

**UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE QUITO**

CARRERA: INGENIERÍA MECÁNICA

**Trabajo de titulación previo a la obtención del título de:
INGENIERO MECÁNICO**

**TEMA:
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA TIPO TAMBOR
HORIZONTAL GIRATORIO, CON UNA CUCHILLA ESTACIONARIA,
PARA PRODUCIR DIARIAMENTE 150 KG DE HIELO CON UN
ESPESOR GRADUABLE DE 1 A 3 MM PARA UNA PRODUCTORA DE
EMBUTIDOS.**

**AUTOR:
MANUEL GUILLERMO ARGÜELLO ARGÜELLO**

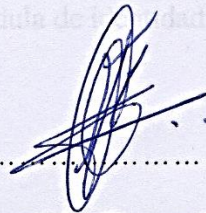
**TUTOR:
LUIS ANÍBAL ANDRANGO ANDRANGO**

Quito, Agosto de 2016

Cesión de derechos de Autor

Yo Manuel Guillermo Argüello Argüello con documento de identificación N°1718429440, manifiesto mi voluntad y cedo a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud de que soy autor del trabajo de titulación intitulado: “Diseño y construcción de una máquina tipo tambor horizontal giratorio, con una cuchilla estacionaria, para producir diariamente 150Kg de hielo con un espesor graduable de 1 a 3 mm para una productora de embutidos”, mismo que ha sido desarrollado para optar por el título de: Ingeniero Mecánico, en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

En aplicación a lo determinado en la ley de propiedad intelectual, en mi condición de autor me reservo los derechos morales de la obra antes citada. En concordancia, suscribo este documento en el momento que hago entrega del trabajo final en formato impreso y digital a la Biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.



Manuel Guillermo Argüello Argüello

CI. 1718429440

Quito, Julio de 2016

Declaratoria de coautoría del docente tutor

Que declaro que bajo mi dirección y asesoría fue desarrollado el trabajo de titulación, Diseño y construcción de una máquina tipo tambor horizontal giratorio, con una cuchilla estacionaria, para producir diariamente 150Kg de hielo con un espesor graduable de 1 a 3 mm para una productora de embutidos, realizado por Manuel Guillermo Argüello Argüello, obteniendo un producto que cumple con todos los requisitos estipulados por la Universidad Politécnica Salesiana, para ser considerados como trabajo final de titulación.

Quito, julio de 2016



.....

Luis Aníbal Andrango Andrango

Cédula de identidad: 1704400553

Dedicatoria

Este trabajo está dedicado a mis padres y hermanos por todo el apoyo incondicional brindado y el empuje a seguir adelante , pero en especial se lo dedico a mi esposa Cristina y a mi hijo Alejandro quienes son el motor que mueve mi vida y por quienes tiene sentido esta meta alcanzada.

Agradecimiento

A todos quienes integran la Universidad Politécnica Salesiana por los conocimientos impartidos a lo largo de esta etapa académica.

A mi tutor: Ing. Luis Andrango, por toda la paciencia, tiempo e interés brindado a mi proyecto de titulación.

Índice de contenido

1.	CAPÍTULO 1.....	4
1.1.	Refrigeración.....	5
1.1.1.	Refrigeración por compresión de vapor	5
1.1.2.	Refrigerantes.....	8
1.1.3.	Tipos de hielo	9
1.1.4.	Hielo en escama.....	12
1.1.5.	Productoras de hielo	15
2.	CAPÍTULO 2.....	22
2.1.	Estudio de alternativas.....	23
2.1.1.	Parámetros para producir hielo en escama	26
2.1.2.	Diseño del evaporador	27
2.1.3.	Potencia del compresor.....	40
2.1.4.	Selección de la válvula de expansión	44
2.1.5.	Dimensionamiento del Recipiente de líquido.....	45
2.1.6.	Selección de componentes principales y accesorios.....	48
2.1.7.	Selección de accesorios del sistema de refrigeración	49
2.1.8.	Dimensionamiento de componentes	57
2.1.9.	Panel de fuerza y control del equipo.....	59
3.	CAPÍTULO 3.....	62
	Análisis de resultados	62

3.1.	Construcción.....	63
3.2.	Tablas de resultados	64
4.	CAPÍTULO 4.....	68
4.1.	Costos directos	69
4.2.	Costos indirectos	73
4.3.	Tiempo estimado de recuperación del capital invertido.....	73

Conclusiones

Recomendaciones

Referencias

Anexos

Índice de figuras

Figura 1. Ciclo ideal de refrigeración.....	5
Figura 2. Ciclo real de refrigeración.....	7
Figura 3. Extracción de bloques de hielo.....	9
Figura 4. Triturado de hielo en concha.....	10
Figura 5. Hielo cilíndrico.....	11
Figura 6. Hielo frappe.....	12
Figura 7. Hielo en escamas.....	13
Figura 8. Detalle de componentes de una productora.....	15
Figura 9. Componentes de un productor de cilindro vertical.....	16
Figura 10. Productora de Disco frio.....	17
Figura 11. Productora de tambor horizontal.....	17
Figura 12. Principales Componentes de un generador de hielo en escama.....	18
Figura 13. Corte de hielo en una productora horizontal.....	21
Figura 14. Análisis de selección.....	24
Figura 15. Proceso de corte de hielo.....	27
Figura 16. Temperaturas dentro y fuera del cilindro.....	30
Figura 17. Temperaturas que intervienen en la formación de hielo.....	31
Figura 18. Diagrama presión temperatura del sistema de refrigeración.....	39
Figura 19. Mueble aislado del evaporador.....	41
Figura 20. Ángulos de corte de la cuchilla desprendedora.....	51
Figura 21. Distancia entre cuchilla y cilindro.....	51
Figura 22. Fuerzas F_c Y F_t	52
Figura 23. Fuerzas F_n y F_s	52
Figura 24. Carga por sección de cuchilla.....	55

Figura 25. Fuerzas que actúan en el movimiento del cilindro.....	57
Figura 26. Fotografía de la Maquina construida.....	63
Figura 27. Hielo producido por el equipo.....	64
Figura 28. Gráfica de resultados RPM vs espesor de hielo	65
Figura 29. Gráfica de resultados de capacidad aproximada vs RPM	67

Índice de tablas

Tabla 1	Características de fluidos refrigerantes.....	8
Tabla 2.	Propiedades del hielo en escama	13
Tabla 3.	Análisis de alternativas	23
Tabla 4.	Condiciones para producir hielo en escama	26
Tabla 5.	Accesorios del circuito de refrigeración	49
Tabla 6.	Accesorios de control y visualización de presión de refrigerante	50
Tabla 7.	Accesorios para el sistema de giro del cilindro y corte de hielo	59
Tabla 8.	Componentes eléctricos de control.....	60
Tabla 9.	Componentes eléctricos de fuerza	60
Tabla 10.	Resultados tomados a diferentes revoluciones por minuto	65
Tabla 11.	Temperatura del agua según el tiempo de funcionamiento	66
Tabla 12.	Capacidad según las revoluciones por minuto	67
Tabla 13.	Costos de material a ser trabajado	69
Tabla 14.	Costos de mano de obra.....	69
Tabla 15.	Costos de componentes y accesorios del sistema de refrigeración ..	70
Tabla 16.	Componentes del sistema de giro y corte de hielo	71
Tabla 17.	Costos de componentes del sistema de control y fuerza	71
Tabla 18.	Costos indirectos	73
Tabla 19.	Análisis del Tiempo de recuperación del capital invertido	73

Simbología

Qa = Calor transferido desde el agua al cilindro

mp = Masa del producto

ca = Calor específico del producto antes de congelamiento

Ti = Temperatura a la que ingresa el agua

Tc = Temperatura de congelamiento del agua

hif = Calor latente de fusión

cd = Calor específico del producto después del congelamiento

Tf = Temperatura final del producto

tp = Tiempo de producción

$\dot{m}hielo$ = Flujo másico del hielo

$mrev$ = Masa del producto en cada revolución

$lcil$ = Longitud del cilindro

$kacero$ = Coeficiente de conductividad del acero

hca = Coeficiente de convección entre el cilindro y el agua

hrc = Coeficiente de convección entre el refrigerante y el cilindro

Nu = Numero de nusselt

$Kagua$ = Coeficiente de conducción del agua

$Dext$ = Diámetro externo del cilindro

ρ_{agua} = Densidad del agua

ν_{agua} = Viscosidad dinámica del agua

ν_{cagua} = Viscosidad cinemática del agua

α_{agua} = Difusividad térmica del agua

σ = Resistencia máxima a la tensión del acero AISI 304

\dot{m}_{ref} = Flujo másico del refrigerante

C_{pref} = Calor específico del refrigerante a la entrada del evaporador

T_{sob} = Temperatura de sobrecalentamiento

h_4 = Entalpia a la salida de la válvula de estrangulamiento

P_e = Presión en el evaporador

SH = Recalentamiento total

OS = Recalentamiento de apertura

τ_h = Esfuerzo cortante del hielo

σ_{Max} = Esfuerzo máximo

σ_{Ad} = Esfuerzo admisible

S_y = Límite de fluencia del acero AISI 304

FS = Factor de seguridad

P_n = Potencia necesaria del motoreductor

N_{rev} = Número de revoluciones que dará el cilindro

m_{rl} = Masa de refrigerante en el recipiente de líquido

V_{ref} = Volumen ocupado por m_{ref}

ρ_{ref} = Densidad del refrigerante a temperatura de la salida del condensador.

ϕ_{rl} = Grado de llenado coeficiente designado para recipientes de líquido

m_{ref} = Masa del refrigerante en el condensador y evaporador

m_{co} = Masa del refrigerante en el condensador

V_{co} = Volumen del condensador medido en el condensador seleccionado

ϕ_{co} = Grado de llenado de refrigerante

P_c = Presión a la salida del condensador

SS = Recalentamiento estático

\bar{Q}_H = Tasa de rechazo de calor del refrigerante al ambiente

h_3 = Entalpía a la entrada de la válvula de estrangulamiento

F_m = Fuerza ejercida en el eje motriz

r_m = Radio del eje motriz

r_c = Radio del cilindro

Resumen

El presente proyecto trata sobre el diseño y construcción de una maquina tipo tambor horizontal giratorio, con una cuchilla estacionaria, para producir diariamente 150 kg de hielo con un espesor graduable de 1 a 3 mm para una productora de embutidos. Se inicia mostrando una breve explicación de que trata la máquina, tipos y funcionamiento.

Para la selección de la maquina a construirse se plantean varias alternativas, de las cuales se opta por aquella que tiene mayores ventajas, en costo de fabricación, facilidad de construcción, y calidad del producto final.

En el diseño del equipo se divide en tres partes principales, sistema de refrigeración, el sistema mecánico de giro del cilindro y corte de hielo y el sistema eléctrico de fuerza y control. Este diseño incluye selección de componentes y accesorios de la máquina.

Se describe el proceso de construcción tanto el sistema de refrigeración como el de corte de hielo y giro del cilindro, seguido de un análisis con datos técnicos obtenidos en las pruebas de funcionamiento del equipo, estos resultados que se tabulan e interpretan gráficamente, permiten sacar conclusiones sobre el desempeño de la máquina.

Se obtienen los costos directos e indirectos en la construcción del productor, de modo que permita realizar un análisis del tiempo en que se recupera la inversión.

Palabras clave

Cilindro, evaporador, transferencia por convección, refrigerante, baja presión

Abstract

This project deals with the design and construction of a rotating horizontal drum type machine with a stationary blade to produce 150 kg of ice daily with an adjustable thickness of 1 to 3 mm for production of sausages. It starts showing a brief explanation about the machine, types and operation.

For the selection of the machine to be built several alternatives arise, of which you opt for one that has greater advantages in manufacturing cost, ease of construction, and quality of the final product.

About the design team, it is divided into three main parts: cooling system, the mechanical system of rotation of the cylinder, cut ice, and electrical power, control system.

This design includes selection of components and accessories of the machine.

the process of building both: the cooling system and the cutting of ice and turning cylinder, are followed by an analysis with technical data from tests equipment performance, these results are tabulated and interpreted graphically described, allow conclusions on the performance of the machine.

Direct and indirect construction costs of the producer, so as to allow an analysis of the time that the investment is recovere.

Keywords

Cylinder, evaporator, convection transfer, refrigerant, low pressure

Introducción

El uso de hielo en la elaboración de productos comestibles, procesos de faenado y transporte de alimentos es un requisito que garantiza la calidad de estos. Los equipos productores son de diversos modelos y de esto depende el tipo de hielo que genere; en el caso de la maquina diseñada en este proyecto, este tiene un espesor que oscila entre uno y tres milímetros, conocido como hielo en escamas.

El equipo productor cumple con características de producción propias de la máquina, estas se detallan y analizan para el diseño del mismo como material de construcción, modo de obtención de hielo y calidad del producto,

Este proyecto se desarrolla enfocado al diseño de un productor de escamas que cubra las necesidades de consumo de hielo en la elaboración de 800 Kg de embutido y la factibilidad de su construcción.

Antecedentes

La producción de embutidos es un proceso en el que una máquina cortadora-mezcladora (cutter) cumple con la función de picar carne y mezclarla con saborizantes y aditivos, al momento de realizar esta operación se produce un efecto de calentamiento a causa de las altas fuerzas de corte generada por las cuchillas en la taza del cutter. Para contrarrestar dicho efecto es necesario suministrar hielo que tenga 3 mm máximo de espesor con el fin de disminuir la temperatura de la masa, obteniendo así un producto homogéneo y sin partículas de grasa visible.

Es de fundamental importancia trabajar con un espesor de hielo que no sobrepase los 3mm pues en el caso que tenga mayor tamaño, al momento de la mezcla chocara con las cuchillas del cutter, dañando así el filo de las mismas. El resultado es un picado de carne deficiente y debido al afilado inmediato que debe darse a las cuchillas, se genera un menor tiempo de vida en estas, además se requiere de paradas de producción hasta contar con el filo adecuado. (FAO, 2003)

Justificación

Pequeños negocios de embutidos con producción de hasta 800 kg por día precisan de 150 Kg de hielo diariamente, el mismo que no debe sobrepasar los 3 mm de espesor. (FAO, 2003, pág. 3)

Las maquinas fabricadas para esta aplicación tienen capacidades que van desde una tonelada de producción de hielo diaria en adelante, estas no se fabrican en Ecuador y además el importarlas implica pagar un valor del 45 % adicional, sumando a esto la falta de asistencia inmediata de un técnico representante de la

empresa, en caso de una avería de la misma. Ante este problema, productores de embutidos tienen que utilizar el hielo en bloque triturado. El mismo que sobrepasa los 20 mm de espesor y causa daños a sus equipos de picado y mezclado.

Al observar este problema surge la idea de construir una productora de hielo en escama con una capacidad de 150 Kg por día, la misma que satisfaga la demanda de pequeños productores de embutidos y evite daños en las cuchillas de la taza de picado, ya que este hielo tendrá un espesor graduable de 1 a 3 mm.

Alcance

Se construirá una máquina productora de hielo en escama, basada en cálculos y diseños de máquinas similares, y los planos respectivos que describan el funcionamiento de la productora, para que luego se someta a las pruebas pertinentes que garanticen el óptimo funcionamiento.

Objetivo general

Diseñar y construir una máquina tipo tambor horizontal giratorio, con una cuchilla estacionaria, para producir diariamente 150 kg de hielo con un espesor graduable de 1 a 3 mm para una productora de embutidos.

Objetivos específicos

- Construir un sistema que permita cortar hielo de 1 a 3 mm de espesor
- Diseñar y construir, el mecanismo de volteo del cilindro evaporador y el mecanismo de regulación de cuchilla.
- Analizar un sistema de refrigeración con temperatura de $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ de evaporación.

CAPÍTULO 1

Marco teórico

Introducción

En este capítulo se define la refrigeración, haciendo énfasis en aquella que se produce a base de compresión de vapor, siguiendo con el ciclo ideal y real de refrigeración, además de una información básica de los refrigerantes R22, R507, R717 y R134a.

A continuación se describe los principales tipos de hielo producidos artificialmente, centrándonos en el hielo en escama, se menciona sus propiedades, aplicaciones y ventajas. Siendo este tipo de hielo peculiar no solo por su forma, sino también por el modo de producirlo, se muestra el proceso de obtención, describiendo concisamente su funcionamiento y los elementos principales que componen un equipo productor que no se reduce a un solo modelo, por el contrario son varios tipos los cuales se dará a conocer con una pequeña descripción de cada uno de ellos.

1.1. Refrigeración

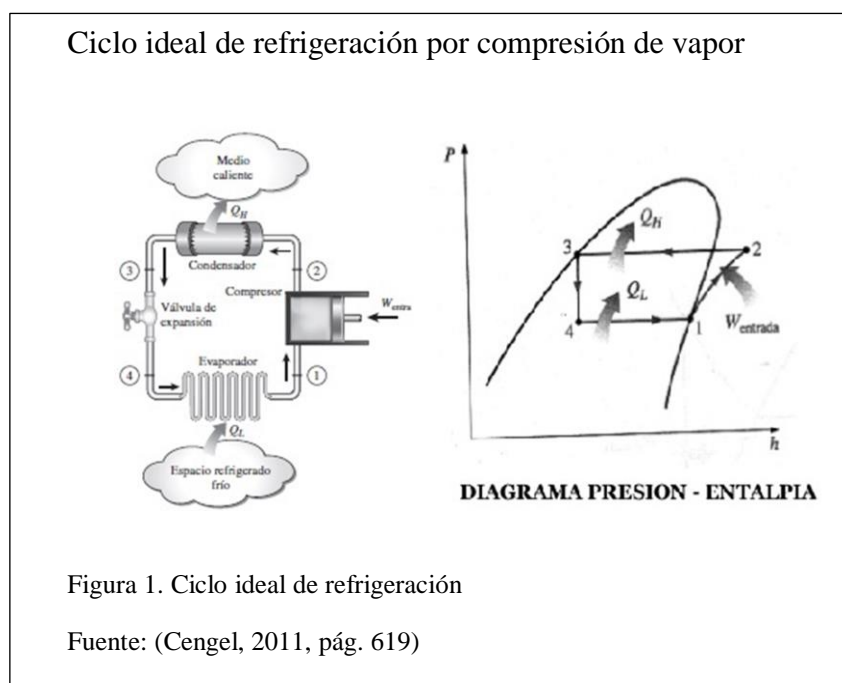
(Peña), “La refrigeración se define como la rama de la termodinámica que trata con el proceso de reducir y mantener la temperatura de un espacio o material bajo la temperatura ambiente” (Pág. 1).

Para bajar la temperatura a un producto deseado, es necesario que este le transfiera calor al fluido refrigerante, el mismo que se encuentra a una temperatura menor que el producto a refrigerar. (Peña, pág. 1)

1.1.1. Refrigeración por compresión de vapor

Este tipo de refrigeración se produce forzando de manera mecánica el flujo de refrigerante en un sistema cerrado, siendo así este será el encargado de transportar el calor ganado en el evaporador hacia el ambiente, mediante el condensador. El compresor además de ser el encargado de forzar el flujo de refrigerante, también cumple con elevar la presión creando así dos regiones, la de alta y la de baja. (Cengel, 2011, pág. 618).

1.1.1.1. Ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor



Como se indica la figura 1.1 el ciclo ideal se caracteriza por tener 4 procesos de flujo estable, en donde se toman las siguientes consideraciones. Fuente

4-1 El refrigerante se evapora a presión y temperatura constante y sale como vapor saturado

1-2 El refrigerante se comprime isentrópicamente

2-3 El refrigerante se condensa a presión y temperatura constante y sale como líquido saturado

3-4 Se disminuye la entrada de presión al evaporador mediante una válvula de expansión o tubo capilar (Cengel, 2011, pág. 618)

Del análisis del ciclo se obtienen las siguientes ecuaciones

$$COP = \frac{Q_L}{W_{neto, entrada}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad \text{Ecuación 1.1}$$

COP= coeficiente de desempeño del equipo

$$Q_L = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad \text{Ecuación 1.2}$$

Q_L = Tasa de eliminación de calor del espacio refrigerado

$$\dot{W}_{entrada} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad \text{Ecuación 1.3}$$

$\dot{W}_{entrada}$ =Entrada de potencia al compresor

$$Q_H = \dot{m}(h_2 - h_3) \quad \text{Ecuación 1.4}$$

$$Q_H = Q_L + \dot{W}_{neto, entrada} \quad \text{Ecuación 1.5}$$

Q_H = Tasa de rechazo de calor de refrigerante al ambiente


h_1 = Entalpia a la entrada del compresor

h_2 = Entalpia a la salida del compresor

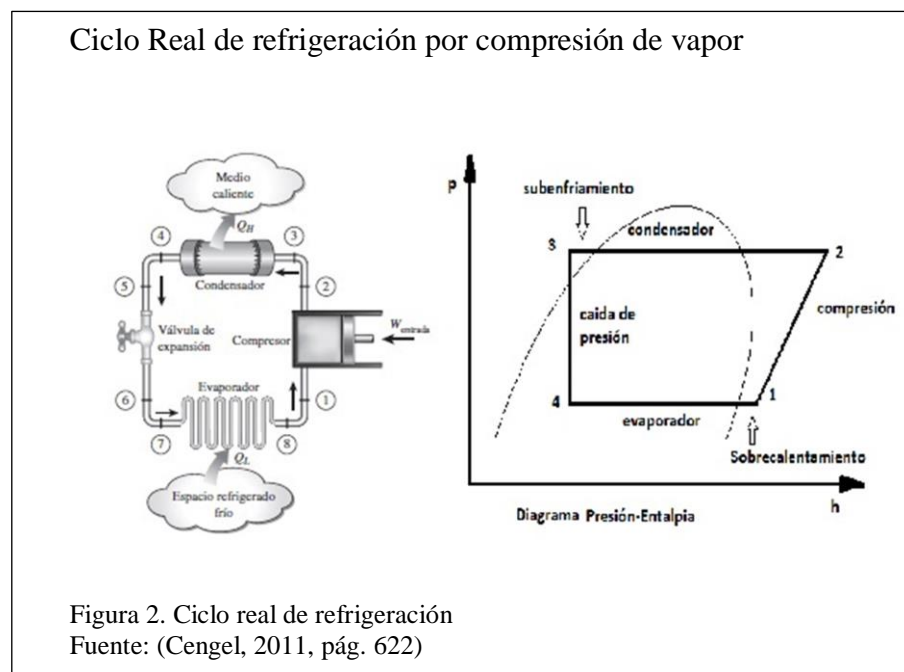
h_3 = Entalpia a la entrada de la válvula estranguladora

h_4 = Entalpia a la salida de la válvula estranguladora

Entalpias $h_3=h_4$

(Cengel, 2011, pág. 621) 

1.1.1.2. Ciclo real de refrigeración por compresión de vapor



La Irreversibilidad considerada en este ciclo es una de las principales diferencias que tiene respecto al ideal. Como podemos observar en la Figura 2 se analizan 8 puntos a lo largo del ciclo, a diferencia del ideal en donde se analizan 4, la razón de esto se debe a varias consideraciones que se toman en un ciclo real, las mismas que se detallan a continuación:

- El refrigerante sale del evaporador como vapor sobrecalentado
- El refrigerante sale del condensador como líquido subenfriado

- El proceso de compresión no es isentrópico (Cengel, 2011, pág. 623)

Las Ecuaciones son las mismas que las del ciclo ideal, la diferencia está en las entalpías, pues el sobrecalentamiento y el subenfriamiento considerado variarían la presión y temperatura a la entrada y salida del compresor, condensador, válvula de estrangulamiento y evaporador. (Cengel, 2011, pág. 623)

Consideraciones

- Temperatura de entrada al compresor= temperatura de evaporación + sobrecalentamiento
- Temperatura a la entrada de la válvula= temperatura de condensación + subenfriamiento

1.1.2. Refrigerantes

Como lo indica Dossat (2007) “Un refrigerante es cualquier cuerpo o sustancia que actúa como agente de enfriamiento absorbiendo calor de otro cuerpo o sustancia” (pág. 365).

Tabla1 Características de fluidos refrigerantes

Características de Fluidos Refrigerantes

Refri.	Fórmula	Temperatura de ebullición P.atm.	Aplicación	Perjudicial para la capa de ozono
R22	CHClF ₂	-40.8°C	Media y alta(-14°C a 20°C)	Perjudicial
R717	NH ₃	-2.22°C	Baja (- 30°C)	No perjudicial
R507	CHF ₂ CF ₃ / CH ₃ CF ₃	-46.6°C	Baja (-38°C)	No perjudicial
R134	CH ₂ FCF ₃	-26.2°C	Media y alta (-10°C a 15°C)	No perjudicial

Nota: Se muestran las principales características de varios refrigerantes
Fuente: (Dossat, 2007, pág. 397)

La tabla 1 indica las principales características del R22, R507, R717 y R134a.

Centrándonos en la refrigeración por compresión de vapor, un refrigerante es el fluido circulante del sistema de refrigeración, el mismo que se evapora y condensa, absorbiendo y cediendo calor respectivamente en el ciclo.

1.1.3. Tipos de hielo

El hielo ha sido desde hace mucho, un medio práctico e inmediato para la conservar alimentos, Marsh & Olivo, (1976) afirman que “Algunos de los primeros experimentos acerca de la conservación de alimentos datan desde 1626, en que Francis Bacon intento conservar un pollo rellenándolo de nieve”. (Pág. 16).

El principal problema de aquel entonces era el transportar hielo desde lugares lejanos hasta el sitio en que le daban el respectivo uso, observando esto nace la necesidad de producir hielo por medios artificiales y es en el año de 1834 en que el ingeniero norteamericano Jacob Perkins construye la primera productora de hielo y desde ese momento se le ha dado al hielo distintos procesos de obtención, además de formas y tamaños que se ajustan a una aplicación específica. Estos tipos de hielo son mencionados a continuación:

1.1.3.1. Hielo en bloque

Extracción de bloques de hielo

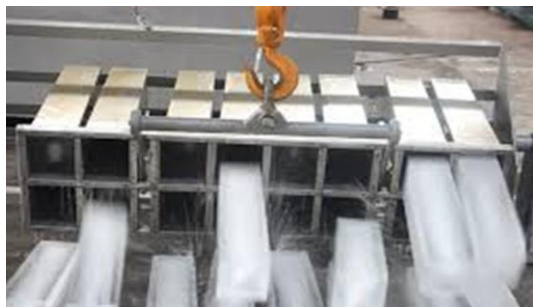


Figura 3. Extracción de bloques de hielo
Fuente: (Coldmax, 2013)

Como se muestra en la figura 3 tiene forma de bloque el mismo que se forma en moldes metálicos sumergidos en piscinas de salmuera, que se encuentra a una temperatura de -20°C . Su aplicación se da en almacenamiento de mariscos, enfriamiento de bebidas embotelladas y transporte de alimentos que necesitan ser refrigerados.

Este es el hielo de mayor duración en comparación con otros tipos de hielo (bajo las mismas condiciones puede durar un 20% más de tiempo), esto debido a su modo de obtención, pero las desventajas son el que tiene demasiada manipulación al momento de extraerlo y el costo de la productora es un 50% mayor en comparación con productoras de otros tipos de hielo de similar capacidad.

1.1.3.2. Hielo en conchas

Este tipo de hielo se forma en un evaporador conformado por dos tubos uno con mayor diámetro que el otro, el hielo adopta la forma de 2 cilindros unidos y finalmente para su extracción se utiliza un principio de circulación de gas caliente que lo hace caer y ser molido de inmediato por un tornillo sinfín que a la vez lo transporta al silo de almacenamiento como se muestra en la figura 4.

Triturado de hielo en concha



Figura 4. Triturado de hielo en concha
Fuente: (Frigosistemas, 2014)

El espesor de este hielo es graduable y va desde 4 a 7 mm lo que hace que este sea aplicable en el proceso de faenado de aves, enfriamiento de bebidas y también sirve en los procesos de mezclas de concreto para obras civiles. La principal desventaja radica en que debido a su extracción por gas caliente, constantemente se está derritiendo lo que implica una corta duración.

1.1.3.3. Hielo en cubos y hielo cilíndrico

Estos tipos de hielo tienen tamaños que no sobrepasan los 4 cm por lado en el caso de los cubos y 4 cm de diámetro y 3.5cm de longitud en el caso del hielo cilíndrico.

La extracción de ambos se produce mediante circulación de gas caliente en el evaporador, es decir que no tienen manipulación. Este hielo es apto para el consumo humano y como se ve en la figura 5 tiene un aspecto llamativo por lo que es especial para enfriamiento de cocteles, jugos, etc.

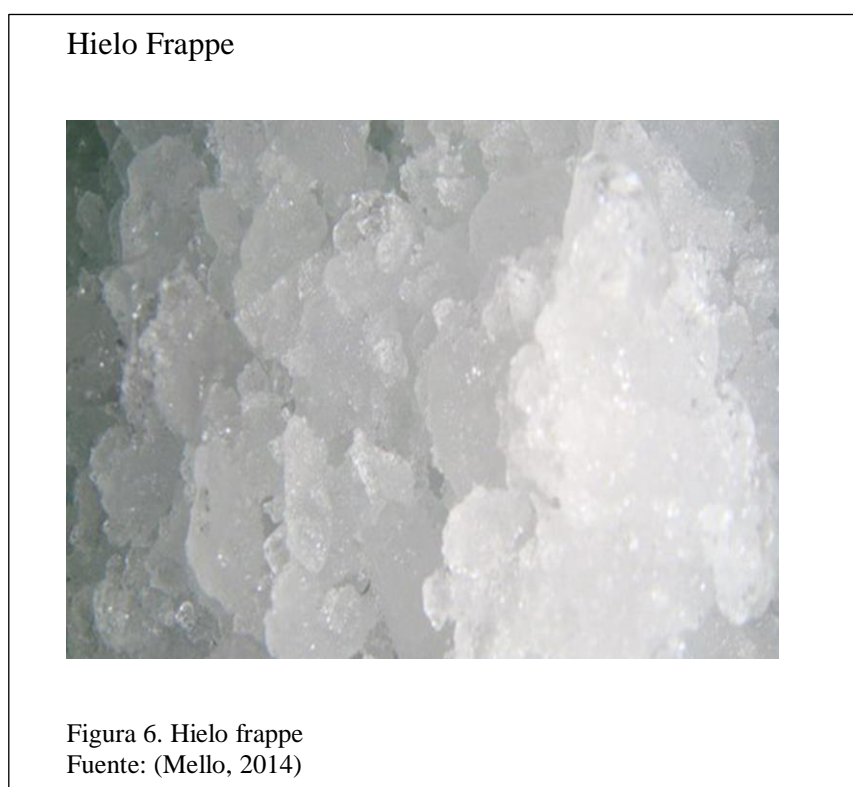
Hielo cilíndrico



Figura 5. Hielo cilíndrico
Fuente: (Mello, 2014)

1.1.3.4. Hielo frappe

Este tipo de hielo se genera en la parte interna de un cilindro subenfriado. La extracción de hielo se produce mediante un tornillo sin fin que raspa las paredes y lo transporta hacia un silo de almacenamiento. Como se muestra en la figura 6, es sumamente delgado y su espesor no sobrepasa el 0,3 mm. Su aplicación se da en elaboración de bebidas, enfriamiento de mariscos y demás productos que estén en constante exhibición.



1.1.4. Hielo en escama

Según Cofrico, (2010) “El hielo en escamas se puede definir como un hielo seco y subenfriado en fragmentos pequeños planos con forma de oblea irregular

El hielo en escamas, llamado así por su forma de lámina irregular que no sobrepasa los 3 mm de espesor, como se muestra en la Figura 7 no tiene un modelo definido, por el contrario tiene varios tamaños y formas, esto se debe a su

modo de obtención, pero es precisamente este detalle que le da varias propiedades características a estas escamas como se indica en la tabla 2 y además este proceso hace de este un hielo especial para varias aplicaciones específicas. (Schill & Schill, 2014, pág. 2)



Tabla 2. Propiedades del hielo en escama

Propiedades del hielo en escama

Propiedad	Unidad	Cantidad
Temperatura transmitida a los productos en contacto	°C	-7
Densidad	Kg/m ³	0.42
Ligero en comparación con otros tipos de hielo	%	30
Espesor	mm	De 1 a 3
Temperatura de subenfriamiento para la formación	°C	-7
Contenido calorífico que puede ceder	Kcal/Kg	83

Nota: Propiedades que caracterizan al hielo en escama
Fuente: (Schill & Schill, 2014, pág. 2)

1.1.4.1. Aplicaciones y ventajas

Aplicaciones

- Proceso de picado para la producción de embutidos.
- Producción de productos de panadería y pastelería.
- Refrigeración de pescados y mariscos.
- Llenado de mostradores de alimentos frescos en supermercados.
- Refrigeración decorativa de buffet (hoteles, restaurantes, catering para eventos...).
- Crioterapia en medicina humana y veterinaria.
- Balnearios. (Schill & Schill, 2014, pág. 2)

Ventajas

- Por ser un hielo subenfriado, puede ceder 83kcal/Kg un poco más en comparación con otros tipos de hielo (80Kcal/Kg). (Cofrico, 2010)
- Por su tamaño, brinda un mejor recubrimiento de alimentos a conservarse.
- Gracias a su espesor de máximo 3 mm, no destruye ni deforma las cuchillas o tornillos sinfín de las máquinas utilizadas en el procesado de alimentos. (Schill & Schill, 2014, pág. 2)

1.1.4.2. Proceso de fabricación

El proceso de fabricación consiste en una cantidad de agua en contacto con una superficie subenfriada a una temperatura que va desde los -20 a los -25 °C, de esta manera el agua se congela y de inmediato una cuchilla o fresa se encarga de desprender de la superficie el hielo formado que no sobrepasa los 3 mm de espesor. (Koelet, 1997, pág. 317)

La producción diaria o capacidad de estas máquinas depende de varios factores, según Koelet (1997) “la capacidad de producción de hielo en escamas depende de la velocidad del tambor, del espesor del hielo y de la temperatura de evaporación”. (pág. 317). Existen otros factores que definen la capacidad de una productora FAO (2003) afirma que “Otros factores, como la temperatura del agua de relleno, también afectan a la capacidad de la máquina. Así pues, las condiciones óptimas de funcionamiento dependerán tanto de las condiciones locales como del espesor del hielo deseado”.

1.1.5. Productoras de hielo



Como se muestra en la figura 8, son máquinas compuestas principalmente de compresor, condensador, válvula de estrangulamiento, y un evaporador en forma de cilindro en contacto con agua, en el que se forma finas capas de hielo de máximo 3 mm de espesor, las cuales son desprendidas mediante una fresa o cuchilla.

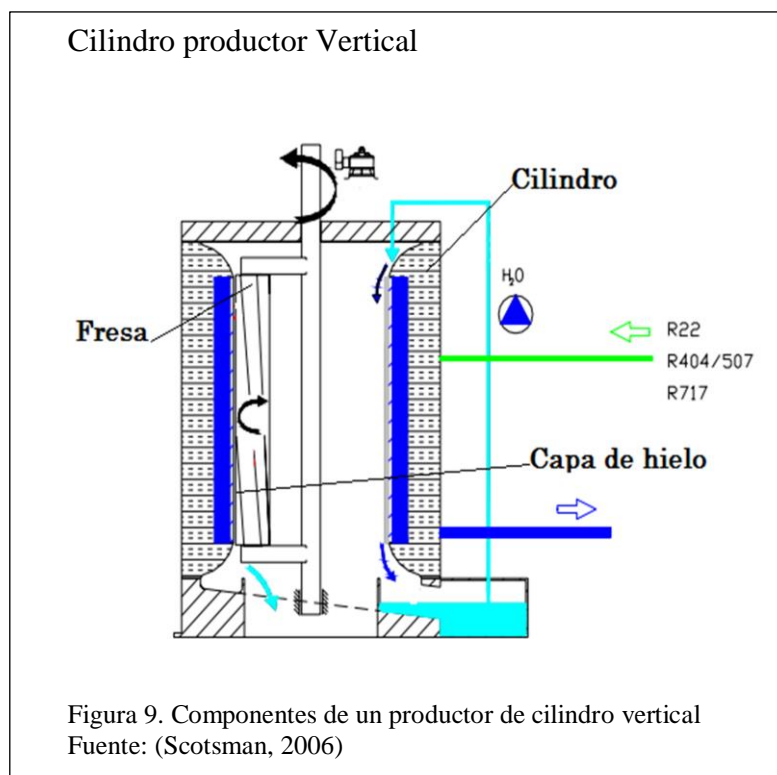
1.1.5.1. Tipos de máquinas productoras

Existen varios tipos, los cuales funcionan bajo el mismo principio, la diferencia radica en el modelo del evaporador

- **Tambor vertical estático y cuchilla o fresa móvil interna**

En esta máquina la fresa o cuchilla se desplaza angularmente por toda la superficie interna del cilindro, tomando como eje de giro el centro del mismo, como se muestra en la Fig.1.9 La cuchilla al entrar en contacto con el hielo de inmediato lo desprende haciéndolo caer a un depósito o silo de almacenamiento. (FAO, 2003)

Cilindro productor de hielo vertical

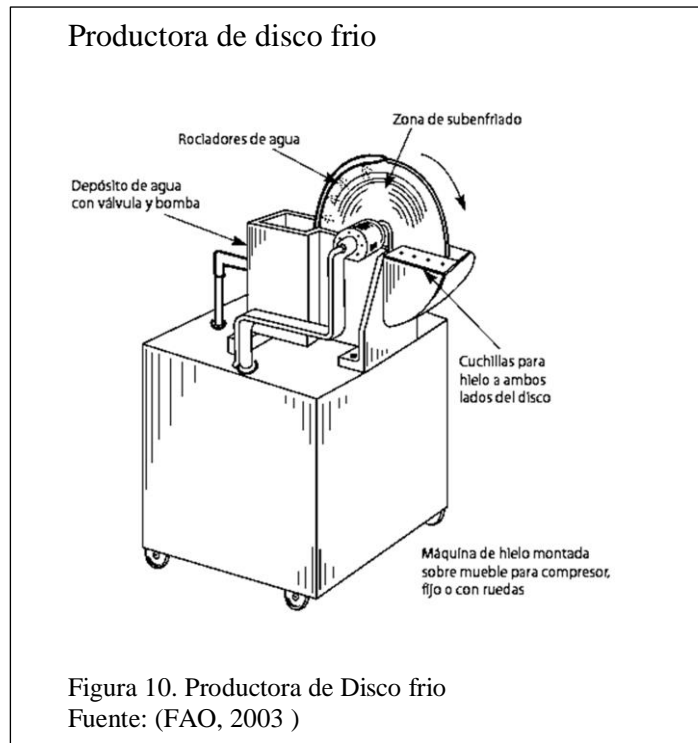


- **Tambor vertical estático y fresa móvil externa**

En lo único que difiere a la máquina anterior es que el hielo se forma en la parte exterior del cilindro, de este modo, la fresa desprenderá el hielo formado en la superficie exterior del tambor-evaporador. (Koelet, 1997, pág. 318)

- **Disco frío**

Como se muestra en la Fig. 10 este tipo de productor de hielo en escama es el llamado disco frío o coldisc, que consiste en un disco giratorio subenfriado el cual con la ayuda de unos rociadores de agua, genera hielo, el mismo que es extraído por unas cuchillas fijas ubicadas a los costados del disco.



- **Productora de tambor giratorio horizontal y cuchilla estacionaria**

Su principal característica es su cilindro horizontal, sumergido una tercera parte en agua de este modo, en la superficie en contacto con el líquido se forma el hielo que es desprendido por una cuchilla estacionaria graduable. (Schill & Schill, 2014, pág. 2)

1.1.5.2. Máquina de hielo en escama con tambor horizontal

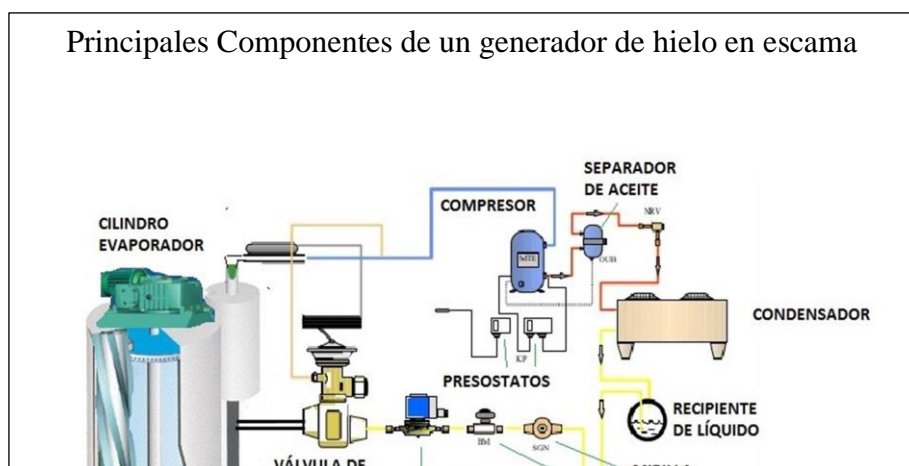


1.1.5.2.1. Funcionamiento

El ciclo de refrigeración en este caso se cumple tomando como evaporador un cilindro hueco de acero inoxidable, al cual ingresa refrigerante mediante una válvula de expansión encargada de reducir la presión de entrada al cilindro, una vez adentro este empezará a evaporarse gracias al calor cedido por el agua en donde estará sumergido el tambor-evaporador, como resultado de este proceso el agua se congelara en la superficie exterior del cilindro, como este se encuentra girando la capa de hielo no sobrepasa los 3 mm de espesor y gracias a este movimiento angular es desprendido por una cuchilla estática, ubicada frente al cilindro, como se muestra en la Fig. 11. (FAO, 2003).

Es de suma importancia conocer que las presiones y temperaturas en el cilindro evaporador son muy bajas para conseguir de manera rápida la formación de hielo, trabajando así con presiones por debajo de 15 PSI y temperaturas de hasta $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$. (FAO, 2003)

1.1.5.2.2. Componentes de la máquina



Un equipo productor de hielo tiene varios componentes, no solo aquellos que hacen cumplir el ciclo termodinámico, también existen una lista de elementos como: manómetros, presostatos, mirillas, y demás componentes que facilitarán el control y protección del sistema, reflejando mediante lecturas el comportamiento del refrigerante en el ciclo. Los componentes principales son los encargados de cambiar presiones y temperaturas en cada etapa como se observa en la Fig. 12

- **Compresor**

El compresor es el corazón del ciclo de refrigeración encargado de succionar refrigerante proveniente del evaporador, de esta manera baja la presión del mismo y por ende su temperatura y por otro lado descarga el mismo fluido a alta presión (por lo menos tres veces más que la de succión), de este modo, eleva la temperatura de saturación grados arriba del medio enfriante disponible para la condensación del vapor refrigerante. (Copeland, 1995, págs. 4-1)

Parámetro de selección

Se selecciona mediante el cálculo de la carga térmica a extraerse.

- **Condensador**

Un condensador es básicamente un intercambiador de calor en donde el refrigerante cede el calor ganado en el evaporador, al medio de condensación. El refrigerante empujado por el compresor, entra al condensador como vapor a alta presión y a medida que circula por este se condensa convirtiéndose en líquido. (Copeland, 1995, págs. 5-1)

Parámetro de selección

Depende de la carga térmica que extrae el compresor.

- **Recipiente de líquido**

Es un tanque instalado a la salida del condensador que tiene por función acumular líquido de tal manera que la válvula de expansión siempre tenga a la entrada, refrigerante líquido, esto sin importar que el nivel en el interior del tanque pueda variar. Esto se logra gracias a que el conducto de salida se encuentra sumergida hasta el fondo del recipiente. (Copeland C. , 1995, pág. 11-1)

Parámetros de selección

Según Copeland C. (1995) “El recipiente deberá ser lo suficientemente grande para alojar la carga completa de refrigerante del sistema”. (pág. 11-1)

- **Válvula de expansión Termostática**

Una válvula de expansión es un dispositivo cuya función es bajar la presión que ingresa al evaporador. Se encuentra compuesta de un bulbo que se instala al final del evaporador, de esta manera censa la temperatura del refrigerante, la cual le permite al fluido que se encuentra dentro del bulbo expandirse o contraerse, permitiendo así mayor o menor entrada de refrigerante al evaporador. (Copeland C. , 1995, pág. 7-1)

Parámetros de selección

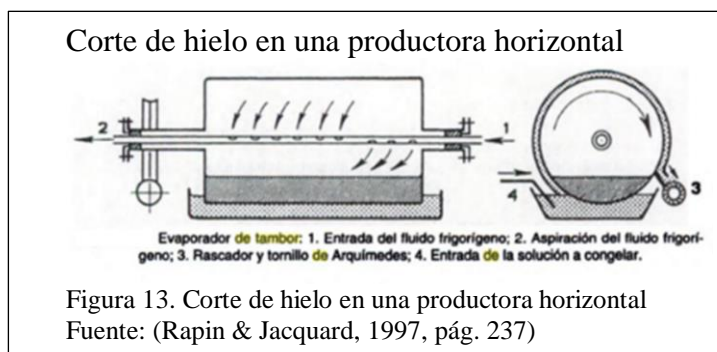
Existen varios parámetros que rigen la selección de una válvula de expansión los cuales se especifican en los catálogos de la misma, pero la principal depende de la carga térmica a extraerse. (Sporlan, 2000, pág. 3)

- **Evaporador**

El evaporador ubicado en el lado de baja presión del sistema de refrigeración, es el encargado de convertir el refrigerante líquido en vapor, con el calor extraído del medio a enfriar, el mismo que hace hervir el refrigerante y de esta manera se cumple con el objetivo del sistema, la refrigeración. (Copeland C., 1995, pág. 6-1)

Parámetros de selección

Se selecciona según la capacidad del compresor, carga térmica a extraerse y aplicación. En el caso de una productora de hielo en escama se deberán realizarse diseños y cálculos de tal manera que cumplan con el objetivo de producción, eso implica el diseño de cada elemento que lo compone como se muestra en la figura 13. (Copeland C., 1995, pág. 6-2)



- **Acumulador de succión**

El acumulador de succión es el encargado interceptar al refrigerante líquido antes de que ingrese al compresor, evitando así daño en las válvulas y golpeteos

en los pistones. El diseño de un acumulador es todo lo contrario a un recipiente de líquido, ya que el conducto de salida se encuentra lo más alejada del fondo del tanque. (Copeland C., 1995, pág. 11-2)

Parámetros de selección

Según Copeland C. (1995) “un acumulador debe tener una capacidad suficientemente grande para alojar la máxima cantidad de líquido que pudiera producir la inundación” (pág. 11-2)

CAPÍTULO 2

Diseño y selección de componentes

Introducción

Este capítulo comprende el diseño total del equipo para lo cual se parte del análisis de alternativas de tipos de productoras de hielo en escama, con el fin de seleccionar la más adecuada y llevar a cabo su construcción.

El diseño de la maquina está dividido en tres partes; sistema de refrigeración, sistema mecánico de corte de hielo, control y protección.

La parte de refrigeración comprende el dimensionamiento de cada uno de los componentes que hacen cumplir el ciclo de refrigeración, así como la selección de los mismos y de accesorios que intervienen en el circuito de flujo del refrigerante.

En el sistema mecánico de corte de hielo se toma en cuenta las fuerzas que intervienen en dicho proceso, de este modo se dimensiona cada uno de los elementos que componen este sistema (cuchilla, motoreductor, rodamientos, sellos mecánicos).

La parte de control y protección contiene los diagramas eléctricos de fuerza y control que comandan al equipo por el cual se seleccionan los materiales eléctricos dimensionados según los rangos de funcionamiento de los componentes que generan la formación y extracción de hielo.

2.1. Estudio de alternativas

El análisis realizado en la tabla 2.1 muestra cuatro tipos de productoras de hielo en escamas, las mismas que son comparadas en varios factores como; facilidad de construcción, costo, calidad y control de proceso de producción, de modo que se asigna un valor numérico el mismo que se evalúa dependiendo el grado de ventaja que brinde. La máquina con mayor valor es la más idónea a llevar a cabo.

Máquina 1= Tambor giratorio horizontal y cuchilla estacionaria

Máquina 2= Tambor vertical estático y cuchilla o fresa móvil interna

Máquina 3= Tambor vertical estático y cuchilla o fresa móvil externa

Máquina 4= Disco frío

Tabla 3. Análisis de alternativas

Análisis de alternativas

Tipo de máquina	Máquina 1	Máquina 2	Máquina 3	Máquina 4
Observaciones	1	2	3	4
Menor Costo de construcción	3	2	2	4

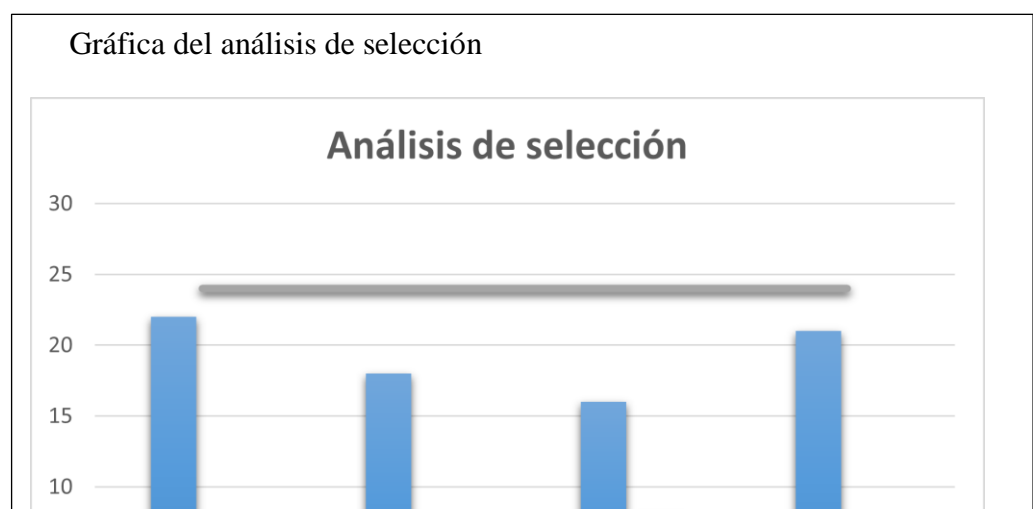
Menor manipulación del hielo en el proceso	4	4	4	4
Observación y control de producción	3	3	3	3
Facilidad de construcción	4	2	1	3
Menor Cantidad de componentes para la extracción de hielo	4	3	2	4
Calidad del producto final	4	4	4	3
Total	22	18	16	21

Elaborado por: M. Arguello (2016)

Selección de la máquina

Según los parámetros analizados la productora de hielo con tambor horizontal tiene mayor cantidad de ventajas respecto a las demás, seguida del productor de disco frío y cómo se observa este último tiene un menor costo de construcción pero la calidad del producto final es menor a la productora de tambor horizontal, siendo este uno de los factores más importantes, la más adecuada para llevar a cabo su construcción es la máquina de tambor giratorio horizontal y cuchilla estacionaria.

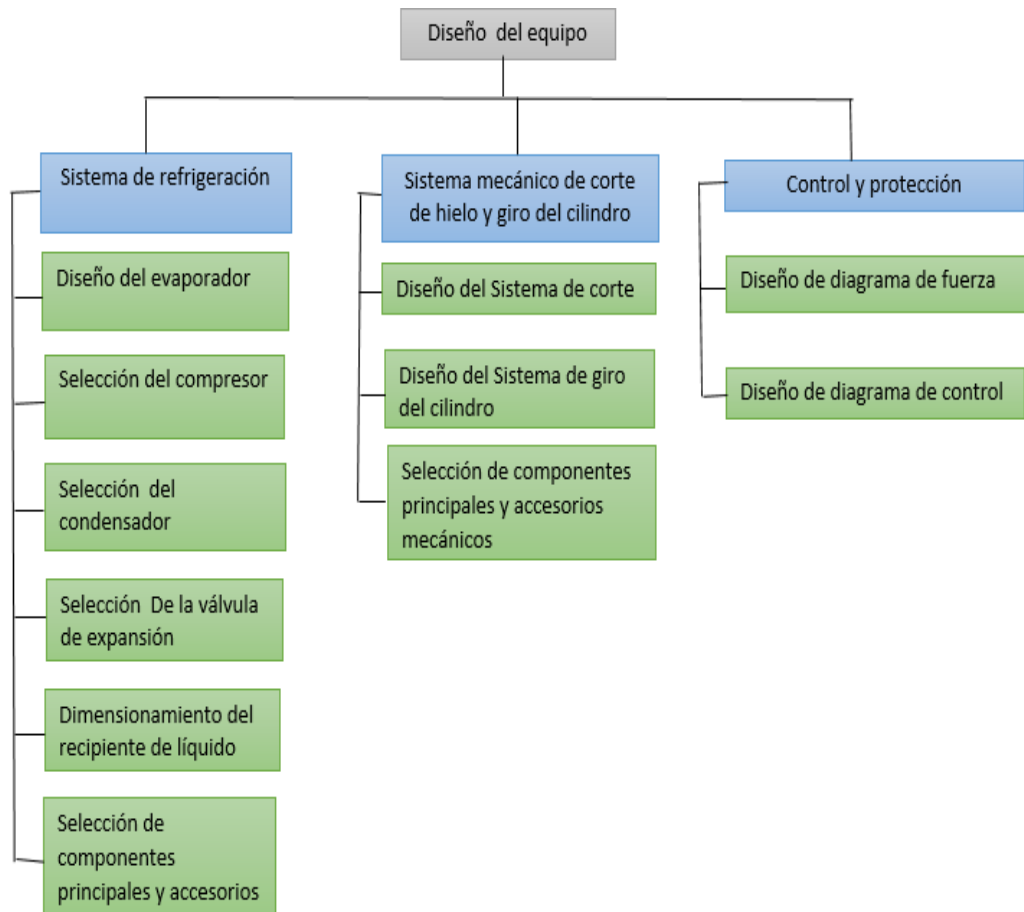
En la figura 14 se analiza gráficamente las ventajas de una maquina respecto de otra tomando como valor óptimo 24 o desventajas = 0, de este modo se aprecia en la gráfica que la barra de ventajas de la máquina 1 es la que más se acerca al valor óptimo.



Organización de diseño

Para el diseño del equipo se dividió en tres grupos detallados en el Diagrama de bloques

Organización de diseño del equipo



Elaborado por: M. Arguello (2016)

2.1.1. Parámetros para producir hielo en escama

Para conocer bajo qué condiciones se obtiene el hielo en escama, se muestra en la tabla 2.2 los factores que influirán en el proceso de fabricación.

Tabla 4. Condiciones para producir hielo en escama

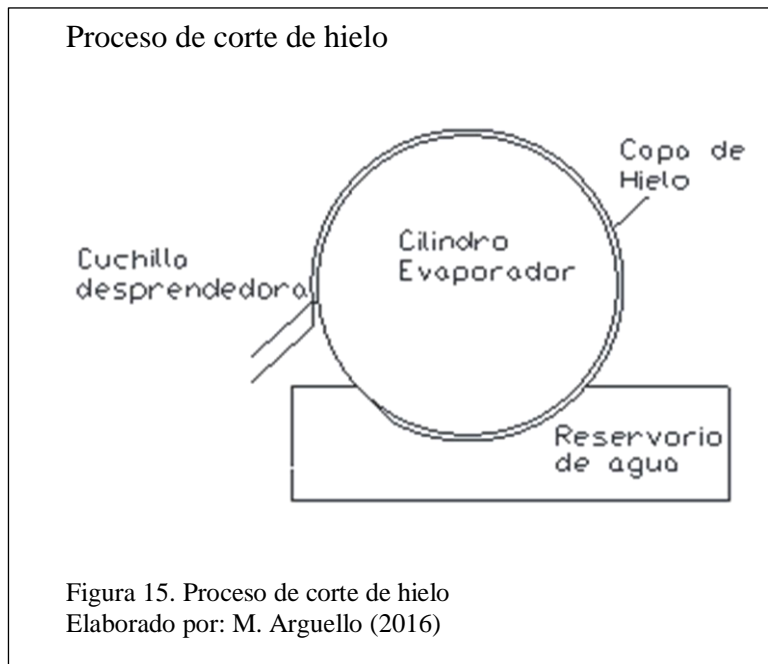
Condiciones para producir hielo en escama

N°	Condiciones para producir hielo en escamas	
1	Temperatura de subenfriamiento	Menor o igual a -7°C
2	Temperatura de ingreso del agua	Se maneja 19°C (temperatura promedio del agua en Quito)
3	Espesor	De 1 a 3 mm

4	Temperatura de evaporación	De -15°C a -25°C
----------	-----------------------------------	------------------

Fuente: (Schill & Schill, 2014, pág. 2)

2.1.2. Diseño del evaporador



El evaporador consiste en un cilindro sumergido una quinta parte del mismo en un recipiente de agua como se muestra en la figura 15. Por el interior del evaporador circula refrigerante R507 que al absorber el contenido calorífico del agua cumple con el ciclo de evaporación en el sistema de refrigeración.

Para conocer la transferencia de calor proporcionada por el agua en contacto con el cilindro se utiliza la ecuación 2.1 (Dossat, 2007, pág. 210) en la que se considera dos factores de suma importancia; el peso del producto final y el tiempo para producir el mismo.

$$Qa = \frac{mp * ca(Ti - Tc) + mp * hif + mp * cd(Tc - Tf)}{tp} \quad \text{Ecuación 2.1}$$

Qa = Calor transferido desde el agua al cilindro (KJ/s)

mp = Masa del producto 150 Kg

ca = Calor específico del producto antes de congelamiento 4.19 KJ/Kg*°K

Ti = Temperatura a la que ingresa el agua 292.15 °K

Tc = Temperatura de congelamiento del agua 273.15 °K

hif = Calor latente de fusión 334.94 KJ/Kg

cd = Calor específico del producto después del congelamiento 2.09 KJ/Kg*°K

Tf = Temperatura final del producto 258.15 °K

tp = Tiempo de producción 86400 s

Mp es el mismo en los tres casos

$$Qa = \frac{mp(ca(Ti - Tc) + hif + cd(Tc - Tf))}{tp}$$

$$Qa = 0.775 \text{ kJ/s}$$

Calor transferido en Vatios

$$Qa = 775.87 \text{ W}$$

2.1.2.1. Dimensionamiento del cilindro evaporador

Para dimensionar el cilindro se determina su longitud, material y diámetro.

- **Material**

Se selecciona el Acero AISI 304 basado en lo que muestra Ingefilter, (2010) “La aplicación del acero AISI 304 se da en equipos químicos de proceso y manejo de alimentos, intercambiadores de calor, equipo para hospitales”.

- **Diámetro**

Como indica (Maja, 2016) y (Frigortecnica, 2010) el diámetro de cilindros de productoras de capacidad similar al diseñado no superan los 0.16 m. Para este caso se selecciona un tubo sin costura cedula 80S, con diámetro exterior de 141.30 mm el mismo que se muestra en el anexo 1.

- **Longitud**

Para determinar la longitud del cilindro es necesario conocer las revoluciones por minuto que da el evaporador en el proceso, este giro lo proporciona un motoreductor que a la vez está comandado por un variador de frecuencia. De este modo es fácil determinar la cantidad de RPM óptimo para cada espesor de hielo. Es importante mencionar que mediante los datos obtenidos en las pruebas realizadas al productor se conoce las revoluciones necesarias para cada espesor de hielo

Se parte de 3.5 revoluciones por minuto para hallar la longitud óptima del cilindro.

Se parte de obtener el flujo másico del hielo, para lo cual se usa la ecuación 2.2

$$\dot{m}_{hielo} = \frac{mp}{t} \quad \text{Ecuación 2.2}$$

\dot{m}_{hielo} = Flujo másico del hielo (Kg/s)

t = Tiempo (s)

$$\dot{m}_{hielo} = 1.76 * 10^{-3} \text{Kg/s}$$

Se determina la cantidad de hielo por revolución con la ecuación 2.3

$$m_{rev} = t_{rev} * \dot{m}_{hielo} \quad \text{Ecuación 2.3}$$

m_{rev} = Masa del producto en cada revolución (Kg)

t_{rev} = Tiempo que dura cada revolución (s)

$$m_{rev} = 0.031 \text{ Kg}$$

El volumen de hielo obtenido en la revolución se utiliza la ecuación 2.4

$$\rho_{hielo} = \frac{m_{rev}}{V_{rev}} \quad \text{Ecuación 2.4}$$

ρ_{hielo} = Densidad del hielo 916.8 Kg/m³

m_{rev} = Masa del hielo obtenida en cada revolución 0.031 Kg

V_{rev} = Volumen de hielo obtenido en cada revolución (m³)

$$V_{rev} = 3.35 * 10^{-5} \text{ m}^3$$

La longitud del cilindro se determina a partir de la ecuación 2.5

$$V_{rev} = 2 * r_2 * \pi * L_{cil} * E_{hielo} \quad \text{Ecuación 2.5}$$

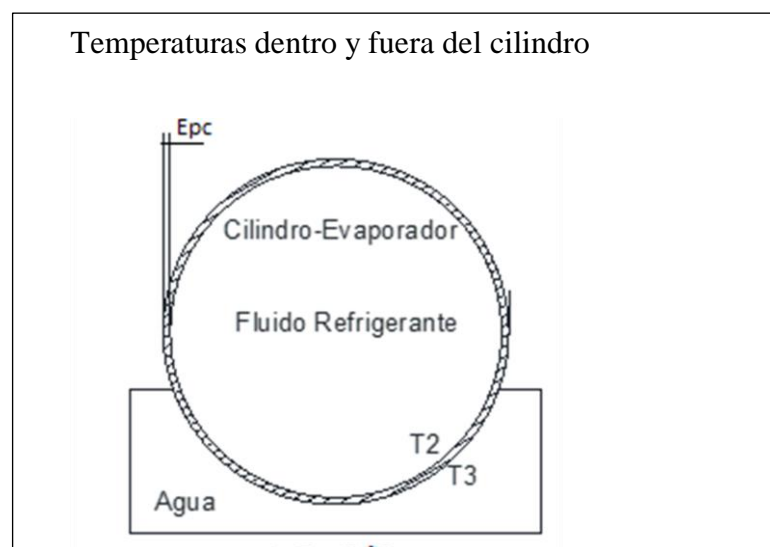
r_2 = Radio externo del cilindro 0.07 m

L_{cil} = Longitud del cilindro (m)

E_{hielo} = Espesor de hielo 0.003 m

$$L_{cil} = 0.26 \text{ m}$$

Mediante la ecuación 2.6 (Cengel Y. , 2007, pág. 18) se determina el espesor del cilindro. Las condiciones se muestran en la figura 16



$$\dot{Q}_c = K_{acero} A_{cil} \frac{\Delta T}{E_{pc}} \quad \text{Ecuación 2,6}$$

\dot{Q}_c = Razón de conductancia de calor del acero AISI 304 895.34 W

K_{acero} = Conductividad térmica del acero AISI304 14 W/m*°K

A_{cil} = Área de transferencia del cilindro 0.11 m²

ΔT = Diferencia de temperatura del refrigerante y temperatura en la superficie del cilindro 5°K

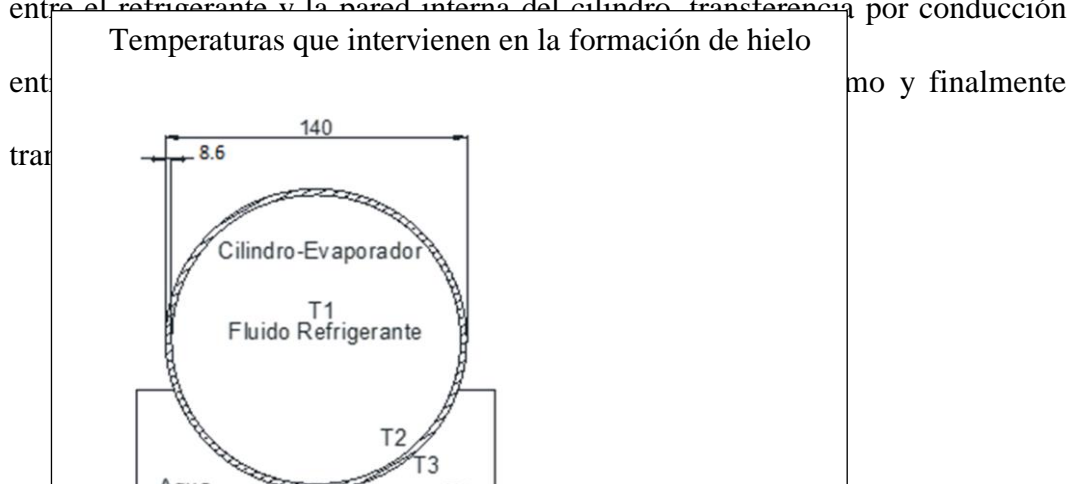
E_{pc} = Espesor de la pared del cilindro (m)

$$E_{pc} = 0.0086 \text{ m}$$

Determinación de los coeficientes de transferencia de calor

Para determinar el coeficiente de transferencia por convección entre el refrigerante y el cilindro se realiza el análisis indicado en la figura 17 y se obtiene la ecuación 2.7 basada en lo que afirma (Incropera & De witt, 1999, pág. 91), siendo así podemos concluir que existe transferencia de calor por convección entre el refrigerante y la pared interna del cilindro, transferencia por conducción

entre el refrigerante y la pared interna del cilindro, transferencia por conducción y finalmente



$$q = \frac{T4 - T1}{\frac{1}{hrcAint} + \frac{\ln\left(\frac{r2}{r1}\right)}{2\pi LKacero} + \frac{1}{hcaAext}} \quad \text{Ecuación 2.7}$$

$T4$ = Temperatura a la que ingresa el agua 292.15 °K

$T3$ = Temperatura en la superficie exterior del cilindro 258.15 °K

$T1$ = Temperatura a la que se evapora el refrigerante 253.15 °K

$r1$ = Radio interior del cilindro 0.061 m

$r2$ = Radio externo del cilindro 0.070 m

$lcil$ = Longitud del cilindro 0.26 m

$kacero$ = Coeficiente de conductividad del acero 14 W/m°K

hca = Coeficiente de convección entre el cilindro y el agua (W/m²*°K)

hrc = Coeficiente de convección entre el refrigerante y el cilindro (W/m²*°K)

$Aext$ = Area de transferencia externa del cilindro 0.11 m²

$A_{int} = \text{Área de transferencia interna del cilindro } 0.10 \text{ m}^3$

Para determinar el coeficiente de transferencia de calor por convección entre el agua y el cilindro h_{ca} se aplica la Ecuación 2.8 propuesta por (Incropera & De witt, 1999, pág. 373), esto conlleva al desarrollo de la Ecuación 2.7 (Número de Reynolds) y Ecuación 2.8 (Número de Prandtl).

$$Nu = \frac{h_{ca} D_{ext}}{k_{agua}} \quad \text{Ecuación 2.8}$$

$Nu = \text{Número de Nusselt}$

$D_{ext} = \text{Diámetro externo del cilindro } 0.14 \text{ m}$

$k_{agua} = \text{Coeficiente de conducción del agua } 0.6 \text{ W/m}^\circ\text{K}$

Es necesario determinar el Número de Reynolds y Prandtl ya que dependiendo de estos valores se sabe que ecuación del Número de Nusselt utilizar.

- **Número de Reynolds**

(Incropera & De witt, 1999, pág. 367)

$$Re_D = \frac{V_{agua} * D_{ext} * \rho_{agua}}{\nu_{agua}} \quad \text{Ecuación 2.9}$$

$V_{agua} = \text{Velocidad del agua fuera del cilindro } 0.030 \text{ m/s}$

$D_{ext} = \text{Diámetro externo del cilindro } 0.14 \text{ m}$

$\rho_{agua} = \text{Densidad del agua } 998.49 \text{ Kg/m}^3$

$\nu_{agua} = \text{Viscosidad dinámica del agua } 0.001028 \text{ Kg/ms}$

$$Re_D = 4079.43$$

- **Numero de Prantl**

(Incropera & De witt, 1999, pág. 353)

$$Pr = \frac{vcagua}{\alpha agua} \quad \text{Ecuacion 2.10}$$

$vcagua =$ Viscosidad cinemática del agua m^2/s

$\alpha agua =$ Difusividad térmica del agua m^2/s

Viscosidad cinemática del agua

$$vcagua = \frac{vdagua}{\rho agua} \quad \text{Ecuación 2.11}$$

$$vcagua = 1.03 * 10^{-6} m^2/s$$

Difusividad térmica

$$\alpha agua = \frac{kagua}{\rho agua * Cpagua} \quad \text{Ecuación 2.12}$$

$Cpref =$ Calor específico del agua $4180 J/Kg^{\circ}K$

$$\alpha agua = 1.44 * 10^{-7} m^2/s$$

Mediante la ecuación 2.8 se obtiene el Número de Prantl

$$Pr = 7.15 \quad \text{Ecuación 2.10}$$

Los valores de Reynolds y Prantl, satisfacen la correlación $ReD * Pr > 0.2$. y se utiliza la Ecuación 2.13 (Incropera & De witt, 1999, pág. 370).

$$NuD = 0.3 + \frac{0.62 ReD^{\frac{1}{2}} Pr^{\frac{1}{3}}}{\left[1 + \left(\frac{0.4}{Pr}\right)^{\frac{2}{3}}\right]^{\frac{1}{4}}} \left[1 + \left(\frac{ReD}{282000}\right)^{\frac{5}{8}}\right]^{\frac{4}{5}} \quad \text{Ecuación 2.13}$$

$$NuD = 78.15$$

El Coeficiente de transferencia por convección entre el agua y el cilindro es:

$$hca = 334.93 \text{ W/m}^2\text{K} \quad \text{Ecuación 2.8}$$

El Coeficiente de transferencia por convección entre refrigerante y cilindro es:

$$hrc = 579.87 \text{ w/m}^2\text{K} \quad \text{Ecuación 2.7}$$

Con el fin de que el agua no tenga contacto con los extremos del cilindro, se sobre dimensiona la longitud de este con el fin de colocar en el borde de la tubería, lamina de acero inoxidable que en este caso tiene un milímetro de espesor. Esta lámina no realiza ningún esfuerzo, pero como va soldada al borde de la tubería y es necesario que tenga un espesor considerable para dicha suelda.

Según lo observado en productoras similares es importante colocar material aislante en los extremos del cilindro con el fin de evitar que pequeñas gotas de agua se adhieran al metal, este simplemente sirve como un separador entre el agua y la pared circular.

Para este caso se utiliza como aislante poliuretano que según lo observado en máquinas que manejan la misma temperatura de evaporación, tienen 20 milímetros de espesor.

2.1.2.2. Cálculo de la presión permisiva en el cilindro

Según la presión a la que se evapora el refrigerante, podemos decir que el cilindro

tendrá una presión de 0.21 Mpa cuando esté funcionando el equipo, pero al momento en que se apaga este, las presiones de alta y baja se igualaran de modo que la presión en el interior del cilindro tendrá un promedio de 1 Mpa según se ha observado en equipos de baja presión de evaporación, que trabajan con el mismo refrigerante; para contrarrestar esta elevación de presión en el evaporador, se

utiliza un método de recogimiento de refrigerante en el recipiente de líquido llamado sistema Pump Down, el mismo que consiste en desactivar la válvula solenoide de manera que el compresor reduzca la presión de baja a la mínima calibración del presostato de modo que este apague el equipo.

Por motivos de seguridad el cálculo para la máxima presión soportada por el cilindro, se toma como referencia 1 Mpa, con la ecuación 2.14 (Mott, Resistencia de materiales , 2009, pág. 647), se conoce la presión máxima que soporta el tubo.

$$\sigma = \frac{Pm * Dm}{2Ec} \quad \text{Ecuación 2.14}$$

σ = Resistencia máxima a la tensión del acero AISI 304 $2.39 * 10^8 Pa$

Dm = Medida del diámetro interno más el espesor del cilindro 0.131 m

Pr = Presión a la que revienta el cilindro pa

Ec = Espesor de la pared del cilindro 0.0086 m

$$Pm = 31.40 \text{ Mpa}$$

(Mott, Resistencia de materiales , 2009, pág. 647) se aplica un factor de seguridad de 6 o más para obtener una presión de operación permisible.

Para este caso se utiliza un factor de seguridad de 9

$$\text{Presion de operación permisible} = Pm/\text{factor de seguridad}$$

$$\text{Presion de operación permisible} = 3.48 \text{ Mpa}$$

Como se observa la presión de operación permisible es mucho mayor que la presión máxima de trabajo en el evaporador (1 Mpa).

2.1.2.3. Dimensionamiento de componentes y accesorios del equipo

Para determinar la potencia del compresor y otros elementos del equipo es necesario el flujo másico del refrigerante, para lo cual se utiliza la ecuación 2.15 (Cengel Y. , 2007, pág. 15).

$$Q_a = \dot{m}_{ref} * C_{pref} (T_{sob} - T_{evap}) \quad \text{Ecuacion 2.15}$$

\dot{m}_{ref} = Flujo másico del refrigerante Kg/s

C_{pref} = Calor específico del refrigerante en el evaporador 8.2 KJ/Kg°K

T_{sob} = Temperatura de sobrecalentamiento 256.15 °K

T_{evap} = Temperatura de evaporación 253.15 °K

$$\dot{m}_{ref} = \frac{Q_a}{C_{pref} (T_{sob} - T_{evap})}$$

$$\dot{m}_{ref} = 0.032 \text{ Kg/s}$$

Obtención de presiones y temperaturas de trabajo en el equipo

Conocida la temperatura de evaporación (-20°C), de la tabla presión-temperatura en el anexo 2, se determina la presión de evaporación.

Presión de evaporación manométrica= 30.9PSI= 0.21Mpa

Presión absoluta de evaporación= 0.31 Mpa

Determinación del sobrecalentamiento del refrigerante

Sporlan, (2005) “El ajuste de recalentamiento en sistemas de refrigeración de baja temperatura es de 3 °C” Pag. 2

Para obtener la temperatura de entrada al compresor se utiliza la ecuación 2.16

$$Tb = Te + Tr \quad \text{Ecuación 2.16}$$

Tb = Temperatura a la entrada del compresor (°K)

Te = Temperatura de evaporación 253.15 °K

Tr = Sobrecalentamiento 3°K

$$Tb = 256.15 \text{ °K}$$

En tabla P-T anexo 2 se determina la presión de entrada al compresor.

$$Pb = 36.8 \text{ PSI} = 0.25 \text{ Mpa}$$

Pb absoluta= 0.35 Mpa

- **Temperatura de condensación**

La temperatura de condensación se determina de la tabla del anexo 3 (Ortega), la misma que contiene datos recopilados de sistemas de refrigeración con temperaturas de evaporación similares a las del equipo a construirse (253.15 °K)

Temperatura de condensación= 321.15 °K

Presión de condensación=310.8 psi =2.14Mpa

Presión absoluta de condensación= 2.24 Mpa

- **Temperatura a la entrada de la válvula de expansión**

La Ecuación 2.17 Scribd, (2016) “El subenfriamiento óptimo en un sistema de refrigeración de baja es de 5 a 9°C”

$$Tex = Tc - Ts \quad \text{Ecuación 2.17}$$

Tex = Temperatura a la entrada de la válvula de expansión °K

T_c = Temperatura en el condensador 321.15 °K

T_s = Subenfriamiento 7°K

$$T_{ex} = 314.15^\circ K$$

Con los datos obtenidos, se grafica el diagrama presión-entalpia en la figura 18

Como se muestra en el diagrama de Mollier, la temperatura de descarga del refrigerante es aproximadamente 338.15°K,

Con la Ecuación 2.18 (Fing, 2009), se determina la relación de compresión

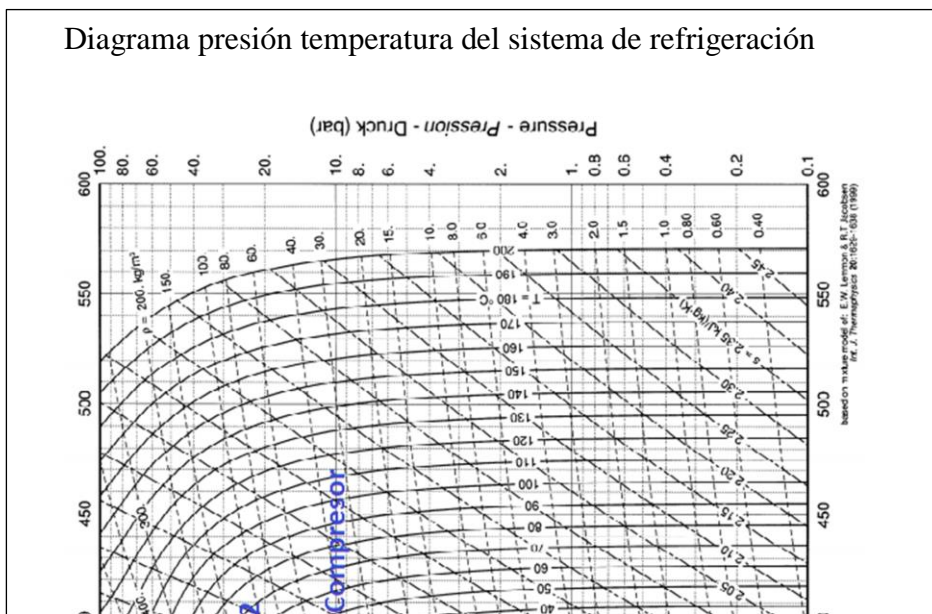
$$RC = \frac{P_a}{P_b} \quad \text{Ecuación 2.18}$$

RC = Relación de compresión del compresor

P_a = Presión de alta o descarga 2.14 Mpa

P_b = Presión de baja o succión 0.25 Mpa

$$RC = 8.56$$



2.1.3. Potencia del compresor

Para hallar la potencia del compresor se utiliza la Ecuación 1.3 (Cengel, 2011, pág. 621)

$$\dot{W}_c = \dot{m} (h_2 - h_1) \quad \text{Ecuación 1.3}$$

\dot{W}_c = Entrada de potencia al compresor KJ/s

\dot{m} = Flujo másico 0.032 Kg/s

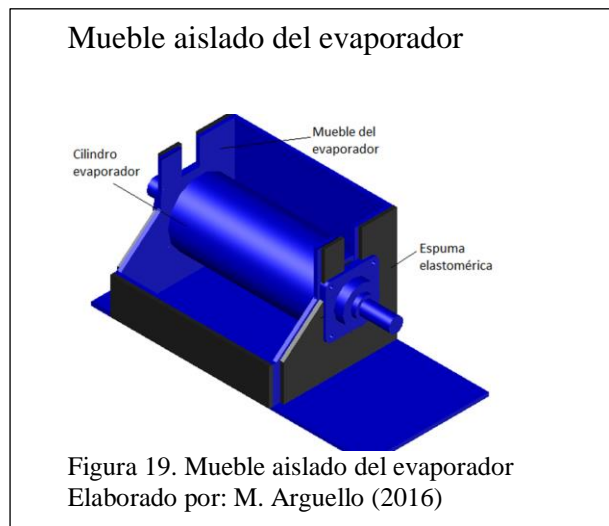
h_2 = Entalpía a la salida del compresor 380.18 KJ/Kg Anexo 4

h_1 = Entalpía a la entrada del compresor 354.52 KJ/Kg Anexo 4

$$\dot{W}_c = 0.821 \text{ KJ/s}$$

Perdidas por transmisión a través de paredes

Según se muestra en la figura 19 el cilindro se encuentra en el interior de una caja de acero inoxidable de 0.008 m de espesor de pared y además con un recubrimiento de espuma elastómera de 0.012 mm de espesor.



Para determinar las pérdidas por transmisión de calor a través de las paredes se utiliza la ecuación 2.19 (Copeland, 1995, págs. 12-1) en donde la temperatura en el interior del mueble se toma con un delta de 5°K mayor a la superficie del cilindro evaporador.

$$Q_p = U * A_p * (T_{im} - T_{em}) \quad \text{Ecuación 2.19}$$

Q_p = Carga por transmisión de calor a través de paredes J/s

U = Cantidad de calor transmitido a través de un material J/sm²°K

A_p = Área total de las paredes 0.39 m²

T_{im} = Temperatura en el interior del mueble 263.15 °K

T_{em} = Temperatura que rodea al mueble 298.15 °K

El valor de U se utiliza la ecuación 2.20 (Copeland, 1995, págs. 12-2)

$$U = \frac{1}{R_{total}} \quad \text{Ecuación 2.20}$$

Para obtener R_{total} se utiliza la ecuación 2.21

$$R_{total} = \frac{1}{Ca} + \frac{Epa}{Kacero} \quad \text{Ecuación 2.21}$$

Ca = Factor de conductancia de aislamiento 0.32

Epa = Espesor de la pared de acero 0.008 m

$$R_{total} = 3.13$$

$$U = 0.32 \text{ (J/s m}^2\text{°K)}$$

$$Qp = 4.36 \text{ J/s}$$

$$Qp = 0.0044 \text{ KJ/s}$$

Para determinar la potencia total del compresor se usa la ecuación 2.22

$$W_{ctotal} = Wc + Qp \quad \text{Ecuación 2.22}$$

W_{ctotal} = Potencia total del compresor KJ/s

$$W_{ctotal} = 0.83 \text{ KJ/s}$$

Para determinar la potencia del compresor en HP se utiliza la ecuación 2.23 (Tecumseh, 2001, pág. 9) para equipos con temperaturas de evaporación menor a -20°C.

$$\text{Potencia en HP} = \frac{\text{capacidad frigorífica BTU/h}}{4000} \quad \text{Ecuación 2.23}$$

$$\text{Capacidad frigorífica en } \frac{\text{BTU}}{\text{h}} = 2845.73$$

Potencia Frigorífica en HP = 0.71 HP

Determinación de la tasa de eliminación de calor del producto refrigerado

La Ecuación 1.2 (Cengel, 2011, pág. 624)

$$\bar{Q}l = \dot{m}(h1 - h4) \quad \text{Ecuación 1.2}$$

$\bar{Q}l$ = Tasa de eliminación de calor del espacio refrigerado KJ/s

$h4$ = Entalpia a la salida de la válvula de estrangulamiento 256.20 KJ/Kg

$$\bar{Q}l = 3.15 \text{ KJ/s}$$

Coficiente de desempeño del equipo

Para $\dot{W}c$, tomamos el valor del compresor utilizado en la máquina Anexo 7

$$COPr = \frac{\bar{Q}l}{\dot{W}c} \quad \text{Ecuación 1.1}$$

$$COPr = 4.0$$

2.5.2 Diseño del condensador

Para determinar la capacidad del condensador se utiliza la ecuación 1.4

(Cengel, 2011, pág. 621).

$$\bar{Q}H = \dot{m}(h2 - h3) \quad \text{Ecuación 1.4}$$

$\bar{Q}H$ = Tasa de rechazo de calor del refrigerante al ambiente J/s

$h3$ =Entalpía a la entrada de la válvula de estrangulamiento 256.20 KJ/Kg

$$\bar{Q}H = 3.97 \text{ KJ/s}$$

2.1.4. Selección de la válvula de expansión

Con el procedimiento que indica (Danfoss, Catálogo general refrigeración comercial , s.f) para la selección de la válvula aplicable a este sistema de refrigeración.

$$Caida\ de\ presión = P_c - P_e \qquad \qquad \qquad Ecuación\ 2.24$$

P_c = Presión a la salida del condensador 1.82 Mpa

P_e = Presión en el evaporador 0.21 Mpa

$$Caída\ de\ presión = 1.61\ Mpa$$

Según el tamaño de las válvulas se selecciona el tipo de válvulas T 2 y TE 2, las mismas que manejan un rango de capacidad nominal de 0.15 a 4.5 toneladas de refrigeración (0.5 a 15.5 KJ/s)

Según recalentamiento en el evaporador mediante calibración en la válvula se aplica la ecuación 2.25

$$SH = SS + OS \qquad \qquad \qquad Ecuación\ 2.25$$

SH = Recalentamiento total

SS = Recalentamiento estático 4K para el caso de Válvulas con Máxima presión de funcionamiento

OS = Recalentamiento de apertura 6K (valor propio de la válvula)

$$SH = 11K$$

Utilizando la tabla del anexos 5 se obtiene el factor de corrección

$$Factor\ de\ corrección = 1.06$$

Mediante el factor de corrección 1.06 se halla el valor igual o superior más próximo ubicándose en el rango de temperatura de evaporación y en la presión de pérdida de carga como se muestra en el anexo 6.

El orificio utilizado es el (00)

La capacidad en toneladas de refrigeración (TR) se ubica, bajo el refrigerante a utilizar o al refrigerante que reemplazo en este caso R502.

La Capacidad es 0.2 toneladas de refrigeración anexo 6

2.1.5. Dimensionamiento del Recipiente de líquido

El recipiente de líquido debe tener la capacidad de almacenar todo el refrigerante del sistema, basado en esta condición el primer paso a seguir es determinar la cantidad de refrigerante.

Masa del refrigerante

Se utiliza las ecuaciones planteadas por (HVAC&R, 2011).

- **Refrigerante en el evaporador**

$$m_{ev} = V_{ev} * \rho_{ref} * \Phi_{ev} \quad \text{Ecuación 2.26}$$

m_{ev} = Masa del refrigerante en el evaporador Kg

V_{ev} = Volumen del evaporador 0.012 m³

ρ_{ref} = Densidad del refrigerante a la entrada del evaporador 5.5 (Kg/m³)

Φ_{ev} = Grado de llenado de refrigerante 0.20 (valor utilizado para evaporadores de evaporación directa)

$$m_{ev} = 0.014Kg$$

- **Refrigerante en el condensador**

Se utiliza la ecuación 2.27 para determinar la cantidad de masa de refrigerante en el condensador.

$$m_{co} = V_{co}[\rho_{ref} + (1 - \alpha_{co}) * \rho_2] \quad \text{Ecuación 2.27}$$

m_{co} = Masa del refrigerante en el condensador (Kg)

V_{co} = Volumen del condensador $7.73 * 10^{-3}$ (m³) medido en el condensador seleccionado

ρ_{ref} = Densidad del refrigerante en el condensador 1050 ($\frac{Kg}{m^3}$)

α_{co} = Grado de llenado de refrigerante 0.55 (valor utilizado para condensadores por aire forzado)

ρ_2 = Constante 89.569

$$m_{co} = 0.84 \text{ Kg}$$

La masa de refrigerante del sistema en el condensador y evaporador se determina con la ecuación 2.28

$$m_{ce} = m_{ev} + m_{co} \quad \text{Ecuación 2.28}$$

m_{ce} = Masa del condensador y evaporador (Kg)

$$m_{ce} = 0.85 \text{ Kg}$$

Debido a que ningún componente del equipo es remoto, el peso del refrigerante en las cañerías de alta y baja es despreciable.

Para la selección del recipiente de líquido se parte de un supuesto, mediante la ecuación 2.29 en la que se trabaja con el volumen total del refrigerante que se

encuentra en el evaporador, como en el condensador calculado mediante la ecuación 2.30.

$$\rho_{ref} = \frac{m_{ref}}{V_{ref}} \quad \text{Ecuación 2.29}$$

ρ_{ref} = Densidad promedio del refrigerante 527.75 Kg/m³

m_{ref} = Masa del refrigerante en el condensador y evaporador 0.84 Kg

V_{ref} = Volumen ocupado por m_{ref} m³

$$V_{ref} = 1.62 * 10^{-3} m^3$$

Primer dimensionamiento del recipiente de líquido (para luego ser corregido).

$$m_{rl} = V_{ref} * \rho_{ref} * \phi_{rl} \quad \text{Ecuación 2.30}$$

m_{rl} = Masa de refrigerante en el recipiente de líquido Kg

V_{ref} = Volumen ocupado por m_{ref} 1.6 * 10⁻³ (m³)

ρ_{ref} = Densidad del refrigerante líquido a temperatura de la salida del condensador. 1050 (Kg/m³)

ϕ_{rl} = Grado de llenado coeficiente designado para recipientes de líquido 0.1

$$m_{rl} = 0.17 Kg$$

Masa total del refrigerante

La masa total del refrigerante se determina con la ecuación 2.31

$$m_{total} = (m_{co} + m_{ev} + m_{rl}) \quad \text{Ecuación 2.31}$$

$$m_{total} = 1.02$$

Una vez obtenido este valor se encuentra el volumen final del recipiente de líquido, esto implica multiplicar dicho resultado por un factor de corrección (7.4 para sistemas que trabajan con R404 y R507).

$$f_{ref} = \frac{(m_{total})7.4}{\text{Volumen del recipiente de líquido}}$$

Volumen del recipiente de líquido = 0.014 m³

2.1.6. Selección de componentes principales y accesorios

- **Compresor**

Rendimiento anexo 7

Marca: Copeland

Modelo: KAMB-0075

Potencia: 3/4 HP

Capacidad frigorífica: 2570 Btu/h a -23.3 °C

Voltaje: 110 V- 1 PH – 60 Hz

- **Condensador**

Entrada y salida de 3/8

Modelo: enfriado por aire forzado

Capacidad: 12000 Btu/h

Voltaje del ventilador: 110 V – 1 PH – 60 Hz

- **Válvula de expansión**

Anexo 6

Marca: Danfoss

Tipo: TE2

Orificio: 00

Capacidad: 0.2 toneladas de refrigeración

- **Recipiente de líquido**

Marca: Tecumseh

Tamaño nominal: 3/8 pulgada

Volumen: 0.0063 m³

- **Acumulador de succión**

Marca: Emerson

Volumen: 0.0078 m³

Modelo: A-AS3 125

Tamaño nominal: 5/8 pulgada

2.1.7. Selección de accesorios del sistema de refrigeración

Los accesorios utilizados en el sistema para control o visualización del fluido refrigerante se detallan en el anexo 8

- **Circuito de refrigeración**

Tabla 5. Accesorios del circuito de refrigeración

Accesorios del circuito de refrigeración

Nº	Accesorio	Marca	Medida	Unidad de medida
----	-----------	-------	--------	------------------

1	Válvula de servicio		5/8	Pulgadas
2	Filtro de líquido	Danfoss	3/8	Pulgadas
3	Mirilla	Danfoss	3/8	Pulgadas
4	Válvula solenoide (núcleo)	Sporlan	3/8	Pulgadas
5	Válvula solenoide (bobina)	Sporlan	220	Voltios

Elaborado por: M. Arguello (2016)

- **Control y visualización de presión de refrigerante**

Tabla 6. Accesorios de control y visualización de presión de refrigerante

Accesorios de control y visualización de presión de refrigerante

N°	Accesorio	Marca	Rango	Unidad de medida
1	Manómetro de alta	Quality	0 a 450	PSI
2	Manómetro de baja	Quality	-20 a 120	PSI
3	Presostato de alta y baja	Quality		PSI

Elaborado por: M. Arguello (2016)

2.8 Diseño mecánico de corte de hielo

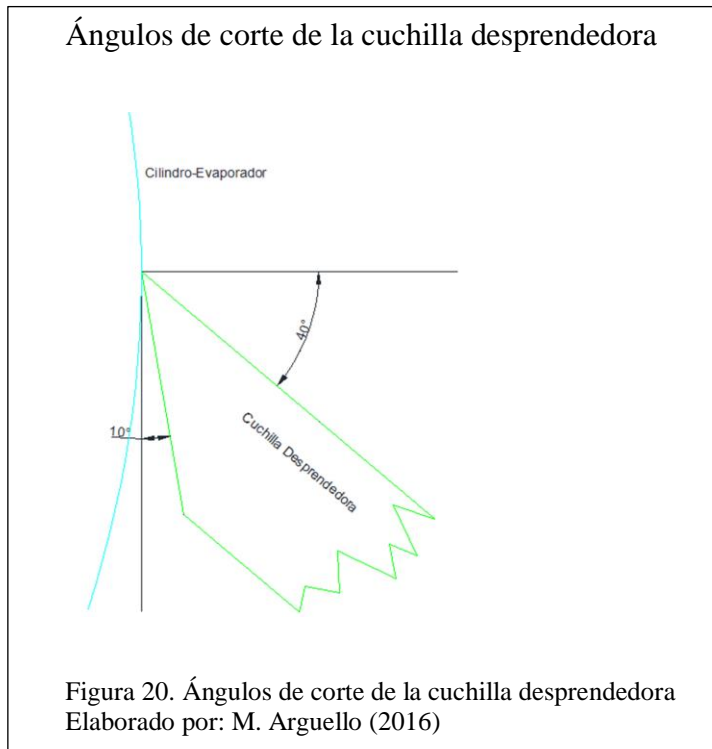
Para realizar el diseño de corte de hielo, se divide en dos procesos:

- Diseño de cuchilla desprendedora de hielo
- Dimensionamiento de componentes
- **2.8.1 Diseño de cuchilla desprendedora**

Los ángulos de la cuchilla se describen en la figura 20 indicado en (Bravo, 2015).

- El ángulo de ataque γ será de 10°

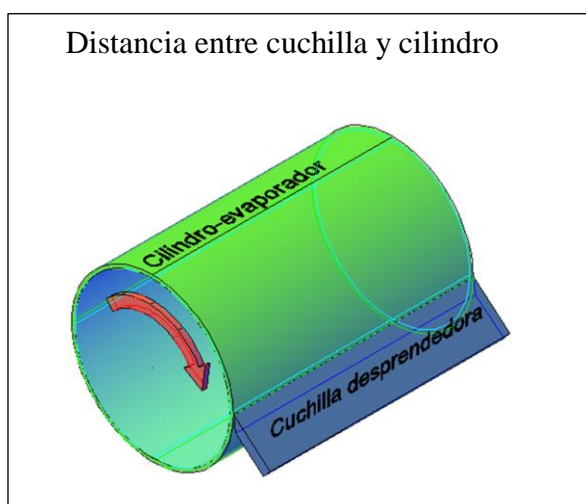
- El ángulo de cizalladura ϕ será de 40°



Se parte del cálculo de fuerzas que intervienen en el giro del cilindro, para dimensionar el espesor de la cuchilla.

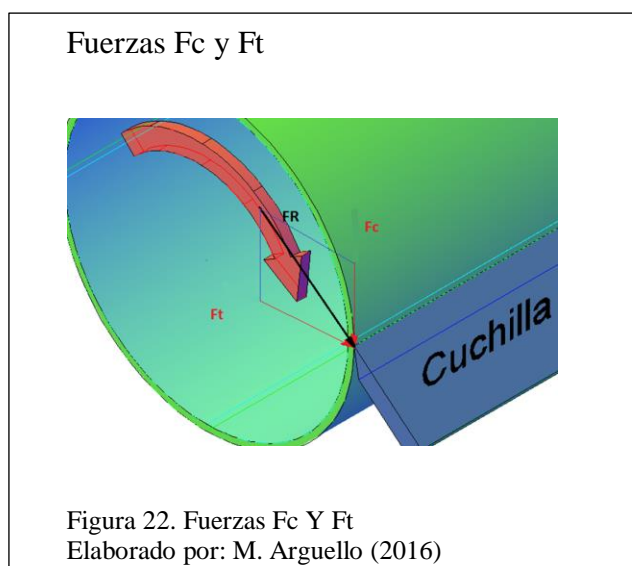
2.1.7.1. Detalle de fuerzas en el corte

La distancia que tiene la punta de la desprendedora respecto al cilindro debe ser mínima con el fin que al momento de entrar en contacto la cuchilla con el hielo, desprenda toda la capa, pero es de suma importancia que esta no roce con el cilindro como se muestra en la figura 21 Conociendo estas condiciones se concluye una cercanía de 0.5 mm de distancia entre los dos componentes.

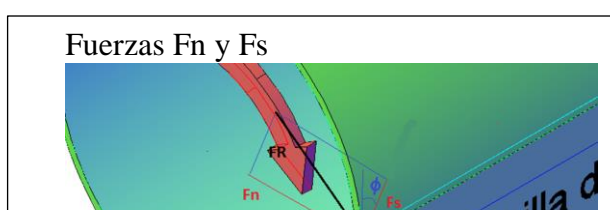


Conociendo que el mayor espesor de hielo obtenido en la productora es de 3 mm, se realiza los cálculos con dicho espesor, ya que tiene la mayor área de corte y por ende se necesita una fuerza superior para romperlo.

Para determinar las fuerzas que intervienen en el corte del hielo, se ha tomado como referencia (SlideShire, 2013), que se indica en el anexo 9, la manera de cómo están distribuidas las fuerzas en el plano de corte. Para este caso se muestra en la figura 22 las fuerzas F_c y F_t mediante las cuales se obtiene F_R que viene siendo la fuerza resultante y aquella necesaria para el corte de hielo.



Dado que en este caso no se conoce F_c o F_t por simple cálculo sino por medidas tomadas a la máquina, se determina F_R utilizando la fuerza de cizalladura F_s y su fuerza normal F_n . En la figura 23 se puede apreciar cómo actúan y la relación que tienen con F_R necesaria para realizar el corte del hielo.



Para obtener FR se utiliza la ecuación 2.32 (Zegarra, 2010) en la que es importante conocer la diferencia de espesores, es decir el espesor de hielo extraído (ef) menos la distancia entre la cuchilla y el cilindro (dcc).

$$FR = \frac{\tau h * (ef - dcc) * L}{\sin\phi * \cos(\phi - \gamma)} \quad \text{Ecuación 2.32}$$

τh = Esfuerzo cortante del hielo $1.95*10^6$ N/m²

ef = *Espesor final* 0.003 (m)

ecc = Distancia entre el cilindro y la cuchilla $5*10^{-3}$ m

$$FR = 2206.20 \text{ N}$$

Según, el producto de la fuerza resultante FR por el seno y/o coseno del ángulo ϕ nos sirve para obtener Ft y Fc respetivamente como se muestra (Zegarra, 2010)

$$Ft = FR * \sin \phi$$

$$Ft = 1418.12 \text{ N}$$

$$Fc = FR * \cos \phi$$

$$Fc = 1690.05 \text{ N}$$

2.1.7.2. Condiciones para el corte de hielo

La cuchilla estará ubicada frente al cilindro a una distancia de 0.5 mm evitando así el rozamiento metal con metal.

La cuchilla estará sujeta mediante pernos de acero inoxidable a soportes soldados a las paredes del mueble.

Es importante mencionar que la cuchilla será totalmente estacionaria ya que el cilindro será el encargado de proporcionar la fuerza de corte.

2.1.7.3. Espesor de la cuchilla desprendedora

La cuchilla debe tener la misma longitud del cilindro. Ecuación 2.33

$$\textit{longitud total del cilindro} = L_{cil} + E_t + E_{ais} \quad \textit{Ecuación 2.33}$$

E_s = Espesor de las tapas del cilindro 0.02 m

L_{ais} = Espesor del aislamiento 0.04 m

$$\textit{longitud total del cilindro} = 0.32$$

El dimensionamiento para el área de transferencia tiene 0.26m a esto se le suman 0.02 m del espesor de las tapas de los extremos y 0.04 m por el aislamiento sobre las estas, es decir la longitud que tiene la cuchilla es 0.32 m

La fuerza F_c está distribuida a lo largo de la cuchilla, para este análisis se tomara una sección de cuchilla, para esto se utiliza la ecuación 2.34 en la que se conoce la carga que actúa en cada 1 mm de cuchilla.

$$q_s = \frac{F_c}{L_{cu}} \quad \textit{Ecuación 2.34}$$

q_s = Carga de sección (N/m)

L_{cu} = Longitud de la cuchilla 320 (mm)

$$q_s = 5.28 \text{ N/mm}$$

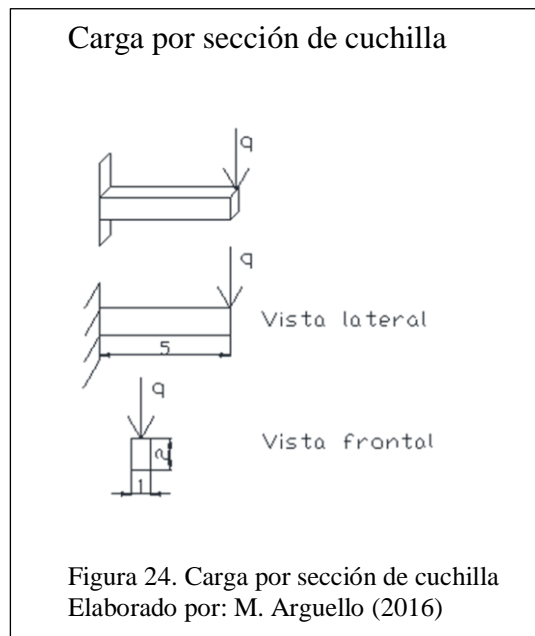
La cuchilla no tiene una arista viva de corte ya que esto genera ruptura en el material, por el contrario esta tiene una sección rectangular en la parte que tiene contacto con la capa de hielo. Para determinar el espesor de la cuchilla se usa la ecuación 2.35 (Beer, Johnston, & DeWolf, 2010) y se analiza como una viga empotrada la cual se somete a una carga q_s como se muestra en la figura 24.

$$M_{max} = q_s * L_s \quad \text{Ecuación 2.35}$$

M_{max} = Momento máximo (Nmm)

L_s = Longitud de sección de la cuchilla (mm)

$$L_s = 26.4 \text{ Nmm}$$



Para hallar el módulo de sección se usa la ecuación 2.36 Manual de la AISC

$$S = \frac{1}{6} A * h \quad \text{Ecuación 2.36}$$

$$A = 2\text{mm}^2, h = 1\text{mm}$$

$$S = 0.67 \text{ mm}^3$$

Para determinar el Esfuerzo máximo real se usa la ecuación 2.37, (Beer, Johnston, & DeWolf, 2010).

$$\sigma_{Max} = \frac{M_{max}}{S} \quad \text{Ecuación 2.37}$$

$$\sigma_{Max} = \text{Esfuerzo máximo N/mm}^2$$

$$\sigma_{Max} = 39.40 \text{ N/mm}^2$$

Para obtener el esfuerzo admisible se usa la ecuación 2.38, (Beer, Johnston, & DeWolf, 2010). Este esfuerzo debe ser mayor al σ_{Max} obtenido, de no ser así se debe aumentar el espesor de la sección de cuchilla.

$$\sigma_{Ad} = \frac{S_y}{FS} \quad \text{Ecuación 2.38}$$

$$\sigma_{Ad} = \text{Esfuerzo admisible N/mm}^2$$

$$S_y = \text{Límite de fluencia del acero AISI 304 } 215.75 \text{ N/mm}^2$$

$$FS = \text{Factor de seguridad } 2$$

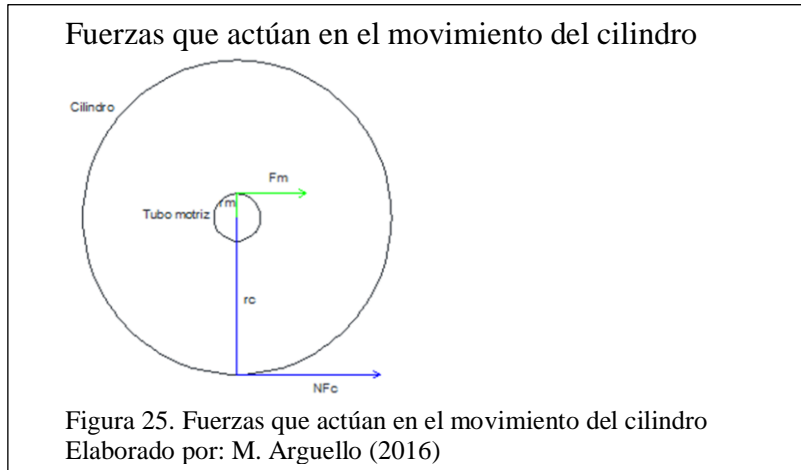
$$\sigma_{Ad} = 107.88 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{Como} \quad \sigma_{max} < \sigma_{Ad}$$

La sección rectangular de la cuchilla se mantiene con dos milímetros de altura.

2.1.8. Dimensionamiento de componentes

La componente de la fuerza resultante F_c , es aquella que influye en el torque para el dimensionamiento del motoreductor encargado de dar las revoluciones por minuto necesarias para la extracción de hielo.



Para el dimensionamiento del motoreductor se tomaran en cuenta la fuerza necesaria para vencer F_c , además de la inercia del cilindro, como se indica en la figura 25 esta tendrá una normal que se opondrá al movimiento circular.

Para obtener el valor de F_m se usa la ecuación 2.39 y 2.40

$$\sum F_x = m * a$$

$$N_{F_c} + F_m = m * a \quad \text{Ecuación 2.39}$$

$$\sum \tau_o = I * \alpha$$

$$F_m * r_m - N_{F_c} * r_c = m * r_c^2 * \alpha$$

$$\text{Como } \alpha = \frac{a}{r_c}$$

$$F_m * r_m - N_{F_c} * r_c = m * r_c * a \quad \text{Ecuación 2.40}$$

$$a = \frac{F_m * r_m - N_{F_c} * r_c}{m * r_c}$$

Sustituyo a en 2.26

$$Fm * rm - Fm * rc = 2 * Nfc * rc$$

$$Fm = 3982.17 \text{ N}$$

Conociendo la fuerza necesaria para girar el cilindro se deberá multiplicar por la distancia desde el centro del cilindro hasta el punto donde actuará la fuerza (rm), de este modo se conoce el torque necesario para el dimensionamiento del motoreductor.

$$\text{Torque necesario} = Fm * rm$$

$$\text{Torque necesario} = 50.57 \text{ Nm}$$

Para el cálculo de la potencia necesaria requerida por el motoreductor se utiliza la ecuación 2.41 (Zegarra, 2010), en la que la fuerza tomada en cuenta para el giro del cilindro será Fm .

$$Pn = Fm * \left(\frac{Dext}{2} - ecc \right) * \left(Nrev * \frac{\pi}{30} \right) \quad \text{Ecuación 2.41}$$

Pn = Potencia necesaria del motoreductor W

$Nrev$ = Número de revoluciones que dará el cilindro

$$Pn = 139.52 \text{ W}$$

- **Selección de sello mecánico**

Para la selección del sello mecánico se tienen en cuenta la presión máxima en el interior del cilindro que en este caso es 1 Mpa y la temperatura mínima de trabajo que para esta máquina se maneja -20°C .

- **Motoreductor**

Detalle de características técnicas Anexo 10

Marca: CSM motori

Modelo: M71B4

Potencia: 0.5 HP

Relación: 60 / 1

Voltaje 220 / 440 V - 3PH

Accesorios mecánicos

Detalle de características técnicas anexo 11

Tabla 7. Accesorios para el sistema de giro del cilindro y corte de hielo

Accesorios para el sistema de giro del cilindro y corte de hielo

N°	Accesorio	Marca	Medida o rango	Unidad de medida
1	Chumaceras de pared de acero inoxidable	SKF	1	Pulgadas
2	Sello mecánico	SEALCO	Hasta 300	PSI
			-59 a 260	°C
3	Válvula flotador	Manitowoc	Hasta 15	Litros / hora

Elaborado por: M. Arguello (2016)

2.1.9. Panel de fuerza y control del equipo

Consideraciones

- Se instala un protector electrónico que apague el equipo por ausencia agua
- El sistema de refrigeración se alimenta con energía 110 v tanto control como fuerza a excepción del motoreductor que funciona a 220V trifásico.
- El número de revoluciones por minuto necesario y la entrega de alimentación 220 V trifásica estarán a cargo de un variador de frecuencia.

- El equipo no tiene paradas por descongelamiento lo que quiere decir que trabaja permanente mente, esto implica el no utilizar controles de paro automatizados.
- Se implanta el sistema Pump Down en el equipo
- El sistema se controla por medio del selector de encendido o apagado
- Mientras el contactor del motoreductor no se accione, no funcionara la unidad condensadora
- La corriente nominal de la unidad condensadora y el motoreductor es 17 A y 1.6 A respectivamente
- Hay dos luces piloto que nos indicaran si el contactor del motoreductor o unidad condensadora están enclavados.

2.1.9.1. Selección de componentes de control del panel eléctrico

Tabla 8. Componentes eléctricos de control

Componentes eléctricos de control

N°	Descripción	Medida	Unidad de medida
1	Breaker 2 polos	1	Amperios
2	Porta fusible 10 mm D con fusible	1	Amperios
3	Selector 2 posiciones	2	Amperios
4	Controlador de temperatura MT512	1	Contacto NC

Elaborado por: M. Arguello (2016)

2.1.9.2. Selección de componentes de fuerza del panel eléctrico

Tabla 9. Componentes eléctricos de fuerza

Componentes eléctricos de fuerza

N°	Descripción	Medida	Unidad de medida
1	Breaker 3 polos	30	Amperios
2	Contactador 3 polos bobina 110v	5	Amperios
3	Contactador 2 polos bobina 110v	30	Amperios
4	Bornera 12 polos	25	Amperios

Elaborado por: M. Arguello (2016)

CAPÍTULO 3

Análisis de resultados

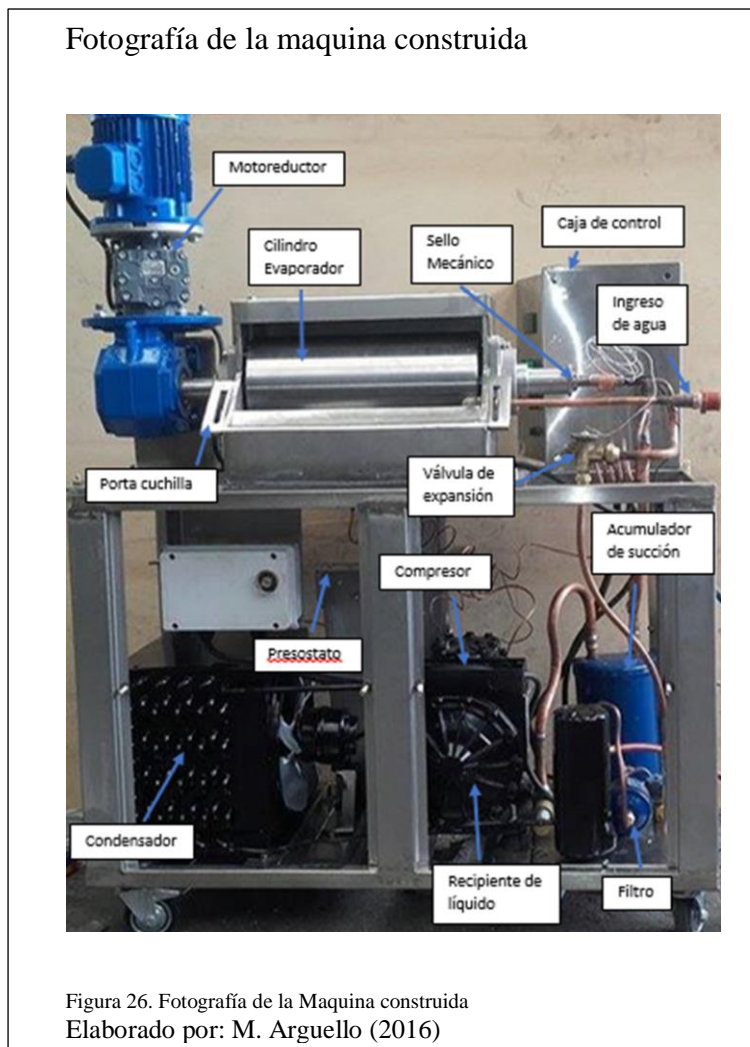
Introducción

En este capítulo se realiza una descripción del proceso de construcción del equipo, tomando en cuenta el montaje del sistema de refrigeración, la construcción íntegra del sistema de corte y el ensamble de la caja de control y fuerza del equipo. Además se recopila datos obtenidos en las pruebas de funcionamiento del productor de hielo, los mismos que serán analizados, tabulados e interpretados en diagramas con el fin de obtener conclusiones del desempeño de la máquina.

3.1. Construcción

Para indicar el proceso de construcción del equipo se utiliza el layout para cada sistema construido. Sistema de refrigeración Anexo 12, corte de hielo y giro de cilindro Anexo 13 y panel eléctrico Anexo 14. Además de esto se detalla en el Anexo 15 la operación de funcionamiento y plan de mantenimiento del equipo.

Se presenta en la figura 26, la fotografía del equipo construido.



Pruebas de funcionamiento

Las pruebas de funcionamiento se realizaron a una temperatura ambiente de 24.5 °C. Se toman datos en función a las revoluciones por minuto, este es el factor que determina el espesor, capacidad, presión o temperatura en la producción.

Para cambiar las revoluciones por minuto del cilindro se altera el valor de la frecuencia mediante el equipo variador de modo que a mayor frecuencia mayor RPM y viceversa.

Es importante al momento de arrancar el equipo seguir las recomendaciones del proceso de funcionamiento del anexo 15.

La figura 27 indica el hielo producido por el equipo, con el cilindro girando a tres revoluciones por minuto.



3.2. Tablas de resultados

Se tabulan e interpretan en gráficas, los datos tomados en las pruebas de funcionamiento,

En la tabla 10 se indica los datos medidos de espesor de hielo, presión a la entrada y salida del compresor, temperatura de la tubería de cobre a la salida del evaporador y amperaje del compresor, variando las RPM del cilindro.

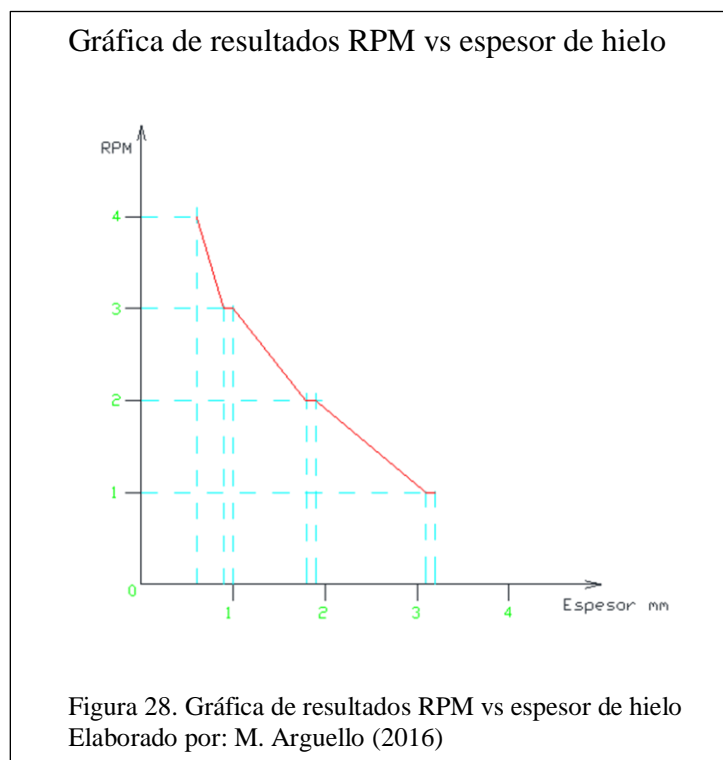
Tabla 10. Resultados tomados a diferentes revoluciones por minuto

Resultados tomados a diferentes revoluciones por minuto

N°	RPM	Espesor (mm)	Presión de succión (PSI)		Temperatura de la tubería a la salida del evaporador (°C)	Amperaje del compresor (A)
			Alta	Baja		
1	4	0.6	290	25	-13.5	14.3
2	3	0.9	292	23	-.13.3	14.3
3	3	1.0	287	23	-13.4	14.5
4	2	1.8	285	22	.-13.2	14.4
5	2	1.9	286	23	-13.3	14.4
6	1	3.2	279	21	-12.5	14.6
7	1	3.1	280	20	-12.7	14.5

Elaborado por: M. Arguello (2016)

Con los resultados obtenidos en la tabla 10 se elabora una gráfica RPM vs espesor de hielo que muestra la figura 28.



El análisis de la gráfica RPM vs Espesor muestra un mayor espesor a medida que el cilindro disminuye su velocidad de giro.

La tabla 11 muestra la variación de temperatura del agua de almacenamiento según el tiempo de funcionamiento

Tabla 11. Temperatura del agua según el tiempo de funcionamiento

Temperatura del agua según el tiempo de funcionamiento

N°	Tiempo de funcionamiento (s)	Temperatura del agua del almacenamiento (°C)
1	0	18
2	30	10
3	60	7
4	120	5
5	180	3

Elaborado por: M. Arguello (2016)

Como se ve en la tabla 11 a medida que transcurre el tiempo de funcionamiento el agua baja de temperatura, contribuyendo de este modo a no forzar al equipo pues será más rápida la formación de hielo.

La tabla 12 contiene los pesos de producción de hielo cambiando la velocidad de giro del cilindro.

Se parte de pesar la cantidad de hielo producido en 10 minutos esta operación se repetirá para cada velocidad de giro.

Tabla 12. Capacidad según las revoluciones por minuto

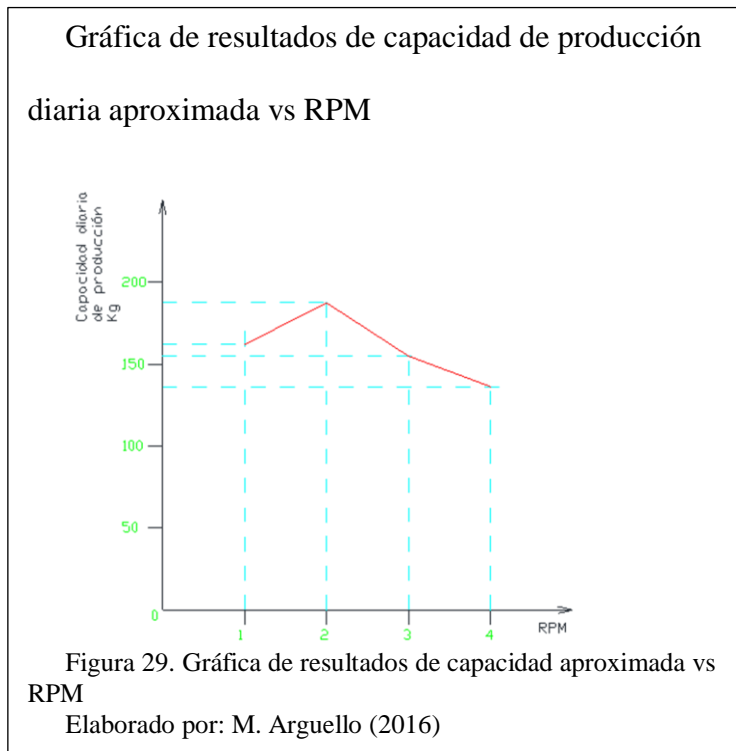
Capacidad según las revoluciones por minuto

N°	RPM	Peso obtenido de hielo (Kg) en 10 minutos de funcionamiento	Promedio producción diaria sin considerar perdidas (Kg)
1	4	0.96	138.24
2	3	1.10	158.4
3	2	1.27	182.88
4	1	1.16	167.04

Elaborado por: M. Arguello (2016)

Con los resultados obtenidos en la tabla 12 se realiza la gráfica RPM vs

promedio de producción diaria que muestra la figura 29.



La gráfica muestra una mayor producción a medida que disminuye la velocidad de giro pero cuando rota a una revolución por minuto la capacidad diaria disminuye.

CAPÍTULO 4

Introducción

Este capítulo comprende un análisis de recursos utilizados en la construcción de la máquina, tomando en cuenta el factor económico de modo que sea posible cotizar el valor total del equipo, para lo cual se divide en costos directos, que vienen siendo los productos o servicios directamente relacionados a la obtención del producto y costos indirectos que son aquellos recursos complementarios pero fundamentales para la elaboración del producto final.

4.1. Costos directos

Tabla 13. Costos de material a ser trabajado

Costos de Material a ser trabajado

N°	Descripción	cantidad	Precio unitario	Precio total
1	Plancha de acero AISI 304 de 8 mm de espesor	0.15	960.00	144.00
2	Tubería de acero AISI 304 cedula 80S	0.053	1350.00	72.00
3	Plancha rubatex de 1/2 “	1	6.00	6.00
4	Eje de acero inoxidable diámetro 39 mm	0.13	482.20	64.29
5	Tubería de cobre de 1/2”	1	4.53	4,53
6	Tubería de cobre de 1/4”	2	3.15	6.30
7	Tubo cuadrado de acero inoxidable de 1”	1	43.38	43.38
Total				340.5

Elaborado por: M. Arguello (2016)

Tabla 14. Costos de mano de obra

Costos de mano de obra

N°	Descripción	Precio total
1	Maquinado de piezas	450.00
2	Sueldas en acero inoxidable (proceso TIG)	100.00
3	Ensamble de piezas del evaporador	100.00
4	Ensamble sistema de refrigeración	80.00
5	Ensamble de panel de control y fuerza	70.00
Total		800.00

Elaborado por: M. Arguello (2016)

Tabla 15. Costos de componentes y accesorios del sistema de refrigeración

Costos de Componentes y accesorios del sistema de refrigeración

N°	Descripción	cantidad	Precio unitario	Precio total
1	Compresor marca Copeland ¾ HP presión de evaporación -20°C 110V	1	345.00	345.00
2	Condensador enfriado por aire ¾HP	1	73.00	73.00
3	Válvula de expansión marca Danfoss modelo T2	1	68.40	68.40
4	Válvula solenoide marca Sporlan de ¼" y 110 V	1	23.38	23.38
5	Filtro secador de ¼"	1	4.36	4.36
6	Válvula de carga	4	1.00	4.00
7	Orificio de expansión marca Danfoss tamaño 00	1	18.45	18.45
8	Presostato de alta y baja marca Quality	1	53.15	53.15
9	Manómetros marca Quality	2	13.42	26.84
10	Tanque de Refrigerante Dupont R507	0.15	96.70	14.51
Total				631.05

Elaborado por: M. Arguello (2016)

Tabla 16. Componentes del sistema de giro y corte de hielo

Componentes y accesorios del mueble del equipo y del sistema mecánico de giro del cilindro y corte de hielo

N°	Descripción	Cantidad	Pecio unitario	Precio total
1	Sello mecánico marca Sealco de 5/8"	1	150.00	150.00
2	Chumacera de pared marca SKF de acero inoxidable de 39 mm	1	78.60	78.60
3	Chumacera de pared marca SKF de acero inoxidable de 32 mm	1	69.30	69.30
4	Motoreductor marca CSM 0.37KW relación 250/1	1	465.00	465.00
5	Chaveta de acero inoxidable	1	16.00	16.00
6	Pernos de acero inoxidable 3/8" x 1"	8	0.35	2.80
7	Pernos de acero inoxidable 5/16" x 1"	2	0.30	0.60
8	Garruchas con freno	4	4.60	18.40
9	Válvula flotador marca Manitowoc 1/2"	1	63.23	63.23
Total				863.93

Elaborado por: M. Arguello (2016)

Tabla 17. Costos de componentes del sistema de control y fuerza

Costos de Componentes y accesorios del sistema de control y fuerza

N°	Descripción	Cantidad	Precio unitario	Precio total
1	Gabinete pre pintado 40 x 40 x 20	1	38.78	38.78
2	Breaker marca Schneider 2 polos, 2 amperios	1	8.80	8.80
3	Breaker marca Schneider 2 polos, 30 amperios	1	13.40	13.40
4	Contactador marca LS, 2 polos, 30 amperios, bovina 220 V	1	14.00	14.00
5	Contactador 3 polos marca LS, 5 amperios, bovina 220 V	1	34.28	34.28
6	Una bornera 12 polos, 15 amperios	1	8.00	8.00
7	Porta fusible empotrarle de 15 mm	1	1.50	1.50
8	Selector marca Camsco, 2 posiciones, 22 mm	1	2.50	2.50
9	Luz piloto marca Camsco, 22mm, 110 V	2	1.60	3.20
10	Variador de frecuencia LS	1	330.00	330.00
Total				454.46

Elaborado por: M. Arguello (2016)

4.2. Costos indirectos

Tabla 18. Costos indirectos

Costos indirectos

N°	Descripción	Precio total
1	Transporte	50.00
2	Herramientas adquiridas para acoplamiento de sistemas	80.00
Total		130.00

Elaborado por: M. Arguello (2016)

La inversión total de la maquina es de 3219.94

4.3. Tiempo estimado de recuperación del capital invertido

Tabla 19. Análisis del Tiempo de recuperación del capital invertido

Gastos promedio en hielo de una productora de embutidos con capacidad de 800 Kg de producción diaria

N°	Descripción	Costo unitario \$	Cantidad	Gasto diario \$	Gasto anual (laborando cinco días a la semana) \$
1	Saco de hielo de 25 Kg	1.50	6	9.00	2376.00
2	Transporte (combustible)	1.00		1.00	264.00
Total					2640.00

Elaborado por: M. Arguello (2016)

El tiempo estimado en que se recupera el capital de inversión es 1.3 años

Conclusiones

- Se comprueba que el espesor de hielo es inversamente proporcional a la velocidad de giro del cilindro, a mayor velocidad menor espesor
- El refrigerante R507 actúa a presiones por sobre los 270 psi en el lado de descarga aunque maneje presiones por debajo de 30 psi en el lado de baja
- La aplicación de orificios de la válvula de expansión es directamente proporcional a las temperaturas de evaporación mientras más baja sea la temperatura menor será el tamaño del orificio.
- El ángulo de ataque de 40 grados de la cuchilla respondió óptimamente a las pruebas de funcionamiento
- Este diseño es aplicable a maquinas productoras de mayor tamaño o capacidad ya que trabajan bajo el mismo principio
- A menor frecuencia suministrada al motoreductor este gira a menor velocidad pero tiene menor torque lo que implica funcionamiento inadecuado del motoreductor.
- Mayor cantidad de refrigerante en el sistema no significa que va haber mayor producción ya que el refrigerante no terminara su ciclo de evaporación en el evaporador y menos aún tener el grado necesario de sobrecalentamiento para evitar la llegada de líquido al compresor

Recomendaciones

- Es importante sobre dimensionar el motoreductor en un 25% de modo que por algún motivo la capa de hielo está muy adherida al cilindro este pueda desprenderlo.

- Comprobar el buen funcionamiento del sello mecánico antes y después de encender el equipo en las pruebas de funcionamiento de modo que no hayan fugas.
- Al fabricar un equipo de estas características de funcionamiento es indispensable hacerlo lo más desmontable posible, de modo que se puedan rectificar fallas o mejorar su rendimiento.
- Colocar la mayor cantidad de dispositivos de control como presostatos, termostatos, protectores de voltaje, etc con el fin de evitar daños en el equipo
- Utilizar los parámetros que se indica en el manual de operación y mantenimiento.

Referencias

Beer, F., Johnston, R., & DeWolf, j. (2010). *Mecánica de materiales*. México: McGraw Hill.

Bravo, P. (29 de Abril de 2015). *Herramientas de corte* . Obtenido de <http://slideplayer.es/slide/3789255/>

Cengel, Y. (2007). *Transferencia de calor y masa* . Mexico: Mc Graw Hill.

Cengel, Y. (2011). *Termodinámica*. México: Mc Graw Hill.

Chemours. (Noviembre de 2011). *Dupont refrigerantes* . Obtenido de https://www.chemours.com/Refrigerants/es_MX/assets/downloads/Tabla%20PT%20Frente%20y%20Vuelta_Nov2011.pdf

Cofrico. (26 de Julio de 2010). *El hielo y su fabricacion* . Obtenido de <http://www.cofrico.com/newswp/blog/el-hielo-y-su-fabricacion-parte-ii/>

Coldmax. (2013). *Maquinaria de producción de hielo en bloques* . Obtenido de <https://coldmax.eu/es/coldmax-bloque-de-hielo-m%C3%A1quina>

Copeland, C. (1995). *Manuel de refrigeracion, componentes de un sistema de refrigeración*. Ohio.

Danfoss. (29 de Septiembre de 2014). *Slideshare*. Obtenido de <http://es.slideshare.net/lafaraonadelfrio/elementos-bsicos-refrigeracin-383582>

Danfoss. (s.f). Catálogo general refrigeración comercial . Nordborg, Dinamarca: Laval.

Dossat, R. (2007). *Principios de Refrigeración*. México: Patria .

FAO. (30 de Julio de 2003). *Fichas técnicas* . Obtenido de Procesado de carnes:

<http://www.fao.org/3/a-au165s.pdf>

FAO, d. (2003). *deposito de documentos de la FAO*. Obtenido de

<http://www.fao.org/docrep/003/t0713s/T0713S06.htm>

Fing. (2009). *Tecnología y servicios industriales 2*. Obtenido de

<http://www.fing.edu.uy/iq/cursos/qica/repart/qica2/Compresores.pdf>

Frigortecnica. (02 de Julio de 2010). *Frigortecnica*. Obtenido de

http://www.frigortecnica.com/Modello_S.html

Frigosistemas. (16 de Octubre de 2014). *Productora de hielo en concha*. Obtenido

de <http://www.frigosistemas.com/index.php/productos-y-servicios/productos-2/item/19-productora-de-hielo-en-concha>

Friomarkt. (2000). *Solostocks*. Obtenido de [http://www.solostocks.com/venta-](http://www.solostocks.com/venta-productos/equipos-refrigeracion-transferencia-calor/maquinas-fabricar-hielo/maquina-de-hielo-en-escamas-compacta-de-5-toneladas-dia-7549414)

[productos/equipos-refrigeracion-transferencia-calor/maquinas-fabricar-hielo/maquina-de-hielo-en-escamas-compacta-de-5-toneladas-dia-7549414](http://www.solostocks.com/venta-productos/equipos-refrigeracion-transferencia-calor/maquinas-fabricar-hielo/maquina-de-hielo-en-escamas-compacta-de-5-toneladas-dia-7549414)

Frionline. (08 de Febrero de 2015). *Refrigerante R134a: Guía para su utilización*

. Obtenido de <http://frionline.net/articulos-tecnicos/188-refrigerante-r134a-guia-para-su-utilizacion.html>

Gasservei. (26 de Febrero de 2015). *R507*. Obtenido de [http://www.gas-](http://www.gasservei.com/es/componentes/sustitutos-indirectos-del-r-22/r-507)

[servei.com/es/componentes/sustitutos-indirectos-del-r-22/r-507](http://www.gasservei.com/es/componentes/sustitutos-indirectos-del-r-22/r-507)

HVAC&R, M. (12 de Julio de 2011). *Carga de refrigerante en un sistema de*

refrigeración . Obtenido de

<https://www.mundohvacr.com.mx/mundo/2011/07/carga-de-refrigerante-en-un-sistema-de-refrigeracion-p2/>

INAC. (11 de Julio de 2012). *Evaporadores y condensadores* . Obtenido de http://inac.gub.uy/innovaportal/file/6257/1/evaporadores_y_condensadores.pdf

Incropera, F., & De witt, D. (1999). *Fundamentos de transferencia de calor* . México: McGraw Hill.

Ingefilter. (2010). *Acero inoxidable*. Obtenido de <http://www.ingefilter.com/pdf/Manual%20Acero%20Inoxidable.pdf>

JHG. (21 de Diciembre de 2013). *Modelación de casos didácticos*. Obtenido de <http://www.jhg.cl/Documentos/Diplomado/Clase%202.pdf>

Koelet, P. C. (1997). *Frio industrial: Fundamentos diseño y aplicaciones* . Madrid: A. Madrid Vicente, Ediciones .

Maja. (29 de Enero de 2016). *scherbeneis-bietet ventajas del hielo en escamas*. Obtenido de <http://www.maja.de/es/produkte/maja-scherbeneis-bietet-viele-vorteile?MJIDbot=MJIDaf26a291b02611b619f29585bbb19ac9>

Mello. (2014). *Máquinas de hacer hielo*. Obtenido de <http://maquinashacerhielo.com/product/maquina-de-hielo-en-tubos-tb1t/>

Motori, C. (2007). *Catalogo Generale*. Obtenido de http://www.valtaromotori.it/dati/catalogo/CSM_I-GB-D-F.pdf

Mott, R. (2006). *Mecánica de fluidos* . México: Prentice Hall.

Mott, R. (2009). *Resistencia de materiales* . México: Pearson Educación .

Ortega, J. (s.f.). *Emerson*. Obtenido de
<file:///C:/Users/EYS%20USER/Downloads/TempDescargaEnCompresores.pdf>

Outokumpu. (21 de Marzo de 2013). *Productos inoxidables* . Obtenido de
<http://www.fortinox.com/inoxidables-productos-canos-canosa312.html>

Pchetz. (2010). *Molier R507*. Obtenido de
http://www.pchetz.com/_Uploads/dbsAttachedFiles/molier_r507.pdf

Peña, A. (s.f.). *Seminario de refrigeración industrial*. Quito: EPN.

Rapin, P., & Jacquard, P. (1997). *Instalaciones Frigoríficas* . Barcelona:
Marcombo S.A.

Schill, R., & Schill, J. (2014). El mundo de los fabricantes de hielo Maja. Kehl.

Scotsman. (07 de 2006). *Manual EVE compact*. Obtenido de Fabricadores
industriales de hielo en escama : <http://www.scotsman-ice.it/sitedocs/Manual%20EVE%20COMPACT-ES072006.pdf>

Scribd. (2016). *Medida subenfriamiento*. Obtenido de
<https://es.scribd.com/doc/68755373/Medida-Subenfriamiento>

Servei, G. (s.f.). *Ficha técnica R507*. Obtenido de <http://www.gas-servei.com/images/Ficha-tecnica-R507.pdf>

SlideShare. (05 de Marzo de 2013). *Teoría del Maquinado de metales* . Obtenido
de <http://es.slideshare.net/dilver8512/teora-del-maquinado-de-metales>

Sporlan. (2000). *Válvulas de expansión termostática* . Florida: Boletín Exp.

SRL, F. (Dirección). (2012). *Maquina de hielo en escama* [Película].

Táchira, U. N. (2 de Octubre de 2005). *Fenomenos de Transporte* . Obtenido de
http://www.unet.edu.ve/~fenomeno/F_DE_T-178.htm

Tecumseh. (2001). Catálogo General. *L'Unite Hermetique*, 9.

Usco. (14 de Octubre de 2014). *Radio critico de aislamiento*. Obtenido de
<https://uscoingenieria.wordpress.com/radio-critico-de-aislamiento/>

Zegarra, D. (Septiembre de 2010). *Diseño de un productor fluido de 14 Kg/h*.

Obtenido de

[http://tesis.pucp.edu.pe/repositorio/bitstream/handle/123456789/1516/ZE
GARRA_REVEGGINO_DIEGO_HIELO_FLUIDO.pdf?sequence=1](http://tesis.pucp.edu.pe/repositorio/bitstream/handle/123456789/1516/ZE
GARRA_REVEGGINO_DIEGO_HIELO_FLUIDO.pdf?sequence=1)

Anexos

TP 304 - 304L - Según Norma ASTM A312												
Terminación 2B Decapado y Pasivado Aplicación Conducción Largo estándar: 6000 mm Dimensiones según ANSI B 36.19 y ANSI B 36.10 Peso aprox. kg/mt. 	Diámetro ext. (d)						Espesor de Pared (s)					
	Pulgadas	mm.	sch 5S	kg./ mt.	sch 10S	kg./ mt.	sch 40S	kg./ mt.	sch 80S	kg./ mt.	sch 160S	kg./ mt.
	1/8"	10.3					0.280	1.73	0.370			
1/4"	13.75					1.65	0.510	2.24	0.670	3.02	0.840	
3/8"	17.2					1.65	0.660	2.31	0.880	3.20	1.160	
1/2"	21.5	1.65	0.817	2.11	1.040	2.77	1.330	3.73	1.690	4.78	1.980	
3/4"	26.6	1.65	1.038	2.11	1.330	2.87	1.750	3.91	2.200	5.56	2.942	
1"	33.4	1.65	1.317	2.77	2.170	3.38	2.590	4.55	3.350	6.35	4.300	
1*1/4	42.2	1.65	1.671	2.77	2.770	3.56	3.500	4.85	4.600	6.35	5.690	
1*1/2	48.3	1.65	1.933	2.77	3.200	3.69	4.170	5.08	5.570	7.14	7.350	
2"	60.3	1.65	2.433	2.77	4.040	3.91	5.590	5.54	7.680	8.74	11.100	
2*1/2	73	2.11	3.761	3.05	5.340	5.16	8.860	7.01	11.700	9.52	15.140	
3"	88.90	2.11	4.578	3.05	6.546	5.49	11.448	7.62	15.510	11.13	21.670	
3*1/2	101.60	2.11	5.248	3.05	7.514	5.74	13.756	8.08	18.920			
4"	114.30	2.11	5.918	3.05	8.483	6.02	16.296	8.56	22.660	13.49	34.050	
5"	141.30	2.77	9.593	3.40	11.722	6.55	22.065	9.53	31.410	15.88	49.870	
6"	168.30	2.77	11.462	3.40	14.015	7.11	28.648	10.97	43.210	18.26	68.590	
8"	219.10	2.77	14.979	3.76	20.240	8.18	43.129	12.70	65.630	23.01	112.96	
10"	273.10	3.40	22.920	4.19	28.163	9.27	61.131	15.20	92.70	31.75	162.88	

Anexo 1 Tubería de acero Aisi304 normalizada

Fuente: (Outokumpu, 2013)

DuPont® ISCEON®						
507 R-507	MO29 R-422D	MO49Plus R-437A	MO59 R-417A	MO79 R-422A	MO99 R-438A	Temp. °C
25.5	14.3	4.3	9.2	22.1	11.6	-23
27.2	15.6	5.2	10.4	23.7	12.9	-22
29.0	17.1	6.2	11.6	25.4	14.2	-21
30.9	18.5	7.2	12.8	27.2	15.6	-20
32.8	20.1	8.3	14.1	29.1	17.0	-19

DuPont® ISCEON®						
507 R-507	MO29 R-422D	MO49Plus R-437A	MO59 R-417A	MO79 R-422A	MO99 R-438A	Temp. °C
34.8	21.7	9.4	15.5	30.9	18.5	-18
36.8	23.3	10.5	16.9	32.9	20.0	-17
38.9	25.0	11.7	18.3	34.9	21.6	-16
41.1	26.7	12.9	19.8	37.0	23.2	-14
43.4	28.5	14.2	21.3	39.1	24.9	-13

DuPont® ISCEON®						
507 R-507	MO29 R-422D	MO49Plus R-437A	MO59 R-417A	MO79 R-422A	MO99 R-438A	Temp. °C
278.8	244.7	173.9	213.7	277.1	243.1	43
286.6	251.6	179.3	219.9	284.8	250.1	44
294.5	258.7	184.7	226.2	292.6	257.1	46
302.6	265.9	190.2	232.6	300.6	264.3	47
310.8	273.2	195.9	239.2	308.8	271.6	48

Anexo 2 Tabla presión- temperatura

Fuente: (Chemours, 2011)

TABLA #2: QUE MUESTRA LAS TEMPERATURAS DE DESCARGA DE LOS CILINDROS, CON REFRIGERANTE **R404A y R507**

Temp. de Saturación De Succión C	Temp. de Saturación de Condensado C	Temp. Típica del Gas de Retorno C	Temp. de Descarga del Cilindro C	Temp. del Gas de Retorno Necesaria para Limitar la Temp. de Descarga a 115 C
-40	54.4	18	121	N/R
-23.3	54.4	18	104	N/R
-40	43	18	115	N/R
-23.3	43	18	82.2	N/R
-12	54.4	18	93.3	N/R
-12	43	18	71	N/R

N/R = No se Requiere Control

Anexo 3 Temperaturas en el condensador y el evaporador

Fuente: (Ortega)

TEMP. (°C)	PRESIÓN (bar)		DENSIDAD (Kg/m ³)		ENTALPÍA (kJ/Kg)		ENTROPÍA (kJ/Kg.K)	
	BURBUJA	ROCIO	BURBUJA	ROCIO	BURBUJA	ROCIO	BURBUJA	ROCIO
-50	0.88	0.87	1329.37	4.85	135.80	333.99	0.8020	1.6902
-45	1.11	1.11	1314.14	6.07	141.73	337.14	0.8282	1.6847
-40	1.40	1.40	1298.61	7.52	147.74	340.26	0.8542	1.6799
-35	1.74	1.74	1282.74	9.23	153.82	343.35	0.8799	1.6757
-30	2.14	2.14	1266.51	11.24	159.98	346.39	0.9053	1.6720
-25	2.61	2.61	1249.87	13.57	166.22	349.39	0.9306	1.6687
-20	3.16	3.16	1232.79	16.27	172.54	352.34	0.9556	1.6659
-15	3.79	3.78	1215.20	19.39	178.95	355.21	0.9805	1.6633
-10	4.51	4.50	1197.08	22.96	185.45	358.01	1.0052	1.6610
-5	5.33	5.32	1178.35	27.06	192.05	360.73	1.0298	1.6588
0	6.25	6.25	1158.96	31.73	198.75	363.34	1.0542	1.6568
5	7.30	7.29	1138.83	37.05	205.55	365.85	1.0786	1.6549
10	8.46	8.46	1117.89	43.09	212.47	368.23	1.1029	1.6530
15	9.77	9.76	1096.03	49.97	219.50	370.48	1.1276	1.6511
20	11.21	11.20	1073.16	57.77	226.67	372.58	1.1513	1.6490
25	12.81	12.80	1049.15	66.64	233.99	374.50	1.1755	1.6468
30	14.57	14.56	1023.82	76.74	241.47	376.30	1.1998	1.6444
35	16.51	16.49	997.00	88.26	249.13	377.75	1.2243	1.6417
40	18.62	18.61	968.45	101.44	256.00	379.00	1.2489	1.6385
45	20.93	20.91	937.84	116.61	265.10	379.96	1.2738	1.6349
50	23.44	23.42	904.76	134.19	273.501	380.58	1.2992	1.6306

Anexo 4 Tabla de Temperatura, presión, densidad, entalpia y entropía del R507

Fuente: (Servei, s.f.)

Las capacidades del evaporador utilizadas tienen que corregirse si el subenfriamiento es distinto de 4 K. La capacidad corregida puede obtenerse dividiendo la capacidad del evaporador requerida por el factor de corrección siguiente. Podrá entonces hacerse la selección con las tablas anteriores.

Δt_e	4 K	10 K	15 K	20 K	25 K	30 K	35 K	40 K	45 K	50 K
Corrección factor	1.00	1.06	1.11	1.15	1.2	1.25	1.3	1.35	1.39	1.44

Ejemplo
 Refrigerante = R 22
 Capacidad del evaporador $Q_e = 5 \text{ kW}$
 Subenfriamiento = 10 K

Factor de corrección según la tabla = 1.06
 Capacidad corregida = $5 \div 1.06 = 4.72 \text{ kW}$

Anexo 5 Factor de corrección

Fuente: (Danfoss, Catálogo general refrigeración comercial , s.f)

Gama N: -40 a +10 °C

No. de Orificio	Capacidad nominal en toneladas (TR)					Capacidad nominal en kW					No. de Código
	R22	R-134a	R-404A	R-12	R-502	R-22	R-134a	R-404A	R-12	R-502	
0X	0.15	0.11	0.11			0.5	0.4	0.38			068-2002
00	0.3	0.25	0.21	0.2	0.2	1.0	0.9	0.7	0.7	0.7	068-2003
01	0.7	0.5	0.45	0.3	0.3	2.5	1.8	1.6	1.0	1.0	068-2010
02	1.0	0.8	0.6	0.5	0.5	3.5	2.6	2.1	1.7	2.1	068-2015
03	1.5	1.3	1.2	1.0	1.0	5.2	4.6	4.2	3.5	3.5	068-2006
04	2.3	1.9	1.7	1.5	1.5	8.0	6.7	6.0	5.2	5.2	068-2007
05	3.0	2.5	2.2	2.0	2.0	10.5	8.6	7.7	7.0	7.0	068-2008
06	4.5	3.0	2.6	3.0	3.0	15.5	10.5	9.1	10.5	10.5	068-2009

Anexo 6 Selección de orificio de Válvula de expansión

Fuente: (Danfoss, Catálogo general refrigeración comercial , s.f)

CONVENTIONAL COMPRESSORS

DISPLACEMENT (L) / HOUR
 CAPACITY (RT) / HOUR
 TONS

R502

TEMPERATURE °F / °C

	25	15	5	0	-5	-10	-20	-30	-40
	-3.9	-9.4	-15	-17.8	-20.6	-23.3	-28.9	-34.4	-40
KAM*-0075 (LT)					5330	4650	3460	2500	1750
					1340	1170	870	630	440
					1560	1360	1010	730	510
	.75	169			3630	3100	2190	1480	970
	.56	4.78			910	780	550	370	240
				1060	910	640	430	280	

Anexo 7 Datos técnicos del compresor

Fuente: (Copeland, 1995)

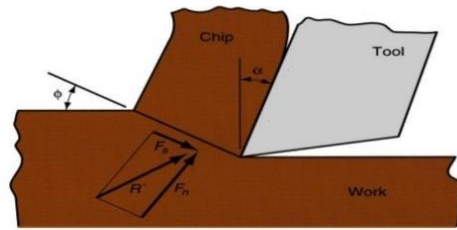
PCN	Description	A Fitting Size (nominal)	B Diameter	C Height	D Fitting Separation	Weight (lbs)	Tons R-22 (+40°F)	Holding Capacity (lbs) 50% of System Charge		
								40°F Liquid R-22 R-134a	40°F Liquid R-404A R-507	40°F Liquid R-410A
060819	A-AS 3 84*	1/2	3.00	8.00	1.63	2.00	2.00	1.5	1.5	2.1
060963	A-AS 3 105*	5/8	3.00	10.00	1.63	2.40	3.00	2.0	2.0	2.6
060812	A-AS 3 125*	5/8	3.00	12.00	1.63	2.90	3.00	3.0	2.5	3.1
060813	A-AS 3 126*	3/4	3.00	12.00	1.63	2.90	4.00	3.0	2.5	3.1
060964	A-AS 3 145*	5/8	3.00	15.00	1.63	3.30	3.00	3.5	3.0	3.6

Anexo 8 Datos técnicos del acumulador de succión

Fuente: (Copeland, 1995)

Fuerzas que actúan sobre la viruta

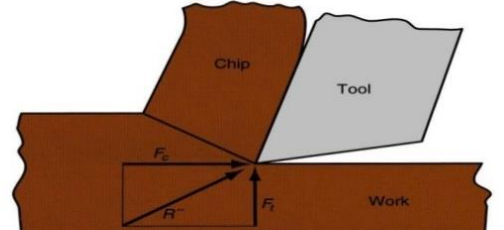
- Fuerza cortante F_s y Fuerza Normal a la cortante F_n



(a) fuerzas que actúan sobre la viruta en el corte ortogonal

Fuerza de corte y fuerza de empuje

- F_s and F_n , no pueden medirse directamente.
 - Fuerza de corte F_c y fuerza de empuje F_t



(b) Fuerzas que actúan sobre la herramienta y pueden medirse

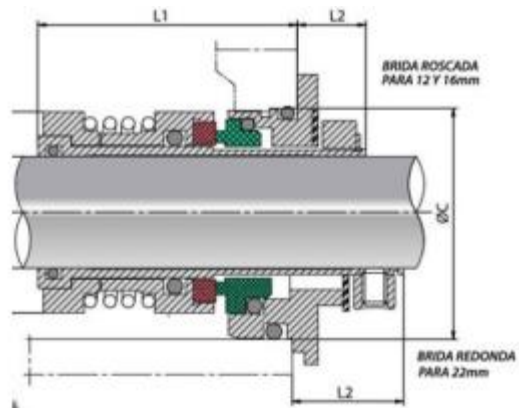
Anexo 9 Detalle de fuerzas de corte

Fuente: (SlideShire, 2013)

Tipo	Potencia	Velocidad	Corr. Nom.	Rend.	Fattore di potenza	C. nom.	C. avv. C. nom.	C. max C. nom.	Corr. avv. Corr. nom.	Momento d'inerzia	Peso Weight
Type	Pn (kW)	n (l/min)	In - 400 V (A)	η %	cos ϕ	Mn (Nm)	Ma/Mn	Mm/Mn	la/in	J (10 ⁻³ Kgm ²)	P (kg)
50 B4	0,06	1350	0,49	52	0,59	0,43	2,1	2,6	2,6	0,10	2,4
56 B4	0,09	1300	0,35	50	0,76	0,66	1,8	2,7	2,5	0,14	2,7
63 A4	0,12	1360	0,52	58	0,66	0,95	2,0	2,0	2,6	0,22	3,3
63 B4	0,18	1330	0,65	58	0,70	1,30	1,9	1,9	2,3	0,27	4,1
71 A4	0,25	1350	0,96	60	0,68	1,85	2,0	2,0	2,5	0,70	5,7
71 B4	0,37	1360	1,20	63	0,70	2,60	2,0	2,0	2,8	0,82	6,0
80 A4	0,55	1400	1,60	70	0,72	3,80	2,2	2,6	3,3	1,58	8,2
80 B4	0,75	1410	2,00	70	0,70	5,10	2,2	2,8	4,5	2,00	9,3
90S A4	1,10	1390	2,80	74	0,76	7,60	2,5	2,8	4,3	2,50	12,2
90L A4	1,50	1410	3,70	79	0,74	10,30	3,0	3,0	4,9	3,13	14,4
90L B4	1,80	1400	4,30	80	0,76	12,30	2,9	3,0	4,7	3,73	16,4

Anexo 10 Datos técnicos Motoreductor

Fuente: (Motori, 2007)



Ref	øA	øB	øC	L1	L2	Thread/rasca
12	12	25	29	45	13.5	M28-1.5
16	16	30.5	34	46.5	13.5	M33
22	22	39.5	50	52.5	19.5	-

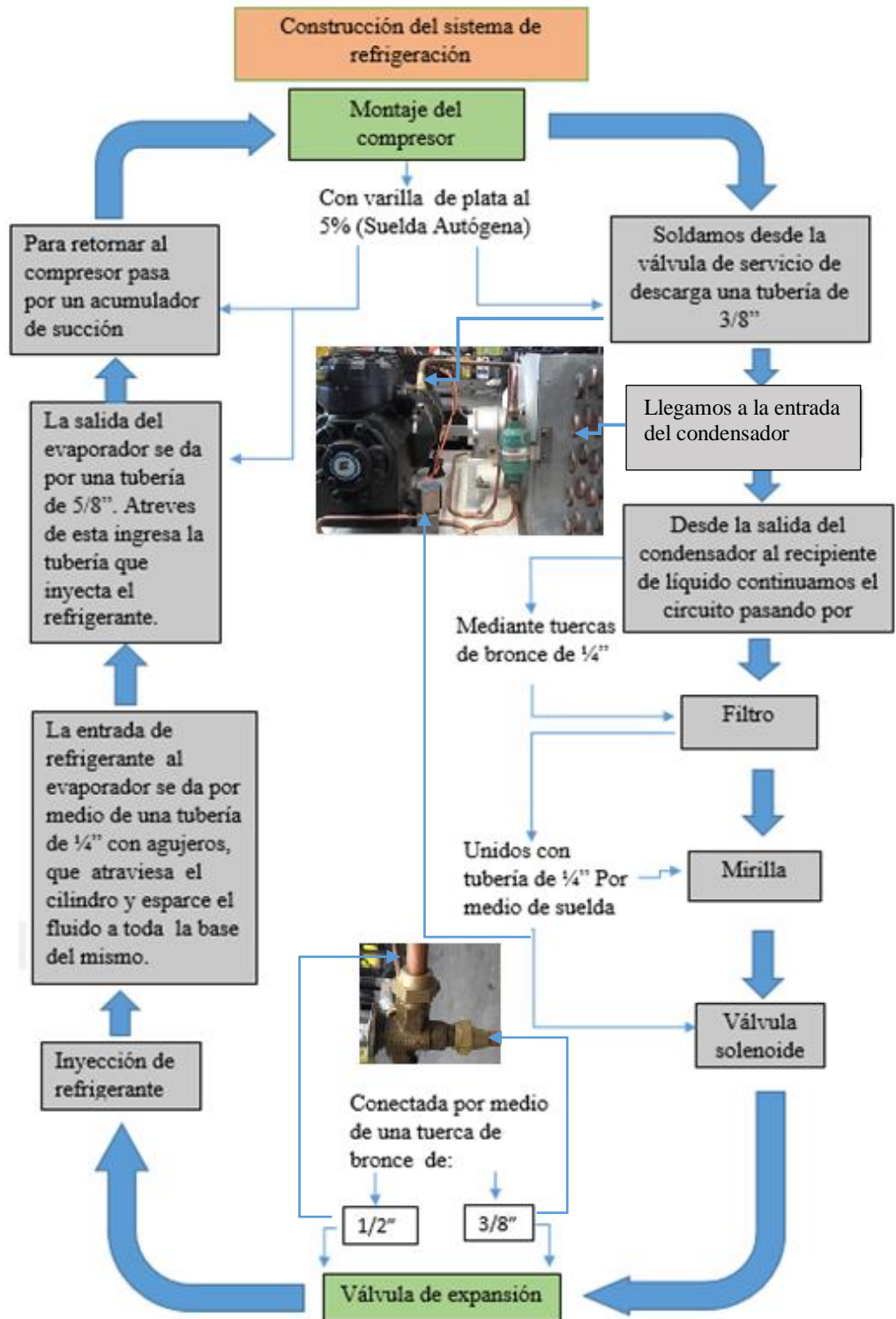
Medidas en milímetros / Dimensions in millimeters

Presión (pressure): Vacuum to 300 psig (20 bar)

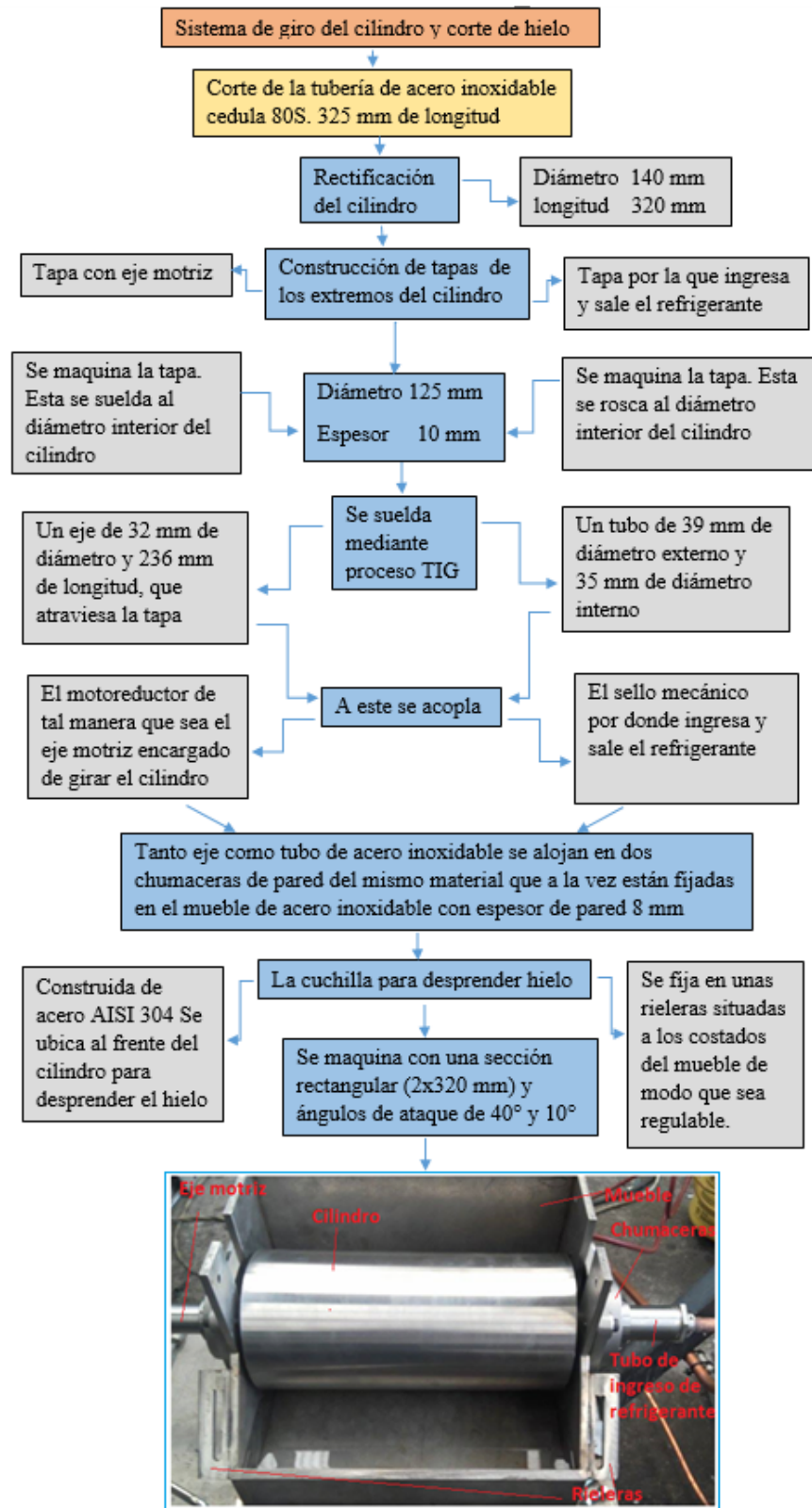
Temperatura (temperature): -74°F to 500°F (-59°C to 260°C)

Velocidad (velocity): 3600 fpm (18 m/s)

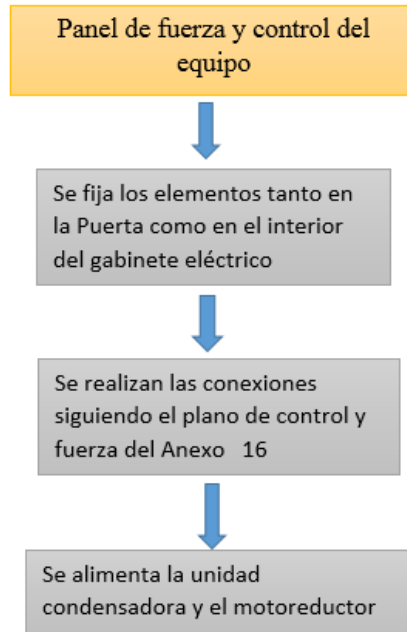
Anexo 11 Sello mecánico



Anexo 12 Sistema de refrigeración



Anexo 13 Sistema de giro del cilindro y corte de hielo



Anexo 14 Panel de fuerza y control

Anexo 15

Proceso para funcionamiento

Para arrancar el equipo es necesario realizar los siguientes chequeos

- Disponibilidad de alimentación de agua a la válvula de flotador.
- Revisar el nivel de agua en la parte inferior del cajón en donde jira el cilindro
- Revisar presiones en los manómetros (presión de alta y baja 200 PSI y 15 PSI respectivamente)
- Si todo está en orden se procede a accionar el equipo mediante el selector del panel eléctrico
- Es importante observar el desempeño del equipo por un lapso de tiempo no menor a 10 minutos, en donde se observara

- Presiones de alta que debe estar dentro del rango de 270 a 300 PSI y la presión de baja de 18 a 30 PSI.
- Entrada de agua por la válvula flotador
- Amperaje del compresor y motoreductor

Plan de mantenimiento

Sistema de refrigeración

N°	Descripción del mantenimiento	Periodo a partir del primer arranque
1	Chequeo de presión Recalibración de presostatos y protector electrónico Chequeo de fugas	15 días
2	Limpieza del condensador más los mantenimientos del ítem número uno	3 meses
3	Cambio de filtro de líquido Chequeo de presiones y amperajes al compresor Limpieza de condensador	6 meses
4	Limpieza del condensador más los mantenimientos del ítem número uno	9 meses
5	Cambio de filtro de líquido Chequeo de presiones y amperajes al compresor Limpieza de condensador	12 meses

Mantenimiento para el primer año de funcionamiento del equipo

Para los siguientes años se aplicara los mismos mantenimientos que señala la tabla partiendo desde el ítem dos

Sistema mecánico de corte de hielo y giro del cilindro

N°	Descripción del mantenimiento	Periodo a partir del primer arranque
1	Lubricación de chumaceras Calibración de revoluciones de giro del cilindro Calibración de cuchilla	15 días
2	lubricación de chumaceras Calibración de cuchilla Revisión de nivel de aceite de la caja reductora	3 meses
3	Lubricación de chumaceras Cambio de aceite de la caja reductora	6 meses
4	lubricación de chumaceras Calibración de cuchilla	9 meses
5	lubricación de chumaceras Calibración de cuchilla Revisión de nivel de aceite de la caja reductora	12 meses

Plan de mantenimiento anual del sistema de corte de hielo y giro del cilindro

Elaborado por: M. Arguello (2016)