acompañaron a tomar los datos de las temperaturas y las mediciones necesarias; también a los ingenieros César Martínez, Fabiola Grijalva, Rafael Lizama y Aroldo Maldonado, quienes siempre estuvieron dispuestos a brindar una ayuda.

Y muy especial a todos mis amigos, por su gran motivación a toda hora para seguir adelante, tanto a mis compañeros de clase como a todos los demás que en todo momento mostraron interés y apoyo.

RESUMEN

El propósito de este trabajo de graduación es el de plantear una solución para el mejoramiento de la calidad y presentación del producto final de una fábrica de hielo en Guatemala. Esto, debido a que en una de las etapas de la fabricación de hielo, dado que no se cuenta con las condiciones de operación necesarias en los conductos transportadores de hielo para mantener las condiciones necesarias de trabajo, el hielo tiende a ir acompañado de agua de proceso la cual aparece al no mantener una temperatura adecuada.

Después de una serie de estudios por espacio de varias semanas de la variable más influyente, la temperatura se dedujo que se debía trabajar en una solución que se implementara en el conducto con el tornillo sin fin el cual transporta el hielo hasta la tolva receptora. Se plantearon distintas soluciones de las cuales la que se escogió debido a que cumplía con ambos factores, técnico y económico fue la de la aislar el conducto transportador del hielo.

Se realizaron los cálculos necesarios con todos los datos que se recolectaron de temperatura, materiales y grosores de pared del conducto y las opciones de aislante Neopreno en el mercado y se llevó a cabo un análisis de Diseño Económico Óptimo del cual se observó que el grosor óptimo de aislante para las condiciones de trabajo estipuladas era de 1.17 cm. Con esto se decidió que la mejor opción de aislante es la de Neopreno de Alta Especificación en presentación de placas de 1 m x 1 m de 1.2700 cm (± 0.001) de grosor. Se necesitan 8 placas para poder cubrir el área a aislar que es de 7.1066 m^2 (± 0.01) y con base a los datos de precio para este aislante y los datos de ingresos y egresos tanto actuales como con el aislante colocado, se realizó un análisis económico el cual demostró que el proyecto sí es rentable.

ABSTRACT

The principal purpose of this graduation work was to give a solution to improve the quality and presentation of the final product of an ice industry in Guatemala. In one of the steps in the ice fabrication, because the conduit which transports the ice to the receptor chute it doesn't work under the necessary temperature operation conditions, the ice comes with water from the process.

After a series of studies of the most influential variable for a few weeks, the temperature, it deduced that the solution to formulate was to make an adjustment to the whole transport conduit. A few solutions were planned but only one was selected after the technical and economical analysis was done; this solution was to isolate the conduit.

Some calculations were done with the different temperatures, materials and thickness from the wall of the conduit and the different insulating options of Neoprene were collected and an Optimum Design and Design Strategy analysis was developed to obtain the optimum insulating thickness to use. The answer was a thickness of 1.17 cm; the best insulating option was 8 plates of High Grade Neoprene of dimensions of 1 m x 1 m and 1.27 cm (± 0.001) of thickness. The total area to be insulated is of 7.1066 m^2 (± 0.01). The economical analysis showed that the project is profitable.

ÍNDICE

	Página
PREFACIO	viii
RESUMEN	x
ABSTRACT	xi
INDICE DE TABLAS.....	xiii
INDICE DE FIGURAS Y GRÁFICAS.....	xiv
Capítulos	
I. INTRODUCCIÓN	1
II. ANTECEDENTES	2
A. PRINCIPIOS DE REFRIGERACIÓN.....	2
B. CICLO DE REFRIGERACIÓN.....	3
C. AISLANTE NEOPRENO.....	14
III. JUSTIFICACIÓN	15
IV. OBJETIVOS	16
A. GENERALES	16
B. ESPECÍFICOS	16
V. PROBLEMA A RESOLVER.....	17
VI. METODOLOGÍA.....	18
A. PRIMERA ETAPA.....	18
B. MONITOREO DE VARIABLES DE OPERACIÓN	18
C. EVALUACIÓN DE DATOS OBTENIDOS Y PLANTEACIÓN DE SOLUCIONES.....	18
D. PRESENTACIÓN FINAL (SOLUCIÓN Y ANÁLISIS ECONÓMICO).....	18
VII. RESULTADOS	19
VIII. DISCUSIÓN.....	21
IX. CONCLUSIONES	25
X. RECOMENDACIONES.....	26
XI. BIBLIOGRAFÍA	27
XII. APÉNDICE	28
A. DATOS ORIGINALES.....	28
B. CÁLCULOS REALIZADOS.....	33
C. DATOS CALCULADOS	37

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla No. 1. Especificaciones del aislante a utilizar y dimensiones y área a aislar.....	20
Tabla No. 2. Análisis económico.....	20
Tabla No. 3. Temperaturas medidas.....	28
Tabla No. 4. Presentaciones de hule Aislante Neopreno en placas, tipo Alta Especificación, Grupo Everest.....	32
Tabla No. 5. Diferencias de temperaturas.....	37
Tabla No. 6. Calor por convección.....	38
Tabla No. 7. Calor por conducción.....	38
Tabla No. 8. Ingresos sin aislante, mensual.....	40
Tabla No. 9. Egresos sin aislante, mensual.....	40
Tabla No. 10. Ingresos con aislante, mensual.....	40
Tabla No. 11. Egresos con aislante, mensual.....	40
Tabla No. 12. Flujo de caja actual, mensual.....	41
Tabla No. 13. Flujo de caja con el aislante, mensual.....	41
Tabla No. 14. Balance de masa sin aislante, mensual.....	42
Tabla No. 15. Balance de masa con aislante, mensual.....	42

ÍNDICE DE FIGURAS Y GRÁFICAS

Figura 1. Diagrama esquemático de un sistema simple de refrigeración.....	3
Figura 2. Compresor vertical simple.....	7
Figura 3. Comportamiento del gas bajo presión.....	8
Figura 4. Esquema vista planta de las máquinas de la fábrica de hielo.....	21
Figura 5. Detalle del aislante ya instalado en el conducto transportador de la máquina de hielo.....	21
Gráfica No. 1. Temperaturas	29
Gráfica No. 2. Temperaturas en la mañana.....	30
Gráfica No. 3. Temperaturas al medio día.....	31
Gráfica No. 4. Grosor aislante vrs. costos.....	39

I. INTRODUCCIÓN

En una fábrica de hielo de Guatemala, se cuenta con cinco máquinas para hacer hielo, marca Vogt Ice. En el proceso de obtención de su producto, a través del contacto de los tubos que tienen el agua previamente tratada con el refrigerante (gas freón), se logra la transferencia de energía necesaria para enfriar esta agua lo suficiente para lograr su congelamiento. El sistema de desprendimiento de estos tubos de hielo es a través de una descarga de gas caliente hacia éstos, logrando un leve descongelamiento en las paredes del hielo que se encuentran en contacto con los tubos, provocando que estos se desprendan. Por su propio peso, los tubos de hielo caen y la cortadora los segmenta en cilindros más pequeños obteniendo así el hielo del tamaño final.

Es en esta etapa de la fabricación del hielo es donde inicia la presencia de agua de condensación la cual es el problema más significativo en la presentación final del éste. Este trabajo tiene por objeto encontrar una solución viable después de estudiar las condiciones de ambiente y de manejo del hielo, la cual pueda disminuir o eliminar la presencia de esta agua para mejorar la calidad de presentación final del hielo. Esto se hará partiendo de tomar las temperaturas del ambiente a dos distintas horas del día por espacio de cinco semanas para poder evaluar el efecto de éstas en la calidad del hielo. El diseño y presentación de esta solución, irá acompañada de un estudio económico que evalúe el retorno del capital invertido en la implementación de la solución planteada.

II. ANTECEDENTES

A. PRINCIPIOS DE REFRIGERACIÓN

La refrigeración puede definirse como el proceso de remover el calor de una sustancia. La Sociedad Americana de Ingenieros de Refrigeración la define como «la ciencia que provee y mantiene temperaturas por debajo de las de la atmósfera circundante». Si vemos esta definición, podríamos decir que se implica el desarrollo de gradientes de temperatura más que establecer un cierto nivel de temperatura dado (Gunther, 1969, p 3).

La ciencia de la refrigeración utiliza distintos métodos para poder lograr este gradiente de temperatura; desde los más simples como los que se emplean en el radiador de un carro, hasta los más complicados en las industrias de fabricación de helados o los sistemas de enfriamiento de aire en teatros, auditorios, plantas a nivel industrial, etc (Gunther, 1969, p 4).

Pueden nombrarse dos métodos de transferencia de calor en refrigeración: el directo y el indirecto. En el *directo*, se expone un objeto frío a la presencia de un objeto caliente y ya que el calor siempre fluye de un cuerpo caliente a uno más frío, ocurre el intercambio de calor, y se logra el diferencial de temperatura. Si se quisiera mencionar un ejemplo de transferencia de calor *indirecta*, puede mencionarse una hielera, en la cual ya actúa un tercer elemento. Se coloca hielo en el compartimiento superior el cual absorbe el calor del aire atrapado y reduce la temperatura. Esto enfría el aire, volviéndolo más pesado por lo que lo obliga a descender, hacia el compartimiento donde se encuentra la comida. Con esto, fuerza al aire templado más liviano a moverse hacia arriba, estableciendo un movimiento circulatorio dentro de la hielera. La corriente de aire enfriado circula desde arriba hacia abajo pasa recogiendo el calor de la comida en el compartimiento inferior. Conforme su temperatura aumenta, se torna más liviano y vuelve a subir hacia el compartimiento del hielo, entregándole su calor a éste. Esta circulación se mantiene hasta que el hielo se derrite. Una primera transferencia de calor ocurre de la comida hacia el aire y una segunda del aire caliente del compartimiento inferior cuando entra en contacto con el hielo. Sin embargo, el calor de la comida es transferido hacia el hielo a través del aire (Gunther, 1969, p 4).

Los propósitos de la refrigeración son tres: reducir la temperatura de una sustancia (llamado el “acto de enfriamiento”); la transformación de una sustancia de un estado físico a otro (por ejemplo, el agua en hielo) y el de mantener sustancias en un cierto estado (como la preservación de la comida o el almacenamiento del hielo) (Gunther, 1969, p 5). Para fines de este trabajo, nos enfocaremos en los dos últimos.

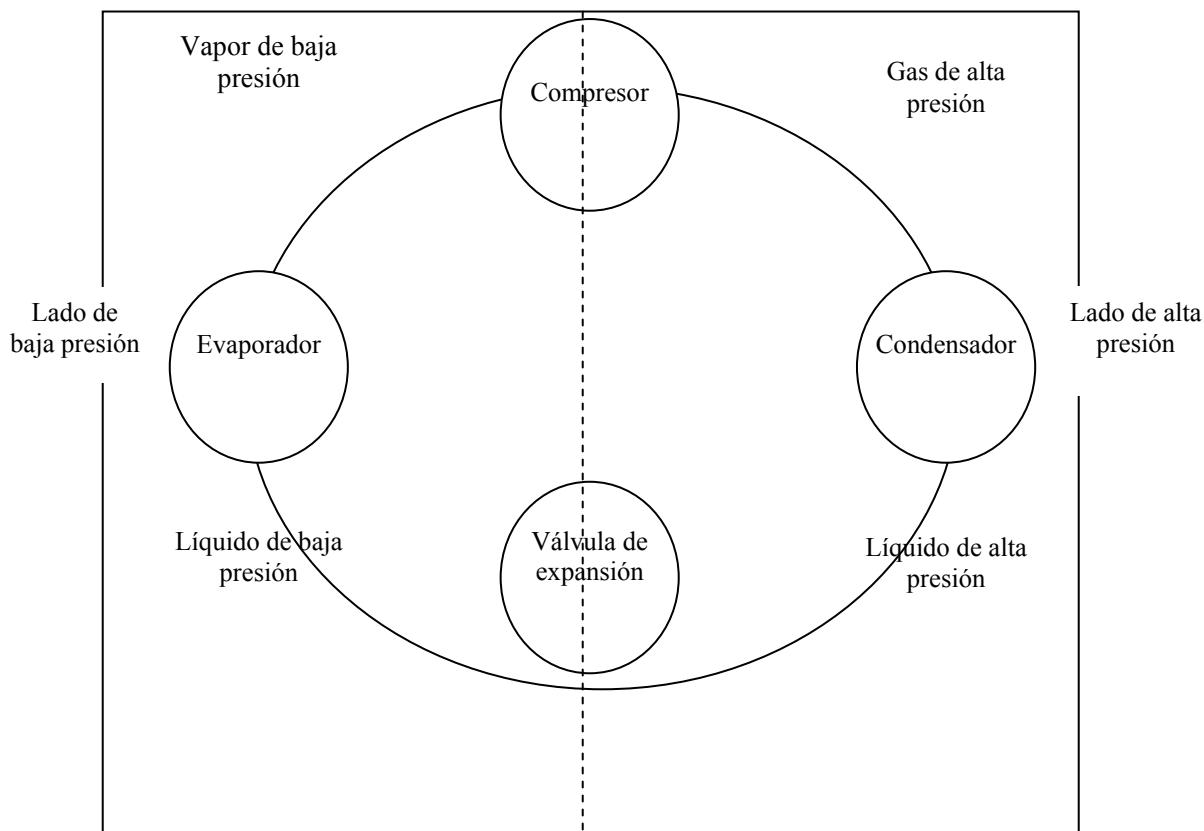


Figura 1. Diagrama esquemático de un sistema simple de refrigeración

B. CICLO DE REFRIGERACIÓN

El ciclo de refrigeración mecánico, es diseñado para proveer un método para la continua recuperación y re-uso de una carga inicial de refrigerante después de completado cada ciclo (Gunther, 1969, p 183).

Un sistema de refrigeración simple podría volverse una operación muy costosa si no se recuperara el refrigerante utilizado para re-usarlo y se dejara que el gas se escapara a la atmósfera. Este método de reproducción de refrigeración exigiría un continuo reemplazo del refrigerante para poder mantener las temperaturas requeridas. Es el equipo requerido para almacenar y evaporar el líquido, recuperar el gas después de que se realiza la evaporación y prepararse para su re-uso el que constituye el sistema de refrigeración mecánica (Perry, 2004, p. 11-76).

En otras palabras el sistema de refrigeración «*es un sistema de equipo y tuberías de aire comprimido construido de tal manera que permite una cantidad de flujo controlada (refrigerante) fluir de un paso necesario a otro bajo determinadas presiones con el propósito de absorber energía térmica en la zona de bajas presiones (evaporador) provocando la evaporación del líquido, y disipando esa energía en una zona de altas presiones*

provocando la condensación (condensador). Está diseñado de tal manera que la preparación del fluido para repeticiones subsecuentes de este ciclo se puedan realiza»r. (Gunther, 1969, p 183)

Si se parte de esta definición pueden distinguirse que se requieren cuatro pasos principales para completar el ciclo de la refrigeración mecánica: evaporación, compresión, condensación y reducción de presión. Para poder facilitar este estudio, a continuación se listarán algunas de las leyes, principios y términos relacionados a cada uno de los pasos (Gunther, 1969, p 183).

1. EVAPORACIÓN

a. **Equipo.** El primer paso en el ciclo de refrigeración es la evaporación del líquido refrigerante. Es durante esta fase que se realiza el trabajo de refrigeración. El equipo que forma parte del sistema completo y en el cual se lleva a cabo la evaporación se llama evaporador. Es el evaporador el que queda expuesto al área o sustancia que se está refrigerando y que es el elemento de enfriamiento del sistema (Stoecker, 1982, p.236).

b. **Funciones del evaporador.** Para poder causar un descenso en la temperatura de un cuerpo, debe removerse energía térmica de éste. Esta energía una vez removida no se pierde al ambiente, ésta es absorbida por algún cuerpo u objeto que se encuentre a su alrededor causando un cambio en la energía interna de éste, proporcional a la cantidad de energía térmica absorbida. Es por esto mismo que se establece la regla: *«la energía perdida es igual a la energía absorbida o ganada»* (Gunther, 1969, p 184).

El evaporador del sistema de refrigeración está designado para efectuar un flujo de calor desde el área o la sustancia la cual está siendo expuesta, a un fluido intermedio (refrigerante) forzado a través del evaporador. El medio utilizado debe inducir tal flujo de calor por cualquiera de los siguientes dos métodos: 1) diferencial de temperatura, en la cual el refrigerante cuenta con una temperatura menor a la de la superficie por donde circula la sustancia a enfriar; 2) evaporación del refrigerante, donde es utilizado el calor latente de vaporización para iniciar un flujo de calor desde el área o de la sustancia a enfriarse (Gunther, 1969, p 184).

c. **Diferencial de temperatura.** Si la reducción de temperatura es efectuada por términos del primer método únicamente, el calor entonces transferido es energía térmica cinética. Para poder determinar la cantidad de energía térmica removida del cuerpo de la sustancia caliente, es necesario conocer el peso de la cantidad de refrigerante que pasa por el evaporador, como también las temperaturas iniciales y finales (Gunther, 1969, p 184).

En el proceso de remover el calor por medio de la temperatura, reduciendo la capacidad de los fluidos, es necesario circular un volumen mayor de refrigerante por unidad de calor removido. Esto conlleva a emplear evaporadores con superficies de mayor área para poder afectar un rango apreciable de flujo de calor. Debido a las condiciones de temperatura extremadamente bajas que deben crearse en ciertos sistemas de refrigeración mecánica para lo cual están diseñados, el método de remover calor por el método de diferencial de temperatura sin ningún método adicional, no siempre es práctico. Esto se debe en parte a las limitaciones naturales del factor

temperatura a los cuales la mayoría de los líquidos pueden exponerse sin cambiar su estado (Gunther, 1969, p 185).

En otros sistemas, como el de circulación, empleado en las fábricas de hielo, el método de utilizar el flujo de energía térmica cinética sí se realiza y es utilizada para alcanzar una mejor conveniencia (Gunther, 1969, p 185).

d. Evaporación del refrigerante. Por las características de bajo punto de ebullición de la mayoría de los refrigerantes comerciales, estos existen en fase gaseosa a condiciones normales de presión y temperatura atmosféricas. El amonio, por ejemplo, tiene un punto de ebullición de $-33\text{ }^{\circ}\text{C}$ a presión atmosférica y, si es expuesto a dicha presión a una temperatura ambiente de $30\text{ }^{\circ}\text{C}$, prevalecerá en su estado gaseoso. Para transformar el amonio gaseoso o vaporizado a un líquido y mantenerlo en ese estado, es necesario realizar uno de los pasos o una combinación de ambos, (a) reducir la temperatura del amonio gaseoso a una temperatura por debajo de su punto de ebullición, y/o (b) ejercer la presión suficiente en proporción a la temperatura de los alrededores (Gunther, 1969, p 185).

El punto de ebullición de un refrigerante definitivamente puede controlarse, por la presión ejercida en éste. En el evaporador de un sistema de refrigeración, la presión es controlada a un nivel influenciado por el punto de ebullición del refrigerante utilizado. La importancia de la relación de la presión con el punto de ebullición del refrigerante resta en el factor que es necesario utilizar las características del calor latente de vaporización de los líquidos para inducir un alto promedio de flujo de calor al evaporador. El punto de ebullición de un refrigerante puede controlarse, controlando la presión ejercida en éste. En el evaporador de un sistema de refrigeración, la presión es controlada a un nivel influenciado por el punto de ebullición del refrigerante utilizado. La importancia de la relación de la presión con el punto de ebullición del refrigerante resta en el factor que es necesario utilizar las características del calor latente de vaporización de los líquidos para inducir un alto promedio de flujo de calor al evaporador (Gunther, 1969, p 186).

e. Localización y operación del evaporador. El evaporador se instala situado el lado de baja presión del sistema de refrigeración. Es conectado a un equipo con válvula de estrangulamiento, usualmente llamado válvula de expansión, a través de la cual se recibe el líquido refrigerante del lado de alta presión del sistema de refrigeración. Luego de la evaporación del líquido en el evaporador, el vapor resultante entra al equipo de succión, o compresor, al cual está conectado el final de la descarga. El evaporador está localizado entre el espacio o la sustancia que va a enfriarse. Es durante el proceso de evaporación que el calor fluye desde la sustancia refrigerada hacia el refrigerante (Perry, 2004, p 11-87).

Los evaporadores varían en su diseño y aplicación. Las formas varían desde platos huecos a serpentines enredados, dependiendo del propósito para el cual están diseñados. Algunas veces se utilizan como estructuras para el producto refrigerado, como cuando actúan como conchas, suelo y paredes de enfriadores comerciales y de uso doméstico, compartimentos de hielo en cubos de refrigeradores domésticos, etc (Perry, 2004, p 11-88).

Algunos sistemas incluyen más de un evaporador. En donde se instalan evaporadores múltiples, estos pueden conectarse en serie o paralelos. Los colocados en paralelo pueden ser servidos por válvulas de expansión individuales o atendidas por una común para todos. Con los controles apropiados, cada evaporador de múltiple efecto puede operar a distintas temperaturas (Perry, 2004, p 11-88).

2. COMPRESIÓN

a. **Equipo.** Como se ha indicado, el proceso actual de refrigeración toma lugar en el evaporador, en donde el calor latente de vaporización es utilizado para absorber el flujo de calor del área o la sustancia que se está enfriando. Si no fuera por razones económicas, no sería necesario la implementación de equipo adicional ya que se dejaría que el gas refrigerante, una vez hubiera realizado su trabajo, se escapara a la atmósfera sin necesidad de recuperarlo para reutilizarlo y el ciclo de refrigeración continuaría reemplazándolo por más líquido refrigerante. Sin embargo, es necesario recuperar este vapor y prepararlo para su re-uso. Para poder realizar esto, se requiere un equipo adecuado, el cual debe instalarse (Gunther, 1969, p 186).

Para este propósito puede utilizarse ya sea un evaporador de tipo centrífugos recíprocos o uno rotatorio. Aunque el de tipo centrífugo recíproco es el más usado generalmente, será el que se utilizará para describir la etapa de compresión (Gunther, 1969, p 186).

El estado de una sustancia depende de su presión y su temperatura. Una de las razones de esto, es que por ejemplo para el estado líquido, todas las sustancias tienen un punto definitivo de ebullición en relación a la presión que se le está ejerciendo en su superficie. Si la presión varía, el punto de ebullición también varía guardando una relación con ésta. En el estudio de las funciones de un evaporador, se trajo a colación que la presión a la que se mantiene era tal que el punto de ebullición del refrigerante empleado se encontraba por debajo de la temperatura del área o la sustancia que se está enfriando, lo cual resultaba en la evaporación del líquido que está entrando (Perry, 2004, p 11-86).

En la etapa de compresión en el ciclo de refrigeración, el objetivo es invertido. La función del compresor es recuperar el refrigerante vaporizado por succión y comprimirlo a una presión lo suficientemente alta para poder rebasar el punto de ebullición a un nivel tal que se pueda convertir al estado líquido por medio de la extracción del calor absorbido en el evaporador, más la energía interna desarrollada como resultado de la conversión de la energía mecánica durante la compresión (Gunther, 1969, p 187).

La figura 2 ilustra un compresor vertical simple. Consta de las siguientes partes:

- (a) un *cigüeñal* para transferir potencia desde un motor eléctrico, una máquina de gasolina o una máquina de vapor a un rodo móvil que mueve el
- (b) *pistón*, el cual provee succión y compresión alternando con un
- (c) *cilindro*, el cual es parte del hogar, al vapor refrigerante el cual es enviado del evaporador a través de una
- (d) *válvula de succión*, localizada en la cabeza del cilindro o en la corona del pistón el cual se abre por acción de la presión externa y se cierra cuando la presión en el cilindro se equilibra con la del

evaporador. El vapor refrigerante, mientras está alcanzando una presión igual o mayor a la presión que se mantiene en el lado del sistema de presión alta, por compresión, fuerza su camino a través de una

(e) *válvula de descarga*, localizada en la cabeza del cilindro, la cual se abre por presión interna causada por la compresión del vapor cuando el pistón golpea hacia arriba y se cierra cuando la presión del cilindro está un poco por debajo en la línea de descarga (Gunther, 1969, p 195).

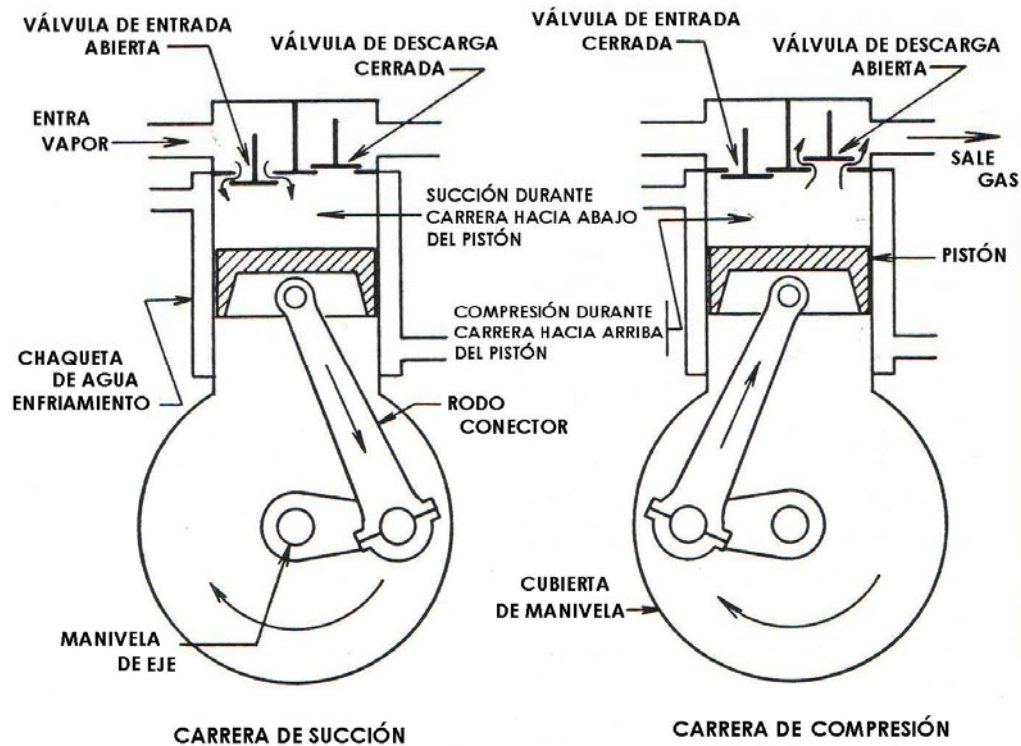


Figura 2. Compresor vertical simple

Examinando la actividad que toma lugar en el compresor cilíndrico a través de un ciclo completo, o dos golpes del pistón, se hace una referencia a la figura 3. Esta figura representa el movimiento del pistón hacia arriba (compresión) y hacia abajo (succión) y una gráfica de la actividad de la presión del vapor del refrigerante cuando descarga del evaporador, durante la succión (Gunther, 1969, p 195).

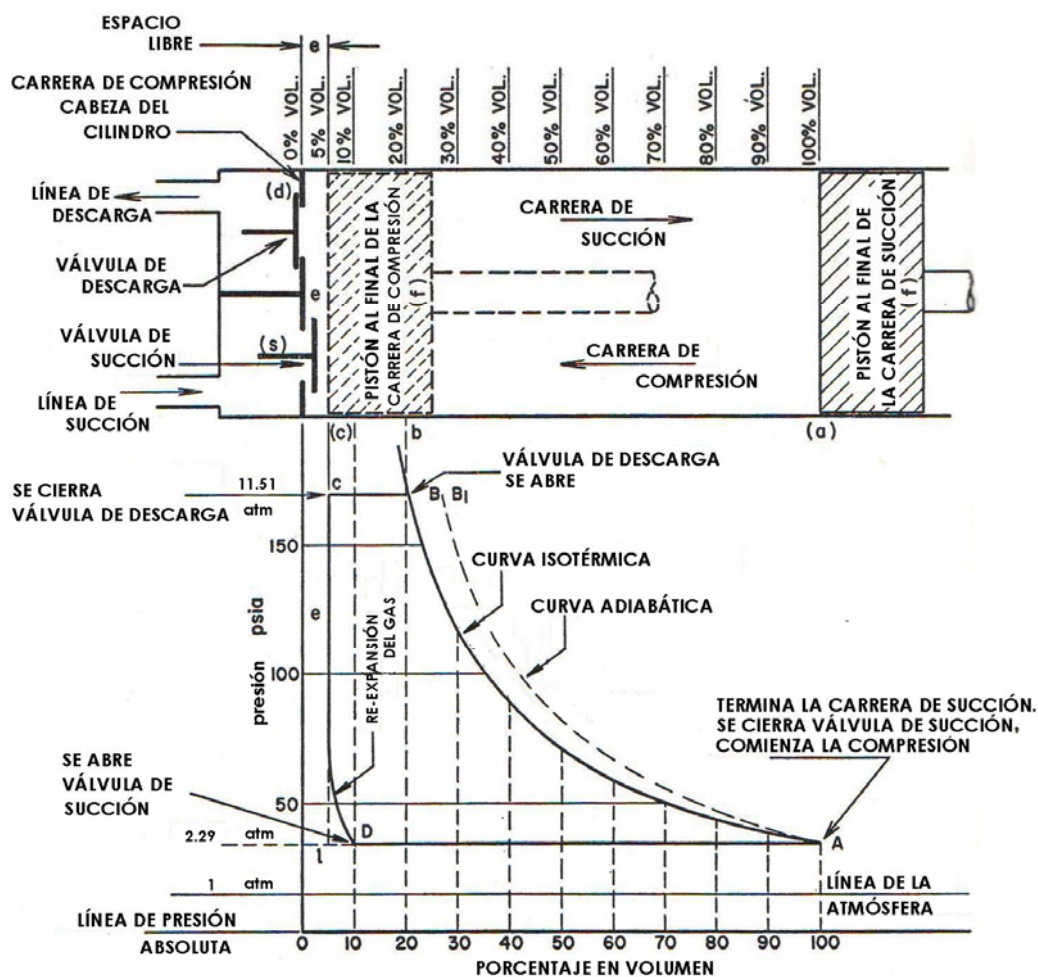


Figura 3. Comportamiento del gas bajo compresión

El ciclo comienza en el momento cuando el pistón se encuentra en el extremo inferior de su carrera (a), el cilindro está completamente lleno con vapor el cual ha sido depositado desde el evaporador a través de la válvula de succión (s) cuando el pistón se encontraba previamente en el fondo de la carrera. En el momento en que el pistón alcanza la posición (a), la válvula de succión se abre y la válvula de descarga (d) se cierra. Teóricamente, la presión del vapor en el cilindro es equivalente a la del evaporador cuando el pistón está en (a) posición. Cuando el pistón comienza a viajar hacia arriba, la compresión toma lugar inmediatamente, cerrando la válvula de succión y causando una elevación en la presión del cilindro. Mientras el pistón se mueve hacia arriba, la presión aumenta progresivamente de acuerdo a la ley de los gases de Boyle, como lo indica la curva *AB* en la gráfica. En realidad, más bien ocurre una compresión adiabática y una expansión. Para motivos de descripción, sin embargo, la compresión y expansión van a ocurrir isotérmicamente o a una temperatura constante. De esta forma, $P_1V_1=P_2V_2=P_3V_3$, etc., o el producto de la presión por el volumen es constante en cualquier punto de la curva *AB*, y la curva isotérmica (Gunther, 1969, p 195).

La compresión continúa como se indica en la curva de presión AB hasta que el pistón alcanza un punto en el cilindro correspondiente a B en la gráfica. Debido a que se establecieron condiciones de temperatura y presión normales fueron asumidas para motivos de explicación, la presión en el punto B es igual a $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ que es la temperatura de condensación del amonio o a 11.51 atm (Gunther, 1969, p 195).

Inmediatamente después que el pistón alcanza el punto B , la presión en el cilindro aumenta lentamente hasta una presión arriba de la que se mantiene en la línea de descarga que lleva al condensador –para este caso 11.51 atm . La pequeña diferencia de presión, indicada por la desviación mínima en la gráfica extendiendo la curva AB un poco más hacia B , es causada por la fuerza extra sobre la presión requerida para abrir la válvula de descarga. En este punto, la presión es lo suficientemente alta para abrir esta válvula de descarga, y siguiendo con la trayectoria del pistón, el gas comprimido es forzado hacia la línea de descarga. Durante el período cuando la válvula de descarga se encuentra abierta y el gas fluye a través de ella, la presión en el cilindro se mantiene constante. Esto es indicado por la curva BC en la gráfica. El punto C en la gráfica corresponde a la posición (b) en el cilindro, el cual es el límite máximo de la carrera del pistón o el punto final de la carrera de descarga. La posición del pistón en (b) es usualmente referida como el punto-muerto-superior (Gunther, 1969, p 196).

Inmediatamente después de alcanzar el punto-muerto-superior (b), el pistón descansa por un pequeño momento para prepararse para viajar en la dirección contraria, de regreso. En el punto máximo, la presión del cilindro decae rápidamente a un nivel igual al del evaporador o la presión de succión. Bajo condiciones de presión y temperaturas constantes, esto significa que una caída de presión rápida ocurre en el momento en el que el pistón comienza la carrera de succión. Esta presión cae como indica la gráfica en la curva CD (Gunther, 1969, p 196).

Debido a la necesidad de mantener un espacio de suficiente tamaño para impedir el contacto metálico entre la parte superior del pistón y la cabeza del cilindro, una pequeña cantidad de gas queda en el cilindro mientras se completa la carrera de descarga. La distancia (e) representa la cantidad de espacio libre, y por lo tanto, el volumen de vapor que queda en el cilindro una vez el pistón alcanza el punto-muerto-superior (b). Este vapor se queda bajo compresión durante el período de descanso cuando el pistón está invirtiendo su dirección de regreso. Ya que la cantidad de gas que queda reprimida es pequeña, su presión efectiva es gastada rápidamente durante el movimiento inicial del pistón en la carrera de succión. La presencia del gas causa un cierto retraso en la acción de la equilibrar la presión del cilindro con la del evaporador. Esto origina un atraso en el tiempo de apertura de la válvula de succión, resultando en una pérdida volumétrica. Este atraso es indicado por la curvatura en la línea CD , la magnitud es representada por la distancia ID (Gunther, 1969, p 197).

Inmediatamente después de alcanzar el punto D , la presión dentro del cilindro cae ligeramente por debajo de la presión del evaporador. Esta diferencia de presión permite que la válvula de succión se abra y se indica en la gráfica por una leve desviación extendiendo la curva CD por debajo de la presión de evaporación de la línea DA . Con la apertura de la válvula de succión, el vapor del evaporador fluye hacia el cilindro. Este flujo continúa con el viaje del pistón en su carrera de succión. Durante esta carrera, la presión del vapor conforme va llenando progresivamente el cilindro permanece constante hasta que el pistón alcanza el final de la carrera de succión (a) o el punto-muerto-inferior. Esta fase del ciclo se indica por la línea DA en la gráfica –(Gunther, 1969, p 197).

En el alcance de la posición (a), el pistón se detiene momentáneamente e inmediatamente comienza de nuevo con la carrera de compresión. En el instante del comienzo, la compresión toma lugar, causando que la presión del cilindro aumente, cerrando al válvula de succión. El ciclo se repite y el número de ciclos desarrollados por cualquier compresor depende de la velocidad a la cual es operado. La cantidad de vapor refrigerante capaz de manipular el compresor puede determinarse si el diámetro del cilindro, el largo de la carrera, el número de cilindros, la velocidad del compresor, y la eficiencia volumétrica son conocidos (Perry, 2004, p. 11-79).

b. Calor de compresión. Aplicando la ley que dice que la energía nunca se destruye en el trabajo de la compresión de un gas, se encuentra que durante la compresión, la temperatura del gas aumenta. Este aumento en la temperatura es debido a la transferencia de energía del trabajo requerida para incrementar la presión en el gas. De la ley de Charles, se conoce que la presión varía directamente con la temperatura, y como resultado se crea una fuerza adicional. Esto causa un incremento adicional en la presión sobre y por encima de la presión que resulta de la compresión en sí. Esto es debido a la tendencia de inhibición a expandirse del gas. Resulta en la equalización de las presiones dentro del cilindro y la línea de descarga (figura 3) anterior al punto B que alcanza el pistón, como ocurre bajo compresión isotérmica, causando la abertura de la válvula de expansión en el punto B1, y no en el punto B. Puede notarse que la energía transferida al gas durante la compresión (energía mecánica en energía térmica) debe agregarse a la energía absorbida en el evaporador para determinar la cantidad total de energía interna contenida en el flujo mientras abandona la válvula de descarga. A esto debe agregarse también la energía externa aplicada al flujo en comprimirlo. Así que, en lugar de que sea teóricamente un vapor seco saturado, se convierte en un gas supercalentado (Stoecker, 1982, p.205).

Ya que el propósito del equipo de refrigeración, por aparte del evaporador, es el de preparar el refrigerante para su re-uso, es primeramente necesario que el vapor que abandona el evaporador se convierta de regreso a su forma líquida. Ya que el equipo más allá del evaporador es usualmente expuesto a la temperatura de la atmósfera, la acción preliminar es incrementar el punto de ebullición del refrigerante a un punto por arriba de la temperatura del ambiente que prevalece. Esto se logra en el compresor (Gunther, 1969, p 198).

c. Localización y operación. Hay varios tipos de compresores que se emplean en la refrigeración mecánica. En adición a los de tipo recíproco, también son usados ampliamente los de tipo centrífuga y rotatorios. La función principal del compresor es la de recapturar el refrigerante después de ser convertido en vapor en el evaporador para prepararlo para su re-uso. La preparación del vapor consisten en incrementar la presión, también función del compresor, a un nivel correspondiente a una temperatura a la cual pueda ser condensado y regresado a su fase líquida utilizando un medio de enfriamiento, tal como el agua, aire o incluso otro refrigerante. En el sistema de refrigeración mecánica, el compresor se localiza entre el evaporador y el condensador. El precedente es conectado en el lado de la succión mientras que posterior se conecta en el lado de la descarga del compresor. El compresor es el componente divisor que une el lado de presión baja con el de presión alta del sistema, entre la zona de vapor (Gunther, 1969, p 199).

3. CONDENSACIÓN

a. **Equipo.** El refrigerante, una vez abandona el compresor como un gas supercalentado, entra al condensador a través de la línea de descarga. El propósito del condensador es de proveer el medio por el cual el vapor pueda expulsar el calor absorbido durante su paso por el evaporador, como también la energía térmica de compresión, y reconvertirlo en líquido (Stoecker, 1982, p.233).

El condensador es un arreglo de tuberías, con propiedades de alta conducción de calor, y diseñados de tal manera que permitan la entrada y la salida del refrigerante. Estos tubos están expuestos a un flujo continuo de un medio enfriador, usualmente aire o agua, los cuales absorben y disipan el calor del refrigerante (Gunther, 1969, p 199).

Conectado a la salida del condensador, y en algunos sistemas formando una parte integrada del condensador en sí, hay un tanque o reservorio conocido como el recibidor de líquido. El propósito de este último es recibir el líquido refrigerante para ser condensado y retenerlo tanto tiempo como le sea necesario para el evaporador. Este tanque debe ser lo suficientemente largo para poder recibir y retener toda la carga del refrigerante del sistema cuando éste se encuentra en su fase líquida. A la combinación del compresor, el condensador y el tanque recibidor del líquido se le conoce como la unidad de condensación porque requiere los servicios de estas tres piezas de equipo para completar las funciones del lado de presión alta del sistema de compresión de vapor (Gunther, 1969, p 199).

b. **Funciones del condensador.** La función principal del condensador es la de convertir el gas supercalentado a su forma líquida. Es un intercambiador de calor que involucra el principio de diferencial de temperatura. Extrae del vapor el calor latente de vaporización y la energía cinética absorbida por el refrigerante en el evaporador, más el calor en exceso resultante de la compresión. Esto resulta en la transformación del vapor a un líquido a la temperatura del punto de ebullición correspondiente a la presión ejercida por el compresor. Usualmente la remoción de la energía térmica adicional del líquido es necesaria para reducir la temperatura lo suficientemente por debajo del punto de ebullición para que este permanezca en su estado líquido en el recibidor bajo las condiciones de temperatura del ambiente (Stoecker, 1982, p.233-237).

Primero, se debe considerar las condiciones a las que entra el vapor al condensador:

- *Estado de vapor* - resultado de la evaporación en el evaporador.
- *Conteniendo calor latente de vaporización* – absorbido durante la evaporización en el evaporador.
- *Bajo presión* – como resultado de la compresión del aumento de su punto de ebullición por encima de la temperatura prevaleciente del medio enfriador del condensador, agua o aire. La presión actual dependerá de (1) la temperatura de la atmósfera circundante si se emplea aire para enfriar, o de la cantidad de agua disponible si ésta se emplea para enfriar, y de (2) el punto de ebullición del refrigerante a las condiciones de presión atmosférica normal (Gunther, 1969, p 201).
- *Supercalentado* – causado por la energía de la compresión. Una fuente de calor en exceso se origina dentro del evaporador cuando la cantidad de líquido refrigerante no es lo suficientemente grande para abastecer demandas de carga. Esta condición resulta de exponer el vapor al calor del área que

se está enfriando después de que la evaporación ha tomado lugar. Algunas veces se permite que haya calor en exceso para evitar que se arrastre líquido hacia el compresor (Gunther, 1969, p 201).

Después de revisar estas condiciones, se debe considerar cuál acción es la necesaria dentro del condensador para transformar el vapor a líquido a una temperatura tal que establezca el estado líquido bajo la presión existente:

Eliminación del calor en exceso contenido en el vapor, además de reducir su temperatura a un nivel equivalente a su nuevo punto de ebullición. Mientras tanto, el calor es extraído en forma de energía térmica cinética y en concordancia con el principio de diferencial de temperatura.

Extracción del calor latente de vaporización, Esto es lo que realmente sucede en el condensador, volviendo a la definición de calor latente de vaporización, que es la cantidad de energía necesaria requerida para convertir un líquido a vapor sin cambiar su temperatura ya que se extrae este calor latente de vaporización en el evaporador, más conocido como condensación.

Reducción de la temperatura del refrigerante, ahora que se encuentra en su forma líquida en algún punto por debajo de su nuevo punto de ebullición correspondiente a la presión del condensador para asegurar el mantenerlo en su forma líquida. Esto se logra extrayendo energía de forma térmica cinética, de nuevo involucrando el principio de diferencial de temperatura (Gunther, 1969, p 201).

c. Localización y operación. El condensador se localiza en el sistema, entre el compresor y la válvula de estrangulación. En realidad, el refrigerante fluye desde el condensador hacia el recipiente que lo recibe desde la válvula de estrangulamiento. El radio de compresión de un compresor puede obtenerse mediante la división de la presión del condensador (absoluta), dentro de la presión del evaporador, también absoluta (Gunther, 1969, p 203).

Existen muchos tipos de condensadores, siendo los más importantes los de tipo superficie, atmosféricos, de doble pipa; también pueden mencionarse los de tipo recíprocos y tornillo rotatorio (Stoecker, 1982, p.205-225).

4. REDUCCIÓN DE PRESIÓN

a. Equipo. Para este punto en el ciclo de refrigeración, se ha seguido la trayectoria del refrigerante mientras este completaba su función de enfriar por medio de la evaporación, comprimirse para elevar su punto de ebullición, condensarse al estado líquido y se ha recuperado en un reservorio para líquidos bajo presión. En este punto, está listo para volverse a utilizar y es capaz de repetir su función de enfriar por evaporación cuando se suelte hacia el evaporador (Gunther, 1969, p 203).

Debido a que el refrigerante se encuentra en su estado líquido bajo presión y en el reservorio y listo para volver a ser utilizado en el evaporador donde se debe mantener una presión mucho más baja, son necesarios algunos medios para retener una diferencia de presiones. Esto se logra colocando una válvula de estrangulamiento en la línea entre el reservorio y el evaporador para restringir el flujo del refrigerante hacia el evaporador. Esta restricción hace posible mantener la presión alta en un lado mientras que se permiten

condiciones de presión levemente más baja en el otro lado, mientras ocurre el flujo del refrigerante. La válvula de estrangulamiento contiene una abertura pequeña ajustable que limita la cantidad de refrigerante que fluye a través de ella. Hoy en día existen distintos tipos de válvulas que se utilizan, las cuales difieren en su forma de trabajo, pero cumpliendo todas con el mismo objetivo. Entre éstas pueden mencionarse la válvula de expansión, el tubo de capilaridad, válvulas automáticas, etc (Stoecker, 1982, p.225).

b. Funciones del equipo. Para el empleo de la válvula de expansión, se requiere de una serie de condiciones. La primera, es el mecanismo que divide entre la zona de vapor entre el lado de alta presión del de baja presión del sistema de refrigeración. Se debe conectar directamente en línea el recipiente o reservorio que contiene el líquido refrigerante bajo presión alta y el evaporador en el cual se mantiene una presión mucho menor. Si la válvula de expansión está cerrada, el refrigerante no circula y como consecuencia no se realiza ninguna actividad (Gunther, 1969, p 204).

Si se abre poco y lentamente la válvula, el líquido bajo presión en el reservorio, es forzado a través de la válvula hacia el evaporador a una razón gobernada por la cantidad de apertura de la válvula. Mientras se mantiene una presión baja en este reservorio, el punto de ebullición del refrigerante está por encima de la temperatura ambiente, y como resultado, se mantiene en su estado líquido. Al entrar al evaporador, su punto de ebullición desciende instantáneamente a un nivel correspondiente a una presión menor. La temperatura del espacio o la sustancia a la cual se está exponiendo el evaporador, estando más alta que el nuevo punto de ebullición, causa que el líquido hierva. El vapor del refrigerante se extrae del evaporador conforme ocurre la ebullición, dando lugar a que entre más líquido a través de la válvula de estrangulamiento. Esta continua evacuación de vapor previene un incremento en la presión dentro del evaporador y también ayuda a controlar un sobrecalentamiento (Gunther, 1969, p 204).

Mientras que a la válvula de estrangulamiento se le refiere muy frecuentemente como una válvula de expansión, su verdadero propósito es alcanzar una reducción de presión y como consecuencia un punto de ebullición menor para el líquido que la está atravesando. Esa expansión ocurre como un resultado de la evaporación inmediata, que comience en la válvula de estrangulamiento es una circunstancia desafortunada que presenta desventajas tanto para el efecto de refrigeración como para el flujo líquido (Gunther, 1969, p 205).

Como se ha mencionado, una pérdida del efecto de refrigeración ocurre mientras el líquido se enfría él mismo mediante la reducción de presión. Durante el proceso, se pierde cierto volumen por evaporación flash del gas. Esta pérdida puede reducirse si se utiliza un líquido preenfriado antes que entre a la válvula de estrangulamiento (Gunther, 1969, p 206).

C. AISLANTE NEOPRENO

Este aislante es conocido como un elastómero 100 % Neopreno de máxima calidad que cuenta con muy buenas propiedades de resistencia a la tensión y elongación, su uso se recomienda cuando se requieran las máximas propiedades mecánicas de resistencia a la temperatura y al envejecimiento que caracteriza al Neopreno (Panadés, 2006).

Perteneciente a la familia de gomas sintéticas su composición se basa en el policloropreno que es un polímero de cloropreno. El Neopreno fue inventado por los científicos el doctor Elmer K. Bolton, y un profesor de química de la Universidad de Notre Dame (Panadés, 2006).

El neopreno, conocido originalmente como dupreno, fue la primera goma sintética producida a escala industrial. Se usa en una gran cantidad de entornos, como trajes húmedos de submarinismo, aislamiento térmico y eléctrico. Su inercia química lo hace útil en aplicaciones como sellos o juntas y como base en adhesivos. Sus propiedades lo hacen útil como aislante acústico en transformadores. Su elasticidad hace que sea muy difícil plegarlo. Su flexibilidad también lo hace apto para diseñar fundas que se ajusten perfectamente al objeto a proteger (Panadés, 2006).

Un uso común del neopreno es la confección de botas para la pesca con mosca, ya que es un excelente aislante térmico. Tiene un precio intermedio entre materiales baratos como el nylon y el caucho y otros más caros como las prendas transpirables (Panadés, 2006).

En usos como la confección de trajes para el buceo y para protección de ambientes hostiles, el aire que queda atrapado en el neopreno durante la fabricación es sustituido por nitrógeno puro debido a sus propiedades aislantes (Panadés, 2006).

Entre sus usos más comunes puede mencionarse en juntas, sellos, aislante en tuberías (Panadés, 2006).

III. JUSTIFICACIÓN

En una fábrica de hielo de Guatemala, el problema más significativo es la presentación final del hielo. En la parte del proceso donde el hielo baja de los tubos en los cuales se congela para pasar por la cortadora, sufre un deshielo, lo que conlleva a que se humedezca en su parte exterior, además de que se escurra cierta cantidad de agua. Esta alteración física provoca que desde este punto hasta la etapa de empaque, almacenaje, transporte y entrega, el hielo vaya acompañado de agua de condensado, la cual altera su presentación física, tanto formando un gran bloque de hielo en la bolsa que contiene los cilindros de éste, como de escurrimientos de agua al momento de que el cliente lo obtiene y deja de estar en un ambiente bajo cero o a la temperatura necesaria para evitar el derretimiento.

Por estas razones se va a proponer una solución para mejorar la etapa de la fabricación de hielo en la que éste se desprenda para pasar a la cortadora y reducir, o si es posible, eliminar la presencia de agua para que la calidad del hielo sea la indicada, sin problemas de formaciones de bloques de hielo ni presencia de agua de proceso.

IV. OBJETIVOS

A. GENERALES

Determinar una solución para mejorar la calidad del hielo durante su proceso de fabricación y así obtener un producto terminado de mejor calidad que el que actualmente se fabrica.

B. ESPECÍFICOS

- Evaluar la forma actual en la que se está produciendo el hielo, tanto la maquinaria como las condiciones ambientales donde se fabrica.
- Determinar los distintos factores que afectan primordialmente las condiciones de salida del producto final.
- Determinar una solución para obtener hielo sin humedad y evitar alteraciones tanto en el almacenamiento, como en el manejo y la presentación final de éste.
- Presentar un estudio económico que evalúe la recuperación del capital invertido.

V. PROBLEMA A RESOLVER

En el proceso de fabricación de hielo, una de sus etapas consiste en el desprendimiento de los cilindros de hielo que ya se formaron en las paredes de los tubos por los que circula el agua para el proceso, hacia la cortadora de cubos más pequeños. Estos cilindros arrastran consigo mismo el agua de proceso que aparece durante este deshielo, alterando la presentación final del hielo.

Los principales efectos que esto causa son la presencia de bloques de hielo que se forman durante el almacenamiento de éste en los cuartos de temperaturas bajas y/o presencia de agua de proceso en las bolsas de producto terminado.

VI. METODOLOGÍA

A. PRIMERA ETAPA

Antes de la toma de las variables, se realizará una recopilación de las características de la máquina utilizada para fabricar el hielo en la fábrica a tratarse, para poder evaluar las condiciones bajo las cuales están funcionando. También se elaborará un diagrama con las dimensiones de la máquina que se está evaluando, además se buscará información referente a los principios y temas relacionados al fenómeno de la refrigeración en distinta bibliografía e Internet.

B. MONITOREO DE VARIABLES DE OPERACIÓN

Las variables que se van a monitorear son temperaturas, tanto de proceso como ambientales, de la habitación en la que se encuentra la fábrica de hielo. Se harán lecturas a dos distintas horas del día, durante cinco días de la semana por espacio de seis semanas. Todos los datos obtenidos se tabularán.

C. EVALUACIÓN DE DATOS OBTENIDOS Y PLANTEAMIENTO DE SOLUCIONES

Se realizarán los balances de masa y energía que se requieran y se evaluará si las condiciones estudiadas, son de vital importancia para poder decidir cuáles de estas pueden mejorarse y/o cambiar. Además de la tabulación y estructuración de cuadros de lecturas obtenidas, se construirán tablas para tener un panorama más delimitado de las variables influyentes en el proceso.

D. PRESENTACIÓN FINAL (SOLUCIÓN Y ANÁLISIS ECONÓMICO)

Con los datos ya tabulados, los balances de materia y energía realizados y la información obtenida de la bibliografía empleada, se detectará en dónde está el problema a resolver y presentar una posible solución para éste. Se presentarán además planos de la solución planteada junto con un estudio económico que evalúe la inversión.

VII. RESULTADOS

Tabla No.1
 “Especificaciones del aislante a utilizar y
 dimensiones y área a aislar”

Aislante y proveedor	Tipo	Presentación	Ancho m (±0.01)	Largo m (±0.01)	Espesor m (±0.001)	Unidades requeridas
Neopreno, Grupo Everest	Alta Especificación	Placa	1.00	1.00	1.2700	8

Área	Sección	Dimensiones	cm (±0.01)	Área para aislar, cm²	incertidumbre
1	Cilindro con la cortadora	radio	15.0	1131.0	(±1.21) cm²
		alto	12.0		
2	conducto de acero inoxidable sección horizontal	alto	25.0	1248.0	(±1.24) cm²
		ancho	27.0		
		largo	12.0		
3	conducto de acero inoxidable sección inclinada	alto	25.0	2600.0	(±1.76) cm²
		ancho	27.0		
		largo	25.0		
4	conducto con tornillo sin fin, transportador del hielo	alto	28.0	66087.1	(±43.02) cm²
		ancho	26.0		
		radio	26.0		
		largo total	480.0		
		Área total			71066.0
			7.1066	(±0.01) m²	

Tabla No.2
 “Análisis económico”

VAN	TIR	Punto óptimo	Tiempo de recuperación
Q167,200.89	43%	1.17 cm	2 meses

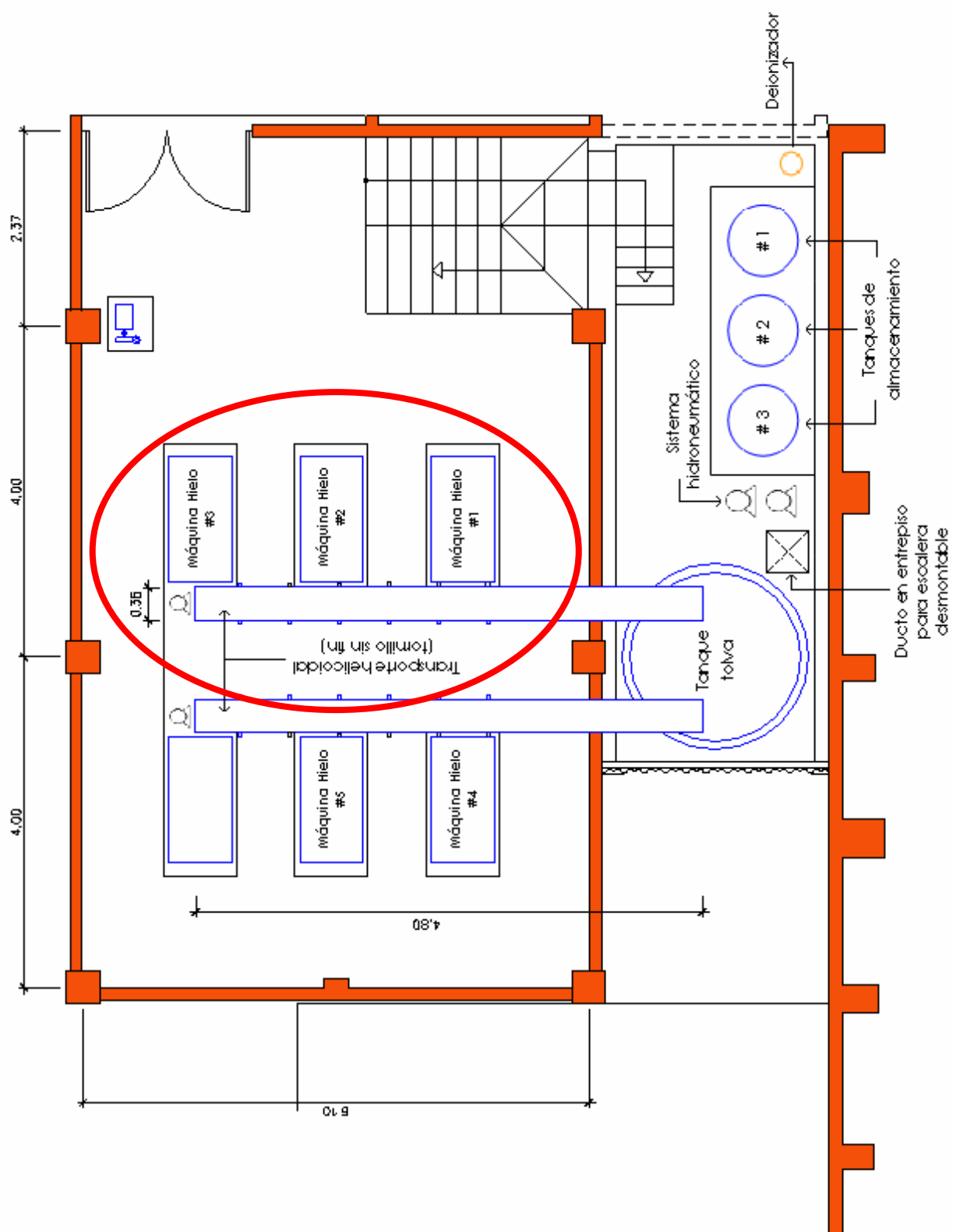


Figura 4. Esquema vista planta actual de las máquinas de la fábrica de hielo

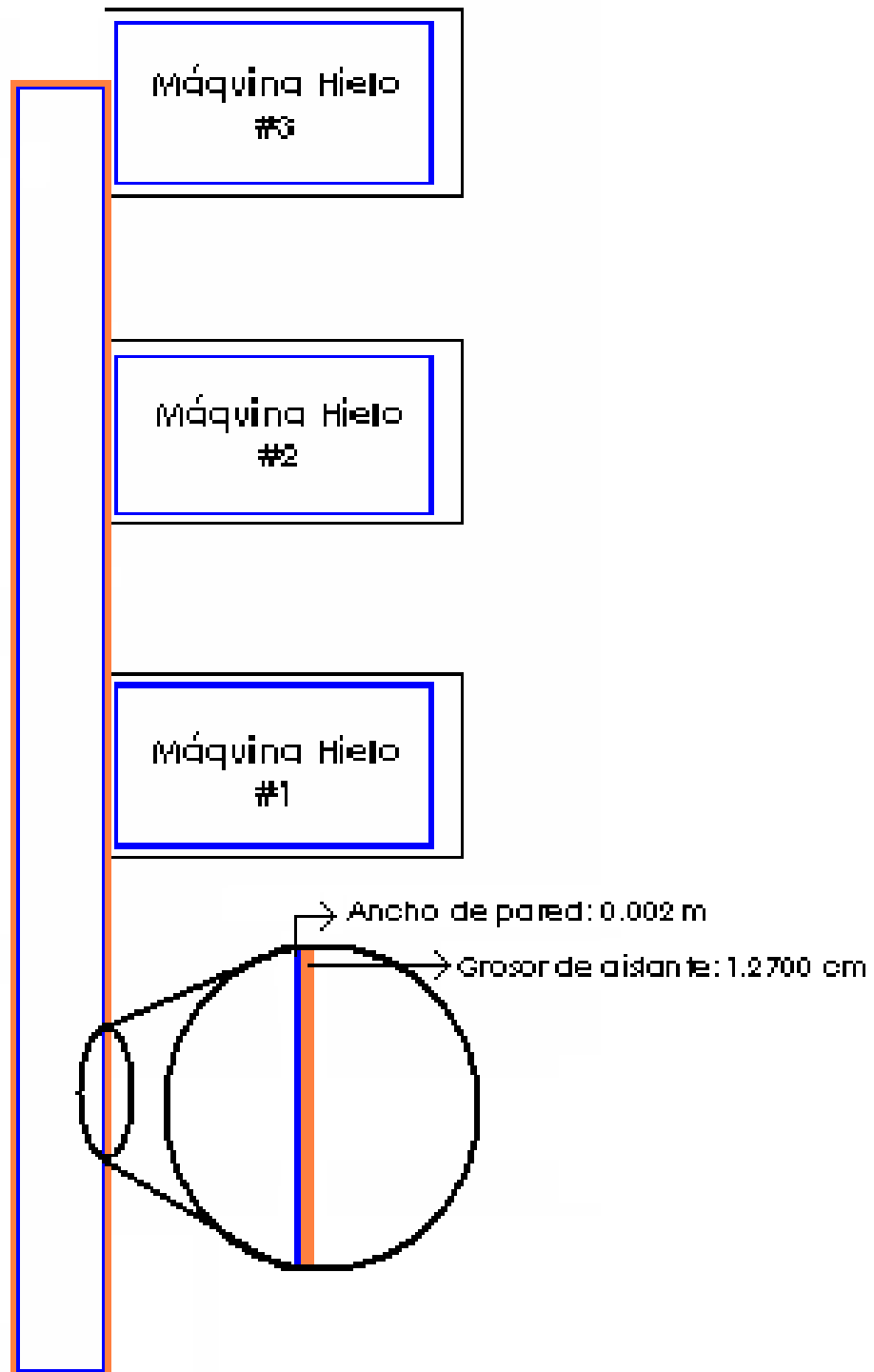


Figura 5. Detalle del aislante ya instalado en el conducto transportador de la máquina de hielo

VIII. DISCUSIÓN

La fabricación de hielo consta de varias etapas en las cuales el agua a congelar es circulada por los tubos de la máquina para hacer hielo dentro de los cuales esta agua es transformada en hielo en forma de cilindros por un intercambio de calor. Este cilindro sólido de hielo cae hacia la cortadora en donde se fracciona en los tubos de hielo de dimensiones más pequeñas comúnmente conocidos. Es en esta etapa donde el hielo va acompañado de agua de proceso debido al deshielo que tiene que sufrir para caer hacia la cortadora. Sin embargo, al haber un contacto del hielo con las paredes del conducto transportador, la diferencia de temperaturas que se obtiene es lo suficientemente grande para permitir que éste sufra más deshielo aumentando esta cantidad de agua de proceso. El objetivo de este trabajo de graduación es el de proporcionar una solución al problema de la presencia de esta agua, reduciendo al mínimo su presencia.

La metodología realizada consistió en analizar la variable temperatura tanto ambiente como del hielo debido a que es una de las variables más influyentes en el proceso. Como puede observarse en las gráficas No.1,2 y 3 adjuntas en la sección del apéndice, las temperaturas que se tomaron durante las cinco semanas variaron dependiendo la hora en la que se tomaba, influyendo en la temperatura que presentaba el hielo ya formado, que se transporta por el tornillo sin fin hacia la tolva receptora. Después de un análisis estadístico, se observó que existe siempre una relación muy similar entre la temperatura ambiente y la del hielo, con esto se determinó que la temperatura del ambiente en el cuarto donde se encuentra la máquina de hielo sí es determinante para la presentación final del producto. Es por esto que se decidió seleccionar el aislante Neopreno de Alta Especificación, el cual por sus características particulares de rango de temperatura de operación y el costo económico que implica su colocación cumple con los requisitos necesarios para poder mantener la temperatura que se necesita. Esto para que las condiciones de operación de temperatura permitan reducir la cantidad de agua de proceso que lleva el hielo y con esto mejorar la calidad del producto final.

Es necesario mencionar que para llegar a recomendar esta solución se hizo otro tipo de pruebas a manera de ir descartando otras posibles soluciones al problema. Primero se planteó la opción de colocar un ventilador equipado con un deshumidificador en el extremo de la tolva del tornillo sin fin a manera de crear un flujo de aire seco hacia el hielo. Esto con el fin de secar el hielo y remover la mayor cantidad de agua de deshielo posible. Sin embargo, debido a las condiciones de temperaturas de bulbo seco y humedad del sistema, la cantidad de kilogramos de vapor de agua por kilogramos de aire seco no permitían reducir la temperatura lo suficiente para poder poner en marcha esta solución. Es decir, cuando se quiso hacer uso de la carta psicrométrica para el cálculo de la temperatura de operación necesaria para el deshumidificador no se encontraba dentro de rango. Esto debido a que la humedad dentro de la tolva con el tornillo sin fin era mayor que la humedad del ambiente del cuarto donde se encuentra la máquina.

La segunda opción que se planteó fue la de colocar un ventilador a manera de inyectarle un flujo de aire frío a toda la tolva, sin embargo se observó que por el diseño del que se compone actualmente la fábrica, no había manera de hacer circular este flujo, lo cual iba a causar únicamente una saturación de flujo dentro de la tolva transportadora sin una salida adecuada para éste. Es decir, para el diseño actual la colocación o adaptación de un

flujo dentro de la tolva no se podía realizar por dos razones: 1) el diseño técnico no permitía la inyección del flujo de aire frío seco en un extremo debido a que en el otro se encuentra la tolva receptora de hielo, y en caso se pudiera hacer una adaptación, 2) la inversión económica era demasiado alta en comparación con lo que se iba a lograr mejorar la cantidad de producción de hielo por lo que no era una opción rentable.

Es por esto que se optó por la implementación de la tercera opción, la cual consistía en la instalación de un aislante a lo largo de todo el conducto transportador hasta la tolva receptora.

Se comenzó por la selección del aislante. Se escogió el Neopreno el cual es un excelente aislante térmico. El grosor óptimo del aislante al que se llegó representa la cantidad necesaria en base a dos factores importantes. El primero es el de operación ya que, como lo demuestran los cálculos y la teoría el espesor a utilizar cumple con las condiciones planteadas para el sistema en estudio. Esto incluye el cambio de temperatura necesaria para que la pared interna del conducto del tornillo sin fin se mantenga a una temperatura lo suficientemente baja para reducir al mínimo la presencia de agua condensada de proceso. Esto último con base al monitoreo de temperaturas que se realizó por cinco semanas el cual demostró que la temperatura sí es la variable más influyente en la cantidad de agua de deshiele.

El segundo factor que se tomó en cuenta es el económico. Éste es relevante ya que en un estudio como el que presenta este trabajo se desea mejorar un proceso ya existente al menor costo económico logrando alcanzar los objetivos planteados dentro de un margen aceptable. Es decir, se está colocando el grosor necesario de aislante, considerando que el grosor que se obtienen en los cálculos no corresponde a ninguno que presenta el mercado, por lo que se inclino por la opción de grosor inmediato superior para además de asegurar que se cumpliría con las condiciones estipuladas, se incrementa un porcentaje para terminar de cubrir cualquier condición extrema que pudiera presentarse.

Para obtener un aproximado del comportamiento que tendría el neopreno se corrieron pruebas aislando por una mañana el conducto transportador con el tornillo sin fin con duroport. El duroport se asemeja en propiedades de aislamiento al neopreno, lo cual demostró que haciendo uso de un aislante para evitar o reducir la cantidad de agua de proceso presente, se incrementa la producción de hielo en un 83 % lo cual conlleva a una disminución en la cantidad de hielo que debe comprarse en el mercado para cubrir con la demanda de venta de hielo propio. Esto debido a que se presentará menos cantidad de agua de proceso y por lo tanto mayor cantidad de hielo para su venta.

Es necesario mencionar que tanto el conducto transportador como el tornillo sin fin es maquinaria que se hizo y adaptó a la máquina; es decir no son partes originales de ésta. Esto influye en todo el sistema ya que no se tiene la misma calidad de maquinaria y materiales que la misma máquina original para hacer el hielo. También influye en el hecho que no se logra sellar y hacer las conexiones como si fueran una sola pieza lo que también aumenta las razones para que el sistema de la fábrica de hielo no estén a las condiciones de temperatura y de operación óptimas. Además, con el tiempo, el conducto transportador ha ido presentando problemas de pequeñas fugas que no solo permiten la salida de agua si no que también la filtración de temperatura del ambiente hacia el conducto, elevando la temperatura a la cual se mantiene el ambiente donde se está transportando el hielo hacia la tolva receptora.

El cálculo del grosor óptimo de aislante se realizó con el método de Diseño Económico Óptimo. Éste demostró que el grosor de aislante óptimo era de 1.17 cm. Con base a esto se estimaron después los demás análisis como lo son el VAN, la TIR y el TR.

El análisis económico, constó de varios factores. Al realizarse el análisis del Valor Neto Actual, VAN, se utilizó una tasa del 11 %. Esto debido a que se consultaron las distintas tasas que ofrecen los bancos por préstamos y se obtuvo un promedio de éstas. Además, no debe descartarse el factor riesgo que cualquier proyecto a ponerse en marcha puede presentar; es por esto que además del 11 % promedio utilizado, se le sumó un 3 % para incluir en cierta forma un porcentaje debido a la posibilidad de que el proyecto no llegue a ser del todo rentable. Además de esto se obtuvo el flujo de caja para la implementación del aislamiento (tabla #13, datos calculados, página 42) el cual demuestra que el poner en marcha la solución planteada sí representa un proyecto rentable si se comprara con el VAN del flujo de caja actual (tabla No.12, datos calculados, página 42). Este análisis se proyectó para 12 meses, o sea un año debido a que la inversión que se tiene que realizar en comparación con los ingresos que genera, la realizar el análisis de la Tasa Interna de Retorno, TIR, esta resultaba un valor demasiado alto lo cual le resta cierta credibilidad al proyecto. Al realizar el análisis a un año, se logró alcanzar una TIR de 43 % lo cual demuestra que el realizar el proyecto, con una tasa del 14 % de interés se va obtener una inversión con las expectativas necesarias que lo vuelven rentable. Además, se calculó que el tiempo necesario para recuperar la inversión inicial es el segundo mes.

Un aspecto importante que debe mencionarse respecto al análisis económico es que cuando se contabilizaron los costos fijos para ambas situaciones (actual y con el aislante instalado) se observó que estos serían los mismos. Es decir, la instalación del aislante no conlleva más gastos de energía (eléctrica y mecánica), tampoco gastos de administración, ni de mayor cantidad de agua; en cuanto a mano de obra, se iba a seguir contando con la misma gente ya que lo único que cambiaría es la cantidad de bolsas de hielo a llenar, sin embargo no se va a contratar a más gente ni aumentar las horas de trabajo, por esto no se tomaron en cuenta estos costos fijos. Los gastos variables que se incluyeron en el análisis para ambas situaciones fueron los de la cantidad de bolsas de hielo que debían comprarse externamente para cumplir con la cuota mensual que la fábrica debe entregar de hielo. Sin embargo esta cantidad de bolsas disminuye debido a la cantidad de agua de proceso presente que es menor al colocar el aislante y que permite la producción de mayor cantidad de hielo propio para la venta.

La implementación del aislante permite a la fábrica aumentar su producción de hielo para lograr reducción de gastos y mayores ingresos, con una inversión inicial necesaria para reducir la presencia de agua de proceso dentro de su producto final en un 83 %.

IX. CONCLUSIONES

- Se debe aislar todo el conducto transportador del hielo desde el cilindro con la cortadora hasta la tolva receptora utilizando el aislante Neopreno en forma de placas ya que éste cumple con el aspecto de diseño, logrando aislar el conducto del ambiente y requiere la inversión de capital mínima haciendo rentable su instalación.
- Se determinó que la temperatura ambiente del cuarto es el factor principal que afecta la calidad del hielo como producto final.
- Se necesitan 8 placas de Neopreno de Alta Especificación del Proveedor Everest, con dimensiones de 1m de ancho por 1m de alto y un espesor de 1.2700 cm (± 0.0001 cm) para aislar el área total del conducto, la cual es de 7.1066 m^2 ($\pm 0.001 \text{ m}^2$).
- La instalación del aislante sí es un proyecto rentable ya que se obtiene un VAN de Q 167,200.89, una TIR del 43% y un tiempo de recuperación de 2 meses.

X. RECOMENDACIONES

- Se recomienda considerar la compra de maquinaria nueva , ya que ya hay modelos de máquinas más nuevos, compactos y más eficientes debido a que las máquinas actuales ya tienen más de 10 años de funcionamiento.
- Se recomienda evitar en lo posible la instalación de partes de las máquinas hechas a manos o adaptadas ya que esto disminuye la eficiencia de la máquina, por ejemplo, comprar una tolva ya hecha y no instalarle una adaptada ya que esto influye en el funcionamiento de la máquina, disminuyendo su producción máxima.
- Se recomienda aislar el techo de la fábrica de hielo para lograr una mejor temperatura de operación en el cuarto.

XI. BIBLIOGRAFÍA

Gunther, Raymond. 1969. *Refrigeration air Conditioning and Cold Storage*. 2a. ed. Philadelphia, Editorial Chilton Company. 1398 págs.

Hershey, Daniel. 1973. *Transport Analysis*. London, Plenum Publishing Corporation. 356 págs.

Holman, John. 1963. *Heat Transfer*. 8a. ed. New York, Editorial McGraw-Hill. 724 págs.

Panadés, Xavier. 2006. *Como escoger un Neopreno*. http://www.topkayac.com/noticias/not_detalle.php.htm

Perry, Robert y D. Green. et al. 2004. *Perry's Chemical Engineers handbook*. 7a. ed. Editorial McGraw-Hill. 30 secciones.

Peters, Max y K. Timmerhaus 1991. *Plant Design and Economics for Chemical Engineers*. 4a. ed. Editorial McGraw-Hill. 869 págs.

Stoecker, William F. *Refrigeration and Air Conditioning*. 2a. ed. McGraw-Hill. 443 págs.

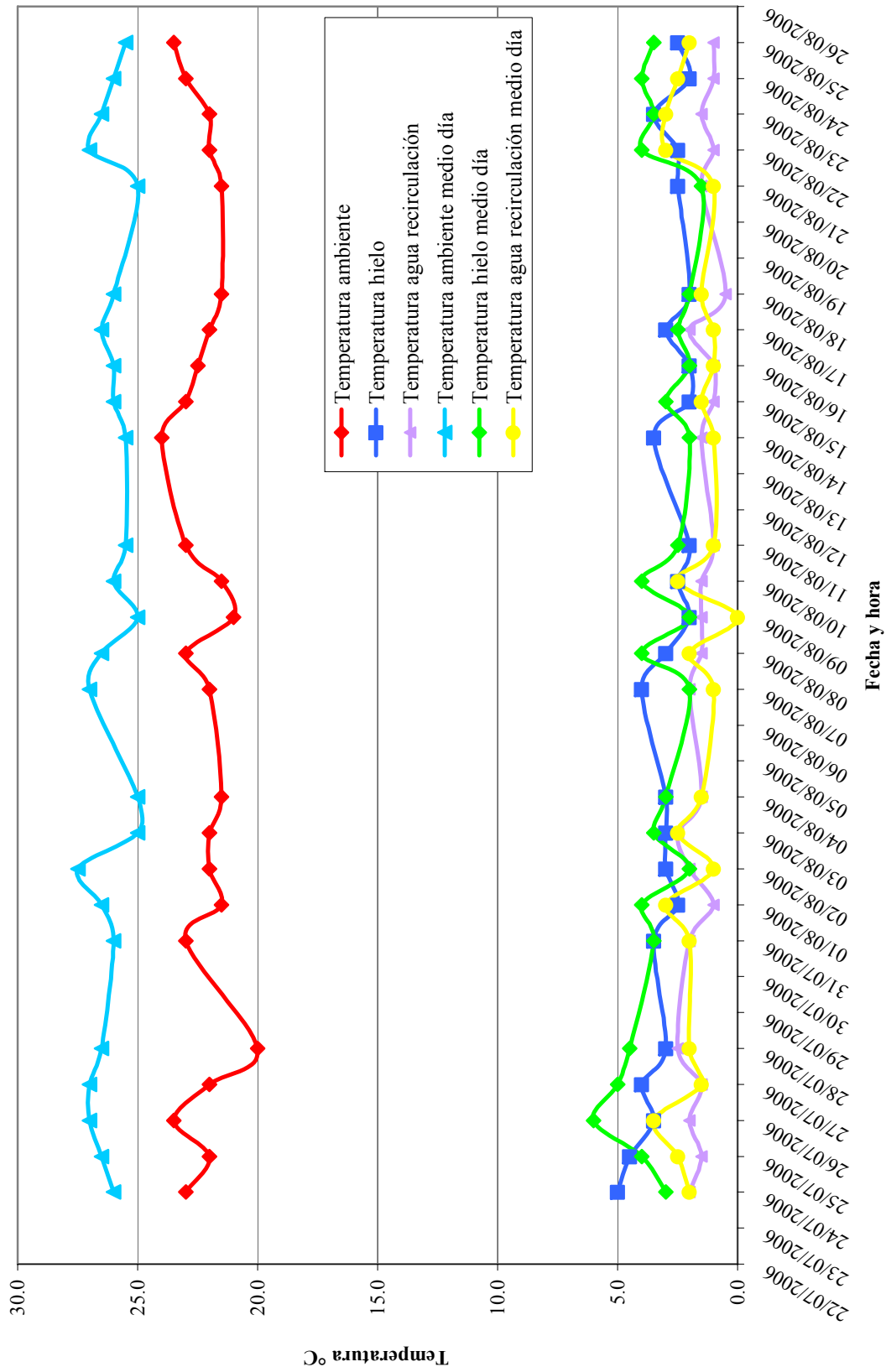
X. APÉNDICE

A. DATOS ORIGINALES

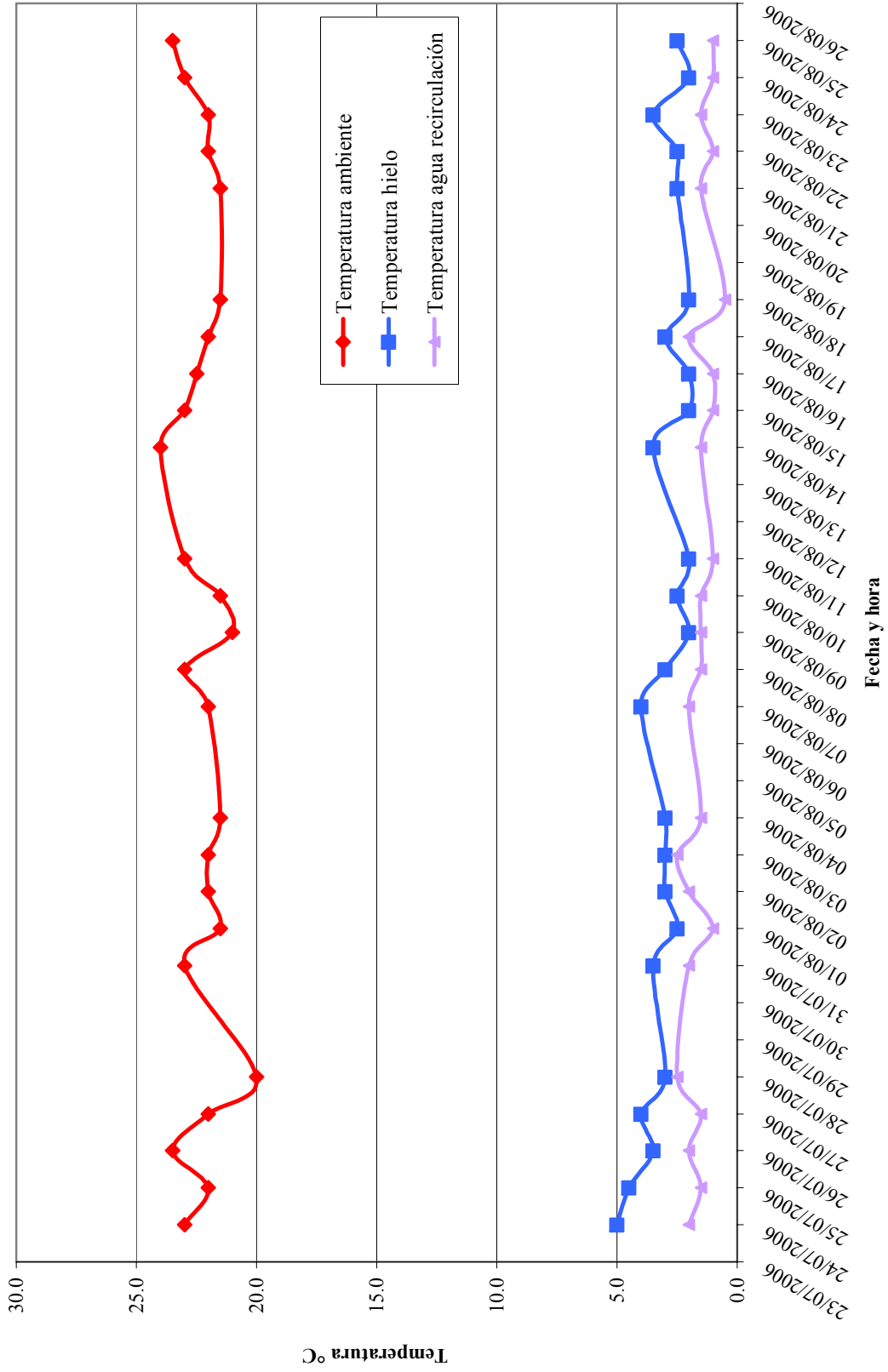
Tabla No.3
“Temperaturas medidas”

	Fecha	hora	Temperatura, °C (±0.25)			
			ambiente	hielo	agua recirculación	
S E M A N A 1	24/07/2006	11:40 a.m.	23.0	5.0	2.0	
	24/07/2006	02:35 p.m.	26.0	3.0	2.0	
	25/07/2006	08:00 a.m.	22.0	4.5	1.5	
	25/07/2006	12:45 p.m.	26.5	4.0	2.5	
	26/07/2006	07:45 a.m.	23.5	3.5	2.0	
	26/07/2006	02:30 p.m.	27.0	6.0	3.5	
	27/07/2006	07:25 a.m.	22.0	4.0	1.5	
	27/07/2006	12:20 p.m.	27.0	5.0	1.5	
	28/07/2006	07:45 a.m.	20.0	3.0	2.5	
	28/07/2006	01:00 p.m.	26.5	4.5	2.0	
S E M A N A 2	31/07/2006	08:20 a.m.	23.0	3.5	2.0	
	31/07/2006	12:40 p.m.	26.0	3.5	2.0	
	01/08/2006	08:00 a.m.	21.5	2.5	1.0	
	01/08/2006	01:45 p.m.	26.5	4.0	3.0	
	02/08/2006	07:50 a.m.	22.0	3.0	2.0	
	02/08/2006	02:30 p.m.	27.5	2.0	1.0	
	03/08/2006	08:10 a.m.	22.0	3.0	2.5	
	03/08/2006	01:20 p.m.	25.0	3.5	2.5	
	04/08/2006	08:00 a.m.	21.5	3.0	1.5	
	04/08/2006	01:45 p.m.	25.0	3.0	1.5	
S E M A N A 3	07/08/2006	07:50 a.m.	22.0	4.0	2.0	
	07/08/2006	11:45 a.m.	27.0	2.0	1.0	
	08/08/2006	11:50 a.m.	23.0	3.0	1.5	
	08/08/2006	01:20 p.m.	26.5	4.0	2.0	
	09/08/2006	08:40 a.m.	21.0	2.0	1.5	
	09/08/2006	12:50 p.m.	25.0	2.0	no había hielo	
	10/08/2006	08:20 a.m.	21.5	2.5	1.5	
	10/08/2006	12:45 p.m.	26.0	4.0	2.5	
	11/08/2006	09:15 a.m.	23.0	2.0	1.0	
	11/08/2006	12:50 p.m.	25.5	2.5	1.0	
S E M A N A 4	14/08/2006	10:00 a.m.	24.0	3.5	1.5	
	14/08/2006	01:10 p.m.	25.5	2.0	1.0	
	15/08/2006	09:25 a.m.	23.0	2.0	1.0	
	15/08/2006	01:25 p.m.	26.0	3.0	1.5	
	16/08/2006	08:50 a.m.	22.5	2.0	1.0	
	16/08/2006	01:30 p.m.	26.0	2.0	1.0	
	17/08/2006	07:45 a.m.	22.0	3.0	2.0	
	17/08/2006	01:15 p.m.	26.5	2.5	1.0	
	18/08/2006	08:00 a.m.	21.5	2.0	0.5	
	18/08/2006	01:45 p.m.	26.0	2.0	1.5	
		21/08/2006	08:10 a.m.	21.5	2.5	1.5
		21/08/2006	12:55 p.m.	25.0	1.5	1.0
S E M A N A 5	22/08/2006	08:10 a.m.	22.0	2.5	1.0	
	22/08/2006	02:00 p.m.	27.0	4.0	3.0	
	23/08/2006	07:40 a.m.	22.0	3.5	1.5	
	23/08/2006	02:55 p.m.	26.5	3.5	3.0	
	24/08/2006	08:45 a.m.	23.0	2.0	1.0	
	24/08/2006	02:30 p.m.	26.0	4.0	2.5	
	25/08/2006	08:30 a.m.	23.5	2.5	1.0	
	25/08/2006	02:00 p.m.	25.5	3.5	2.0	

Gráfica No.1
Temperaturas



Gráfica No.2
Temperatura en la mañana



Gráfica No.3
Temperatura a medio día

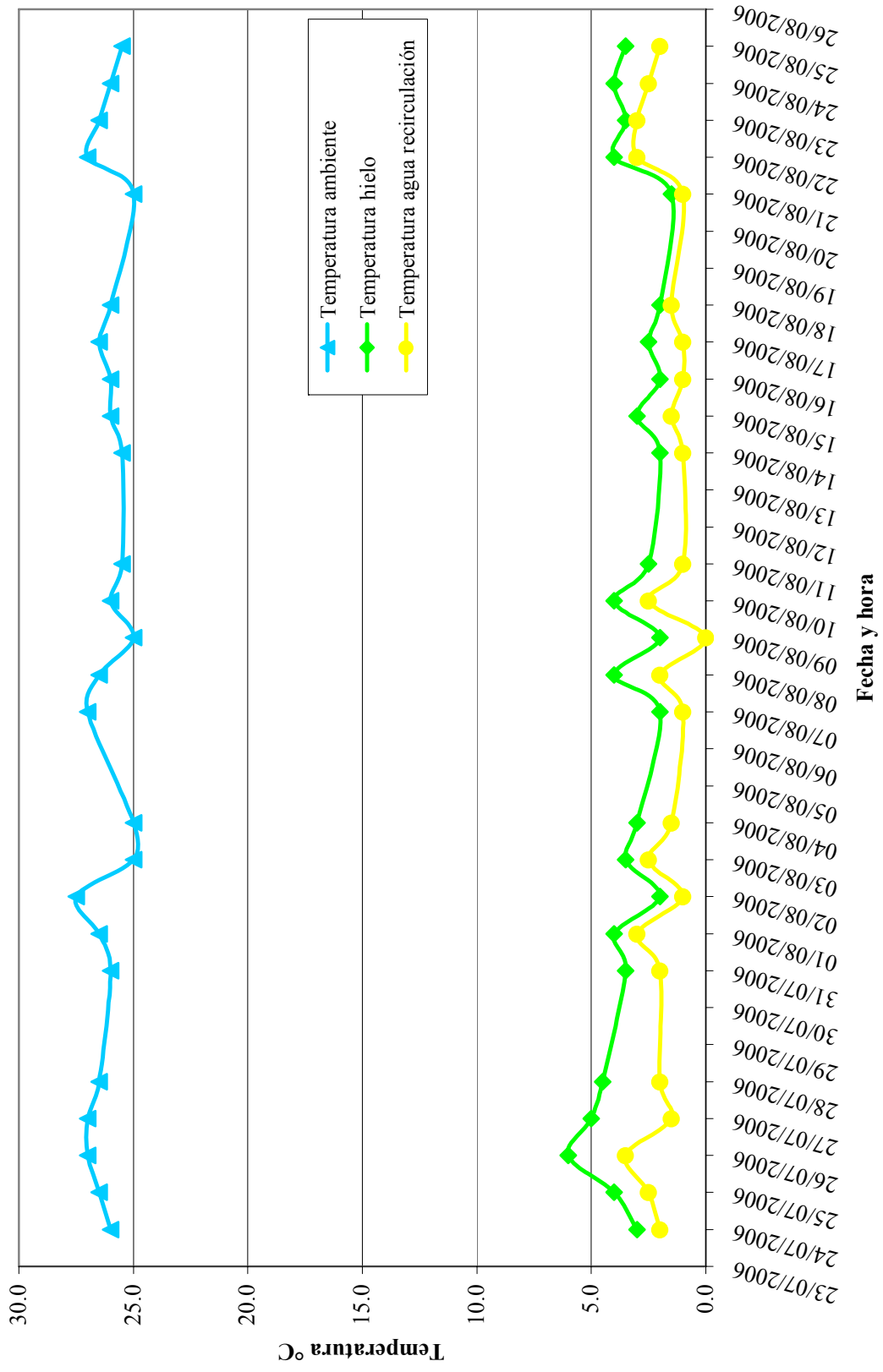


Tabla No.4
 “Presentaciones de hule aislante neopreno en placas
 tipo alta especificación, Grupo Everest”

espesor	espesor cm	largo m	ancho m	área cubierta m ²	unidades requeridas	m ²	peso aprox. kg/m ²	costo total Q
1/16	0.1588	1	1	1	8	8	2.50	16,411.44
3/32	0.2381	1	1	1	8	8	3.75	24,617.16
2/16	0.3175	1	1	1	8	8	5.00	32,822.88
3/16	0.4763	1	1	1	8	8	7.50	49,234.32
4/16	0.6350	1	1	1	8	8	10.00	65,645.76
5/16	0.7938	1	1	1	8	8	12.50	82,057.20
6/16	0.9525	1	1	1	8	8	15.00	98,468.64
7/16	1.1113	1	1	1	8	8	17.50	114,880.08
8/16	1.2700	1	1	1	8	8	20.00	131,291.52
9/16	1.4288	1	1	1	8	8	22.50	147,702.96
10/16	1.5875	1	1	1	8	8	25.00	164,114.40
11/16	1.7463	1	1	1	8	8	32.08	210,613.48
12/16	1.9050	1	1	1	8	8	40.00	262,583.04
13/16	2.0638	1	1	1	8	8	48.75	320,023.08
14/16	2.2225	1	1	1	8	8	58.33	382,933.60
15/16	2.3813	1	1	1	8	8	80.21	526,533.70
16/16	2.5400	1	1	1	8	8	106.67	700,221.44

B. CÁLCULOS REALIZADOS

1. **Diferencias de temperaturas.** Se tabularon las distintas temperaturas obtenidas a lo largo de las 5 semanas. Después de esto se calculó la diferencia entre las temperaturas del ambiente y del hielo haciendo uso del programa Excel y se obtuvo el promedio de estas diferencias y su desviación estándar. Los datos obtenidos se presentan en la tabla No.5, “Diferencias de Temperaturas”, datos calculados, página 38.

2. **Área a aislar.** El área necesaria de aislar se calculo conociendo las medidas tanto del conducto de acero inoxidable desde la maquina de hielo hasta el tornillo sin fin transportador del hielo hacia la tolva de la siguiente manera:

$$\text{área}_1 = 2\pi rh \quad \text{ecuación 1}$$

$$\text{área}_1 = 2\pi \times 15 \text{ cm} \times 12 \text{ cm}$$

$$\text{área}_1 = 1131.0 \text{ cm}^2 \pm 1.21 \text{ cm}^2$$

De la misma manera para todas las áreas, obteniendo los resultados de la Tabla No.2, “Área a aislar”, sección de Resultados, página 20.

3. Balance de energía

a. **Calor por convección.** La transferencia de calor por convección que ocurre afuera del tornillo desde el ambiente hacia la pared de éste se calculó en base a la siguiente ecuación:

$$q_{\text{conveccion}} = h_c A \Delta T \quad \text{ecuación 2}$$

$q_{\text{conveccion}}$ = tasa de transferencia de calor por conveccion, W

A = area de transferencia de calor, m^2

ΔT = diferencia entre la temperatura superficial y una temperatura del fluido, °K

h_c = coeficiente de transferencia de calor por conveccion promedio a traves del area

A, $\text{W}/\text{m}^2 \times \text{°K}$

(Referirse a la Tabla No.6 , “Calor por convección”, datos calculados, página 39).

b. Calor por conducción. El flujo de calor por conducción ocurre entre los dos extremos del aislante, desde el extremo exterior el cual está en contacto con el ambiente hacia el extremo interior el cual está en contacto con la pared de acero inoxidable del conducto con el tornillo sin fin. Partiendo de la ecuación 3:

$$q_{conduccion} = \frac{\Delta T}{(L / Ak)} \quad \text{ecuación 3}$$

$q_{conduccion}$ = tasa de transferencia de calor por conducción, W

A = área de transferencia de calor, m^2

L = distancia en la que ocurre la transferencia de calor, con sus extremos a distintas temperaturas, m

ΔT = diferencia entre las temperaturas superficiales de ambos lados de la pared, °K

k_c = conductividad térmica del material de la pared, W/m x °K

4. Espesor del aislante para el conducto. Para calcular el espesor del aislante necesario para cubrir el cilindro que contiene la cortadora, las dos secciones (horizontal e inclinada) del conducto que transporta el hielo desde este cilindro hacia el tornillo sin fin transportador de hielo y el tornillo, una vez conocida el área para aislar, se utilizó la ecuación 3 y se despejó L. Se sustituyeron los datos conocidos operando de la siguiente manera:

$$L = \left(\frac{\Delta T Ak}{q_{convección}} \right) \quad \text{ecuación 4}$$

$$L = \left(\frac{14^\circ K \times 7.1066 m^2 \times 4.53 \times 10^{-2}}{511.68 W} \right)$$

$$L = 0.0088 m \pm 3.77 \times 10^{-4}$$

(Referirse a la Tabla No.7 , “Calor por conducción” en la sección datos calculados, página 39).

Con este cálculo, se contó con una primera aproximación al grosor del aislante que iba a ser necesario para cubrir el aislamiento que se buscaba.

5. Selección del mejor grosor de aislante, tomando en cuenta aspecto económico y de diseño. Partiendo de los distintos grosores de las presentaciones del Neopreno como placa, se calculó el costo económico de los flujos de calor desde el ambiente hacia el conducto transportador del hielo. También se calcularon los costos de acuerdo al grosor y peso de los distintos espesores de aislante (ver Tabla No.4, “Presentaciones y costos del aislante Neopreno de Alta Especificación”, sección datos calculados, página 33).

A partir de este análisis, se graficaron los datos calculados (ver gráfica No.4, “Grosor aislante vrs. costos”, sección datos calculados, página 40) según los principios de Diseño Económico Óptimo (Peters y Klaus).

Ya con las 2 curvas en el mismo sistema de ejes, grosor aislante (eje x) y costo (eje y), se encontraron las ecuaciones para cada una:

$$\text{costos de arreglos:} \quad y_1 = 124837x - 9775.2 \quad \text{ecuación 5}$$

$$\text{costos por pérdidas de calor:} \quad y_2 = \frac{112066}{x^{0.3235}} \quad \text{ecuación 6}$$

Para encontrar el grosor óptimo se necesitaba tener el costo variable total, por lo que:

Costo Variable Total = costo de arreglo + costo por pérdida de calor

$$y_1 + y_2 = 124837x - 9775.2 + \frac{112054}{x^{0.3235}} \quad \text{ecuación 7}$$

Para el método gráfico, el grosor óptimo del aislante es representado por el punto mínimo de la curva que se obtiene al graficar el costo variable total contra el grosor de aislante (ver gráfica No.4, “Grosor de aislante vrs. costos”, sección datos calculados, página 40).

Para el método analítico, la pendiente de la curva del Costo Variable Total representa el grosor óptimo del aislante, por lo que se derivó la ecuación 7, operando de la siguiente manera:

$$\frac{dQ}{dx} = 124837 - \frac{112054}{x^{0.678}} = 0 \quad \text{ecuación 8}$$

$$x = \left(\frac{124837}{112054} \right)^{\frac{1}{0.678}} \quad \text{ecuación 9}$$

$$x = 1.17 \text{ cm}$$

6. Estudio económico. Una vez encontrado el punto que representa el grosor óptimo del aislante a utilizar, se realizó el estudio económico. Se tabularon los datos de ingresos y egresos, tanto para la situación sin aislante como con aislante. Los análisis económicos del Valor Actual Neto (VAN), la Tasa Interna de Retorno (TIR) y el Tiempo de Recuperación de la inversión (TR) del proyecto se realizaron con el programa Excel y los datos obtenidos se pueden observar en las Tablas No.8, No 9, No.10, y No.11, “Ingresos y Egresos, con y sin aislante”, Tabla No.12, “Flujo de caja actual”, y Tabla No.13, “Flujo de caja con el aislante instalado”, todas en la sección datos calculados, páginas 41 y 42.

7. Balance de masa. Partiendo de la cantidad de agua que se utiliza, la cantidad de hielo que se produce y el agua de proceso que se obtiene del hielo ya formado debido al deshiele, se realizó el balance de masa tanto para la situación sin aislante como con aislante. Para la situación sin aislante se operó de la siguiente manera:

$$\text{masa}_{\text{entra}} = \text{masa}_{\text{sale}}$$

$$\text{kg agua}_{\text{entran}} = \text{kg de hielo}_{\text{salen}} + \text{kg de agua de proceso}_{\text{salen}}$$

$$213,503.3060 \text{ kg agua}_{\text{entran}} = 204,545.4545 \text{ kg hielo}_{\text{salen}} + 8,957.8515 \text{ kg agua de proceso}_{\text{salen}}$$

De igual manera se planteó para el balance de masa de la situación con aislante. (Referirse a Tablas No.14 y No.15, “Balance de masa con aislante”, sección datos calculados, página 43).

C. DATOS CALCULADOS

Tabla No.5
“Diferencias de temperaturas”

Temperatura hielo, °C (±0.25)		
mañana	medio día	Δ
5.0	3.0	-2.0
4.5	4.0	-0.5
3.5	6.0	2.5
4.0	5.0	1.0
3.0	4.5	1.5
3.5	3.5	0.0
2.5	4.0	1.5
3.0	2.0	-1.0
3.0	3.5	0.5
3.0	3.0	0.0
4.0	2.0	-2.0
3.0	4.0	1.0
2.0	2.0	0.0
2.5	4.0	1.5
2.0	2.5	0.5
3.5	2.0	-1.5
2.0	3.0	1.0
2.0	2.0	0.0
3.0	2.5	-0.5
2.0	2.0	0.0
2.5	1.5	-1.0
2.5	4.0	1.5
3.5	3.5	0.0
2.0	4.0	2.0
2.5	3.5	1.0

promedio 0.3
desviación estándar 1.20

Temperatura ambiente, °C (±0.25)		
mañana	medio día	Δ
23.0	26.0	3.0
22.0	26.5	4.5
23.5	27.0	3.5
22.0	27.0	5.0
20.0	26.5	6.5
23.0	26.0	3.0
21.5	26.5	5.0
22.0	27.5	5.5
22.0	25.0	3.0
21.5	25.0	3.5
22.0	27.0	5.0
23.0	26.5	3.5
21.0	25.0	4.0
21.5	26.0	4.5
23.0	25.5	2.5
24.0	25.5	1.5
23.0	26.0	3.0
22.5	26.0	3.5
22.0	26.5	4.5
21.5	26.0	4.5
21.5	25.0	3.5
22.0	27.0	5.0
22.0	26.5	4.5
23.0	26.0	3.0
23.5	25.5	2.0

promedio 3.9
desviación estándar 1.16

Tabla No.6
“Calor por convección”

CONDICIONES	hc W/ m ² °K	hc promedio W/ m ² °K	Área m ²	T2 °C	T2 °C	ΔT °K	q W	q prom W
aire, convección libre	6	18	7.1	23	27	4	170.56	511.68
aire, convección libre	30		7.1	23	27	4	852.79	

Tabla No.7
“Calor por conducción”

aislante	k W/m°K	Área m ²	q W	T2 °C	T2 °C	ΔT °K	L m	L cm
poliestireno	4.53E-02	7.1066	511.68	9	23	14	0.0088	0.88

Gráfica No.4
"Grosor aislante vrs. costos"

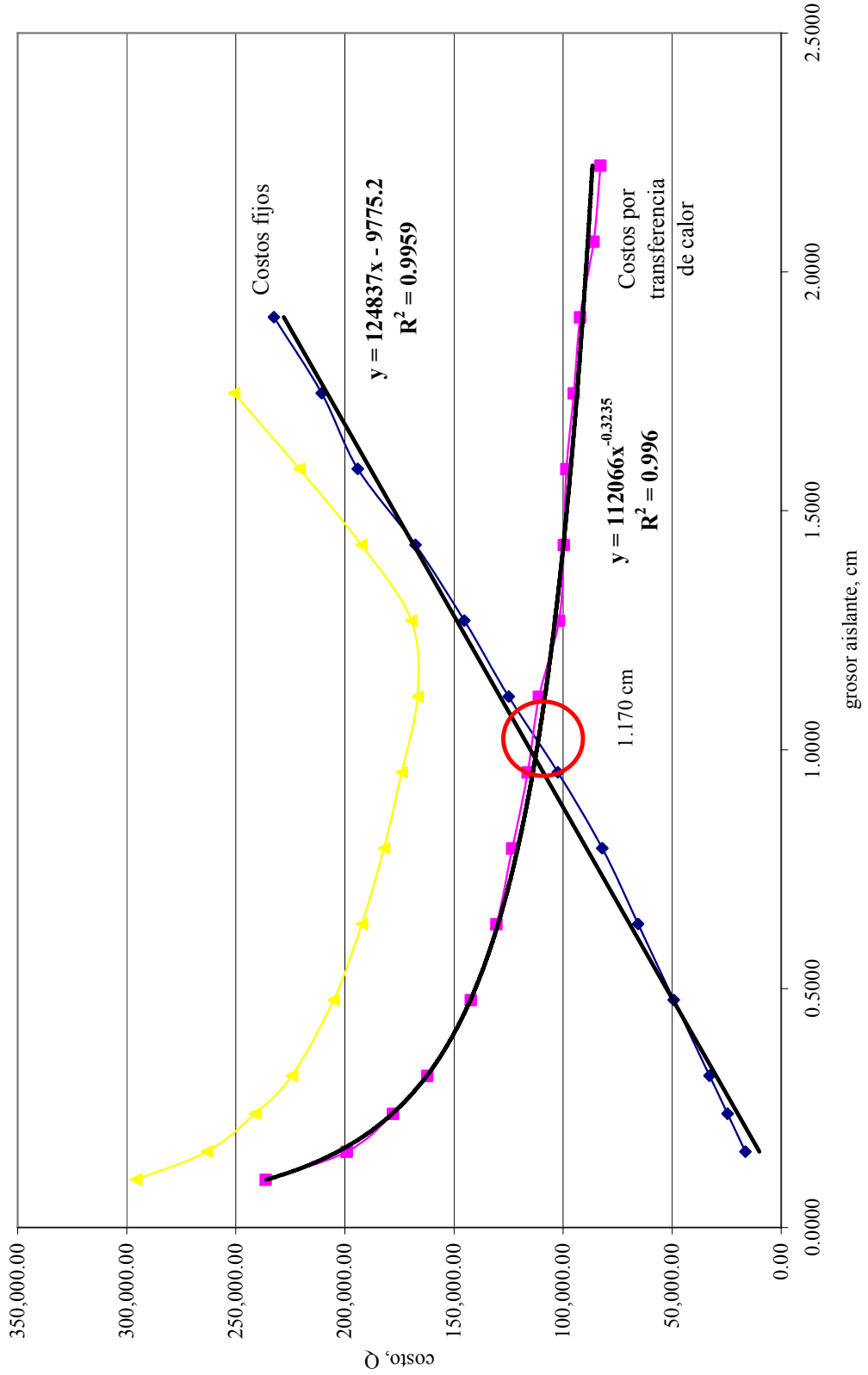


Tabla No.8
“Ingresos sin aislante, mensual”

Descripción	Cantidad mensual	Precio unitario Q.	Total de ventas Q.
Venta de bolsas de hielo propio	30,441	0.23	70,014.71

Tabla No.9
“Egresos sin aislante, mensual”

Descripción	Cantidad mensual	Precio unitario Q.	Total de egresos Q.
Compras de bolsas de hielo al mercado externo, actualmente	14,559	0.18	26,205.88

Tabla No.10
“Ingresos con aislante, mensual”

Descripción	Cantidad mensual	Precio unitario Q.	Total de ventas Q.
Ventas de bolsas de hielo propio	446,359	0.23	1,026,626.38

Tabla No.11
“Egresos con aislante, mensual”

Descripción	Cantidad mensual	Precio unitario Q.	Gasto total Q.
Compras de bolsas de hielo al mercado externo, con aislante instalado	2476	0.41	10,151.60
Inversión en el aislante	---	---	131,291.52

Tabla No.12
“Flujo de caja actual, mensual”

	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
ingresos +		70,014.71	70,014.71	70,014.71	70,014.71	70,014.71	70,014.71	70,014.71	70,014.71	70,014.71	70,014.71	70,014.71	70,014.71
egresos -		26,205.88	26,205.88	26,205.88	26,205.88	26,205.88	26,205.88	26,205.88	26,205.88	26,205.88	26,205.88	26,205.88	26,205.88
depreciación -	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
unidad bruta =	0.00	43,808.82	43,808.82	43,808.82	43,808.82	43,808.82	43,808.82	43,808.82	43,808.82	43,808.82	43,808.82	43,808.82	43,808.82
impuestos -	0.00	2190.44	2190.44	2190.44	2190.44	2190.44	2190.44	2190.44	2190.44	2190.44	2190.44	2190.44	2190.44
utilidad neta =	0.00	41,618.38	41,618.38	41,618.38	41,618.38	41,618.38	41,618.38	41,618.38	41,618.38	41,618.38	41,618.38	41,618.38	41,618.38
inversión inicial -	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
flujo de caja	0.00	41,618.38	41,618.38	41,618.38	41,618.38	41,618.38	41,618.38	41,618.38	41,618.38	41,618.38	41,618.38	41,618.38	41,618.38

VAN
Q172,305.95

Tabla No.13
“Flujo de caja con el aislante instalado, mensual”

	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
ingresos +		70,014.71	70,014.71	70,014.71	70,014.71	70,014.71	70,014.71	70,014.71	70,014.71	70,014.71	70,014.71	70,014.71	70,014.71
egresos -		10,151.60	10,151.60	10,151.60	10,151.60	10,151.60	10,151.60	10,151.60	10,151.60	10,151.60	10,151.60	10,151.60	10,151.60
depreciación -	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
unidad bruta =	0.00	59,863.11	59,863.11	59,863.11	59,863.11	59,863.11	59,863.11	59,863.11	59,863.11	59,863.11	59,863.11	59,863.11	59,863.11
impuestos -	0.00	2,993.16	2,993.16	2,993.16	2,993.16	2,993.16	2,993.16	2,993.16	2,993.16	2,993.16	2,993.16	2,993.16	2,993.16
utilidad neta =	0.00	56,869.95	56,869.95	56,869.95	56,869.95	56,869.95	56,869.95	56,869.95	56,869.95	56,869.95	56,869.95	56,869.95	56,869.95
inversión inicial -	-131,291.52	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
flujo de caja	-131,291.52	56,869.95	56,869.95	56,869.95	56,869.95	56,869.95	56,869.95	56,869.95	56,869.95	56,869.95	56,869.95	56,869.95	56,869.95
VAN mensual	-Q71,408.42	-Q33,022.82	Q648.75	Q30,185.22									
VAN	Q167,200.89												
TIR	43%												
tiempo de recuperación	2 meses												

Tabla No.14
 “Balance de masa sin aislante, mensual”

Entra		Sale	
agua m³ (±0.5)	agua kg (±0.5)	hielo, kg (±1.0)	kg de agua de proceso, (±0.0486)
214.0000	213,503.31	204,545.45	8,957.85

Tabla No.15
 “Balance de masa con aislante, mensual”

Entra		Sale	
agua m³ (±0.5)	agua kg (±0.5)	hielo, kg (±1.0)	kg de agua de proceso, (±0.0486)
214.0000	213,503.31	211,980.47	1,522.83 *

*debido a la instalación del aislante, se reduce en un 83 % la cantidad de agua de proceso, aumentando la cantidad de producción de hielo.