

Escuela de Ingeniería Electromecánica

Carrera: Ingeniería en Mantenimiento Industrial

Empresa: Caminos del Sol S.A.

Proyecto:

**Rediseño del Sistema de refrigeración para almacenamiento de
producto congelado**



**Informe de práctica de especialidad para optar por el título de
Ingeniero en Mantenimiento Industrial, grado Licenciatura.**

José David Campos Cerdas

Cartago, junio 2015



engineerscanada

Escuela Acreditada por el
Canadian Engineering Accreditation Board (CEAB)

Hoja de Información

Información del estudiante:

Nombre: José David Campos Cerdas.

Cédula de identidad: 304520094.

Carné del ITCR: 200944037.

Dirección de residencia en época lectiva: Tejar del Guarco, Cartago.

Dirección de residencia en época no lectiva: Tejar del Guarco, Cartago.

Teléfonos en época lectiva: 83128611/25515387

Teléfonos en época no lectiva: 83128611/25515387

Correos electrónicos: jdavidcam@outlook.com / jdavidcam@gmail.com

Información del proyecto:

Nombre del proyecto: Rediseño del sistema de refrigeración para almacenamiento de producto congelado.

Profesor tutor: Ing. José Alberto Garro Zavaleta.

Horario de trabajo: de lunes a viernes de 8:00 a.m. a 5:00 p.m.

Información de la Empresa

Nombre: Caminos del Sol S.A.

Ubicación: Cartago.

Dirección: 400 metros Oeste del cruce de Pacayas-Cot, La Chinchilla, Cartago.

Actividad principal: Agroindustria.

Asesor industrial: Ing. Juan José Montero Jiménez.

Teléfono: 25367136.

Dedicatoria

El resultado final alcanzado en esta práctica de especialidad y en todos estos años de estudio, se lo dedico a mis padres Geovanny Campos Fernández y Sandra Cerdas Cordero.

Además dedico también este proyecto y mis años de preparación académica a mi abuelo, que en paz descanse, Luis Fernando Campos Fuentes, y a María Fernanda Montero González por todo el apoyo brindado.

Agradecimiento

Inicialmente, quiero agradecer a la empresa Caminos del Sol S.A. y al señor Marvin Montero Varela por abrirme las puertas de la compañía para poder realizar mi práctica de especialidad, la cual es el último requisito para obtener mi título universitario.

Agradezco también a mi asesor el Ing. Juan José Montero Jiménez por todo el tiempo que ha dedicado para apoyarme en la realización de la práctica, además de todo el conocimiento y experiencias que me ha aportado y que me han ayudado en mi crecimiento personal y profesional. Quiero darle las gracias también al personal de la empresa, el cual en general ha sido muy amable conmigo y me han ayudado en el transcurso de la práctica en distintos aspectos.

A los profesores de la Escuela de Ingeniería electromecánica, en especial al Ing. Oswaldo Guerrero, Ing. Oscar Monge Ruiz, Ing. Greivin Barahona Guzmán, Ing. José Alberto Garro Zavaleta y el Ing. Luis Gómez Gutiérrez, por todas las enseñanzas y preparación académica brindada en el transcurso de la carrera universitaria que he estado cursando.

Por último pero no menos importante, quiero agradecerles a mis padres, hermanas y mi familia en general por todo el apoyo, comprensión y sacrificios realizados en estos años para que yo pudiera culminar satisfactoriamente mis estudios.

Contenido

Resumen	13
Abstract.....	14
Capítulo 1. Descripción de la empresa	15
1.1. Aspectos generales.....	15
1.2. Nombre de la empresa.....	16
1.3. Ubicación de la empresa.....	16
1.4. Misión de la empresa	16
1.5. Visión de la empresa.....	16
1.6. Compromiso.....	17
1.7. Política de calidad e inocuidad.....	17
1.8. Reseña histórica de la empresa.....	17
1.9. Organización de la empresa	18
1.10. Tipos de productos.....	22
1.11. Diagramas de Flujo de los Procesos.....	23
Capítulo 2. Definición del proyecto	27
2.1. Justificación del proyecto	27
2.1.1. Deficiencias en el sistema actual de refrigeración.....	27
2.1.2. Propuesta de diseño de un nuevo sistema de refrigeración....	31
2.2. Planteamiento del problema.....	33
2.3. Objetivos	33
2.3.1. Objetivo General.....	33
2.3.2. Objetivos Específicos	33
2.4. Alcances y limitaciones	34
2.5. Metodología	34
2.5.1. Determinación del consumo de funcionamiento del sistema de refrigeración actual	35
2.5.2. Diseño del sistema de Refrigeración	35
Capítulo 3. Fundamentos teóricos	37
3.1. Conceptos fundamentales.....	37
3.2. Ciclo Teórico de refrigeración por compresión de vapor	41

3.2.1.	Proceso de Evaporación del refrigerante	42
3.2.2.	Proceso de compresión.....	42
3.2.3.	Proceso de condensación	43
3.2.4.	Proceso de expansión.....	43
3.2.5.	Diagrama de Presión-entalpía.....	43
3.3.	Ciclo real de refrigeración por compresión de vapor.....	45
3.3.1.	Subenfriamiento de líquido.....	47
3.3.2.	Recalentamiento.....	47
3.3.3.	Caídas de presión	48
3.4.	Conceptos de refrigeración importantes	48
3.5.	Equipos y Accesorios fundamentales para un sistema básico de refrigeración	48
3.5.1.	Compresor.....	49
3.5.1.1.	Generalidades sobre el compresor recíprocante.....	50
3.5.2.	Condensador.....	53
3.5.2.1.	Condensador enfriado por aire.....	54
3.5.2.2.	Condensador enfriado por agua.....	54
3.5.2.3.	Condensador evaporativo	55
3.5.3.	Evaporador.....	56
3.5.3.1.	Evaporadores según el tipo de construcción.....	57
3.5.3.1.1.	Evaporadores de tubo descubierto.....	57
3.5.3.1.2.	Evaporadores de superficie de placa.	57
3.5.3.1.3.	Evaporadores aleteados.....	57
3.5.3.2.	Evaporadores según el método de alimentación.....	57
3.5.3.2.1.	Expansión seca	58
3.5.3.2.2.	Evaporador inundado	59
3.5.3.2.3.	Evaporador sobrealimentado	60
3.5.4.	Válvula de expansión	62
3.5.5.	Otros accesorios.....	62
3.5.6.	Refrigerante.....	64

3.6.	Sistema de refrigeración por ciclo de compresión de vapor en varias etapas	68
3.7.	Cálculo de la carga térmica de refrigeración	71
3.7.1.	Carga térmica por transmisión	72
3.7.2.	Carga térmica por producto almacenado	74
3.7.3.	Carga interna y por equipos relacionados	76
3.7.3.2.	Montacargas.....	77
3.7.3.4.	Personas	78
3.7.4.	Carga térmica de equipos relacionados.	78
3.7.5.	Carga térmica por infiltración de aire.....	79
Capítulo 4.	Diseño del sistema de refrigeración a proponer	84
4.1.	Diseño de la cámara de refrigeración	84
4.1.1.	Estructura de la cámara de refrigeración.....	84
4.1.5.	Selección de los equipos y accesorios a utilizar.....	99
4.1.5.2.	Selección del condensador	101
4.1.5.3.	Selección de los evaporadores	103
4.1.5.4.	Selección de las tuberías del sistema	105
4.1.5.5.	Selección del acumulador de líquido de la línea de succión	109
4.1.5.6.	Selección de los recibidores de líquido de baja presión.....	110
4.1.5.9.	Selección de las válvulas check.....	115
4.1.5.11.	Selección de las válvulas para el sistema de descongelamiento por gas caliente.....	118
4.1.6.	Estimación del espesor de aislamiento de la tubería de succión	120
Capítulo 5.	Análisis Financiero del Proyecto.....	122
5.1.	Estimación del costo total de la obra.....	122
5.2.	Supuestos para la elaboración del análisis financiero.....	124
5.3.	Cálculo e interpretación de los Flujos efectivos, el VAN y el TIR	125
Capítulo 6.	Conclusiones y recomendaciones	129
6.1.	Conclusiones.....	129

6.2. Recomendaciones	129
Bibliografía.....	131
Documentos Electrónicos.....	131
Anexos.....	132
Anexo 1. Propiedades Térmicas de los productos	132
Anexo 2. Calor disipado por los Motores eléctricos según ASHRAE. ...	136
Anexo 3. Ficha Técnica del panel de Refrigeración.	137
Anexo 4. Catálogo de selección de compresores Vilter.	138
Anexo 5. Determinación de la temperatura de bulbo húmedo.	141
Anexo 6. Método de selección para condensador según EVAPCO.....	142
Anexo 7. Selección de los evaporadores marca EVAPCO.	145
Anexo 8. Tablas para selección de tuberías de succión y descarga utilizando amoniaco como refrigerante.....	147
Anexo 9. Ficha técnica del acumulador de succión marca Frick.....	150
Anexo 10. Ficha técnica del recibidor de baja presión marca Thermatech.	152
Anexo 11. Ficha técnica del recibidor de líquido de alta presión marca Frick.	153
Anexo 12. Tabla de selección de aislamiento térmico para tubería de succión.....	156
Anexo 13. Cotización de la nueva cámara de refrigeración a nivel de paneles, puerta y accesorios.....	157
Anexo 14. Cotización de Tuberías.	160
Anexo 15. Cotización de accesorios de las tuberías.	161
Anexo 16. Cotización del aislamiento para la tubería de succión.	162
Apéndices.....	165
Apéndice 1. Muestra de cálculos de la carga térmica, utilizando el software Cold Solutions Release 3.2 Professional Boxload de la marca Heatcraft.....	165
Apéndice 2. Hoja de cálculo de Excel para cálculo de la carga térmica.....	168

Índice de tablas

Tabla 1. Comparación del costo de almacenamiento de producto entre cámaras y contenedores.....	31
Tabla 2. Valores de según la humedad relativa.	56
Tabla 3. Denominación de refrigerantes estandarizada por ASHRAE.....	65
Tabla 4. Resultados de la carga Térmica por transmisión.....	89
Tabla 5. Resultados de la carga térmica aportada por el producto.....	91
Tabla 6. Resultado de la carga térmica generada por cambios de aire.	91
Tabla 7. Resultado de la carga térmica generada por equipos, personas e iluminación.....	92
Tabla 8. Resultado de la carga térmica total.....	93
Tabla 9. Resultados de la carga térmica de la cámara de refrigeración 1.	94
Tabla 10. Resultados de la carga térmica de la cámara de refrigeración 2.	94
Tabla 11. Masa de refrigerante almacenada en el sistema	111
Tabla 12. Estimación del costo total del proyecto.....	123
Tabla 13. Cálculo de los Flujos efectivos, el VAN y el TIR.	126
Tabla 14. Análisis financiero con gastos financieros en un plazo de 5 años.	128

Índice de figuras

Figura 1. Organigrama General de la empresa Caminos del Sol S.A.....	19
Figura 2. Organigrama del departamento de mantenimiento de la empresa Caminos del S.A.	19
Figura 3. Organigrama del departamento de producción de la empresa Caminos del S.A.	20
Figura 4. Organigrama del departamento de calidad de la empresa Caminos del S.A.	20

Figura 5. Organigrama del departamento comercial de la empresa Caminos del S.A.	21
Figura 6. Organigrama del departamento de recursos humanos de la empresa Caminos del S.A.	21
Figura 7. Organigrama del departamento financiero de la empresa Caminos del S.A.	22
Figura 8. Diagrama de Flujo del proceso de la línea de frutas.....	23
Figura 9. Diagrama de Flujo del proceso de la línea de plátano.	24
Figura 10. Diagrama de Flujo del proceso de la línea de palmito.	25
Figura 11. Diagrama de Flujo del proceso de la línea de vegetales.	26
Figura 12. Parte interna de la cámara 1.....	28
Figura 13. Parte interna de la cámara 2.....	29
Figura 14. Contenedores utilizados para el almacenamiento de producto. 29	
Figura 15. Esquema de equipos en un ciclo teórico de refrigeración por compresión de vapor.	41
Figura 16. Diagrama de Presión-entalpía para el ciclo teórico de refrigeración por compresión de vapor.	44
Figura 17. Diagrama de Mollier del ciclo real y el ciclo teórico de refrigeración por compresión de vapor.	46
Figura 18. Corte transversal de un compresor recíprocante.	49
Figura 19. Esquema de funcionamiento básico de un compresor recíprocante.	50
Figura 20. Esquema de funcionamiento básico de un compresor recíprocante de doble efecto.	51
Figura 21. Cilindros en oposición.....	52
Figura 22. Cilindros en línea.	52
Figura 23. Cilindros en V.	53
Figura 24. Condensador enfriado por aire.	54
Figura 25. Condensador enfriado por agua.	55
Figura 26. Condensador evaporativo.....	55
Figura 27. Evaporador alimentado por expansión seca.....	59

Figura 28. Evaporador inundado.	60
Figura 29. Evaporador sobrealimentado.....	61
Figura 30. Diagrama de Mollier de un ciclo de refrigeración de compresión en dos etapas.	69
Figura 31. Diagrama de sistema de refrigeración por compresión de vapor en dos etapas.	70
Figura 32. Porcentaje de Ahorro de energía en sistemas de compresión múltiple en función de la temperatura de evaporación.	71
Figura 33. Valores de conductividad térmica para los materiales usados como aislamiento en refrigeración.	73
Figura 34. Tabla con los factores de ajuste del diferencial de temperatura por efecto de exposición solar.	74
Figura 35. Masas de aire frío y caliente fluyendo a través de una puerta típica de refrigeración.....	80
Figura 36. Carta psicrométrica para aire que fluye a través de un congelador.	80
.....	
Figura 37. Diagrama del detalle de las capas del aislamiento del piso.....	86
Figura 38. Vista frontal de la estructura a proponer de la cámara de refrigeración (no está a escala, unidades en metros).	87
Figura 39. Vista lateral de la estructura a proponer de la cámara de refrigeración (No está a escala, unidades en metros).	88
Figura 40. Distribución de las tarimas con producto dentro de la cámara.	90
Figura 41. Diagrama del sistema de refrigeración propuesto (no está a escala).	96
Figura 42. Simbología para equipos de refrigeración según ASHRAE.	97
Figura 43. Simbología de elementos auxiliares y accesorios de refrigeración según ASHRAE.	98
Figura 44. Compresor Vilter 444 de 50 hp.	100
Figura 45. Condensador evaporativo EVAPCO ATC-50E -1g.	103
Figura 46. Acumulador de succión marca FRICK.....	109
Figura 47. Recibidor de líquido de alta presión.....	112

Figura 48. Válvula de expansión manual HANSEN RT125H.....	113
Figura 49. Válvula solenoide marca HANSEN modelo HS8A.....	114
Figura 50. Válvula de cierre manual de tipo globo, HANSEN modelo GT076H.	115
Figura 51. Válvula check marca HANSEN modelo HCK4.....	116
Figura 52. Juego de válvulas de seguridad, marca HANSEN modelo H5600R.....	117
Figura 53. Válvula solenoide para alimentación de gas caliente, marca HANSEN modelo HS4D.....	118
Figura 54. Válvula reguladora HA4AK y válvula solenoide HCK2.	119

Resumen

Actualmente la empresa Caminos del Sol S.A. cuenta con dos cámaras de refrigeración, las cuales almacenan los productos luego de ser procesados. En los últimos años, la empresa ha tenido un aumento en la producción, razón por la cual las dos cámaras ya existentes no tienen la capacidad de almacenar los productos realizados, y por tal motivo se había empezado a implementar el uso de contenedores como lugares para el almacenamiento de los mismos. Sin embargo, lo descrito anteriormente representa un consumo muy alto a nivel energético y a nivel económico, por tal motivo se empezó a buscar una posible solución para este problema.

El presente proyecto tiene como finalidad ayudar en esta situación, mediante la propuesta de un diseño de ingeniería que incluye el diseño de una nueva cámara de refrigeración que tenga la capacidad de albergar el producto que se mantiene hoy en día dentro de los contenedores, y un porcentaje de más ante un eventual aumento en la producción a futuro. Además de esto, se pretende buscar la manera de hacer más eficiente el sistema de refrigeración, esto mediante el análisis y propuesta de un diseño de ingeniería de un sistema de refrigeración centralizado que permita a las 3 cámaras funcionar con un solo grupo de equipos.

Para diseñar este sistema, inicialmente se hará un estudio general de los principios de refrigeración, luego de esto se expondrá el diseño de la nueva cámara de refrigeración y el diseño del sistema centralizado. Posteriormente se realizará un análisis económico y energético de la propuesta con el fin de analizar y escoger cuál será el diseño a implementar.

Palabras clave: Termodinámica, refrigeración, compresión, amoniaco, centralizado e inundado.

Abstract

Currently, the company Caminos del Sol S.A. has two frozen warehouses which store the products once they have been processed. In the last years, the company has had an increase in production levels, which is why the two existing frozen warehouses don't have the capacity to store all the products and for that reason the company began to implement the use of containers as cellars to store the rest of the products. However, the situation previously described drives to a very high energy and economic cost, and because of that, the company started looking for a possible solution to this problem.

This work aims to help this situation by an engineering design that includes the design of a new frozen warehouse which will have the capacity to store the product that has been stored in the containers and even more product that could be produced in the future. This work aims to find a way to create a more efficient cooling system by analyzing and proposing an engineering design of a centralized cooling system that will allow the three warehouses to run on a single group of equipment.

To design this system, a general overview of the principles of refrigeration will be explained, and then the design of the new frozen warehouse and the design of the centralized cooling system will be explained. Subsequently, an energy and economic analysis of the proposal of the system will be performed in order to choose the best design for the final implementation.

Keywords: Thermodynamic, refrigeration, compression, ammoniac, centralized and flooded.

Capítulo 1. Descripción de la empresa

1.1. Aspectos generales

Caminos del Sol S.A. es una empresa que tiene cerca de 22 años desde que abrió sus puertas en Oreamuno de Cartago, enfocada en procesos de frutas y vegetales congelados. Como empresa que es, ha tenido que desarrollar procesos de mejora continua a fin de adaptarse para el mercado exigente de hoy, ampliando sus capacidades productivas y profesionalizando la producción misma.

En los últimos años, Caminos del Sol se ha convertido en una de las empresas que más procesa plátano y piña a nivel nacional e inclusive a nivel regional, por lo que las líneas han tenido que ampliarse tanto en capacidad como a nivel tecnológico, con el fin de hacer la producción lo más eficiente posible. De aquí nace la necesidad también de ampliar la capacidad de almacenamiento de producto terminado. Ante la creciente demanda de piña junto con el plátano, se ha excedido la capacidad de las cámaras de refrigeración de la empresa, al punto de tener que recurrir a los contenedores como lugares de almacenamiento de producto terminado.

Para suplir esta necesidad se pretende construir una nueva cámara que permita almacenar más producto, y así evitar la sobrecarga de las cámaras existentes y el uso de contenedores. Además del diseño de la cámara, se pretende diseñar un sistema centralizado de refrigeración que mejore la eficiencia del sistema actual, por lo que es necesario realizar un diseño personalizado que se acoja a las necesidades y alcances de Caminos del Sol, y de esta manera justificar el presupuesto para la construcción.

Otro proceso en el que la empresa ha decidido incursionar es el de certificación HACCP¹. En años anteriores ya se han tenido certificaciones de los procesos de la planta, como lo son la certificación de NSF² Internacional que permite exportar a los Estados Unidos, o el certificado Kosher que asegura a la población judía que puede consumir los productos sin ninguna restricción. Sin embargo, con el fin de abrirse más puertas en el mercado se decidió entrar en un nuevo proceso de certificación.

Actualmente las líneas de frutas, plátano y palmito se encuentran certificadas bajo las tres normativas mencionadas anteriormente.

1.2. Nombre de la empresa

Caminos del sol S.A.

1.3. Ubicación de la empresa

La Empresa está ubicada 400 metros al Oeste del cruce Pacayas - Cot, en La Chichilla de San Rafael de Oreamuno de Cartago.

1.4. Misión de la empresa

Ser una empresa agroindustrial dedicada al procesamiento y comercialización de vegetales y frutas inocuos, de alta calidad y precio competitivo, para satisfacer a nuestros clientes que son nuestra razón de ser.

1.5. Visión de la empresa

Ser la empresa nacional líder en la industrialización y comercialización de vegetales y frutas en distintas presentaciones, comprometidos con nuestra responsabilidad social y ambiental.

¹ HACCP: Hazard Analysis and Critical Control Points.

² NSF: National Sanitation Foundation.

1.6. Compromiso

Nuestros productos, servicios y acciones en general, están dirigidos a lograr la mayor satisfacción posible en relación con las expectativas de nuestros clientes y colaboradores.

1.7. Política de calidad e inocuidad

En Caminos del Sol S.A. como empresa agroindustrial tenemos la convicción de satisfacer a nuestros clientes con la calidad e inocuidad de nuestros productos y procesos mediante el trabajo en equipo, la mejora continua y el apego a la legislación aplicable.

1.8. Reseña histórica de la empresa

La empresa Caminos del Sol comienza como una unión de agricultores de la zona de Pacayas, Cot y Tierra Blanca, con el fin de tener una forma de darle un valor agregado a sus productos al convertirlos en no perecederos. La empresa no obtuvo utilidades a corto plazo, por lo que los agricultores desistieron de la idea. De esta manera en 2001 el gerente actual de la industria se hizo cargo de esta, sacándola de la difícil situación económica en que se encontraba, con el respaldo de inversión extranjera.

En los inicios de la administración actual, Caminos del Sol S.A. se dedicaba al abastecimiento de frutas y vegetales frescos preprocesados a una gran cantidad de hospitales de la Caja del Seguro Social (Blanco Cervantes, Nacional Psiquiátrico, Calderón Guardia, México). Más adelante los clientes solicitaron otros productos, por lo que Caminos del Sol amplió su campo de producción, procesando otros tipos de frutas y verduras.

A lo largo de los años el producto estrella de la empresa ha sido el plátano prefrito congelado, del cual se exportan aproximadamente un promedio de 15 contenedores por mes. Esto representa la fuente de mayores ingresos de la empresa y el pilar sobre el que se sostiene la organización.

También en 2008 se compró un segundo equipo de IQF³, lo que permitió a la empresa ampliar su capacidad productiva en más de un 80%, y esto provocó que se desarrollara una línea de piña congelada en IQF para exportación.

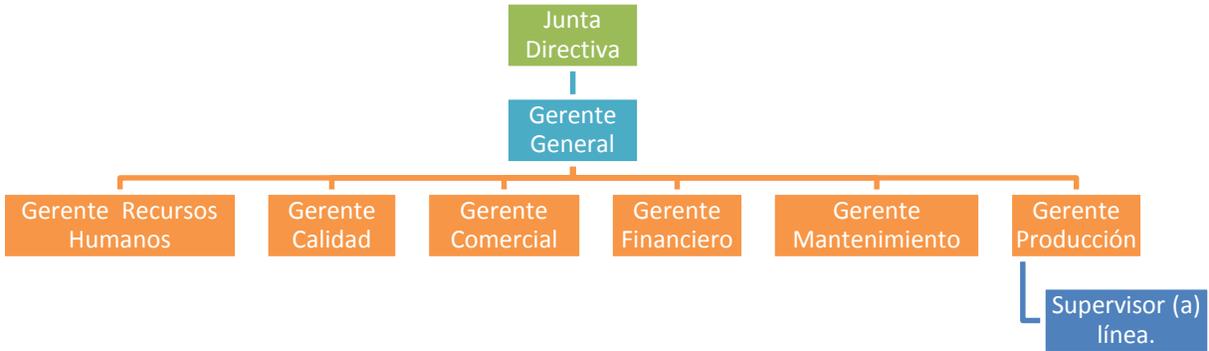
Por último, en el año 2013 se comenzó a trabajar con palmito, el cual se procesa y se empaca en envases de vidrio o enlatados. Además con respecto a esta última presentación, se está desarrollando una línea de enlatados, en la que se pretende enlatar piña, mix de vegetales, yuca, papaya y otros tipos de frutas y verduras. En este mismo año, la mitad de las acciones de la empresa fue comprada por el dueño del grupo ibérico, el señor Alejandro Díaz.

Dentro de los grandes clientes que posee la compañía se encuentran: UNILEVER, El Ángel y SARDIMAR, así como clientes provenientes de mercados de Europa y Estados Unidos.

1.9. Organización de la empresa

La empresa Caminos del Sol, S.A. es una empresa privada tipo sociedad anónima. El modelo de administración se basa en una estructura piramidal, de orden jerárquico, tal como se muestra en las figuras de la 1 a la 7. La organización está dividida en departamentos, con sus respectivos gerentes o jefes, los cuales coordinan y planifican el trabajo de cada departamento. Así mismo, estos jefes coordinan y rinden resultados con el Gerente General.

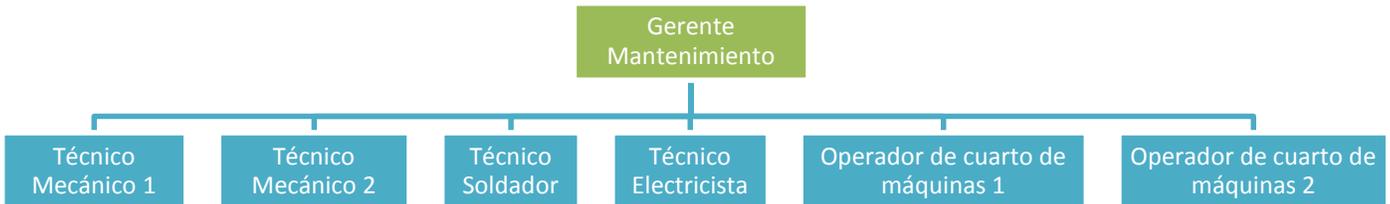
³ IQF: Individual Quick Freezer, por sus siglas en inglés. Es un congelador rápido para alimentos que permite incrementar la longevidad de los mismos de mejor manera que siendo congelado en una cámara tradicional.



Microsoft Office Power Point 2010

Figura 1. Organigrama General de la empresa Caminos del Sol S.A.

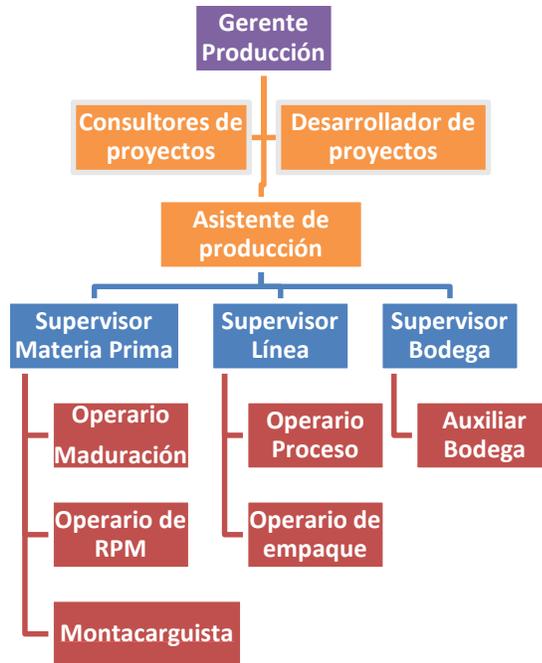
Fuente: Caminos del Sol S.A, 2015.



Microsoft Office Power Point 2010

Figura 2. Organigrama del departamento de mantenimiento de la empresa Caminos del S.A.

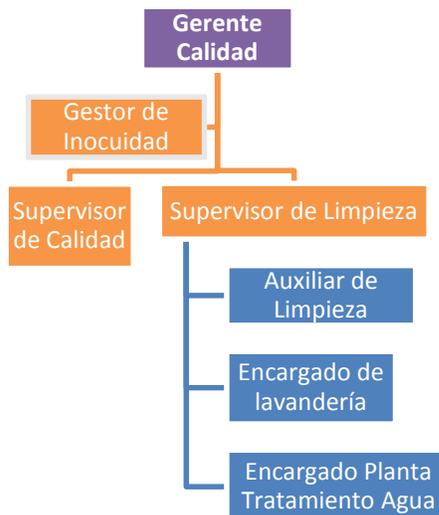
Fuente: Caminos del Sol S.A, 2015.



Microsoft Office Power Point 2010

Figura 3. Organigrama del departamento de producción de la empresa Caminos del S.A.

Fuente: Caminos del Sol S.A, 2015.



Microsoft Office Power Point 2010

Figura 4. Organigrama del departamento de calidad de la empresa Caminos del S.A.

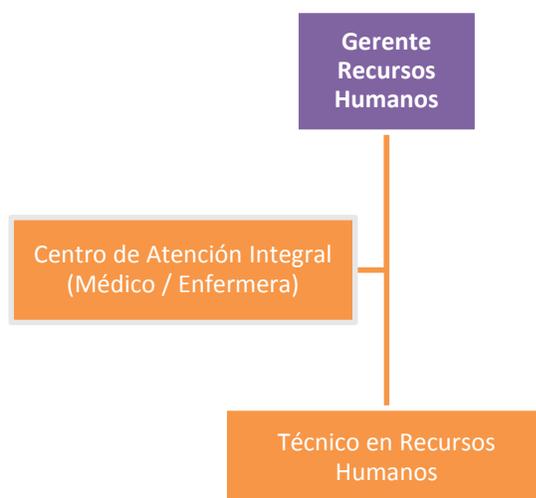
Fuente: Caminos del Sol S.A, 2015.



Microsoft Office Power Point 2010

Figura 5. Organigrama del departamento comercial de la empresa Caminos del S.A.

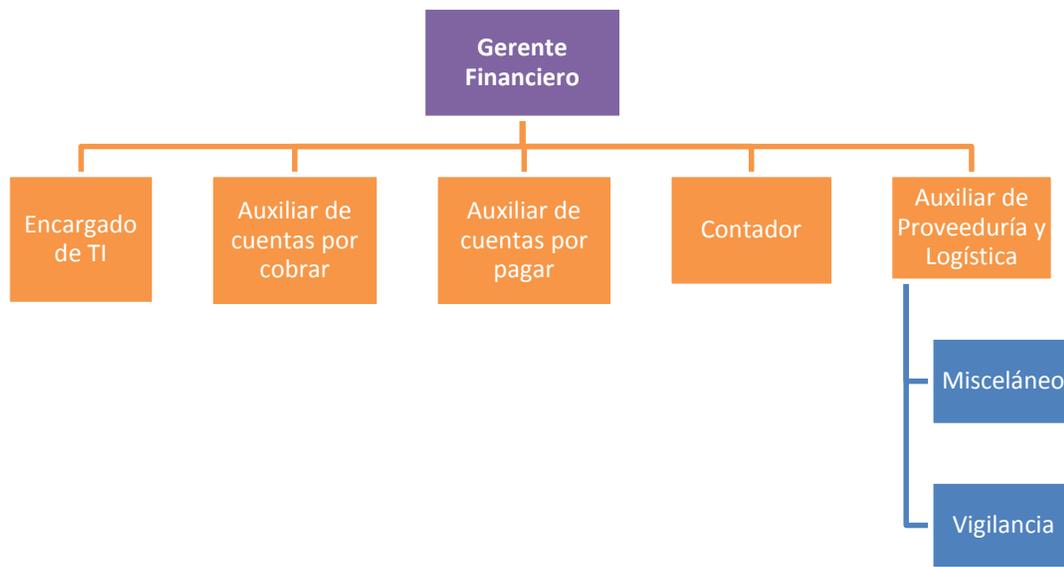
Fuente: Caminos del Sol S.A, 2015.



Microsoft Office Power Point 2010

Figura 6. Organigrama del departamento de recursos humanos de la empresa Caminos del S.A.

Fuente: Caminos del Sol S.A, 2015.



Microsoft Office Power Point 2010

Figura 7. Organigrama del departamento financiero de la empresa Caminos del S.A.

Fuente: Caminos del Sol S.A, 2015.

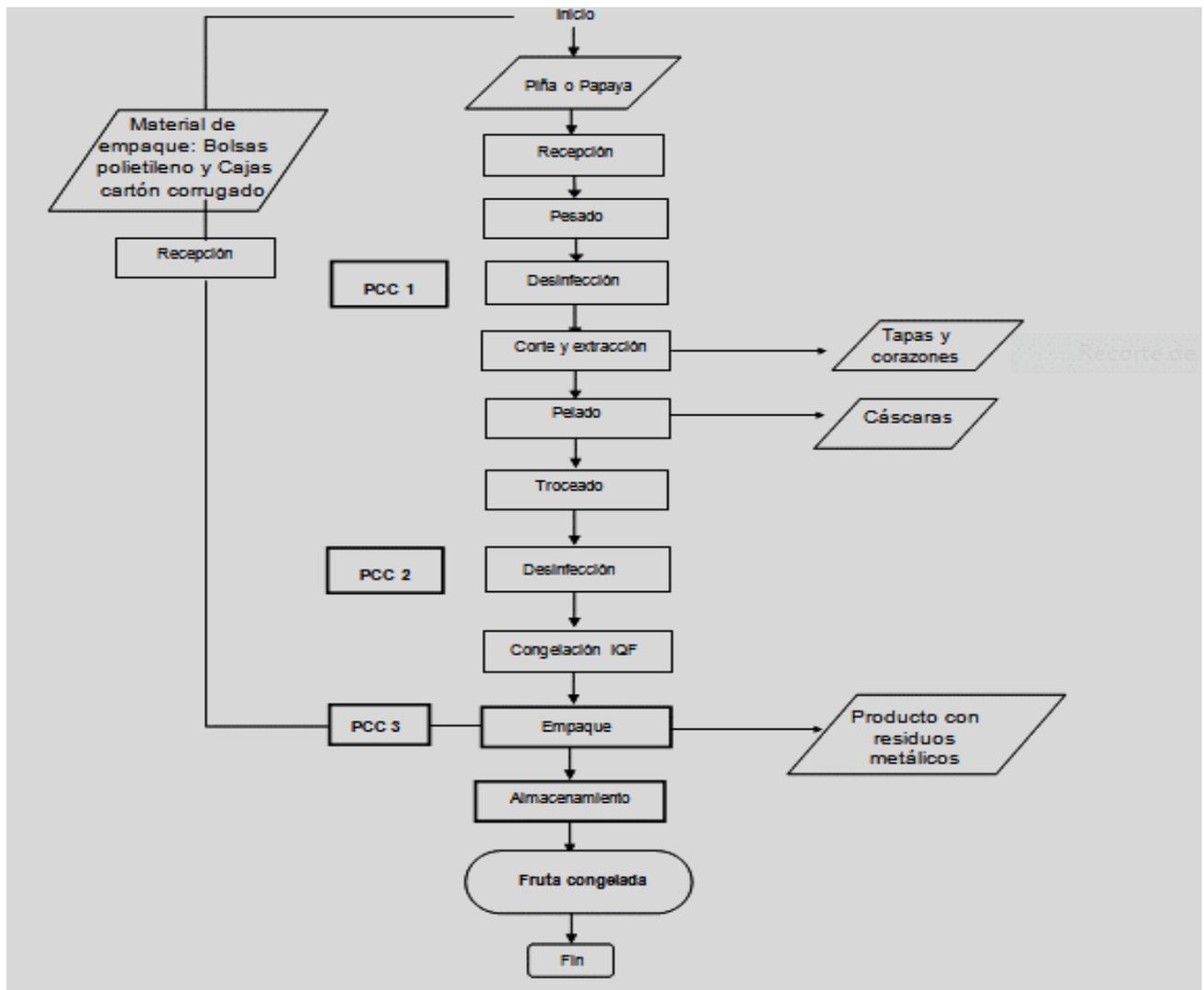
1.10. Tipos de productos

La Empresa Caminos del Sol S.A. está dedicada al proceso de diversos tipos de frutas y vegetales, tales como: piña, papaya, cebolla, mango, melón, zanahoria, brócoli, vainica, yuca, papa, chile (solo bajo pedido), palmito y plátano maduro prefrito congelado. Este último es el producto principal de la empresa.

La mayoría de productos son cortados en diferentes presentaciones, como lo son cubitos, chucks (forma triangular grande) o tidbits (triángulos muy pequeños), para ser posteriormente congelados, aunque también se cuenta con líneas de pastas de vegetales y enlatados para una diferente presentación de algunos productos.

1.11. Diagramas de Flujo de los Procesos

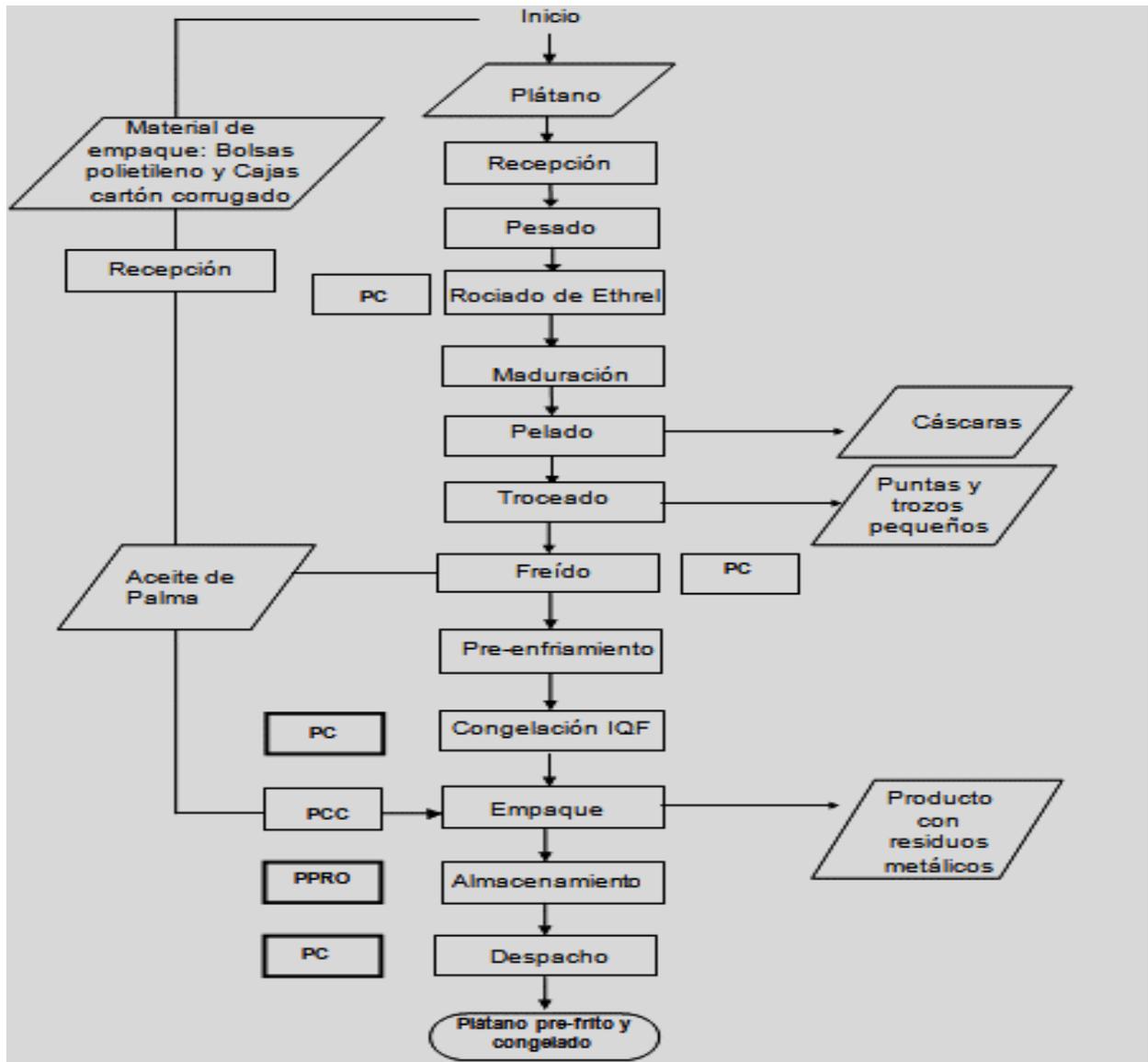
A continuación se adjuntan los diagramas de flujo de los 3 procesos principales de la planta y de la línea de vegetales. En las siguientes figuras (de la 8 a la 11), las siglas PC significan Punto de Control, PCC Punto Crítico de Control y PPRO Programa de Prerequisitos Operacionales.



Microsoft Office Word 2010

Figura 8. Diagrama de Flujo del proceso de la línea de frutas.

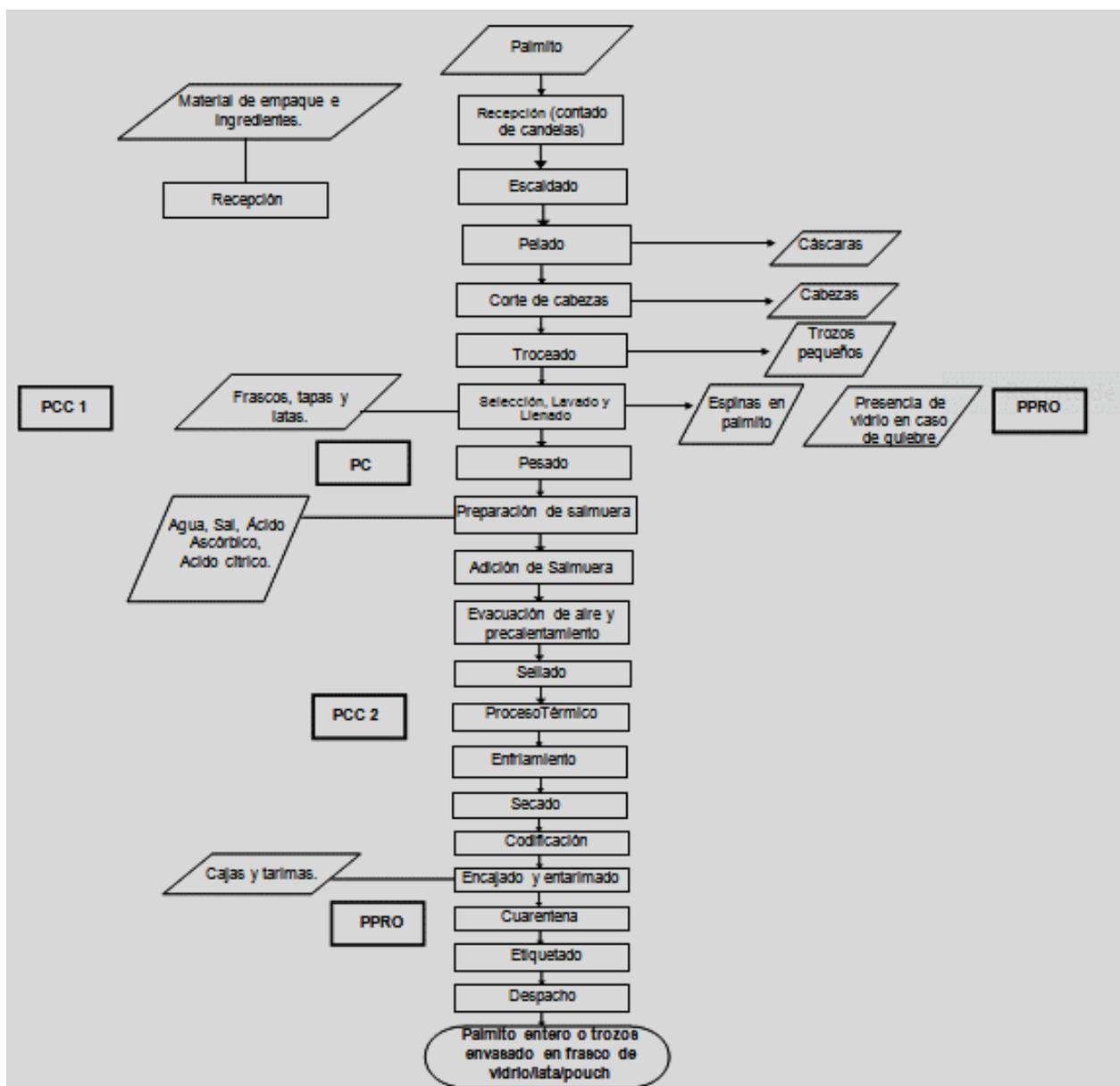
Fuente: Caminos del Sol S.A, 2015.



Microsoft Office Word 2010

Figura 9. Diagrama de Flujo del proceso de la línea de plátano.

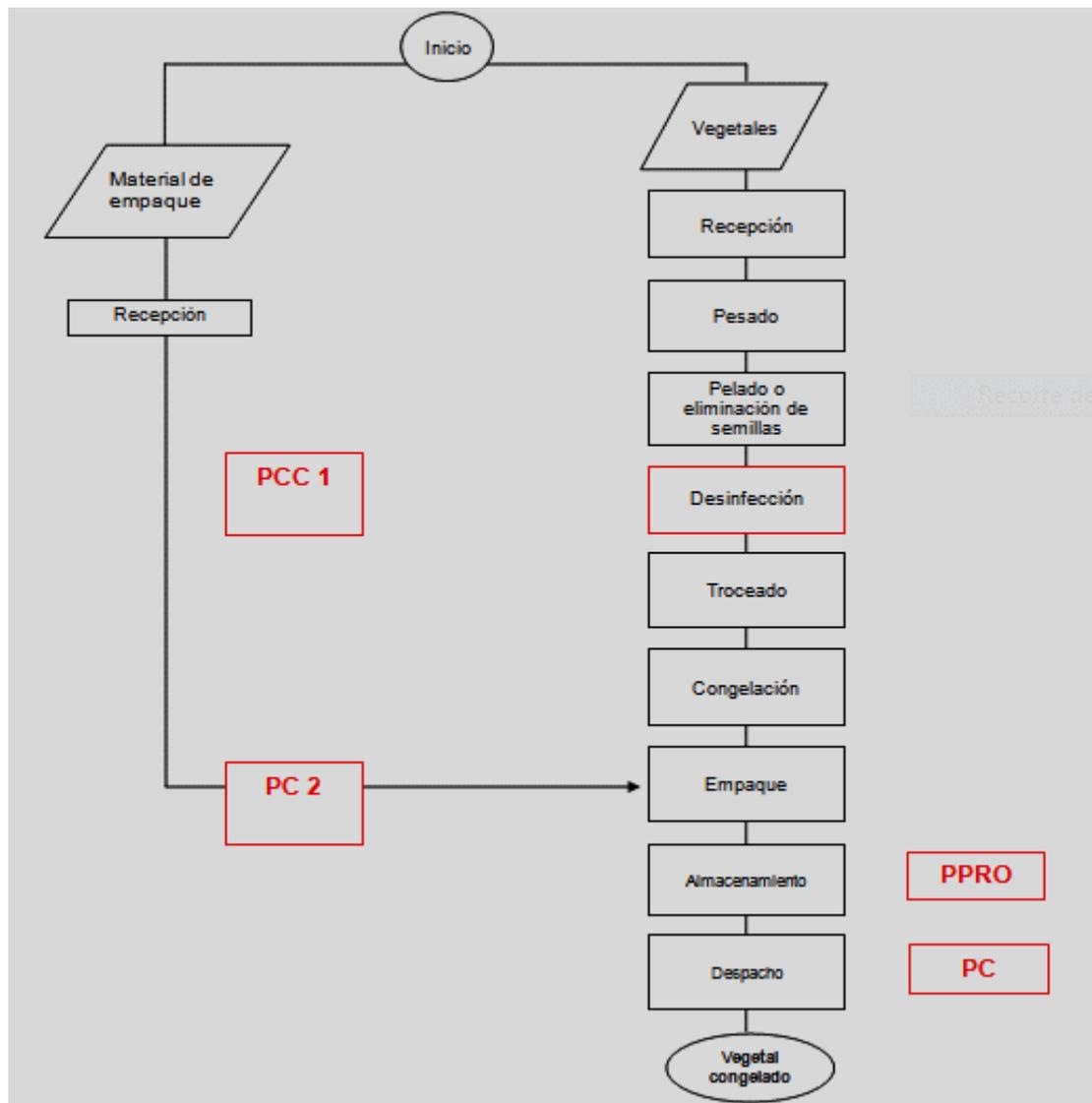
Fuente: Caminos del Sol S.A, 2015.



Microsoft Office Word 2010

Figura 10. Diagrama de Flujo del proceso de la línea de palmito.

Fuente: Caminos del Sol S.A, 2015.



Microsoft Office Word 2010

Figura 11. Diagrama de Flujo del proceso de la línea de vegetales.

Fuente: Caminos del Sol S.A, 2015.

Capítulo 2. Definición del proyecto

En la empresa Caminos del Sol la mayoría de los productos que se ofrecen en el mercado son congelados al final de la etapa de procesado, razón por la cual el sistema de refrigeración de la empresa es de suma importancia. Esto es lo que garantiza que los productos mantengan su calidad y que se encuentren en buen estado hasta que se dé su salida al mercado luego de ser vendidos.

Es a causa de esto que es importante que el sistema de refrigeración se encuentre en buen estado y que además tenga la capacidad de dar abasto con toda la producción realizada en la empresa. Actualmente, la empresa cuenta con un sistema de refrigeración muy antiguo, el cual presenta algunas deficiencias que repercuten de forma negativa a nivel económico, energético y productivo.

2.1. Justificación del proyecto

2.1.1. Deficiencias en el sistema actual de refrigeración.

El sistema de refrigeración utilizado en la actualidad en la empresa Caminos del Sol cuenta con dos cámaras de refrigeración, de las cuales la número uno que es la más antigua, se encuentra desde que la planta arrancó en el año 1993. Dicha cámara de refrigeración cuenta con cinco unidades condensadoras y tres evaporadores. Por otra parte, la cámara número dos, construida en el año 2011, cuenta con un sistema en que posee un compresor, dos condensadores y cuenta con tres evaporadores. Ambas cámaras trabajan con refrigerante del tipo azeotrópico⁴, conocido como R-507.

⁴ Refrigerante azeotrópico: Refrigerante que se consta de 3 componentes, cada una de sus moléculas se comporta como una molécula de refrigerante puro.

Desde hace algunos años, la producción desarrollada en la planta ha comenzado a incrementarse de tal manera que ya todo el producto elaborado no cabe dentro de las cámaras, debido a esto las cámaras se sobrecargan con producto. Lo anterior que en ocasiones la temperatura requerida en las cámaras no se pueda alcanzar satisfactoriamente, debido a que los sistemas no pueden manejar la carga térmica de todo el producto que se les ha ingresado.

A causa de esto, el producto que no se puede almacenar en cámaras, debe colocarse en algún otro lugar para mantenerlo congelado, por lo cual en la empresa se tomó la decisión de utilizar contenedores como cámaras de refrigeración auxiliares para almacenar el excedente de producto.



Figura 12. Parte interna de la cámara 1.

Fuente: Elaboración propia, 2015.



Figura 13. Parte interna de la cámara 2.

Fuente: Elaboración propia, 2015.



Figura 14. Contenedores utilizados para el almacenamiento de producto.

Fuente: Elaboración propia, 2015.

Esta situación implica un gasto económico adicional, ya que la empresa utiliza 6 contenedores para almacenamiento, los cuales deben alquilarse a un costo de 1300 USD (que son aproximadamente 687000 ¢, al tipo de cambio del día 12 de marzo del 2015) mensual por cada uno⁵. Aparte de este costo debe agregarse el costo energético que debe pagar la empresa por mantener a estos contenedores en funcionamiento, el cual es de 300787, 20 ¢⁶ por cada uno, lo que representa un costo mensual de 1804723, 20 ¢ en total. Con lo cual el costo de éstos contenedores en total a nivel mensual ronda casi los 6000000 ¢.

Por otra parte, respecto a las cámaras de refrigeración, en ellas no se contempla un costo de alquiler, con lo cual el único costo de su funcionamiento es el energético. Con respecto a la cámara uno, según el departamento de producción el costo energético de su funcionamiento es de 1955116,80 ¢, es importante destacar que esta cámara tiene la capacidad de almacenar lo que almacenan 7 contenedores. La cámara dos tiene un costo energético de funcionamiento de 902361,60 ¢, y posee una capacidad de almacenaje de 4 contenedores.

Tomando los datos anteriores, se obtiene que el costo de funcionamiento de las cámaras es de 2857478,4 ¢, el cual claramente es menor al costo total de funcionamiento de los contenedores. Otra conclusión que se puede extraer de lo anterior es que mientras el costo total de funcionamiento de los contenedores es únicamente para 6 de ellos, las cámaras tienen capacidad de albergar una cantidad de producto equivalente a 11 contenedores y a un menor costo. Conociendo que la capacidad de almacenaje de un contenedor es de aproximadamente 20 000 kg⁷, y tomando toda información anterior, se puede concluir lo siguiente en la tabla 1.

⁵ Información brindada por el señor Wilberth Madriz Cortez, Gerente Financiero de la empresa Caminos del Sol S.A.

⁶ Información brindada por el señor Nelson Blanco Gómez, Gerente de Producción de la empresa Caminos del Sol S.A.

⁷ Información brindada por el señor Nelson Blanco Gómez, Gerente de Producción de la empresa Caminos del Sol S.A.

Tabla 1. Comparación del costo de almacenamiento de producto entre cámaras y contenedores.

Lugar de almacenamiento	Cámara 1	Cámara 2	Contenedor
Costo de Alquiler (₡)	0,00	0,00	687000,00
Costo Energético (₡)	1955116,80	902361,60	300787,20
Costo total de almacenamiento (₡)	1955116,80	902361,60	987787,20
Cantidad de Kilogramos almacenados (kg)	140000,00	80000,00	20000,00
Costo de almacenamiento por kilogramo de producto (₡/kg)	13,97	11,28	49,39

Microsoft Office Excel 2010.

Fuente: Elaboración propia, 2015.

De la tabla anterior se llega a la conclusión de que el costo de almacenamiento del producto es más elevado en contenedores que en cámaras de refrigeración, con lo cual se justifica el presente proyecto desarrollado en la empresa.

2.1.2. Propuesta de diseño de un nuevo sistema de refrigeración

Luego de que se analizaron las deficiencias que presenta el actual sistema de refrigeración, se procede a elaborar una propuesta para un nuevo diseño de un sistema de refrigeración, el cual permita un mayor espacio para albergar el producto terminado. Si es posible, se busca disminuir el costo actual que se tiene por el almacenaje del producto y siempre buscando que los productos se mantengan dentro de los estándares de calidad e inocuidad que han caracterizado a la empresa Caminos del Sol S.A.

Dentro de lo que debe contener este nuevo sistema de refrigeración, se requiere ampliar la capacidad de almacenamiento de producto que tiene la empresa. Por ello se plantea el diseño de una nueva cámara de refrigeración, que en conjunto con las otras dos cámaras actuales, tenga la capacidad de albergar todo el producto terminado y un porcentaje extra considerando algún crecimiento futuro de la producción.

Al tener una cámara más que pueda almacenar el producto, dejarían de utilizarse los contenedores que se encuentran trabajando como almacenes auxiliares. Esto a nivel económico favorece a la empresa ya que se dejaría de pagar el alquiler de los contenedores y además sería más económico el almacenamiento de producto a nivel energético.

Por otra parte, teniendo en funcionamiento 3 cámaras de refrigeración se propondrá un diseño del sistema de forma centralizada, con lo cual se busca que las cámaras de refrigeración trabajen con único sistema utilizando el mismo grupo de equipos. Así se busca disminuir la cantidad de equipos del sistema de refrigeración y con esto poder obtener un posible ahorro en el consumo de energía respecto al consumo de los equipos actuales. Dentro de los retos que presenta también este proyecto se valorará la posible implementación de una serie de equipos usados que pertenecen a la compañía y que podrían servir para la implementación del diseño del sistema de refrigeración.

El diseño a presentar debe ser capaz de mantener la temperatura de diseño de la cámara requerida para mantener el producto en condiciones óptimas hasta su respectiva venta y salida de la empresa. Es importante aclarar que el diseño a implementar debe trabajar con un refrigerante que se encuentre permitido dentro de la legislación ambiental actual y que permanezca en vigencia por mucho tiempo, lo que conduce a un diseño que sea amigable de alguna forma con el medio ambiente.

2.2. Planteamiento del problema

¿Requiere el sistema de refrigeración de la empresa ampliar su capacidad de almacenamiento y pasar a un sistema centralizado de refrigeración?

2.3. Objetivos

2.3.1. Objetivo General.

- a. Realizar el diseño electromecánico de un sistema centralizado de refrigeración para el almacenamiento de producto congelado en la empresa Caminos del Sol S.A.

2.3.2. Objetivos Específicos

- a. Investigar los requerimientos de la empresa para almacenar y mantener el producto dentro del nuevo sistema de refrigeración.
- b. Calcular la carga térmica requerida para el almacenamiento del producto según ASHRAE⁸.
- c. Calcular los equipos requeridos para el diseño del sistema electromecánico de refrigeración.
- d. Estimar las dimensiones de las tuberías de líquido y succión para los equipos de refrigeración seleccionados.
- e. Estimar el espesor del aislamiento requerido en la tubería de succión.
- f. Dibujar el diagrama del sistema electromecánico de refrigeración utilizando el programa de Autodesk, AutoCAD versión 2015.
- g. Calcular el costo de la inversión para el diseño del sistema propuesto.
- h. Desarrollar un análisis financiero del proyecto, el cual determine la factibilidad económica del proyecto.

⁸ American Society of Heating, Refrigeration and Air-conditioning Engineers.

2.4. Alcances y limitaciones

En el presente proyecto, el diseño de la nueva cámara para el almacenamiento de producto se basa únicamente en un producto, que es la piña y que es el que tiene más demanda y comercialización en la empresa. Se toma esta consideración debido a que en las dos cámaras ya existentes se almacenan los demás productos que se mantienen refrigerados.

Tomando este factor en cuenta, además de que la cantidad del producto almacenado se mantiene constante durante todo el año, se observa que la carga de la cámara no será variable razón, por la cual el proyecto no proporcionará una comparación entre un sistema centralizado y un sistema de paralelas. Se toma como el sistema de refrigeración actual únicamente a las dos cámaras de almacenamiento de producto y a los 6 contenedores, que son los que se planea sustituir por el nuevo diseño, esto para efectos de comparación en ahorro energético y económico.

Otro factor a tomar en cuenta en la propuesta del proyecto es que se utilizarán herramientas matemáticas sencillas pero claras y concisas que permitan determinar la viabilidad económica del proyecto a través del análisis financiero. Por último, se decide limitar el proyecto solo a la parte de diseño y se excluye la parte de montaje, debido al poco tiempo que se tiene para desarrollar el proyecto con respecto al tiempo que requiere el montaje y construcción de la cámara y sus equipos.

2.5. Metodología

A continuación se presenta la metodología a seguir para la realización del presente proyecto.

2.5.1. Determinación del consumo de funcionamiento del sistema de refrigeración actual

La determinación del consumo de funcionamiento del sistema de refrigeración actual, el cual consta de los 6 contenedores y dos cámaras de refrigeración, es de suma importancia para el desarrollo del proyecto. Esta ofrecerá el patrón de comparación que permita identificar si el nuevo diseño es viable o no para la empresa, ya que además de ampliar la capacidad de almacenamiento, se busca en la medida de lo posible proponer un diseño que consuma menos energía y que requiera de una menor inversión en el costo de almacenamiento del producto.

2.5.2. Diseño del sistema de Refrigeración

El diseño del sistema se va a basar en las normas establecidas por la Sociedad Americana de Ingenieros en Refrigeración, Acondicionamiento de Aire y Calefacción ASHRAE. Siguiendo estas pautas y con base en la información brindada por la empresa se realiza el diseño contemplando los siguientes aspectos:

- a. Recopilación de documentación bibliográfica requerida para conocer los fundamentos técnicos necesarios para desarrollar el diseño del sistema de refrigeración.
- b. Estudio de las condiciones ambientales donde se situará el nuevo sistema, esto con el objetivo de determinar parámetros como la temperatura ambiente y la humedad del lugar, que son requeridos en el diseño.
- c. Establecimiento de los parámetros de almacenamiento del producto requeridos por la empresa, como la temperatura de diseño y la humedad dentro de la cámara.
- d. Determinación de la localización dentro de la planta y las dimensiones de la cámara nueva a implementar en el diseño.

- e. Cálculo de la carga térmica del sistema, siguiendo lo establecido por ASHRAE. El cálculo de carga térmica se realizará de dos formas distintas, a nivel manual y posteriormente utilizando el software Cold Solutions Release 3.2 Professional Boxload de la marca Heatcraft para diseño en refrigeración.
- f. Cálculo y selección de los equipos de refrigeración del sistema.
- g. Cálculo y selección de las tuberías y accesorios requeridos en el sistema, necesarios para movilizar el refrigerante a través del sistema.
- h. Elaboración un presupuesto del costo de implementación y funcionamiento del proyecto.
- i. Evaluación de la posible rentabilidad que puede generarle a la empresa en el sistema de refrigeración propuesto.
- j. Dibujo de los planos electromecánicos del sistema. En este punto se va a establecer la distribución de los equipos, las tuberías, los soportes y los anclajes. Además se definirá e indicará la posición de los sensores y válvulas de control requeridos para el correcto funcionamiento del sistema.

Capítulo 3. Fundamentos teóricos

3.1. Conceptos fundamentales⁹

Es importante tener presente que el objetivo un sistema de refrigeración es el de extraer el calor de los elementos que se encuentren en su interior, para efectos de este trabajo, serán productos terminados en la empresa Caminos del Sol S.A. El objetivo de extraer calor a los productos es para poder bajar su temperatura y así poder mantenerlos conservados por mayor lapso de tiempo, conservando las características originales del producto desde que fue terminado hasta que se dé su venta y salida de la empresa. Todo lo anterior bajo condiciones de humedad adecuadas.

Existen diferentes sistemas de refrigeración, como por ejemplo los que funcionan por absorción y adsorción, así como los que funcionan por compresión de vapor. Para efectos de este proyecto, el sistema de refrigeración a implementar basa su funcionamiento en la compresión de vapor, debido a que este sistema permite llegar a la temperatura de diseño establecida según los requerimientos establecidos por la empresa. A continuación se muestran y se explican los conceptos necesarios y los fundamentos requeridos para el diseño del sistema de refrigeración a proponer.

- a. Temperatura: Es la magnitud que cuantifica la cantidad de energía térmica que hay en las moléculas de una sustancia, también se puede definir como la medida de la energía cinética de las moléculas de una sustancia, la cual se toma en función de la velocidad promedio de estas. La unidad para cuantificar la magnitud de la temperatura en el SI es el Kelvin (K) y en sistema inglés es el Rankine (R). Además de las unidades anteriores, se puede cuantificar la temperatura en grados Celsius (°C) y en grados Fahrenheit (°F).

⁹ Dossat, R. (1985). Principios de Refrigeración.

- b. Calor: Es la transferencia de energía que ocurre entre dos puntos que se encuentran a diferentes temperaturas, de no existir este diferencial de temperatura no habría transferencia de energía. Las unidades para cuantificar las magnitudes de calor son la caloría (cal) en el SI¹⁰ y el BTU¹¹ en el sistema inglés.
- c. Presión: Es la magnitud que representa el resultado de la interacción de una fuerza sobre una superficie, matemáticamente es el cociente que se obtiene al dividir la fuerza por el área sobre la que esta actúa. La unidad para la presión en el SI es el Pascal (Pa), el cual es una unidad derivada de este sistema y que equivale a un newton por metro cuadrado ortogonal a la fuerza. En el sistema inglés la unidad de presión es el psi¹², la cual es una unidad derivada de este sistema que equivale a una libra-fuerza por una pulgada cuadrada ortogonal a la fuerza.
- d. Volumen: Es la magnitud que representa la cantidad de espacio que ocupa un objeto o cuerpo. Se define como una función derivada, esto debido a que es una magnitud resultante de multiplicar las tres dimensiones espaciales. La unidad que cuantifica al volumen en el SI es el metro cúbico (m³) y en el sistema inglés se puede utilizar la pulgada cúbica (in³)¹³ y el pie cúbico (ft³)¹⁴, entre otras.
- e. Densidad (ρ): Es la magnitud obtenida de la relación entre de una cantidad de masa que se alberga en una cantidad de volumen. Matemáticamente es el cociente entre la masa y el volumen. La unidad de medida que cuantifica la magnitud de la densidad en el SI es el kilogramo por metro cúbico (kg/m³), en el sistema inglés se puede utilizar la libra por pie cúbico (lb/ft³) y la libra por pulgada cúbica (lb/in³), entre otras.

¹⁰ Sistema Internacional de Unidades.

¹¹ De sus siglas en inglés British Thermal Unit, que en español significa Unidad Térmica Británica.

¹² De sus siglas en inglés Pounds-force per square inch, que en español significa libra-fuerza por pulgada cuadrada.

¹³ De sus siglas en inglés de inch, que en español significa pulgada.

¹⁴ De sus siglas en inglés de feet, que en español significa pie.

- f. Calor específico: Es la capacidad calorífica específica de una sustancia, su magnitud permite cuantificar cuánta energía interna puede almacenar una sustancia en forma de calor. Se puede definir también como la cantidad de energía requerida para poder aumentar en una unidad la magnitud de temperatura.
- g. Calor sensible: Es el calor que se le añade o se le extrae a una sustancia para que se produzca una variación en su temperatura.
- h. Calor latente: Es el calor que se añade o se le extrae a una sustancia para que se produzca un cambio de fase manteniendo la temperatura constante.
- i. Entalpía: Es una magnitud termodinámica que permite cuantificar la energía absorbida o liberada por un sistema termodinámico, se representa con la letra h o H .¹⁵
- j. Entropía: Es la magnitud termodinámica que permite cuantificar la cantidad de energía que no puede utilizarse para producir trabajo. La entropía describe la irreversibilidad de un sistema termodinámico, se puede representar con la letra s o S .¹⁶
- k. Potencia: Es la magnitud que permite cuantificar de forma escalar la razón de la cantidad de trabajo realizado por unidad de tiempo. Matemáticamente se define como el cociente de trabajo entre el tiempo o como el producto de la fuerza que realiza el trabajo por la velocidad a la cual se aplica dicha fuerza.
- l. Proceso isotérmico: Proceso termodinámico en el cual la temperatura de una sustancia o cuerpo se mantiene constante, es decir, no varía el valor de la temperatura inicial luego de haber salido del proceso. A nivel de los gases, para que esto ocurra la presión variará inversamente con el volumen, de acuerdo con la ley de Boyle.¹⁷

¹⁵ (H) hace alusión únicamente a la entalpía, mientras que la (h) representa a la entalpía por cantidad de masa.

¹⁶ (S) hace alusión únicamente a la entropía, mientras que la (s) representa a la entropía por unidad de masa.

¹⁷ Ley de los gases que relaciona el volumen y la presión para un valor constante de temperatura.

- m. Proceso isobárico: Proceso termodinámico en el cual la presión de una sustancia o cuerpo se mantiene constante. Para el caso de los gases, para que el proceso se efectúe con una presión constante, el volumen del gas cambiará de forma proporcional con el cambio de la temperatura absoluta del gas.
- n. Proceso isentálpico: Proceso termodinámico en el cual el valor inicial de la entalpía no varía luego de haber finalizado el proceso.
- o. Proceso isentrópico: Proceso termodinámico en el cual el valor inicial de la entropía no varía luego de haber finalizado el proceso.
- p. Temperatura de saturación: Es la temperatura a la cual un fluido cambia de fase, sea de fase líquida a vapor o viceversa, de fase de vapor a líquida.
- q. Presión de saturación: Es la presión a la cual un fluido cambia de fase. La temperatura de saturación y la presión de saturación se encuentran relacionadas, ya que para una determinada presión existirá una determinada temperatura de saturación.
- r. Líquido saturado: Es aquel líquido que se encuentra en condiciones de presión y temperatura de saturación.
- s. Vapor saturado: Es aquel vapor que se encuentra en condiciones de presión y temperatura de saturación.
- t. Líquido subenfriado: Es el líquido que se encuentra a una temperatura menor a la temperatura de saturación para una presión de determinada.
- u. Vapor sobrecalentado: Se le conoce así al vapor que se encuentra a una temperatura superior a la temperatura de saturación para una presión dada.

3.2. Ciclo Teórico de refrigeración por compresión de vapor¹⁸

El objetivo de un sistema de refrigeración es el de mantener un recinto a baja temperatura o a una temperatura inferior a la temperatura ambiente. Para poder cumplir su objetivo, el sistema de refrigeración extrae el calor del recinto que se pretende mantener a baja temperatura y lo envía al exterior de este, que se encuentra a una temperatura mayor. Para poder realizar esta extracción de calor, se utiliza un gas como medio de transferencia de calor, el cual hace la función del refrigerante dentro del sistema. Un sistema básico de refrigeración se compone fundamentalmente de los elementos mostrados en la figura 15, los cuales son: el evaporador, el condensador, el compresor y la válvula de expansión; estos cuatro elementos se encuentran en una conexión cerrada unidos mediante tuberías.

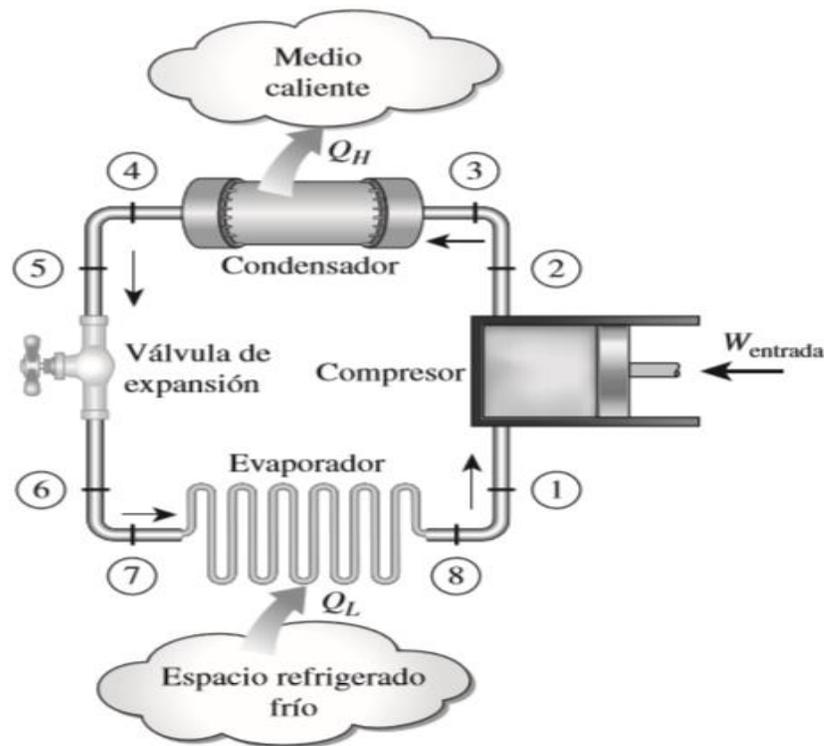


Figura 15. Esquema de equipos en un ciclo teórico de refrigeración por compresión de vapor.

Fuente: Çengel, Y. y Boles, M. Termodinámica, séptima edición.

¹⁸ Dossat, R (1985). Principios de Refrigeración.

En cada uno de los elementos anteriores se llevan a cabo los procesos que conforman el ciclo de refrigeración. Dichos procesos son los siguientes:

1. Evaporación, la cual se da en el evaporador.
2. Compresión, la cual se da en el compresor.
3. Condensación, la cual se da en el condensador.
4. Expansión, la cual se da luego de pasar por la válvula de expansión.

3.2.1. Proceso de Evaporación del refrigerante

El proceso de evaporación ocurre luego de que el refrigerante ha cruzado la válvula de expansión. En este punto el refrigerante ingresa dentro del evaporador como líquido saturado a una presión determinada, allí mediante la transferencia de calor causada por un diferencial de temperatura entre la temperatura del cuarto y la temperatura del gas, el refrigerante absorbe el calor del interior de recinto. Como consecuencia, experimenta una disminución en su temperatura interna, lo que provoca que el refrigerante se evapore y pase a ser vapor saturado. Aunque el refrigerante se evapora, este sale del evaporador a la misma presión y temperatura que con la que había ingresado al mismo, con lo cual se dice que este proceso es isobárico o a presión constante.

3.2.2. Proceso de compresión

Cuando el refrigerante sale del evaporador en forma de vapor saturado, ingresa por línea de succión al compresor. En este punto el compresor realiza trabajo sobre el refrigerante, el cual provoca un aumento en la presión, temperatura y la entalpía del refrigerante, lo que ocasiona que el refrigerante salga por la descarga del compresor como vapor sobrecalentado. Al aumentarse la presión en este punto, se dice que en el compresor comienza la parte del ciclo llamado el lado de alta presión.

3.2.3. Proceso de condensación

Al ingresar el refrigerante como vapor sobrecalentado al condensador, este se encuentra a una temperatura superior a la temperatura del medio en el que el calor del refrigerante será cedido, con lo cual está presente el diferencial de temperatura requerido para que el refrigerante ceda el calor en el condensador. En el momento en el que el refrigerante comienza a ceder calor, su temperatura comienza a disminuir hasta que alcanza nuevamente la temperatura de saturación al valor de alta presión con el que salió del compresor, y como consecuencia pasa de vapor líquido saturado. A pesar de que el refrigerante pasa a ser líquido saturado y experimenta disminución en la temperatura, el proceso de liberación de calor en el condensador ocurre a presión constante.

3.2.4. Proceso de expansión.

Luego de salir del condensador, el refrigerante líquido que es desplazado hacia el evaporador atraviesa la válvula de expansión. Allí experimenta una estrangulación que provoca una caída de presión sobre este, que ocurre de forma isoentálpica. Al salir de la válvula de expansión el refrigerante ya se encuentra bajo condiciones de temperatura y presión de saturación requeridos para poder nuevamente absorber el calor dentro del evaporador. En la entrada a la válvula de expansión termina la parte del ciclo llamado lado de alta presión y a la salida de la válvula comienza la parte del ciclo llamado lado de baja presión, que termina en la entrada de la succión del compresor.

3.2.5. Diagrama de Presión-entalpía.

El ciclo de refrigeración teórico por compresión de vapor planteado en los puntos anteriores puede representarse en un diagrama de presión-entalpía, el cual muestra el comportamiento del refrigerante en cada uno de sus procesos termodinámicos.

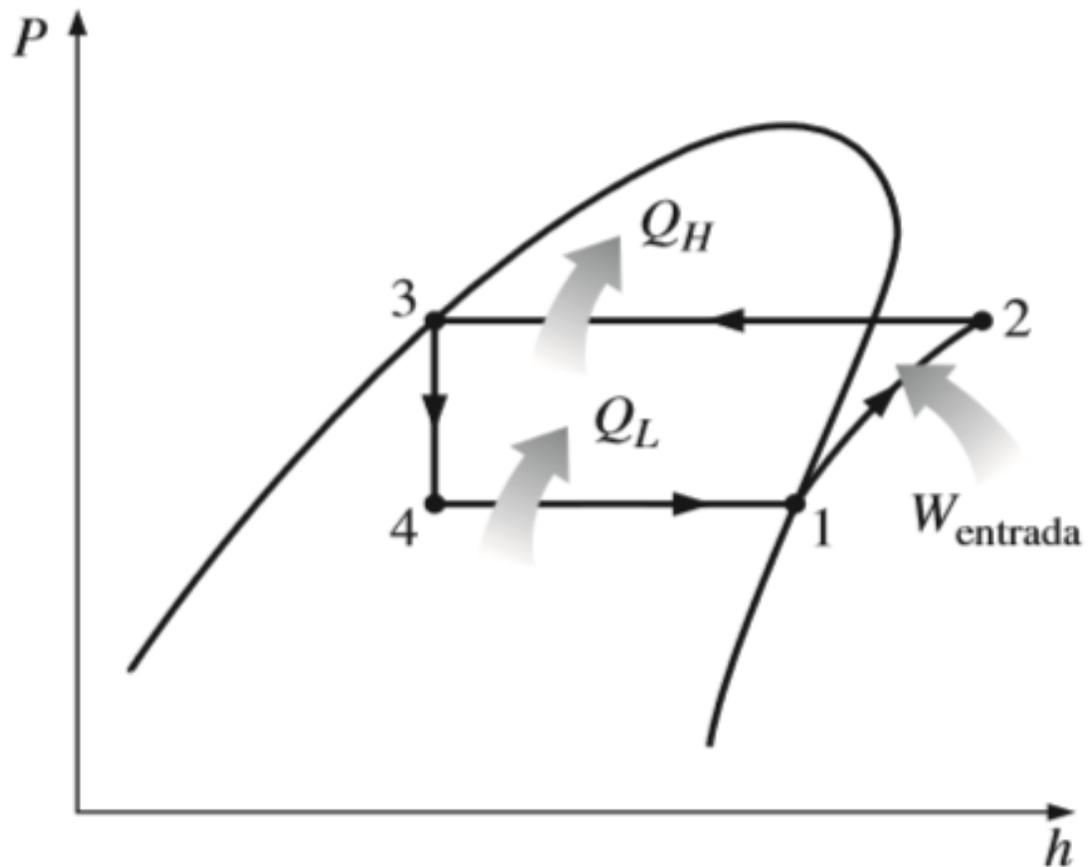


Figura 16. Diagrama de Presión-entalpía para el ciclo teórico de refrigeración por compresión de vapor.

Fuente: Çengel, Y. y Boles, M. Termodinámica, séptima edición, 2012.

En el diagrama de la figura 16, el proceso de evaporación se da del punto 4 al punto 1, con lo cual se observa que el proceso es isobárico y existe un incremento en la entalpía del refrigerante. Del punto 1 al 2 se da el proceso de compresión, en el cual el refrigerante aumenta su presión y entalpía, en consecuencia del trabajo realizado por el compresor. El proceso de condensación se da entre los puntos 2 a 3, en el cual al igual que en el proceso de evaporación la presión se mantiene constante, sin embargo en este caso el refrigerante experimenta una disminución en la entalpía al ceder calor al entorno exterior. Finalmente, el proceso de expansión se da entre los puntos 3 y 4, en los cuales según el diagrama el ciclo teórico presenta una caída de presión de forma isoentálpica.

3.3. Ciclo real de refrigeración por compresión de vapor¹⁹

El ciclo teórico de refrigeración por compresión de vapor es un ciclo que da el modelo ideal que debería tener el ciclo al no contemplar todos aquellos factores que afectan en la realidad a dicho ciclo, por consiguiente, el ciclo de refrigeración que se da en la realidad, experimenta algunas condiciones que son necesarias de estudiar a la hora de diseñar o analizar un sistema de refrigeración. Dentro de los aspectos a considerar que afectan el ciclo de refrigeración real se encuentran:

1. Caídas de presión en las tuberías del sistema y accesorios.
2. Variación en la eficiencia de los equipos utilizados en el sistema.
3. Caídas de presión en los elementos que componen el ciclo de refrigeración, por ejemplo los serpentines del evaporador y el condensador.

Además de las consideraciones anteriores, se pueden contemplar algunas variaciones que se pueden presentar a nivel termodinámico, las cuales se contemplarán a continuación.

¹⁹ Dossat, R (1985). Principios de Refrigeración.

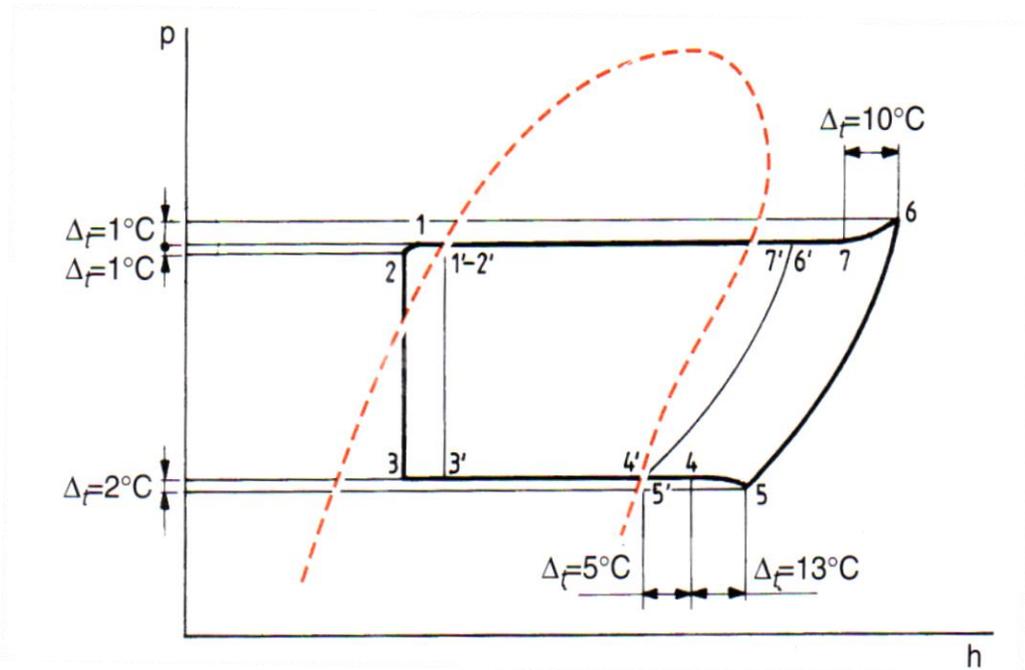


Figura 17. Diagrama de Mollier del ciclo real y el ciclo teórico de refrigeración por compresión de vapor.

Fuente: Ramírez, A. Enciclopedia de la climatización.

En el diagrama de Mollier o diagrama de Presión-entalpía de la figura 17, se muestra el ciclo de refrigeración ideal con los puntos 1'-2'-3'-4'-5'-6'-7' y el ciclo real de refrigeración se presenta con los puntos 1-2-3-4-5-6-7. Al observar el ciclo ideal, se observa que el proceso de evaporación se da del punto 3' al punto 4'-5', el proceso de compresión se da del punto 4'-5' al punto 6'-7', y el proceso de condensación se da del punto 6'-7' al punto 1'-2'.

Por otra parte, al analizar el diagrama referente al ciclo real, se encuentran etapas o procesos que no se encuentran en el ciclo ideal, los cuales son: el proceso de 1-2 que se conoce como subenfriamiento, el proceso de 3-4 que es una evaporación con recalentamiento de 4'-4, el proceso 4-5 que es una caída de presión con recalentamiento y el proceso de 6-7 que es una caída de presión con enfriamiento del refrigerante. Estas etapas adicionales a las del ciclo ideal se describen a continuación.

3.3.1. Subenfriamiento de líquido

En este proceso el refrigerante pierde una cantidad adicional de temperatura a la salida del condensador. Para poder producir este efecto se debe instalar a la salida de líquido a alta presión (salida del condensador) un intercambiador de calor, por el cual se hará circular el refrigerante líquido a alta presión, y a través de un serpentín se hará ingresar gas de la succión del compresor.

Al existir un diferencial de temperatura entre estos, en el cual el líquido a alta presión posee mayor temperatura, este cederá calor que absorberá el gas proveniente de la succión con lo cual se subenfriará el líquido a alta presión. El efecto que produce el subenfriamiento de líquido sobre el ciclo es que al bajar la temperatura del refrigerante por debajo de la temperatura de saturación, incrementa la capacidad de absorber y almacenar calor por parte del refrigerante.

A nivel mecánico, la ventaja de instalar el intercambiador de calor es que este actúa como trampa de líquido, evitando ingreso de líquido a través de la succión del compresor, lo cual no es adecuado ya que no se pueden comprimir líquidos.

3.3.2. Recalentamiento

El recalentamiento aporta una absorción adicional de calor por parte del refrigerante a la salida del evaporador, esto contribuye a que el refrigerante se pueda evaporar completamente y garantiza que no ingresarán partículas líquidas de refrigerante a través de la succión del compresor.

El recalentamiento puede darse en diferentes ubicaciones y configuraciones, por ejemplo: recalentamiento del vapor en la succión del compresor, recalentamiento sin aprovechar el calor obtenido por subenfriar el líquido saturado a alta presión, recalentamiento al aprovechar el calor obtenido por subenfriar el líquido saturado a alta presión.

3.3.3. Caídas de presión

Las pérdidas o caídas de presión que se presentan en los ciclos reales de refrigeración, por compresión de vapor, son a causa del rozamiento que existe entre el refrigerante y las tuberías, válvulas, equipos (serpentín del evaporador y del condensador) y demás accesorios que componen el sistema. Con lo anterior se puede vencer la fricción tanto interna (dentro del líquido) como externa (con las superficies de contacto) mientras fluye.

3.4. Conceptos de refrigeración importantes

- a. Carga de refrigeración: Es la velocidad con la cual el calor debe ser retirado del espacio refrigerado. Se le conoce también como carga de enfriamiento o carga térmica.
- b. Efecto refrigerante: Es la cantidad de calor que puede absorber el refrigerante del espacio refrigerado por cada unidad de masa que posee.
- c. Calor de compresión: Es el calor requerido en el compresor para poder aumentar la presión y la temperatura del refrigerante.
- d. Calor de total de rechazo: Es el calor que se extrae del refrigerante en el condensador, este calor incluye el calor que el refrigerante absorbió dentro del evaporador y el calor de compresión adicionado en el compresor.

3.5. Equipos y Accesorios fundamentales para un sistema básico de refrigeración²⁰

Como se observó en la sección 3.2, el ciclo teórico de refrigeración por compresión de vapor está constituido de cuatro procesos básicos, los cuales para poder llevarse a cabo en un ciclo real, requieren estrictamente de al menos los siguientes equipos y accesorios.

²⁰ Dossat, R (1985). Principios de Refrigeración.

3.5.1. Compresor

Cuando el refrigerante se ha evaporado luego de absorber calor en el evaporador, este necesita ser desplazado a través el sistema, además necesita incrementar su presión y temperatura para poder realizar la transferencia de calor en el condensador. Estas acciones se realizan gracias al trabajo aplicado por el compresor sobre el refrigerante.

Los compresores que se utilizan para comprimir vapor a nivel de refrigeración se pueden clasificar en las siguientes categorías:

- a. Compresores recíprocos o reciprocante.
- b. Compresores rotatorios.
- c. Compresores centrífugos.

De los tres tipos anteriores, el más utilizado en refrigeración es el compresor reciprocante.



Figura 18. Corte transversal de un compresor reciprocante.

Fuente: Ortega, J. Consideraciones eléctricas en los compresores (2014). Disponible en la página de Mundo HVAC&R: <http://www.mundohvacr.com.mx/mundo/2007/02/75-5/>

3.5.1.1. Generalidades sobre el compresor recíprocante

En el compresor de tipo recíprocante, la compresión del gas se da mediante el desplazamiento de un émbolo dentro de un cilindro por medio de un cigüeñal.

El cilindro dentro del cual se da la compresión se conoce como cámara de compresión, en esta se encuentran las válvulas de admisión y de escape, las cuales permiten la entrada y salida de los gases a la cámara. Un motor se encarga de hacer girar el cigüeñal, con lo cual la biela también se moviliza y hace que el pistón adquiera un movimiento alternativo.

El movimiento alternativo del pistón ocurre entre dos puntos en que la velocidad del pistón se considera nula, ya que allí retorna o inicia el movimiento opuesto al que mantenía. Dichos puntos o límites de carrera se conocen como punto muerto superior (PMS), el cual se encuentra más lejos del cigüeñal, y el punto muerto inferior (PMI).

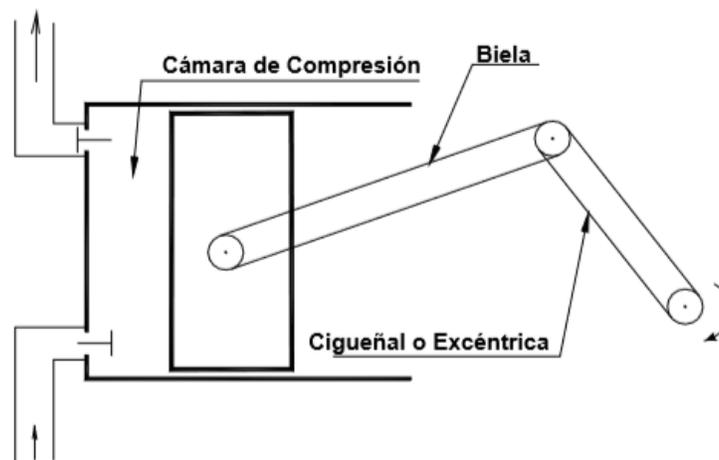


Figura 19. Esquema de funcionamiento básico de un compresor recíprocante.

Fuente: Instituto de Mecánica de los Fluidos en Ingeniería Ambiental, máquinas para fluidos 1, compresores. (2010). Disponible en el sitio web: http://www.fing.edu.uy/imfia/cursos/maq_flu_1/teorico/8-Compresores.2010.pdf

Se dice que cuando un compresor realiza compresión en un solo sentido de su desplazamiento alternativo, se denomina compresor de simple efecto. Por otra parte, si el compresor agrega trabajo (realiza compresión) en ambos sentidos del movimiento alternativo, se le conoce como compresor de doble efecto. En este último caso, existen cámaras de compresión a ambos lados del pistón, con lo cual no se comprime el mismo aire en ambas cámaras, sino que ambas cámaras trabajan en paralelo.



Figura 20. Esquema de funcionamiento básico de un compresor recíprocante de doble efecto.

Fuente: Instituto de Mecánica de los Fluidos en Ingeniería Ambiental, máquinas para fluidos 1, compresores. (2010). Disponible en el sitio web:

http://www.fing.edu.uy/imfia/cursos/maq_flu_1/teorico/8-Compresores.2010.pdf

Además de las configuraciones mostradas en la figura 19 y en la figura 20, se pueden tener otros tipos de configuraciones con más cilindros en paralelo, sean en simple o doble efecto, inclusive configuraciones en las cuales se encuentran dos o más etapas de compresión, lo cual se conoce como configuración en serie. Como ejemplos a otros tipos de configuraciones, se pueden encontrar cilindros en oposición, cilindros en línea o cilindros en V.

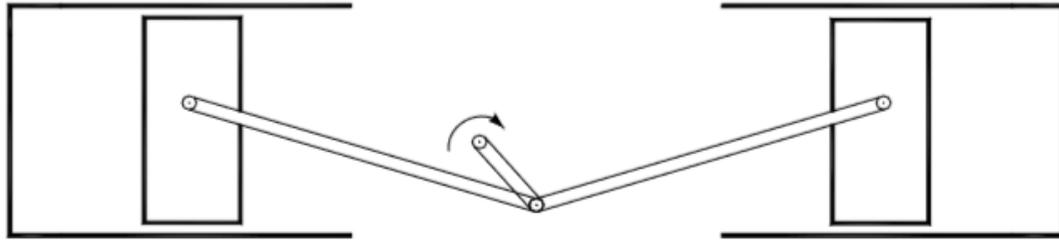


Figura 21. Cilindros en oposición.

Fuente: Instituto de Mecánica de los Fluidos en Ingeniería Ambiental, máquinas para fluidos 1, compresores. (2010). Disponible en el sitio web: http://www.fing.edu.uy/imfia/cursos/maq_flu_1/teorico/8-Compresores.2010.pdf

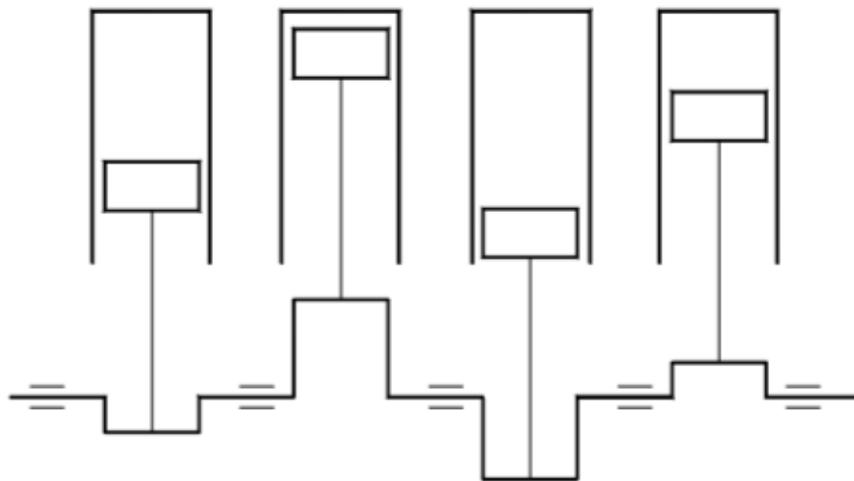


Figura 22. Cilindros en línea.

Fuente: Instituto de Mecánica de los Fluidos en Ingeniería Ambiental, máquinas para fluidos 1, compresores. (2010). Disponible en el sitio web: http://www.fing.edu.uy/imfia/cursos/maq_flu_1/teorico/8-Compresores.2010.pdf

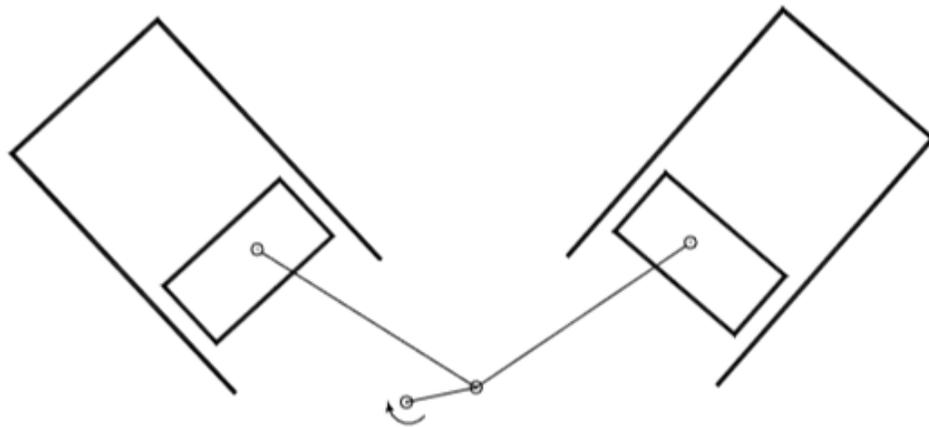


Figura 23. Cilindros en V.

Fuente: Instituto de Mecánica de los Fluidos en Ingeniería Ambiental, máquinas para fluidos 1, compresores. (2010). Disponible en el sitio web: http://www.fing.edu.uy/imfia/cursos/maq_flu_1/teorico/8-Compresores.2010.pdf

3.5.2. Condensador

Cuando el refrigerante sale por la línea de descarga del compresor, sale a alta presión y con mayor temperatura. Para poder continuar el ciclo de refrigeración, el refrigerante debe liberar el calor que ha absorbido tanto en el evaporador así como el que resulta del trabajo que realiza el compresor sobre este (calor de compresión).

Para poder liberar el calor dentro del sistema se cuenta con un elemento llamado condensador. El condensador es la superficie de transferencia de calor mediante la cual el refrigerante libera el calor que ha ganado durante el ciclo. El refrigerante a alta presión ingresa caliente en las paredes del condensador, donde ocurre la transferencia de calor. Allí al refrigerante se le disminuye la temperatura hasta llegar a la temperatura de saturación, y después se condensa para pasar a la fase de líquido saturado.

Existen varios tipos de condensadores, los cuales se clasifican en forma general de la siguiente manera.

3.5.2.1. Condensador enfriado por aire

Este tipo de condensador utiliza el aire como medio condensante, es decir, el calor que se libera del refrigerante es absorbido por el aire. Son muy utilizados en refrigeración para aire acondicionado.

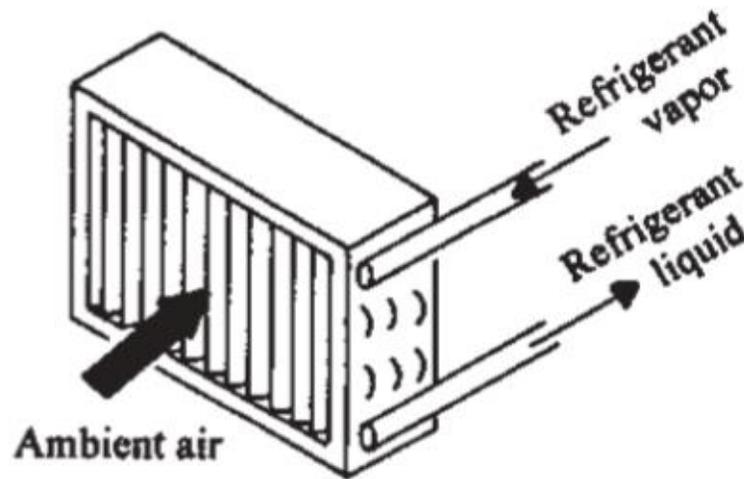


Figura 24. Condensador enfriado por aire.

Fuente: Stoecker, W. Industrial Refrigeration Handbook. 1988.

3.5.2.2. Condensador enfriado por agua

Este tipo de condensador utiliza agua como medio condensante. Generalmente existe una configuración de tubos y camisa, en la cual el agua que se utiliza para absorber el calor del refrigerante circula a través de tubos y el refrigerante rodea el exterior de los tubos.

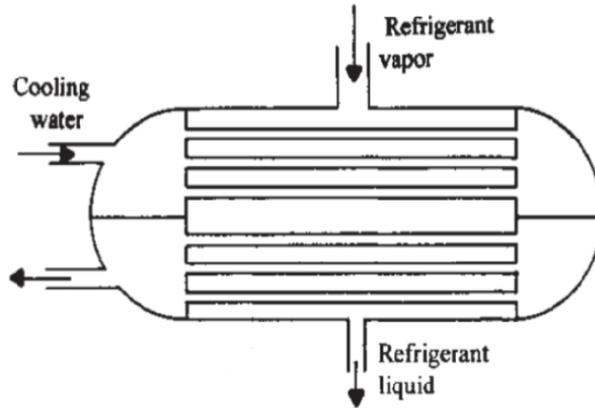


Figura 25. Condensador enfriado por agua.

Fuente: Stoecker, W. Industrial Refrigeration Handbook. 1988.

3.5.2.3. Condensador evaporativo

Este tipo de condensador emplea dos medios condensantes para la transferencia de calor, los cuales son aire y agua. En el funcionamiento de este tipo de condensador, quien absorbe el calor que trae el refrigerante es el agua, la cual es suministrada mediante atomización sobre el condensador. Esta, al absorber el calor del refrigerante, se llega a evaporar.

El otro medio condensante, que es el aire, se utiliza para retirar el vapor que resulta de la absorción del calor del refrigerante, con lo cual se logra aumentar la razón de evaporación.

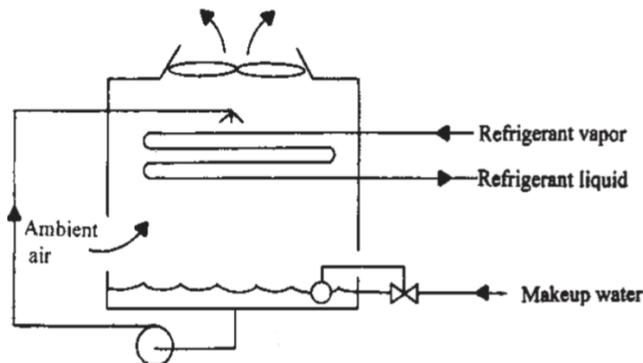


Figura 26. Condensador evaporativo.

Fuente: Stoecker, W. Industrial Refrigeration Handbook. 1988.

3.5.3. Evaporador

El evaporador es el elemento dentro del cual el refrigerante absorbe el calor del cuarto al cual se pretende mantener refrigerado. El evaporador brinda la superficie de transferencia de calor que permite al refrigerante tomar el calor del cuarto refrigerado y así poder evaporarse posteriormente. En consecuencia de las muchas aplicaciones que posee la refrigeración mecánica, han surgido múltiples tipos de evaporadores, razón por la cual estos se pueden clasificar de forma general según las siguientes categorías: tipo de construcción, método de alimentación del líquido, condiciones de operación, método de circulación del aire o líquido, tipo de control del refrigerante y por sus aplicaciones.

Siempre que se vaya a seleccionar un evaporador se deben tomar en cuenta los siguientes parámetros:

- d. La capacidad frigorífica de la cámara.
- e. La temperatura de vaporización.
- f. La humedad relativa.
- g. Selección adecuada del intervalo en el que puede oscilar el Δt entre la temperatura del recinto y la temperatura de vaporización. Para esto, se puede utilizar la siguiente tabla:

Tabla 2. Valores de según la humedad relativa.

Humedad relativa (%)	ΔT de diseño (°F)	
	Convección natural	Convección forzada
95-91	12-14	8-10
90-86	14-16	10-12
85-81	16-18	12-14
80-76	18-20	14-16
75-70	20-22	16-18

Microsoft Excel 2010.

Fuente: Dossat, R. Principios de Refrigeración. 1985.

A continuación se detalla un poco acerca de los tipos de evaporadores según el tipo de construcción y los métodos de alimentación.

3.5.3.1. Evaporadores según el tipo de construcción

La clasificación según el tipo de construcción permite identificar 3 tipos generales de evaporadores, los cuales se exponen a continuación.

3.5.3.1.1. Evaporadores de tubo descubierto

Generalmente son fabricados de tubos de acero en el caso de gran tamaño y en casos en que se usa amoníaco como refrigerante, para los demás tipos de refrigerante y tamaños menores se utilizan tubos de cobre.

3.5.3.1.2. Evaporadores de superficie de placa.

Existen varias en configuraciones de construcción, pueden utilizarse de forma individual o en bancos. Este tipo de evaporador es muy útil para instalaciones de enfriamiento con líquido donde hayan condiciones de carga pico poco comunes de forma periódica.

3.5.3.1.3. Evaporadores aleteados

Los serpentines aleteados son serpentines de tubo descubierto sobre los cuales se agregan placas para poder aumentar el área superficial externa de los evaporadores, con lo cual hay una mejor transferencia de calor. Al poseer un área superficial mayor, permite que los evaporadores de este tipo puedan ser fabricados de forma más compacta. Generalmente, un serpentín aleteado requiere menos espacio que cualquier otro evaporador, con lo cual se genera un gran ahorro en el espacio destinado para la unidad de evaporación.

3.5.3.2. Evaporadores según el método de alimentación

La clasificación según el método de evaporación agrupa a los evaporadores de acuerdo con la forma en que se suministra el refrigerante al evaporador. Dicha clasificación agrupa a los evaporadores en 3 tipos generales.

3.5.3.2.1. Expansión seca

Un evaporador con expansión seca posee una alimentación de refrigerante limitada a la cantidad que puede ser evaporada desde el momento en que el refrigerante llega a la entrada del evaporador y hasta que llegue al final de este. Garantiza de esta forma que solo va a llegar refrigerante en forma de vapor a la línea de succión del compresor.

El control y la regulación de la cantidad de refrigerante que ingresa al evaporador se realizan por medio de una válvula de expansión termostática o de tubo capilar. Para tener seguridad completa de que el refrigerante se ha evaporado completamente y así prevenir que ingrese refrigerante a la línea de succión del compresor, se permite un sobrecalentamiento de 10°F al final del evaporador, esto requiere de aproximadamente del 10% al 20% de la superficie total del evaporador (Dossat, 1985, p.241).

Otro aspecto importante a destacar es el hecho de que en este tipo de expansión, al caer la presión en la válvula de expansión, una parte muy pequeña del líquido refrigerante se evapora al pasar de la presión condensante (alta presión) a la presión del evaporador. Con ello, esta parte ingresa con la parte de líquido saturado que se evapora progresivamente al circular por el evaporador.

En un evaporador de expansión seca, el refrigerante se encuentra casi todo en forma de vapor antes de llegar a la última parte, con lo cual esta parte no suele ser muy aprovechada. Por tal motivo cuando se fabrican estos evaporadores se construyen con un área de superficie de transferencia de calor menor al inicio y mayor en la última parte del evaporador, así se puede mejorar la transferencia del calor a la salida de este elemento. Los evaporadores de expansión seca suelen ser menos eficientes que el inundado y el sobrealimentado, sin embargo, poseen la ventaja de que son más pequeños, más baratos, requieren menor carga de refrigerante y no presentan problemas de retorno de aceite.

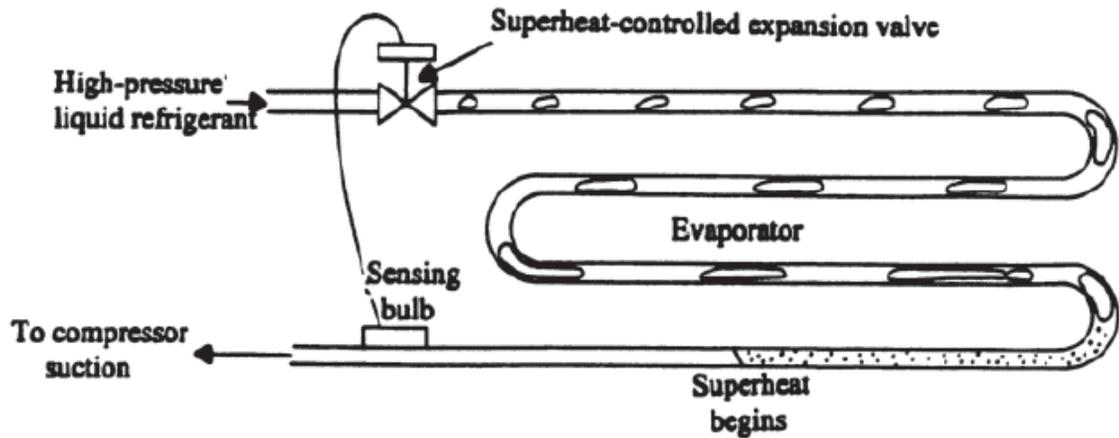


Figura 27. Evaporador alimentado por expansión seca.

Fuente: Stoecker, W. Industrial Refrigeration Handbook. 1988.

3.5.3.2.2. Evaporador inundado

En este tipo de diseño, el evaporador trabaja con refrigerante líquido, el cual llena completamente el interior del tubo, manteniendo así humedecida la superficie interior del tubo. Lo anterior provoca que se aumente la razón de transferencia de calor.

Un evaporador inundado cuenta con un dispositivo llamado colector o acumulador de vapor, en el cual se almacena también el refrigerante líquido que es circulado por gravedad, a través del interior del tubo del evaporador. Para poder controlar el nivel del líquido en el acumulador, este cuenta con un control de flotador. Por otra parte, el vapor que se produce luego de que el refrigerante absorbe calor dentro del evaporador, se mantiene en la parte superior del acumulador de donde es desplazado directamente a la línea de succión del compresor.

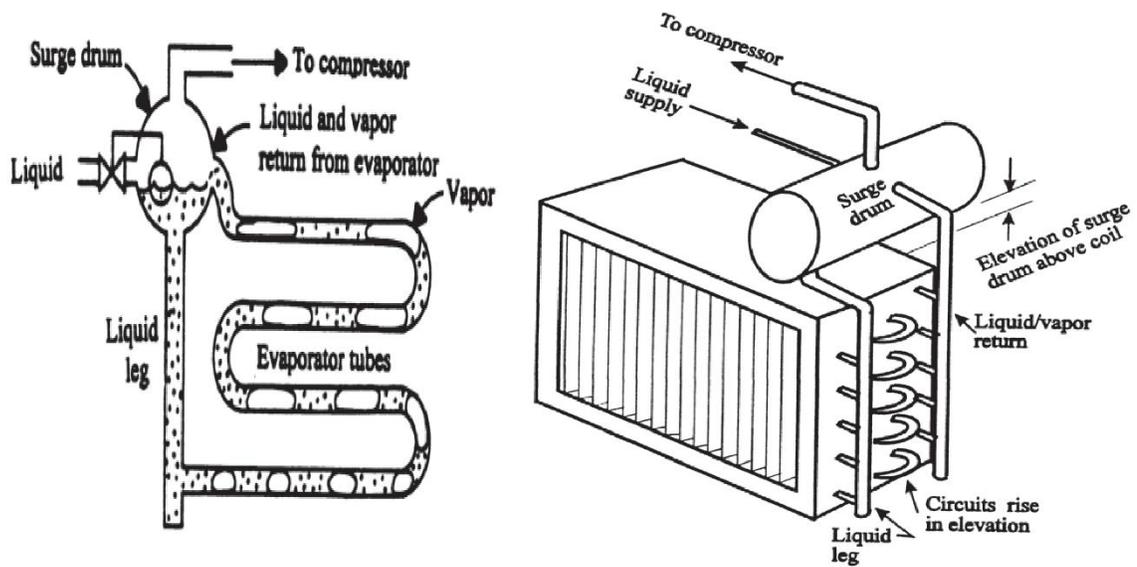


Figura 28. Evaporador inundado.

Fuente: Stoecker, W. Industrial Refrigeration Handbook. 1988.

3.5.3.2.3. Evaporador sobrealimentado

En esta configuración del evaporador se realiza la alimentación con exceso de refrigerante líquido, el cual tiene como objetivo ser evaporado al absorber calor del cuarto de refrigerado.

Cuando parte de todo el refrigerante se evapora, este vapor es separado del refrigerante líquido en un dispositivo llamado receptor de baja presión o acumulador, en el cual es vapor es extraído por la succión del compresor y el refrigerante líquido se recircula al evaporador mediante bombas. Al existir una recirculación adecuada del refrigerante líquido, la superficie interna del tubo del evaporador tendrá un buen grado de humedecimiento, además, el evaporador tendrá un rendimiento similar que el de un evaporador inundado.

Para poder controlar el flujo de líquido en este tipo de evaporador, se utiliza algún dispositivo de medición, el cual generalmente es una válvula de expansión manual o algún orificio diseñado o ajustado para incluso obtener la cantidad máxima de flujo de refrigerante en los casos en que se presenten picos en la carga.

El uso de los evaporadores sobrealimentados se da comúnmente en los sistemas de evaporador múltiple, debido a que resultan más económicos. Con el fin de evitar excesos en la sobrealimentación, se instala una desviación con una válvula de desahogo en el lado de la descarga de la bomba para poder regresar líquido al acumulador cuando no se encuentren funcionando algunos de los evaporadores del sistema.

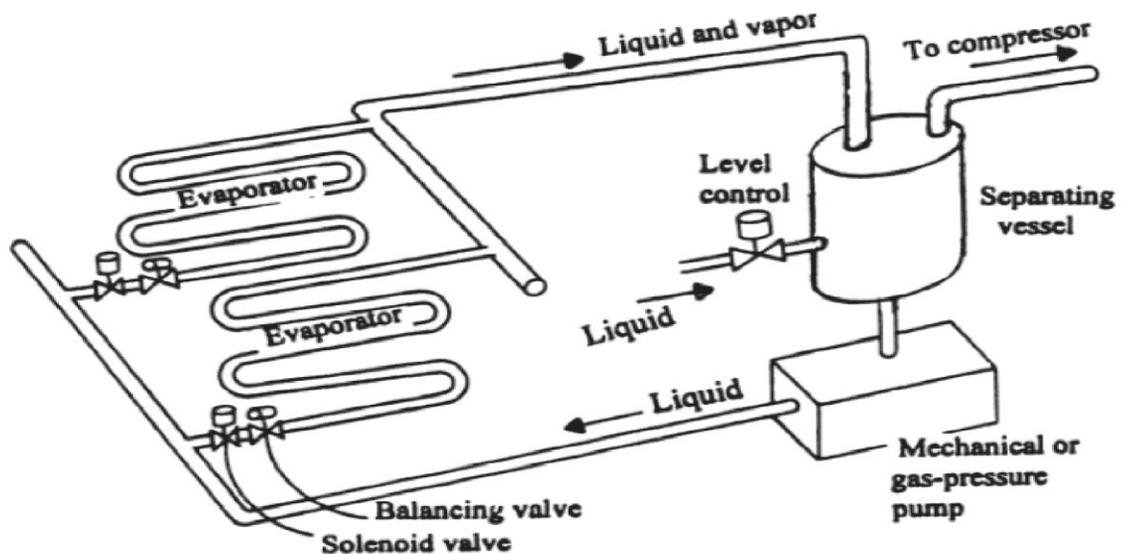


Figura 29. Evaporador sobrealimentado.

Fuente: Stoecker, W. Industrial Refrigeration Handbook. 1988.

3.5.4. Válvula de expansión

La válvula de expansión es el elemento que genera la caída de presión en el refrigerante, con lo cual este pasa del lado de alta presión que llega hasta el receptor de líquido al lado de baja presión, que comienza entre la salida de la válvula de expansión y la entrada al evaporador. Existen diferentes tipos de válvulas de expansión, dentro de las cuales se pueden encontrar válvulas de expansión manual, termostática, termostática con compensación de presión y electrónica, entre otras.

El principio de funcionamiento se basa en la expansión del líquido refrigerante que viene a alta presión. Este al expandirse sufre una caída en su presión, con lo cual pasa de ser líquido saturado a ser una mezcla entre líquido y vapor, la cual termina de pasar completamente a fase de vapor a la salida del evaporador.

Para seleccionar una válvula de expansión es importante tener en cuenta los siguientes aspectos:

- a. Tipo de refrigerante a utilizar en el sistema.
- b. Capacidad del evaporador.
- c. Presión de evaporación.
- d. Presión de condensación.
- e. Caída de presión a través de la válvula.
- f. Compensación entre la presión interna y externa.

3.5.5. Otros accesorios

Además de los elementos mencionados anteriormente, los cuales son los componentes elementales para que se pueda realizar el ciclo real de compresión de vapor, se necesita de otros elementos que permitan conectar, proteger y aislar el sistema.

Estos accesorios son necesarios en el sistema, ya que permiten contrarrestar los efectos que se generan al llevar a cabo un ciclo real de compresión de vapor y que no se contemplan en un ciclo ideal de refrigeración. Los principales accesorios que se requieren para poder darle un correcto funcionamiento al sistema son los siguientes:

- a. Tuberías: Requeridas para distribuir el refrigerante a través del sistema.
- b. Uniones de tuberías: Elementos requeridos para conectar diferentes conexiones de tuberías, lo cual permite realizar diferentes configuraciones para la trayectoria de las tuberías.
- c. Aislamiento de tuberías: Permite aislar térmicamente los tramos de tubería que se necesitan aislar para evitar transferencia de calor.
- d. Válvulas: Requeridas para habilitar o inhabilitar el paso del refrigerante o de otros fluidos en partes del sistema, además ayudan en casos en que se requiere aislar tramos del sistema por motivos de reparación o mantenimiento.
- e. Válvulas de seguridad: Se necesitan para aliviar la presión dentro de un sistema o equipo en caso de que este sufra una presión mayor a la que fue destinado, se usan principalmente en los recipientes presurizados, por ejemplo en el recibidor de líquido.
- f. Visor de líquido: Se coloca en el tramo de tubería donde se encuentra el refrigerante líquido, este elemento permite observar el estado del refrigerante a través de esta sección, por ejemplo la existencia de burbujas.
- g. Separador de aceite: Cuando el refrigerante sale por la descarga del compresor, puede llevar consigo parte del aceite del compresor, el cual cumple el papel de lubricación dentro de este. Para evitar que el aceite viaje con el refrigerante a través de todo el sistema, se colocan separadores de aceite en el lado de la tubería de descarga del compresor, los cuales separan al aceite del refrigerante y lo retornan de nuevo al compresor.

- h. Separador de líquido: En algunas ocasiones, según sea el tipo de evaporador utilizado, el refrigerante no se evapora completamente, con lo cual existe el riesgo de que por la tubería de succión del compresor pueda ingresar refrigerante líquido, lo que representa problemas para el compresor. Para evitar esto, se coloca un separador de líquido antes en la línea de succión que va al compresor.
- i. Filtro secador: Al utilizar algunos refrigerantes, estos pueden contener cierto porcentaje de humedad, el cual eventualmente puede llegar a formar cristales de hielo. Dichos cristales pueden provocar la interferencia en alguno de los otros elementos del sistema, con el objetivo de evitar este problema, se incorpora un filtro secador, el cual se encarga de separar la humedad del refrigerante.

3.5.6. Refrigerante

El refrigerante es la sustancia que actúa como fluido de trabajo dentro del sistema de refrigeración por compresión de vapor, dentro del cual este se evapora y se condensa absorbiendo y cediendo calor respectivamente. Existen muchos tipos de refrigerantes, estos poseen una forma determinada de denominación, la cual va en función del tipo de refrigerante y de su composición química. Dicha denominación ya ha sido estandarizada por ASHRAE. A continuación se muestra la denominación con la que se encuentran denominados los refrigerantes de forma general.

Tabla 3. Denominación de refrigerantes estandarizada por ASHRAE.

Tipo de refrigerante	Denominación simbólica-numérica	Significado
Refrigerantes orgánicos puros	R-XYZ	X= número de Carbonos-1 Y= número de Hidrógenos+1 Z= número de Flúor
Mezclas zeotrópicas	R-4XX	números arbitrarios de la serie 400
Mezclas azeotrópicas	R-5XX	números arbitrarios de la serie 500
Otros refrigerantes	R-6XX	Refrigerantes derivados del petróleo
Refrigerantes inorgánicos	R-7+PM	PM= peso molecular

Microsoft Excel 2010.

Fuente: Monge, O., Material del curso de refrigeración, segundo semestre, 2014.

Es importante que siempre que se vaya a seleccionar un refrigerante se tome en cuenta el factor económico y el factor ambiental. Además de estos factores, es importante a nivel técnico considerar los siguientes factores en busca de obtener un alto rendimiento del refrigerante:

- a. Calor latente de vaporización.
- b. Volumen específico del vapor.
- c. Relación de compresión.
- d. Calor específico tanto en fase líquida como en fase de vapor.

Para efectos del presente proyecto, se tomó en cuenta que el refrigerante seleccionado se ajustara a las condiciones del diseño requerido, pero que también fuera económico y no fuera a causar daño al ambiente. Específicamente a la capa de ozono, según lo acordado en el protocolo de Montreal²¹.

²¹ Tratado internacional creado para proteger la capa de ozono en el año 1987.

Buscando cumplir con estos requerimientos, el refrigerante que se ajusta a estas condiciones es el refrigerante llamado amoníaco, el cual además de ser económico, se ajusta a los requerimientos del diseño y es un refrigerante que continuará por mucho tiempo, según el acuerdo de Montreal, ya que no deteriora directamente la capa de ozono.

3.5.6.1. Amoníaco.

El amoníaco (R-717) es un refrigerante inorgánico cuya química es NH_3 , es muy usado en la actualidad a nivel de industrial y en grandes sistemas de refrigeración a nivel general.

Aunque el R-717 es un refrigerante tóxico, inflamable y explosivo en algunas condiciones, posee propiedades físicas y termodinámicas que lo convierten en el refrigerante adecuado para muchas aplicaciones. A nivel de refrigerantes, el amoníaco es que posee el mayor efecto refrigerante por unidad de masa, y aunque posee un alto volumen específico cuando se encuentra en estado de vapor, posee una gran capacidad refrigerante con poco desplazamiento dentro del compresor. Al encontrarse en condiciones de presión atmosférica estándar, su punto de ebullición se da a $-2.22\text{ }^\circ\text{C}$, en condiciones de una tonelada estándar²² las presiones en el evaporador y en el condensador a $-15\text{ }^\circ\text{C}$ y a $30\text{ }^\circ\text{C}$ respectivamente son 237 kPa y 1167 kPa.

Lo anterior permite al diseñador de un sistema de refrigeración que utiliza amoníaco implementar materiales ligeros de peso al seleccionar los materiales del sistema. Sin embargo, al usar amoníaco, la temperatura adiabática²³ en la descarga del compresor es de $98.89\text{ }^\circ\text{C}$ en condiciones de una tonelada estándar, con lo cual no se recomienda el sobrecalentamiento alto en la succión del compresor.

²² Condiciones bajo las cuales al ganar calor latente de fusión, una tonelada de hielo se funde y pasa de sólido a líquido en 24 horas.

²³ Temperatura adquirida sin ganancia o pérdida de calor.

Otro aspecto a considerar en el diseño de sistemas de refrigeración por amoníaco es el material de las tuberías, aunque el amoníaco puro no es corrosivo para los metales usados generalmente en los sistemas habituales de refrigeración, al encontrarse en presencia de humedad, se torna corrosivo para los metales no ferrosos²⁴ como el cobre y el latón. Por ello, se recomienda como material para las tuberías el uso de acero o hierro negro.

A nivel de la lubricación del sistema, el amoníaco no es miscible con el aceite, es por esto que deben realizarse las adaptaciones necesarias para eliminar el aceite dentro del evaporador y además debe colocarse un separador de aceite en descarga del compresor. Esto para que se separe al aceite del refrigerante y retorne de nuevo al cárter de compresor, que es donde se acumula el aceite dentro del compresor.

En el aspecto económico, es el refrigerante más barato y es el más común de conseguir en el mercado. Aunque la instalación de los sistemas de refrigeración que usan amoníaco es elevado, el sistema al entrar en funcionamiento posee un alto rendimiento energético.

Es importante tener en cuenta que es un refrigerante nocivo para el ser humano, así que al haber una interacción directa entre ambos, se requiere contar con los equipos de seguridad para los operarios del sistema. Además, dar las capacitaciones básicas para el manejo de amoníaco, reparación y detección de fallas en el sistema de refrigeración.

²⁴ Metales que no poseen hierro dentro de sus elementos de composición.

3.6. Sistema de refrigeración por ciclo de compresión de vapor en varias etapas

Un sistema de refrigeración por compresión de vapor, en donde el proceso de compresión se realiza en un solo salto o en una sola etapa, se conoce como ciclo de compresión simple.

Para poder llevar a cabo el ciclo de compresión de vapor en un sistema real de refrigeración, en ocasiones algunos requerimientos para el diseño generan problemas que no permiten realizar el ciclo en una sola etapa de compresión. Esto ha llevado a implementar nuevas configuraciones en el diseño, que implican varias etapas de compresión, ese tipo de ciclos reciben el nombre de ciclos de compresión múltiple.

Dentro de los factores que impiden el uso de un ciclo de compresión simple se encuentran los siguientes:

- a. Un alto diferencial de temperatura, entre la temperatura de evaporación y la temperatura de condensación, de aproximadamente 50°C a 80°C ²⁵.
- b. Una relación de compresión muy grande, ya que el rendimiento volumétrico del compresor disminuye. Se recomienda que la relación de compresión se mantenga en el rango de 7-9.²⁶
- c. En el diagrama de Mollier, al aproximarse aún más a la zona de vapor sobrecalentado, se aumenta la entropía, lo cual con lleva a una relación de compresión más grande, que implica equipos más robustos.
- d. Al haber una alta relación de compresión, habrá altas temperaturas en la descarga, lo cual podría quemar el aceite lubricante y producir a futuro un deterioro prematuro de la máquina.

²⁵ Stoecker, W. Industrial Refrigeration Handbook. 1988.

²⁶ ASHRAE Refrigeration Handbook (SI), 2002.

Al presentarse los factores anteriores, lo recomendable es utilizar un sistema de compresión múltiple, en el cual el proceso de compresión se da a través de dos o más compresores. Para poder llevarse a cabo el proceso, el refrigerante que viene del evaporador ingresa a través de la línea de succión al primer compresor, en el cual se da la primera etapa de compresión. Posteriormente a su salida por la descarga, el refrigerante ingresa a un intercambiador de calor, el cual puede ser del tipo contacto directo (el fluido a enfriar está en contacto con la sustancia que absorbe el calor) o de contacto indirecto (no existe contacto entre la sustancia a enfriar y la sustancia que absorbe calor). Dentro de este el refrigerante disminuye su temperatura a presión constante e ingresa posteriormente, a la succión del segundo compresor.

Siempre entre dos etapas de compresión debe haber un intercambiador de calor que enfríe el refrigerante, esto para evitar un recalentamiento excesivo del mismo. Además representa una ventaja en el sistema de compresión múltiple, ya que el enfriamiento entre etapas de compresión mejora el rendimiento del sistema de refrigeración.

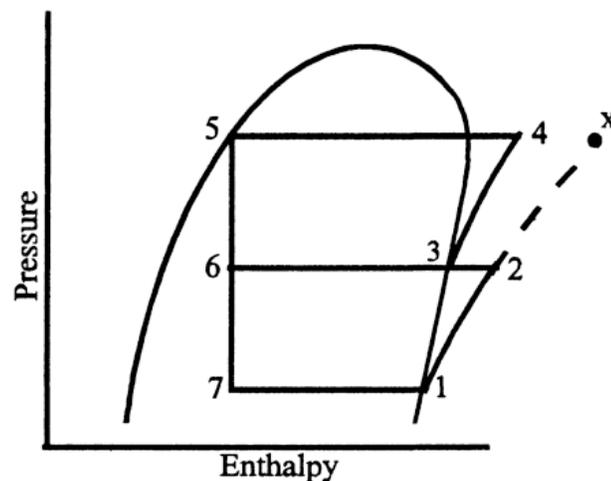


Figura 30. Diagrama de Mollier de un ciclo de refrigeración de compresión en dos etapas.

Fuente: Stoecker, W. Industrial Refrigeration Handbook. 1988

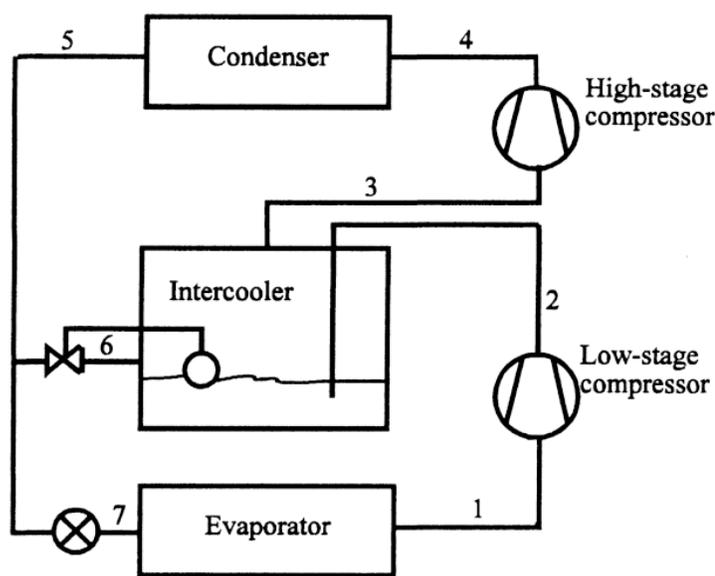


Figura 31. Diagrama de sistema de refrigeración por compresión de vapor en dos etapas.

Fuente: Stoecker, W. Industrial Refrigeration Handbook. 1988

Es recomendable utilizar este tipo de sistemas en aplicaciones para baja temperatura. El diseñador, cuando valore la opción de implementar un sistema de compresión múltiple, debe tener en cuenta que aunque el costo inicial de un sistema de compresión múltiple es mayor a un sistema de compresión simple; este genera ahorros a nivel energético conforme la temperatura de evaporación del refrigerante sea menor, en comparación con un sistema de compresión simple. Tomando en cuenta un proceso de compresión ideal múltiple y el uso de un intercambiador de calor entre las etapas de compresión, se obtiene la siguiente información para una temperatura dada de condensación de 35°C, para la cual se podrá observar cómo es el comportamiento del ahorro de energía para sistemas de compresión múltiple bajo el uso de distintos refrigerantes en función de la temperatura de evaporación.

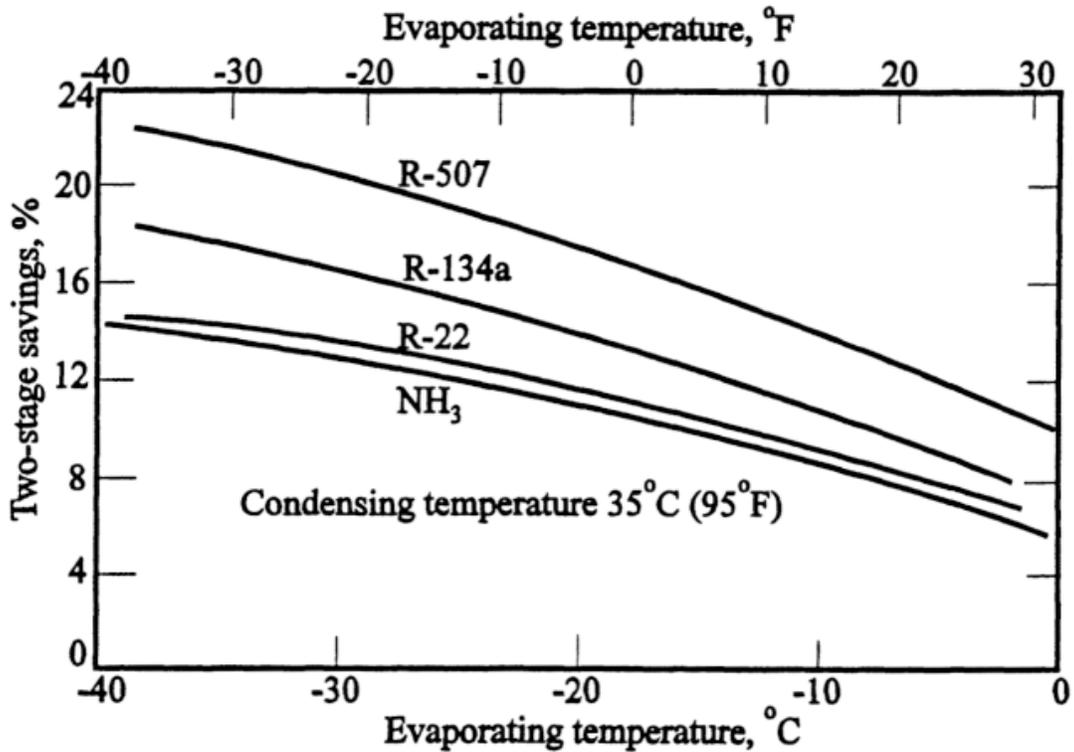


Figura 32. Porcentaje de Ahorro de energía en sistemas de compresión múltiple en función de la temperatura de evaporación.

Fuente: Stoecker, W. Industrial Refrigeration Handbook. 1988.

3.7. Cálculo de la carga térmica de refrigeración²⁷

Al diseñar un recinto o un sistema que se utilice para refrigeración o congelación, es muy importante conocer la carga térmica que se tiene que extraer del recinto a refrigerar, con el fin de disminuir la temperatura, hasta lograr la temperatura de diseño requerida. Para poder calcular la carga térmica, es importante conocer cuáles son los elementos que aportan calor al sistema. Los elementos que aportan calor y que conforman la carga térmica son:

- a. Carga por transmisión: Las cargas por transmisión son las que son aportadas por el exterior del recinto hacia su interior, esto ocurre a través de la superficie de las paredes, techo, y el piso.

²⁷ ASHRAE Refrigeration Handbook (SI), 2010.

- b. Carga aportada por el producto: Es calor que debe ser extraído de los productos que son almacenados en el espacio refrigerado.
- c. Carga interna: Es el calor producido por equipos y accesorios internos del recinto, por ejemplo: iluminación, motores, personas y montacargas, entre otros.
- d. Carga por infiltración de aire: Es la carga que se debe extraer por cambios e infiltraciones de aire que ocurren cada vez que se abren las puertas del recinto refrigerado.
- e. Carga relacionada a equipos: Es la carga a extraer aportada por equipos relacionados al sistema de refrigeración.

3.7.1. Carga térmica por transmisión

El calor que debe ser extraído y que ingresa a través de paredes, techo y piso por conducción, se puede calcular a través de la siguiente ecuación:

$$q = UA\Delta T \quad (1)$$

Donde:

q = Calor por transmisión (W).

A = Área exterior de la sección (m^2).

ΔT = Diferencia de temperatura, entre la temperatura del aire en el exterior y la temperatura del aire en el interior del espacio refrigerado (K).

U = Es el coeficiente de transferencia de calor universal y aplica para cada una de las secciones, para calcularlo, se utiliza la siguiente ecuación:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{x}{k} + \frac{1}{h_o}} \quad (W/(m^2 \cdot K)) \quad (2)$$

Donde:

x = Espesor de la pared, (m).

k = Conductividad térmica del material del que se compone la pared, $W/(m \cdot K)$.

h_i = Conductancia de la superficie interior, $W/(m^2 \cdot K)$.

h_o = Conductancia de la superficie exterior, $W/(m^2 \cdot K)$.

Para los valores de las conductancias tanto internas como externas se asigna el valor de 1.6, en el caso en el que el aire exterior se encuentre quieto. En caso de que la velocidad del aire exterior sea de 25 km/h, el valor de h_o , se incrementa a 6.

Para el caso del valor de la conductividad térmica k , se le asignará un valor en función del material que constituye la pared, según la figura 33.

Insulation	Thermal Conductivity^a k, $W/(m \cdot K)$
Polyurethane board (R-11 expanded)	0.023 to 0.026
Polyisocyanurate, cellular (R-141b expanded)	0.027
Polystyrene, extruded (R-142b)	0.035
Polystyrene, expanded (R-142b)	0.037
Corkboard ^b	0.043
Foam glass ^c	0.044

^aValues are for a mean temperature of 24°C, and insulation is aged 180 days.

^bSeldom-used insulation. Data are only for reference.

^cVirtually no effects from aging.

Figura 33. Valores de conductividad térmica para los materiales usados como aislamiento en refrigeración.

Fuente: ASHRAE, Refrigeration Handbook (SI), 2010.

En el caso de que existan varios materiales conformando el aislamiento de la pared, se utiliza la siguiente ecuación:

$$U = \frac{1}{\frac{x_1}{k_1} + \frac{x_2}{k_2} + \frac{x_3}{k_3} + \dots + \frac{x_n}{k_n}} \quad (W/(m^2 \cdot K)) \quad (3)$$

Para el caso del diferencial de temperatura de la ecuación 1, debe ajustarse a causa de la exposición al efecto solar, en las paredes o superficies que estén expuestas al sol. Con lo anterior, al diferencial de temperatura de las superficies expuestas al sol se les adiciona un valor de temperatura, que es según lo estipulado en la figura 34.

Typical Surface Types	East Wall, K	South Wall, K	West Wall, K	Flat Roof, K
<i>Dark-colored surfaces</i>				
Slate roofing	5	3	5	11
Tar roofing				
Black paint				
<i>Medium-colored surfaces</i>				
Unpainted wood	4	3	4	9
Brick				
Red tile				
Dark cement				
Red, gray, or green paint				
<i>Light-colored surfaces</i>				
White stone	3	2	3	5
Light colored cement				
White paint				

Note: Add to the normal temperature difference for heat leakage calculations to compensate for sun effect. Do not use for air-conditioning design.

Figura 34. Tabla con los factores de ajuste del diferencial de temperatura por efecto de exposición solar.

Fuente: ASHRAE, Refrigeration Handbook (SI), 2010.

3.7.2. Carga térmica por producto almacenado

Para poder calcular la carga térmica resultante de los productos que son almacenados en el recinto refrigerado, se deben tomar en cuenta los siguientes calores que se extraen del producto.

- a. Calor extraído del producto para bajar su temperatura desde la temperatura inicial hasta un valor final por encima del punto de congelación.

$$Q_1 = mc_1(t_1 - t_2) \quad (4)$$

Donde

Q_1 = Calor extraído del producto, (kJ).

m = Masa del producto, (kg).

c_1 = Calor específico del producto por encima del punto de congelación, (kJ/(kg·K)).

t_1 = Temperatura inicial del producto por encima del punto de congelación, (°C).

t_2 = Temperatura final del producto por encima del punto de congelación, (°C).

- b. Calor extraído del producto para bajar su temperatura desde su temperatura inicial, hasta la temperatura en que se da el punto de congelación.

$$Q_2 = mc_1(t_1 - t_f) \quad (5)$$

Donde

Q_2 = Calor extraído del producto, (kJ).

t_f = Temperatura del punto de congelación, (°C).

- c. Calor extraído del producto para poder congelarlo.

$$Q_3 = mh_{if} \quad (6)$$

Donde

Q_3 = Calor extraído del producto, (kJ).

h_{if} = Calor latente de fusión del producto, (kJ/kg).

- d. Calor extraído del producto para bajar su temperatura del punto de congelación a la temperatura final por debajo del punto de congelación.

$$Q_4 = mc_2(t_f - t_3) \quad (7)$$

Donde

Q_4 = Calor extraído del producto, (kJ).

c_2 = Calor específico del producto por debajo del punto de congelación, (kJ/(kg·K)).

t_3 = Es la temperatura final a la que se pretende mantener el producto, por debajo del punto de congelación, (°C).

Teniendo en cuenta los tipos de calor que se requiere extraer del producto, se establece la siguiente ecuación, la cual permite calcular el calor total a extraer del producto:

$$q = \frac{Q_2 + Q_3 + Q_4}{3600n} \quad (8)$$

Donde

q = Calor total extraído del producto, (kW).

n = Tiempo asignado para la extracción del calor, (h)

Para poder realizar este cálculo es importante conocer cuántos kilogramos de producto ingresan al recinto. Las propiedades de los distintos productos se adjuntan en el anexo 1.

Es importante aclarar que para efectos de este trabajo no se toma en cuenta el calor de respiración que pueden tener los productos a almacenar, ya que al trabajar en un sistema en el que el producto se congela y se mantiene congelado, los productos no tendrán calor de respiración.

3.7.3. Carga interna y por equipos relacionados

Todos aquellos elementos que liberan calor dentro del recinto a refrigerar deben considerarse en esta categoría debido a que aportan un porcentaje a la carga térmica total del sistema.

Dentro de los elementos que comúnmente se encuentran dentro del recinto y que aportan calor en el interior del mismo se tienen los siguientes.

3.7.3.1. Equipos eléctricos

Los equipos eléctricos que se encuentren trabajando dentro del recinto disipan parte de su potencia de funcionamiento en forma de calor, lo que implica que ese calor disipado debe cuantificarse en la magnitud del calor total a extraer del recinto. Dentro de los equipos eléctricos que comúnmente se encuentran dentro de un espacio refrigerado se encuentran: iluminación, calentadores y motores eléctricos, entre otros. Para el caso de los motores, la magnitud del calor disipado se puede encontrar en el anexo 2.

3.7.3.2. Montacargas

En los casos en que el producto ingresa al recinto refrigerado por medio de montacargas, debe considerarse el calor que disipen los montacargas durante el tiempo en que se encuentren trabajando dentro del espacio refrigerado. Otro aspecto a considerar es que cuando se encuentran trabajando en el interior del cuarto frío, no siempre disiparán la misma cantidad de energía, ya que esta magnitud variará en función de la acción que realice el montacargas. Por ejemplo, si solo se encuentra adentro en movimiento disipará una cantidad de energía diferente a un momento en el que se encuentre levantando o bajando las horquillas. Es por este motivo que al tomar en cuenta el calor disipado por el montacargas, se considera que es el calor disipado para la condición más crítica, que es cuando trabaja con su máximo valor de potencia, ya que esto implica una mayor magnitud de potencia disipada en forma de calor.

3.7.3.3. Equipos de proceso

En caso de que dentro del espacio refrigerado se dé algún proceso del producto, como por ejemplo picado, empaque, o algún proceso de cocción, debe considerarse el calor o potencia disipada por los equipos utilizados para llevar a cabo la tarea.

3.7.3.4. Personas

Las personas también aportan calor a la carga térmica total, este calor disipado por el cuerpo de las personas puede variar en función de algunos factores como la temperatura del recinto, el tipo de actividad que se encuentren realizando, el tipo de vestimenta de la persona y su tamaño. Para poder estimar el calor disipado por una persona, se puede utilizar la ecuación 9, donde t es la temperatura en °C a la que se encontrará el interior del espacio refrigerado.

$$q_p = 272 - 6t \quad (9)$$

En el caso en que entren y salgan muchas personas en muy poco tiempo, el valor estimado por la ecuación 9 debe ser ajustado multiplicando el valor obtenido en la ecuación 9 por 1,25.

3.7.4. Carga térmica de equipos relacionados.

Dentro de las ganancias de calor que se presentan por equipos relacionados al sistema de refrigeración se encuentran las siguientes:

- a. Motor del ventilador del evaporador, en el caso de que se utilice una circulación de aire forzado.
- b. Recalentamiento, donde el control de humedad es parte de la refrigeración.
- c. El calor de descongelación del evaporador, en los casos en que este opere por debajo de los 0°C y deba ser descongelado periódicamente, independientemente de la temperatura ambiente.

El calor en el motor del ventilador debe ser calculado bajo el consumo de energía eléctrica dentro del tiempo real de operación. En los motores de hélice se extiende su rango de potencia de operación, esto sucede porque se encuentran dentro del trayecto del dardo de aire frío. Por ejemplo, el motor de un ventilador que opera en un recinto refrigerado a una temperatura de -23 °C, opera satisfactoriamente con una sobrecarga del 25% de su valor de potencia nominal.

Estos motores en general funcionan continuamente, a excepción de los periodos en los que se da la etapa de descongelación, o en casos en que se instale un control de temperatura que genera ciclos de encendido y apagado, lo cual puede permitir un ahorro de energía.

En referencia a la etapa de descongelación, solo una pequeña parte del calor es absorbida por el refrigerante y el resto se añade al espacio refrigerado. Con lo anterior, es importante distinguir cuáles fuentes de calor deben considerarse a la hora de calcular la carga térmica y cuáles son absorbidas por el refrigerante. A la hora de calcular la carga térmica, comúnmente no se toma en cuenta la etapa de descongelación, esto debido a que se contempla dentro del factor de seguridad del 10% que se recomienda por parte de ASHRAE.

3.7.5. Carga térmica por infiltración de aire

La carga térmica generada por los equipos relacionados al sistema de refrigeración junto con la que se obtiene por infiltración de aire, generalmente representa la mitad o más de la mitad de la carga térmica total de muchos espacios refrigerados.

Las infiltraciones de aire ocurren con frecuencia a causa de la diferencia de densidades entre recintos, tal como se muestra en las figuras 35 y 36. En un caso común en el que la masa de aire que fluye hacia adentro iguala a la masa que fluye hacia afuera, menos la humedad condensada, la habitación debe ser sellada, excepto en la apertura en cuestión. Si el espacio refrigerado no se encuentra sellado, el aire puede fluir a través de la puerta.

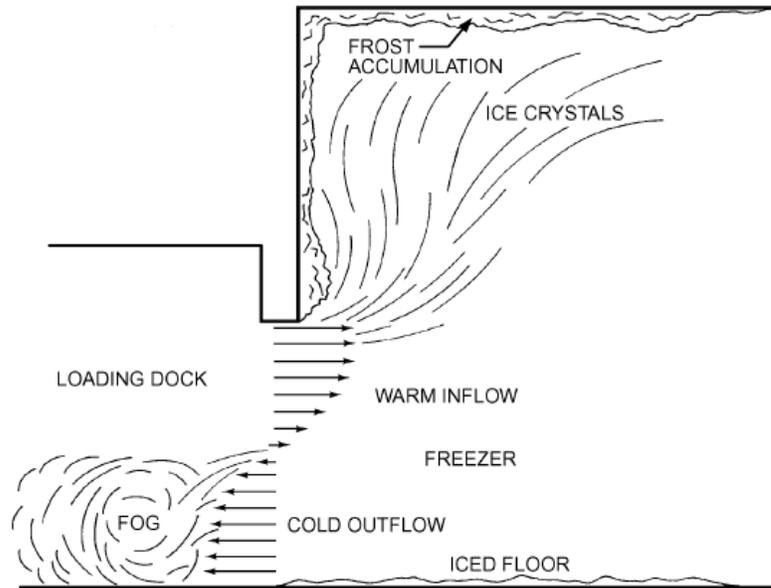


Figura 35. Masas de aire frío y caliente fluyendo a través de una puerta típica de refrigeración.

Fuente: ASHRAE, Refrigeration Handbook (SI), 2010.

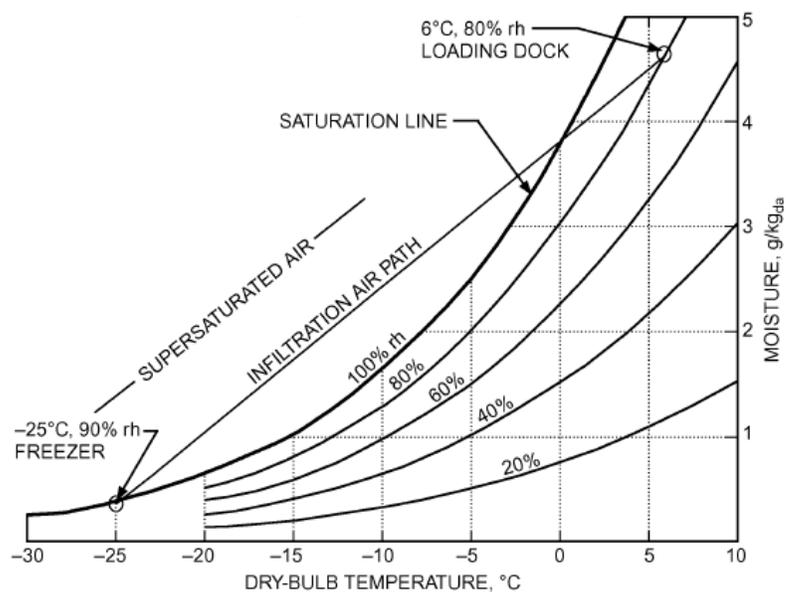


Figura 36. Carta psicrométrica para aire que fluye a través de un congelador.

Fuente: ASHRAE, Refrigeration Handbook (SI), 2010.

El calor ganado por el aire que ingresa a través de las puertas se puede estimar utilizando la siguiente ecuación:

$$q_t = qD_tD_f(1 - E) \quad (10)$$

Donde

q_t = Ganancia de calor promedio en 24 horas o en otro periodo de tiempo, (kW).

q = Carga de refrigeración latente y sensible para un flujo completamente establecido, (kW).

D_t = Factor de tiempo de puerta abierta.

D_f = Factor de flujo de entrada.

E = Eficacia de los dispositivos de protección de la puerta.

ASHRAE Refrigeration Handbook (2010) muestra la siguiente ecuación de Gosney y Olama (1975), la cual permite calcular el valor de la carga de refrigeración latente y sensible para un flujo completamente establecido.

$$q = 0,221A(h_i - h_r)\rho_r \left(1 - \frac{\rho_i}{\rho_r}\right)^{0,5} (gH)^{0,5} F_m \quad (11)$$

Donde

q = Carga de calor sensible y latente, (kW).

A = Área de la entrada, (m²).

h_i = Entalpía del aire de infiltración, (kJ/kg).

h_r = Entalpía del aire refrigerado, (kJ/kg).

ρ_i = Densidad del aire de infiltración, (kg/m³).

ρ_r = Densidad del aire refrigerado, (kg/m³).

g = Constante de gravedad (32.174 m/s²).

H = Altura de puerta (m).

F_m = Factor de densidad.

Para calcular el factor de densidad se utiliza la siguiente ecuación:

$$F_m = \left(\frac{2}{1 + \left(\frac{\rho_i}{\rho_r} \right)^{\frac{1}{3}}} \right)^{1,5} \quad (12)$$

Para calcular el factor de tiempo por puerta abierta se utiliza la siguiente ecuación:

$$D_t = \frac{(P\theta_p + 60\theta_o)}{3600\theta_d} \quad (13)$$

Donde

D_t = Factor de tiempo de puerta abierta.

P = Número de puertas de la cámara.

θ_p = Tiempo de apertura de puerta, en segundos por pasaje.

θ_o = Tiempo que la puerta simplemente se mantiene abierta, en minutos.

θ_d = Periodo diario u otro, en horas.

El valor habitual para θ_p para puertas convencionales oscila entre 15-25 segundos por pasaje. El tiempo para las puertas de alta velocidad va de 5-10 segundos, aunque podría ser tan bajo como 3 segundos. El tiempo θ_o y θ_d debe ser suministrado por el usuario del recinto.

Según ASHRAE Refrigeration Handbook (2010), Hendrix et al. (1989) encontró que el flujo en estado estacionario se comienza a establecer a los 3 segundos después de que la puerta se abre. Este hecho se puede utilizar para reducir el valor de θ_p en la ecuación 13, especialmente en el caso de puertas de alta velocidad, ya que esto podría reducir significativamente la infiltración de aire.

El factor de flujo de entrada D_f que aparece en la ecuación 10, es la relación de cambio real del aire en un flujo permanente establecido. El flujo permanente se produce solo en un caso inusual de que una puerta esté completamente abierta a una sala grande o al aire libre, y cuando la sala de frío no se vea obstaculizada por obstrucciones. En estas condiciones el factor D_f se considera como 1,0.

Según Hendrix et al. (1989), en el ASHRAE Refrigeration Handbook, (2010), un factor de flujo D_f de 0.8 es conservador para una diferencia de temperatura de 16 K cuando el tráfico del flujo de entrada iguala al de salida a través de puertas de funcionamiento rápido. Un factor de flujo de 1.1 es relacionado con diferencias de temperatura de 7 y 10 K. Con base en estos resultados, el factor de flujo recomendado para puertas accionadas cíclicamente con las diferencias de temperatura inferior a 11 °C es de 1,1, y el factor de flujo recomendado para mayores diferenciales es de 0,8.

La eficacia de los dispositivos de protección en la puerta abierta "E" es de 0.95 o superior para cuando hay uso de cortinas que se acaban de instalar. Sin embargo, dependiendo del nivel de tráfico y el mantenimiento, rápidamente E puede disminuir a 0,8 en las puertas de un congelador y 0.85 en otro tipo de puertas. Los vestíbulos para prevenir flujos con las cortinas plásticas tienen una eficacia que oscila entre 0,95 y 0,85 para congeladores y entre 0,95 y 0,90 para otras puertas. La efectividad de cortinas de aire varía de muy pobre a más de 0,7. Para una puerta totalmente abierta, sin dispositivos, $E = 0$ en la ecuación 8.

Capítulo 4. Diseño del sistema de refrigeración a proponer

4.1. Diseño de la cámara de refrigeración

El diseño propuesto de una nueva cámara de refrigeración pretende ofrecer una posibilidad a la empresa, para que se dejen de utilizar los contenedores como recintos refrigerados para el almacenamiento de producto. El alcance que tiene este diseño es a nivel electromecánico y de diseño de piso. A nivel estructural, se investigó con ayuda de un ingeniero civil y una compañía constructora el tipo de estructura que se requiere para instalar la cámara, con el fin de proponer un diseño lo más completo posible. Además a nivel de aislamiento (paneles de refrigeración), puertas, marcos y demás accesorios, en adición de la investigación realizada, se solicitó asesoría y la cotización de la obra a una compañía especializada en instalaciones frigoríficas.

4.1.1. Estructura de la cámara de refrigeración

La cámara propuesta tiene como dimensiones 15 metros de largo, 13 metros de ancho y 6 metros de altura. La estructura de la cámara se debe montar sobre un muro de contención, el cual lleva en su interior las capas de aislamiento de piso.

A nivel estructural lo que se define inicialmente es levantar un muro de contención de 1,30 de altura. El objetivo de este es nivelar la cámara para que alcance la altura a la que se encuentra el piso de la planta y la altura del andén de carga que está en la precámara, con esto se logra evitar el uso de rampas.

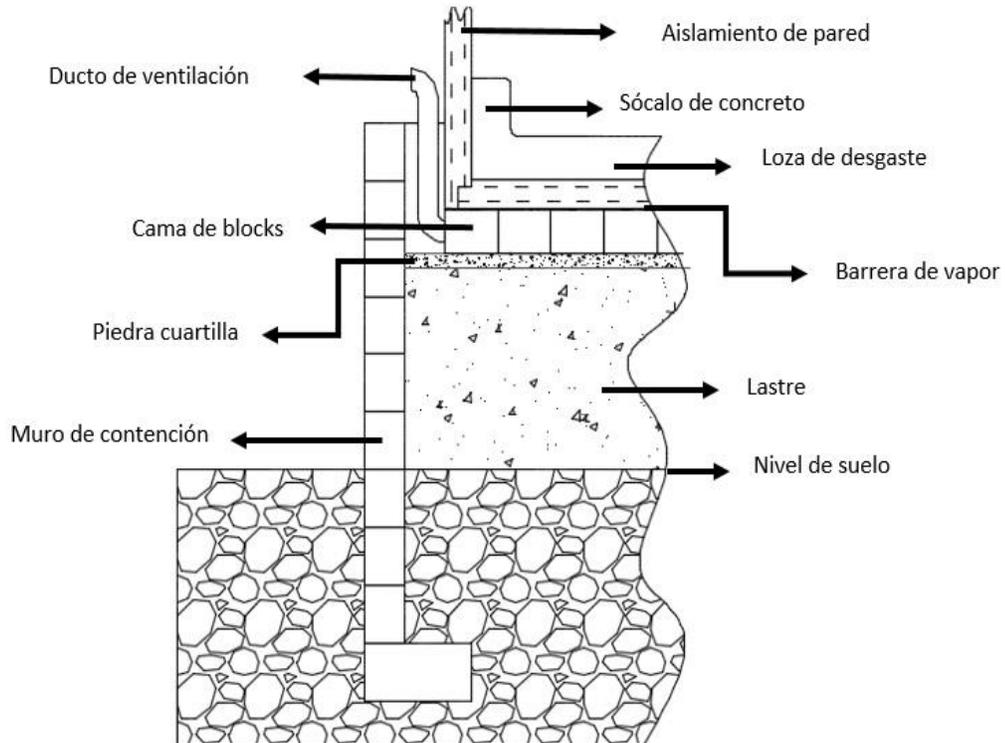
Con este mismo muro, se aprovecha para levantar las capas del piso de la cámara. El diseño del piso es una parte a la que se le debe prestar atención en el diseño, ya que un piso mal diseñado provocará daños estructurales a futuro y el aporte de cargas térmicas adicionales al sistema.

Para el diseño del piso se utilizan varias capas con distintos materiales, empezando desde la parte inferior a la parte superior. A partir de donde comienza el muro de contención desde el nivel del suelo, se agrega lastre (ripio) hasta a una altura de 70 cm, luego del lastre se debe agregar una capa de 5 cm de piedra cuartilla, la cual dará uniformidad a la superficie.

Luego de levantar la superficie con piedra cuartilla, se agrega una cama de blocks de concreto ahuecados acostados, dentro de la cual se instalarán los ductos de ventilación de la cámara. Esta parte es muy importante, debido a que una cámara que trabaje en temperaturas menores a los 0°C y no tenga ventilación, a futuro su piso tenderá a levantarse a causa de la formación de bloques de hielo de bajo del piso. Esta cama de blocks posee una altura de 15 cm.

Por encima de la cama de blocks, se coloca un plástico que la cubrirá toda, sobre este se agrega una sustancia conocida como brea, la cual actuará como barrera de vapor, evitando que el agua infiltre el aislamiento del piso. Esto puede ocasionar pérdida de las propiedades aislantes de este y el aumento de carga térmica de la cámara. El espesor de esta capa de brea se considera despreciable, ya que es menor a un 1 cm.

Posteriormente a la colocación de la brea, se colocará una capa de panel de refrigeración de poliuretano de 10 cm de espesor, la cual tiene como objetivo aislar térmicamente el piso del recinto refrigerado. Finalmente, sobre el panel se coloca una capa de concreto conocida como loza de desgaste, la cual tiene un espesor de 15cm, junto a la loza se coloca el sócalo de concreto, el cual sirve de sostén y protección a la pared hecha con panel de refrigeración. Es importante aclarar que recién se haya realizado la chorrea de la loza de desgaste, esta debe lujarse, ya que cualquier repello que se haga de manera adicional se llegará a fracturar a bajas temperaturas. A continuación se presenta el diagrama del aislamiento de piso:



Autodesk, AutoCAD versión 2015

Figura 37. Diagrama del detalle de las capas del aislamiento del piso.

Fuente: Elaboración propia, 2015.

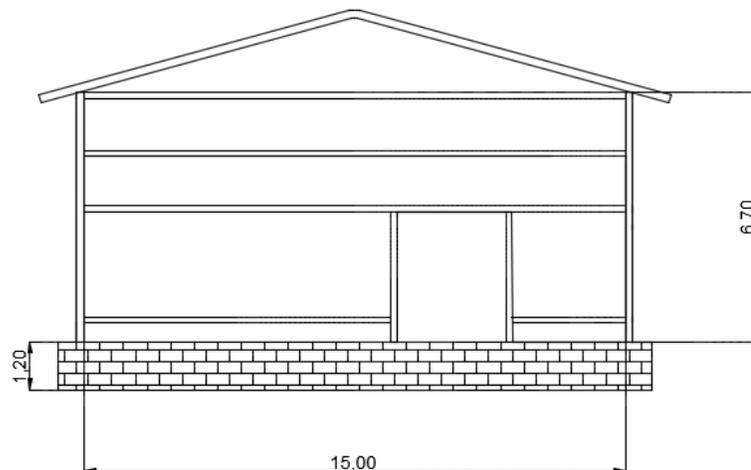
Para el diseño de la estructura de la cámara, se pidió asesoría a la compañía que realiza los trabajos estructurales dentro de la empresa, la cual se llama “Checo le construye”. Esta compañía cuenta con la asesoría del ingeniero Civil Ronny Sánchez Tames, el cual brindó algunas recomendaciones para la propuesta de la estructura.

La estructura a proponer contará con cuatro soportes en los extremos del rectángulo que describe perimetralmente la cámara, estos soportes serán vigas de tipo H en Hierro negro, las cuales tienen 20 cm de ancho, 11 mm de espesor y 6,70 m de alto. Estos soportes irán soldados a una placa que será atornillada a pedestales de concreto que se encuentran en los extremos.

Se propone un diseño que incluya techo, ya que según lo que se investigó, al evitar que el panel del techo no se encuentre a la intemperie, se consigue alargar su vida útil. Además de esto, transversalmente a los cuatro soportes principales se colocarán vigas de hierro negro de 10 cm de ancho por 15 cm de largo, las cuales conectarán los extremos de los soportes, con el fin de que sirvan como soporte y anclaje de los paneles de refrigeración que conforman la pared de la cámara.

El techo de la estructura, además de proteger los paneles que conforman el techo de la cámara, servirá como elemento para anclar y soportar los paneles de techo, con lo cual se da mayor firmeza a estos y se evita también que tiendan a pandearse. Finalmente, para la instalación del marco de la puerta, se colocan dos vigas del mismo tipo de las colocadas para anclar el panel de las paredes, las cuales darán forma al marco de la puerta de la cámara.

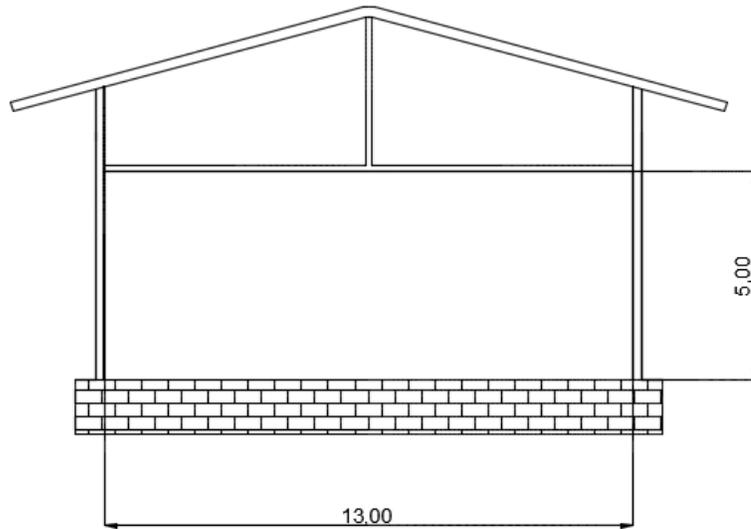
A continuación se presenta un diagrama sencillo de cómo se vería la estructura de la cámara a proponer:



Autodesk, AutoCAD versión 2015.

Figura 38. Vista frontal de la estructura a proponer de la cámara de refrigeración (no está a escala, unidades en metros).

Fuente: Elaboración propia, 2015.



Autodesk, AutoCAD versión 2015.

Figura 39. Vista lateral de la estructura a proponer de la cámara de refrigeración (No está a escala, unidades en metros).

Fuente: Elaboración propia, 2015.

Con respecto a los materiales de la cámara tanto para paredes como para el piso y el techo, se propone utilizar panel de refrigeración de poliuretano de 10 cm, así mismo se usará este tipo de panel para la puerta de la cámara. La puerta tiene dimensiones de 2,50 m x 2,70 m y se propone de tipo corrediza. Las marcas y los demás detalles del panel de refrigeración se adjuntan en el anexo 3.

4.1.2. Requerimientos de la cámara de refrigeración

El producto luego de ser procesado ingresa al IQF para ser congelado, con lo cual sale a una temperatura de $-12\text{ }^{\circ}\text{C}$, temperatura a la cual ingresa el producto a la cámara de refrigeración. Para un almacenamiento adecuado del producto de la empresa, debe encontrarse en la cámara a una temperatura de $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$ ²⁸.

²⁸ Información brindada por el señor Nelson Blanco Gómez, Gerente de Producción de la empresa Caminos del Sol S.A.

4.1.3. Estimación de la carga térmica de refrigeración

Para la determinación de la carga térmica de la cámara de refrigeración, se utilizó el procedimiento que propone ASHRAE en ASHRAE Refrigeration Handbook (SI), 2010, el cual se explicó en la sección 3.7 del presente proyecto.

Para el cálculo se inicia con la estimación de la carga térmica debida a la transmisión a través de las paredes, el piso y el techo. Para este caso, se toman en cuenta los factores de corrección a causa de la exposición al sol, en las paredes sur y este, además se toma el factor de corrección correspondiente para el valor de la conductancia de la pared exterior h_o en las paredes sur y este, debido a que estas en ocasiones se encuentran expuestas a vientos superiores a los 25 km/h. Como resultados de la carga térmica por transmisión se obtuvieron los siguientes:

Tabla 4. Resultados de la carga Térmica por transmisión.

Secciones de la cámara	Carga Térmica (kW)
Pared-ESTE	0,87
Pared-OESTE	0,79
Pared-NORTE	0,70
Pared-SUR	0,77
Techo	1,84
Piso	1,65
TOTAL	6,63

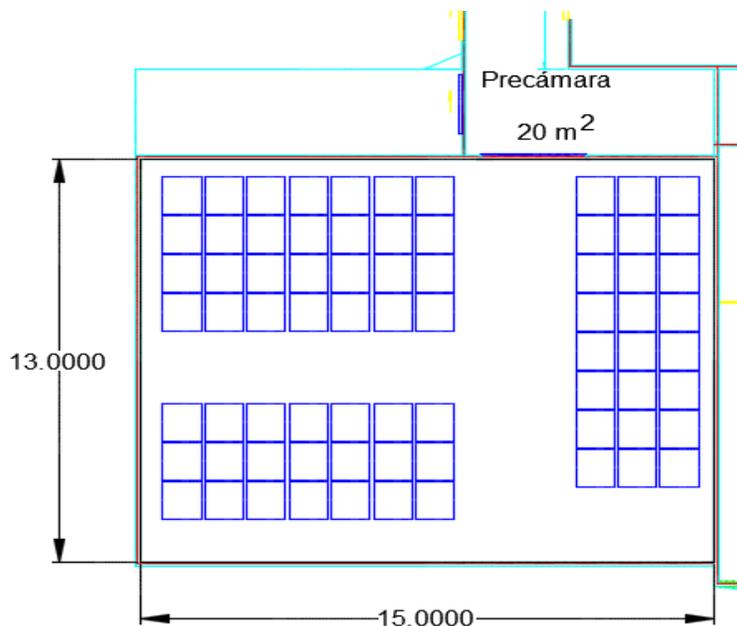
Microsoft Office Excel 2010.

Fuente: Elaboración propia, 2015.

Para el cálculo de la carga térmica generada por el producto, se debe estimar la cantidad de producto que se va a albergar dentro la cámara. Para el diseño de esta cámara, el área que posee internamente tiene espacio para albergar 73 tarimas de medidas estándar (1 x 1,2 m) con producto en un solo nivel.

La cantidad de tarimas se determinó con el espacio restante luego de quitar el espacio que se debe contemplar para el paso de personas y el montacargas, así como el espacio que debe haber entre las paredes y el producto (60 cm), el espacio que se debe de dejar para la instalación de los evaporadores (1,35 m), y un pequeño espacio entre tarimas de 15 cm. Al tener una altura en el recinto de 6 metros, se pueden establecer 3 niveles de tarimas mediante la utilización de racks²⁹, con lo cual la cantidad total de tarimas sería de 219 tarimas.

Cada tarima contiene 100 cajas de producto, las cuales tienen un peso de 10,78 kg³⁰ cada una. De lo anterior se obtiene que la cantidad de producto que se puede almacenar en la cámara es de 236 082 kg, los cuales para poder ingresar a la cámara requieren de 9,5 días para ser elaborados, con lo cual se tiene una relación de 25 000 kg producidos por día.



Autodesk, AutoCAD versión 2015.

Figura 40. Distribución de las tarimas con producto dentro de la cámara.

Fuente: Elaboración propia, 2015.

²⁹ Dispositivo metálico utilizado para el almacenamiento de producto, en distintos niveles o pisos.

³⁰ Información brindada por el señor Nelson Blanco Gómez, Gerente de Producción de la empresa Caminos del Sol S.A.

Conociendo la razón de la cantidad de kilogramos por día, se puede calcular la carga térmica que aporta el producto, según lo visto en la sección 3.7.2. De acuerdo con los resultados obtenidos se obtiene lo siguiente:

Tabla 5. Resultados de la carga térmica aportada por el producto.

Carga del Producto	
Producto	PIÑA
Energía requerida por arriba del punto de fusión (kJ)	0,00
Energía requerida abajo del punto de fusión (kJ)	286500,00
Energía requerida por cambio de estado (kJ)	0,00
Energía total (kJ)	286500,00
Carga térmica del producto (kJ/h)	14325,50
Carga térmica del producto (kW)	3,98

Microsoft Office Excel 2010.

Fuente: Elaboración propia, 2015.

Posterior al cálculo de la carga térmica del producto, se calculó la carga térmica generada a causa de los cambios o infiltraciones de aire. Para este cálculo se utilizó el procedimiento que se explicó en la sección 3.7.5, y se obtienen los siguientes resultados:

Tabla 6. Resultado de la carga térmica generada por cambios de aire.

Carga debido a cambios de aire	
Volumen de la cámara (m3)	1170,00
Cambios de aire en 24h	1,77
Calor removido por cuartos de almacenamiento (kJ/m3)	131,10
Factor de corrección de cambios de aire	2,00
Factor de corrección por periodos largos de almacenamiento	1,00
Carga Térmica (kJ/h)	22671,26
Carga Térmica (kW)	6,30

Microsoft Office Excel 2010.

Fuente: Elaboración propia, 2015.

Finalmente, para calcular la carga térmica total, resta conocer las cargas misceláneas, aportadas por las personas, los equipos y la iluminación de la cámara. Para efectos del cálculo de la carga térmica de las personas, se asumió en función al comportamiento que se tiene en las dos cámaras ya existentes, en donde se encontrarán 6 personas trabajando dentro de la cámara.

Por otra parte respecto a los equipos, se toma en cuenta la carga térmica disipada por los motores de los evaporadores y el calor generado por el montacargas que funciona con gas durante un lapso de 4 horas. Con respecto a la iluminación, se utiliza un factor de 883 W/m². Se obtiene al final como resultado la siguiente información:

Tabla 7. Resultado de la carga térmica generada por equipos, personas e iluminación.

Total de cargas misceláneas	Carga total (kW)
	14,93

Microsoft Office Excel 2010.

Fuente: Elaboración propia, 2015.

Luego de considerar todos los factores que aportan calor a la carga térmica total, se procede a sumar los valores de estas cargas, obteniendo una carga total inicial. Esta carga debe considerarse para las 24 horas del día y se debe modificar su valor utilizando la cantidad de horas en que los equipos trabajaban durante un día (run-time), que para efectos de este proyecto, se asignó un valor de 18 horas. Aunque se puede usar un valor menor como 16 horas, para efectos de los productos de la empresa se puede manejar un lapso de funcionamiento mayor, el cual implica una pequeña disminución en el valor de la carga térmica total final. Seguidamente al obtener este nuevo valor de carga térmica, se debe multiplicar por el factor de seguridad, al cual se le asignó el valor del 10%, ya que es el que recomienda ASHRAE.

Luego de obtener el producto del valor de la carga térmica por el factor de seguridad, se obtiene el valor de la carga térmica total final. A continuación se adjunta la tabla con los resultados finales. Las hojas de cálculo con todo el procedimiento utilizado para estos cálculos de la carga térmica se encuentran en el apéndice.

Tabla 8. Resultado de la carga térmica total.

RESULTADOS	
Carga Térmica	Valor
Carga Térmica por transmisión (kW)	6,63
Carga Térmica por producto (kW)	3,98
Carga Térmica por cambios de aire (kW)	6,30
Carga Térmica por cargas misceláneas (kW)	14,93
Carga Térmica TOTAL (kW)	31,84
Run-time (h)	18
Carga Térmica con el Run-time (kW)	42,45
Carga Térmica final con Factor de Seguridad (10%) (kW)	46,70

Microsoft Office Excel 2010.

Fuente: Elaboración propia, 2015.

Además del cálculo que se realizó de la carga térmica de forma manual, mediante la hoja de cálculo de Excel se corroboró el resultado, utilizando el software Cold Solutions Release 3.2 Professional Boxload de la marca Heatcraft. Esto únicamente para la estimación de la carga térmica para la nueva cámara de refrigeración. Dicha muestra se encuentra adjunta en la sección de apéndices.

Adicionalmente a la estimación de la carga térmica para la nueva cámara de refrigeración, se realizó una estimación de las cargas térmicas de las dos cámaras ya existentes, esto con el objetivo de dimensionar la magnitud del sistema que se pretende diseñar en función de las cargas térmicas de las 3 cámaras. A continuación se muestran los resultados obtenidos de la carga térmica para las restantes dos cámaras.

Tabla 9. Resultados de la carga térmica de la cámara de refrigeración 1.

RESULTADOS	
Carga Térmica	Valor
Carga Térmica por transmisión (kW)	5,14
Carga Térmica por producto (kW)	5,86
Carga Térmica por cambios de aire (kW)	4,99
Carga Térmica por cargas misceláneas (kW)	13,98
Carga Térmica TOTAL (kW)	29,97
Run-time (h)	18
Carga Térmica con el Run-time (kW)	39,96
Carga Térmica final con Factor de Seguridad (10%) (kW)	43,96

Microsoft Office Excel 2010.

Fuente: Elaboración propia, 2015.

Tabla 10. Resultados de la carga térmica de la cámara de refrigeración 2.

RESULTADOS	
Carga Térmica	Valor
Carga Térmica por transmisión (kW)	2,62
Carga Térmica por producto (kW)	2,87
Carga Térmica por cambios de aire (kW)	3,35
Carga Térmica por cargas misceláneas (kW)	6,33
Carga Térmica TOTAL (kW)	15,16
Run-time (h)	18
Carga Térmica con el Run-time (kW)	20,21
Carga Térmica final con Factor de Seguridad (10%) (kW)	22,23

Microsoft Office Excel 2010.

Fuente: Elaboración propia, 2015.

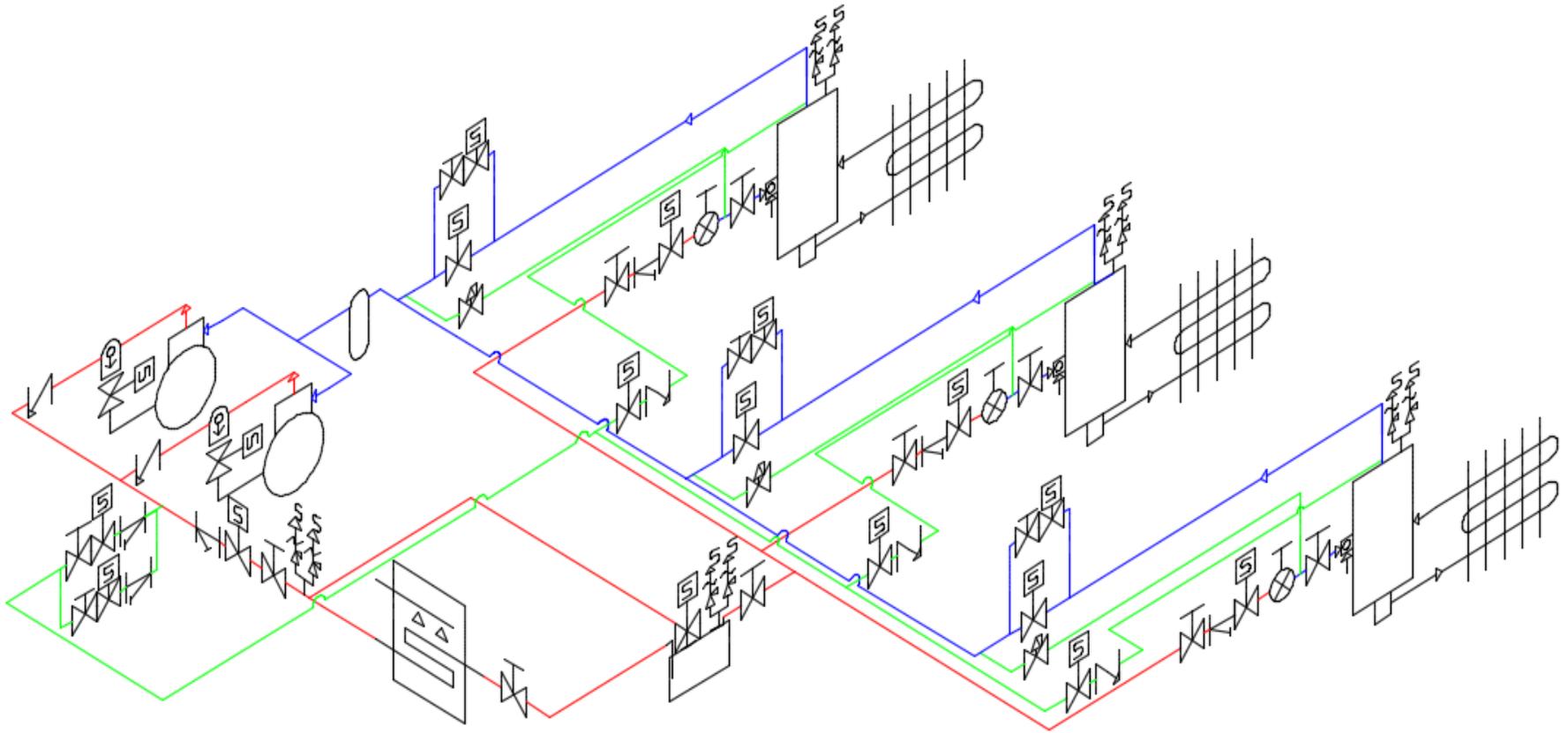
4.1.4. Diseño de un sistema de refrigeración centralizado

El diseño a proponer para el sistema de las 3 cámaras de refrigeración de la empresa Caminos del Sol S.A. es un sistema centralizado, en el cual un solo grupo de equipos se encargará de realizar el ciclo de compresión para las 3 cámaras de refrigeración. Es decir, el refrigerante que sale de cada uno de los evaporadores de las 3 cámaras converge a una sola línea de succión que va hacia el compresor (pueden ser varios compresores, según se ajusten a las necesidades del diseño).

Posterior al proceso de compresión, el refrigerante a alta presión es desplazado al condensador y de allí se almacena al recipiente de líquido de alta presión para, posteriormente, distribuirse a través de cada uno de los evaporadores de cada una de las cámaras. Este diseño se facilita ante el hecho de que las tres cámaras trabajan bajo las mismas condiciones de temperatura. Tanto la evaporación y condensación así como la temperatura de los recintos es la misma, con lo cual lo único que varía entre las cámaras es la carga térmica que se debe extraer.

Para este diseño el refrigerante que se seleccionó fue amoníaco anhidro (NH_3), el cual además de ser un refrigerante natural que no deteriora la capa de ozono directamente, posee el mayor efecto refrigerante. Además al utilizarlo se valoró la posibilidad de utilizar una serie de equipos usados que la empresa mantiene en bodega y que funcionan con amoníaco.

Dentro del diseño a implementar, para que los productos se mantengan en buenas condiciones, se utilizará una temperatura de diseño de $-18\text{ }^\circ\text{C}$. Además según lo investigado respecto al sistema de refrigeración se utilizará un diferencial de temperatura entre la temperatura del recinto y la temperatura de evaporación de $5\text{ }^\circ\text{C}$, con lo cual la temperatura de evaporación será de $-23\text{ }^\circ\text{C}$. Por otra parte, la temperatura ambiente de la zona no sobrepasa los $25\text{ }^\circ\text{C}$, con lo cual se propone una temperatura de condensación de $30\text{ }^\circ\text{C}$. A continuación se muestra a través de un diagrama unifilar en forma de isométrico el sistema a proponer.



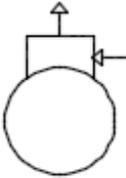
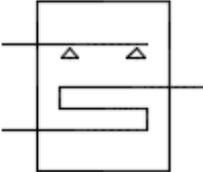
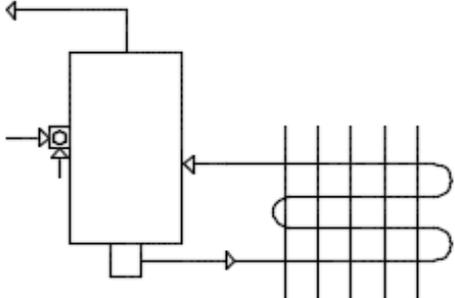
Autodesk, AutoCAD versión 2015.

Figura 41. Diagrama del sistema de refrigeración propuesto (no está a escala).

Fuente: Elaboración propia, 2015.

En el diagrama mostrado en la figura 41 aparecen 3 líneas de tuberías de distintos colores. La línea de color azul representa las tuberías de baja presión, la línea de color rojo representa las tuberías de alta presión, y la línea de color verde representa las tuberías para realizar descongelamiento mediante gas caliente.

La simbología utilizada para el diagrama unifilar fue tomada del ASHRAE Fundamentals del año 2001. A continuación se adjunta el significado de la simbología utilizada.

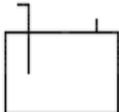
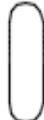
	<p>Compresor reciprocante</p>
	<p>Condensador evaporativo</p>
	<p>Evaporador con sistema de alimentación inundado</p>

Autodesk, AutoCAD versión 2015.

Figura 42. Simbología para equipos de refrigeración según ASHRAE.

Fuente: Elaboración propia, 2015.

En la figura 42 se muestra la simbología para lo que son los equipos principales del sistema, los cuales son los elementos más importantes para que se pueda dar el ciclo de refrigeración.

	Recibidor de líquido de alta presión
	Trampa de líquido en línea de succión
	Separador de aceite
	Válvula de expansión manual
	Válvula solenoide
	Válvula de paso (tipo globo)
	Filtro
	Válvula de seguridad
	Válvula check de compuerta abatible
	Válvula reguladora de alivio

Autodesk, AutoCAD versión 2015.

Figura 43. Simbología de elementos auxiliares y accesorios de refrigeración según ASHRAE.

Fuente: Elaboración propia, 2015.

Es importante aclarar que el diagrama de la figura 41 no indica los tramos reales de tuberías, esto debido a que para mejor comprensión del sistema lo importante es mostrar cómo se conectan todos los elementos del sistema. Además, por políticas de privacidad, la empresa no permitió la presentación de los planos de las instalaciones electromecánicas y estructurales.

4.1.5. Selección de los equipos y accesorios a utilizar

Para la realización de esta sección, se trató de utilizar la mayor cantidad de elementos posibles de los que se tienen en bodega en la empresa, y los que no se lograron aprovechar, se buscaron en distintos catálogos tanto en línea como en el mercado local.

4.1.5.1. Selección de los compresores

En la selección del compresor, se buscó aprovechar dos compresores de la marca Vilter de la serie 444, los cuales que se encuentran en la bodega de equipos de la empresa. Estos equipos son usados, sin embargo cuando se llevaron a la empresa los equipos fueron revisados y se hizo cambio de todas las partes que así lo requerían, en síntesis, los equipos pasaron por un proceso de “overhaul”.

Para determinar si los compresores podían funcionar para el diseño propuesto, se procedió a buscar el catálogo en línea de estos compresores. Lo anterior con el objetivo de verificar si podían manejar la carga térmica del sistema bajo las condiciones de diseño requeridas.

Para efectos de este diseño se propone que el proceso de compresión se realice mediante dos compresores y no a través de un compresor. Esto primeramente para aprovechar los equipos que posee la empresa, además de que por cuestiones de llevar a cabo el mantenimiento y reparación es mejor tener varios equipos pequeños que un único equipos robusto. Así también que el uso de varios compresores permite que en caso de daño de uno el sistema pueda seguir trabajando, aunque no sea al 100% de su capacidad.

La carga térmica que los compresores deben manejar en total es de 112,89 kW, con lo cual cada compresor deberá manejar la mitad de esta capacidad, es decir 56,445 kW. Según el catálogo, un compresor Vilter 444, para una temperatura de evaporación de -23°C y una temperatura de condensación de 30°C , puede manejar una carga de 69,99 kW (luego de hacer la conversión de toneladas de refrigeración a kW) a 1200 revoluciones por minuto (rpm) y con una potencia al freno de 28,12 kW cada uno.

De lo anterior se puede concluir que ambos pueden manejar fácilmente la carga del sistema propuesto. Se puede también bajar las revoluciones por minuto del compresor a 1000 rpm, y estos pueden manejar una carga térmica de 58,325 kW, valor que sigue siendo mayor a la carga térmica del sistema diseñado.

Cada compresor viene con un motor de 50 hp que es conectado a través de polea y banda. Cada compresor posee sus válvulas en la entrada y la salida, así como la trampa de aceite y su respectivo arrancador. La demostración de la verificación realizada en el catálogo se adjunta en el anexo 4.



Figura 44. Compresor Vilter 444 de 50 hp.

Fuente: Extraída de la página web de compresores Vilter, disponible en la dirección:
<http://www.vilter.net/VMC440-245p.JPG>

4.1.5.2. Selección del condensador

Para el cálculo del tamaño que requiere el condensador, se necesita conocer tanto la carga térmica del sistema como el calor de compresión, el cual aporta el compresor al realizar el ciclo de compresión. El condensador debe ser capaz de extraer el calor generado por las dos cargas anteriormente mencionadas. Para efectos de este diseño se propone utilizar un condensador evaporativo, el cual al tener dos medios que realizan transferencia de calor, permite una mayor extracción de carga térmica del sistema.

El condensador no está dentro de los elementos que se tienen en bodega en la empresa, por lo cual se busca seleccionar uno nuevo disponible en el mercado, el cual cuente con la capacidad para trabajar en el diseño del sistema de refrigeración a implementar. Dicho condensador es de la marca EVAPCO.

Dentro de los valores requeridos para la selección, se necesita conocer también la temperatura de bulbo húmedo del lugar, para lo cual en el tiempo que se estuvo laborando en la empresa se realizaron mediciones de la temperatura. Así se obtuvo que la temperatura oscila entre los 25°C y los 14°C, con lo cual se obtiene una temperatura promedio de 19°C aproximadamente.

Para este valor, y tomando un valor de humedad del 60% brindado por el Instituto Meteorológico Nacional, se procede a obtener el valor de la temperatura de bulbo húmedo mediante el uso de la carta psicrométrica, de la cual se obtiene un valor de aproximadamente 14 °C. La demostración de la estimación de la temperatura de bulbo húmedo se encuentra en el anexo 5.

El calor total de rechazo que debe extraer el compresor del sistema a proponer es el siguiente:

Carga térmica: 139,89 kW

Calor de compresión: 56,24 kW

Calor total de rechazo: $(139,89+56,24)$ kW = 196,13 kW

Posterior al cálculo del calor total de rechazo, este valor debe corregirse por un factor de temperatura de bulbo húmedo, para el cual se requirió el uso de interpolación doble. Dicho procedimiento se muestra en el anexo 6.

El factor de corrección obtenido para una temperatura de bulbo húmedo de 14 °C es de 1,11. Finalmente, para determinar el calor total de rechazo real del condensador se realiza el producto entre el calor total de rechazo inicial y el factor de corrección por temperatura de bulbo húmedo.

Calor total de rechazo real: $(196,13 \times 1,11)$ kW

Calor total de rechazo real: 217,70 kW.

Luego conocer el calor total real de rechazo, se procede a verificar el modelo del condensador que se ajuste al valor estimado en el cálculo anterior. Al tomar en cuenta la carga térmica, se tomó en cuenta la carga que podían manejar los compresores Vilter 444, ya que no se aprovecharía toda la capacidad del compresor si se selecciona el condensador para un valor de carga térmica inferior a la máxima capacidad del compresor.

Teniendo en cuenta lo anterior, se escoge el modelo del condensador EVAPCO ATC-50E-1g, el cual tiene una capacidad de 215 kW. Aunque es un valor menor al valor obtenido, puede manejar el calor total de rechazo real con el valor de carga térmica actual, que es de 112,89 kW.



Figura 45. Condensador evaporativo EVAPCO ATC-50E -1g.

Fuente: Disponible en la página web de condensadores Evapco, disponible en la dirección: http://www.evapco.com/sites/evapco.com/files/product_images/atc-e.jpg

4.1.5.3. Selección de los evaporadores

Para la selección de los evaporadores, deben considerarse algunos factores para una correcta selección, los cuales son: la carga térmica generada dentro del recinto a refrigerar, el diferencial de temperatura entre la temperatura interna de la cámara y la temperatura de evaporación del refrigerante (Δt), la humedad en caso de que afecte la conservación de los productos (la humedad no afecta en el caso de productos congelados), la relación de aletas por pulgada³¹ y la distribución que se quiera dar al equipo. Esto determinará si la carga la manejará un evaporador o varios evaporadores.

Los evaporadores en este caso se encuentran dentro de los elementos que se mantienen en bodega, con lo cual se procede a valorar si de los evaporadores existentes se pueden tomar todos o algunos para el diseño a proponer.

³¹ Aunque este trabajo se basa en unidades del sistema internacional, el catálogo de los evaporadores se encuentra con unidades del sistema inglés, sin embargo los resultados se darán en unidades del SI.

Para efectos de este diseño, el Δt es de 5 °C, la distancia entre aletas por ser un diseño de baja temperatura es de 4 aletas por pulgada, con respecto a la distribución de los evaporadores. Se propone colocar los evaporadores lo más alejados de la puerta de cada una de las cámaras. Al cambiar el diseño del sistema de refrigerante R-507 a R-717, los evaporadores existentes en las dos cámaras actuales deben sustituirse.

Para la cámara nueva, que es parte del sistema propuesto, se tiene una carga térmica de 46,70 kW, se tienen dos evaporadores disponibles para baja temperatura con 4 aletas por pulgada, poseen dimensiones de 5 metros de largo por 1 metro de alto y 1 metro de ancho. Cada evaporador bajo un Δt de 5°C tiene una capacidad de 24,1 kW, con lo cual juntos tienen una capacidad de 48,2 kW. Esto es un poco mayor al valor de carga térmica de la cámara, con lo cual se pueden utilizar. Cada evaporador posee cuatro abanicos y se pretende distribuirlos de forma tal que abarquen con el dardo de aire la mayor sección transversal posible del recinto. El modelo del evaporador a utilizar es EVAPCO SSTMA4-2846E0025C1KA.

Para la cámara 1, que es la más antigua, la carga térmica es de 43,96 kW. Se utilizan las mismas condiciones de los evaporadores de la cámara nueva, con lo cual se propone utilizar también dos evaporadores EVAPCO SSTMA4-2846E0025C1KA. Finalmente, para la cámara 2, la carga térmica es de 22,23 kW, se utiliza también un Δt de 5 °C, con 4 aletas por pulgada por ser baja temperatura. Para las condiciones anteriores, se propone utilizar un evaporador EVAPCO SSTMA5-3544E0025C1KA, el cual es de 5 abanicos, maneja una carga de 24,75 kW y posee un tamaño de 6 metros de largo, 1 metro de alto y 1 metro de ancho.

Todos los evaporadores tienen capacidad para funcionar con sistema de alimentación inundado, además tienen capacidad de utilizar descongelamiento por resistencias o por gas caliente. Las verificaciones de cada uno de los evaporadores dentro de las fichas técnicas se encuentran en el anexo 7.

4.1.5.4. Selección de las tuberías del sistema³²

Para la selección de las tuberías en cada uno de los tramos del sistema, se utilizó el método de caída de presión, el cual muestra para un determinado diámetro de tubería la capacidad de carga térmica que puede manejar en función de la caída de presión que el diseñador elija por cada 30 metros de tubería. Para la selección de los diámetros, se establece un tramo de tubería de succión principal, el cual es a donde va a converger la succión proveniente de cada una de las cámaras del sistema. Se considera la tubería de cada una de las líneas de succión provenientes de cada una de las cámaras por aparte.

Con respecto a línea de descarga, posterior a los compresores, se toma en cuenta el tramo de descarga de cada uno de los compresores hasta la entrada al condensador evaporativo. Se considera además el tramo que va del condensador al receptor de líquido de alta presión y posterior a este hay un tramo principal que lleva el refrigerante hacia las tres cámaras. De ahí se divide en un tramo de tubería para alimentar cada uno de los evaporadores de las cámaras.

Al seleccionar los diámetros para cada uno de los tramos, se obtiene lo siguiente:

- a. Se selecciona un diámetro de 65 mm para la tubería de la succión principal, la cual se estima tendrá una longitud de 60 metros incluyendo la longitud equivalente debido a accesorios, los cuales son 4 codos de 90°. La tubería se escoge en hierro negro con cédula 40.
- b. La tubería de succión de la cámara 1 se selecciona en un diámetro de 40 mm, se estima con una longitud de 15 metros incluyendo la longitud equivalente a accesorios, los cuales son 3 codos a 90°. La tubería se escoge en hierro negro con cédula 40.

³² Aunque este trabajo se basa en unidades del sistema internacional, la ficha técnica de las tuberías se encuentra con unidades del sistema inglés, sin embargo los resultados se darán en unidades del SI.

La succión proveniente de cada uno de los recibidores de líquido de baja presión se selecciona en 32 mm, se estima con una longitud de 2 metros incluyendo longitud equivalente por accesorios, se selecciona en hierro negro cédula 40.

- c. La tubería de succión de la cámara 2 se selecciona en un diámetro de 32 mm, se estima con una longitud de 13 metros incluyendo la longitud equivalente a accesorios los cuales son 4 codos a 90°. La tubería se escoge en hierro negro con cédula 40. La succión proveniente de cada uno de los recibidores de líquido de baja presión se selecciona en 25 mm, se estima con una longitud de 2 metros incluyendo longitud equivalente por accesorios, se selecciona en hierro negro cédula 80.
- d. La tubería de succión de la cámara 3 se selecciona en un diámetro de 40 mm, se estima con una longitud de 6 metros incluyendo la longitud equivalente a accesorios, los cuales son 4 codos a 90°. La tubería se escoge en hierro negro con cédula 40. La succión proveniente de cada uno de los recibidores de líquido de baja presión se selecciona en 32 mm, se estima con una longitud de 3 metros incluyendo longitud equivalente por accesorios, se selecciona en hierro negro cédula 80.
- e. La línea de succión que ingresa a cada compresor se dimensiona en un diámetro de 65 mm, se estima con una longitud de 1,5 metros incluyendo longitud equivalente a accesorios, los cuales son dos codos a 90°. Se selecciona en hierro negro, cédula 40.

- f. La línea de descarga que sale de cada compresor se dimensiona en 50 mm de diámetro, se estima con una longitud de 3 metros, incluyendo la longitud equivalente a causa de dos codos de 90°. Se selecciona en hierro negro cédula 40.
- g. La línea de descarga que va desde las líneas de descarga de los compresores hasta la entrada del condensador, se dimensiona en un diámetro de 50 mm. Se estima una longitud de 15 metros incluyendo longitud equivalente por pérdida de accesorios, y se selecciona en hierro negro cédula 40.
- h. La línea de descarga que va del condensador al recibidor de líquido de alta presión, se dimensiona en un diámetro de 25 mm, se estima con una longitud de 9 metros, incluyendo longitud equivalente por accesorios, se selecciona en hierro negro cédula 80.
- i. La línea principal de distribución de refrigerante líquido a alta presión, que va desde la salida del recibidor de líquido a alta presión y distribuye refrigerante a cada evaporador, se dimensiona en un diámetro de 20 mm, se estima con una longitud de 53 metros incluyendo longitud equivalente por accesorios, se selecciona en hierro negro cédula 80.
- j. Las líneas que alimentan a cada uno de los evaporadores y sobre la cual se instala el tren de expansión, se seleccionan en un diámetro de 10 mm, para la cámara 1 se estima una longitud de 17 metros incluyendo la longitud equivalente por accesorios. Para la cámara 2 se estima una longitud de 15 metros incluyendo la longitud equivalente por accesorios, y para la cámara 3, se tiene una estima de 8 metros incluyendo longitud equivalente por accesorios.

- k. Para la tubería principal de gas caliente, se selecciona considerando una capacidad frigorífica de 2,5 veces la capacidad total de todos los evaporadores del sistema, con lo cual se selecciona en un diámetro de 25 mm. Se estima con una longitud de 58 metros, incluyendo longitud equivalente por accesorios, se selecciona en hierro negro cédula 80.
- l. Las tuberías secundarias de gas caliente que alimentan directamente a cada uno de los evaporadores, se dimensionan en un diámetro de 15 mm. Se estima con una longitud de 16 metros para la cámara 1, 14 metros para la cámara 2 y 7 metros para la cámara 3, incluyendo longitudes equivalentes por accesorios. Se seleccionan en hierro negro cédula 80.
- m. Las tuberías de retorno de gas caliente a la succión se dimensionan en un diámetro menor al diámetro de alimentación de gas caliente, es decir para cámara 1, 2 y 3 se dimensiona en un diámetro de 10 mm y para la línea principal de retorno de gas caliente se selecciona un diámetro de 20 mm. Se seleccionan en hierro negro cédula 80.
- n. La tubería para ecualización entre el condensador evaporativo y el recibidor de líquido de alta presión, se selecciona en un diámetro de 25 mm, se estima con una longitud de 9 metros incluyendo longitud equivalente por accesorios.

Las tablas utilizadas para la selección de los diámetros se adjuntan el anexo 8.

4.1.5.5. Selección del acumulador de líquido de la línea de succión³³

En un sistema real de refrigeración mediante el ciclo de compresión de vapor, parte del refrigerante que viaja del evaporador hacia el compresor a través de la succión, viaja en forma de líquido. Un compresor no puede comprimir el refrigerante líquido, debido a que los líquidos son incompresibles, por esta razón en el sistema deben colocarse dispositivos que eviten la entrada de líquido al compresor, para lo cual se utiliza un acumulador de líquido en la succión.

El acumulador de succión no se encuentra dentro de los equipos que se pueden utilizar y que están almacenados en bodega, por lo cual para el diseño se requiere seleccionar y comprar uno nuevo. El elemento seleccionado pertenece a la marca Frick, modelo VA-16-84, el cual para una temperatura de evaporación de $-23\text{ }^{\circ}\text{C}$ tiene una capacidad de 141,73 kW en una etapa. Para la selección de este elemento con la recomendación del fabricante, se utiliza la temperatura de evaporación del sistema, y la magnitud de la carga térmica que circula a través de la succión. La tabla de selección de este elemento se adjunta en el anexo 9.



Figura 46. Acumulador de succión marca FRICK.

Fuente: Catálogo de acumuladores verticales Frick, disponible en el sitio web:

http://www.johnsoncontrols.com/content/dam/WWW/jci/be/industrial_refrigeration/downloads/120-500_SED_VertAccumulator_2010-07.pdf

³³ Aunque este trabajo se basa en unidades del sistema internacional, el catálogo de los acumuladores de succión se encuentra con unidades del sistema inglés, sin embargo los resultados se darán en unidades del SI.

4.1.5.6. Selección de los recibidores de líquido de baja presión³⁴

Los recibidores de líquido de baja presión son los tanques que proveen de refrigerante al evaporador de forma inundada, debido a la gravedad. Luego de que el refrigerante sale del evaporador en forma de gas, llega a la parte superior de este recibidor, donde es aspirado por la línea de succión rumbo hacia el compresor.

Cada evaporador del sistema requiere un recibidor de líquido de baja presión. Cada uno de los evaporadores que se tienen en bodega tiene la capacidad de funcionar de forma inundada, y todos son alimentados por la parte inferior. Dentro de bodega se encuentran 10 recibidores de líquido de la marca THERMATECH, los cuales para una temperatura de evaporación de $-23\text{ }^{\circ}\text{C}$ tienen una capacidad máxima de 38,6 kW, lo cual es mayor que la capacidad de cada uno de los evaporadores propuestos. Por lo anterior, se incorporará un recibidor de este tipo a cada uno de los evaporadores, con el objetivo de llevar a cabo alimentación de refrigerante de forma inundada por gravedad. El modelo de cada recibidor es el TTVS-12-4. Cada recibidor cuenta con su propio controlador de nivel del tipo boya.

4.1.5.7. Selección del recibidor de líquido de alta presión

El recibidor de líquido de alta presión es el tanque de almacenamiento del refrigerante que almacena el líquido condensado proveniente del condensador. Para poder calcular el tamaño de este tanque es necesario conocer la cantidad de refrigerante que se requiere en el sistema. Para eso es importante conocer la cantidad de líquido que se aloja en las tuberías de líquido, el condensador, los recibidores de líquido de baja presión, los evaporadores y el acumulador de succión.

³⁴ Aunque este trabajo se basa en unidades del sistema internacional, el catálogo de los recibidores de líquido de alta y baja presión se encuentra con unidades del sistema inglés, sin embargo los resultados se darán en unidades del SI.

A continuación se adjunta la cantidad de refrigerante que se almacena en cada elemento del sistema que debe ser considerado para el dimensionamiento del receptor de líquido de alta presión. Es importante destacar que para efectos de este cálculo se desprecia la línea en la que el refrigerante se encuentra en fase de gas, ya que su aporte al cálculo es despreciable.

Tabla 11. Masa de refrigerante almacenada en el sistema

Elemento	Volumen (m ³)	Densidad del líquido (kg/m ³)	Masa de refrigerante (kg)
Tubería condensador-receptor alta	0,0044	595,24	2,63
Tubería receptor de alta-distribución líquido	0,0167	595,24	9,91
Tubería líquido a Cámara1	0,0013	595,24	0,79
Tubería líquido a Cámara 2	0,0012	595,24	0,70
Tubería Líquido a cámara 3	0,0006	595,24	0,37
Tubería de equalización	0,0044	595,24	2,63
Condensador	0,1982	595,24	117,98
Evaporador 1 Cámara 1	0,0396	669,25	26,50
Evaporador 2 Cámara 1	0,0396	669,25	26,50
Evaporador Cámara 2	0,0481	669,25	18,95
Evaporador 1 Cámara 3	0,0396	669,25	26,50
Evaporador 2 Cámara 3	0,0396	669,25	26,50
receptor baja EV1 C1	0,0368	669,25	24,63
receptor baja EV2 C1	0,0368	669,25	24,63
receptor baja EV1 C2	0,0368	669,25	24,63
receptor baja EV2 C2	0,0368	669,25	24,63
receptor baja EV1 C3	0,0368	669,25	24,63
receptor baja EV2 C3	0,0368	669,25	24,63
TOTAL (kg)		420,99	

Microsoft Office Excel 2010.

Fuente: el autor, 2015.

Luego de conocer la masa total de refrigerante, se procede a buscar si el recipiente que se posee en bodega tiene capacidad para almacenar dicho refrigerante. El recipiente que se tiene en bodega es de la marca FRICK, modelo HR-24-160. Este modelo se dimensiona para el 90% de su capacidad, es decir, la masa que se tiene de refrigerante debe representar el 90% de la capacidad del tanque, entonces el tanque debe tener capacidad para 468 kg de refrigerante. El dispositivo en bodega tiene capacidad para 574 kg, con lo cual se puede utilizar para el diseño a implementar. El recipiente posee una presión estructural máxima de 2 MPa, cuenta con un juego de dos válvulas de seguridad, las cuales tienen una capacidad de 1,7 MPa cada una, además cuenta con la válvula de ecualización de presión.

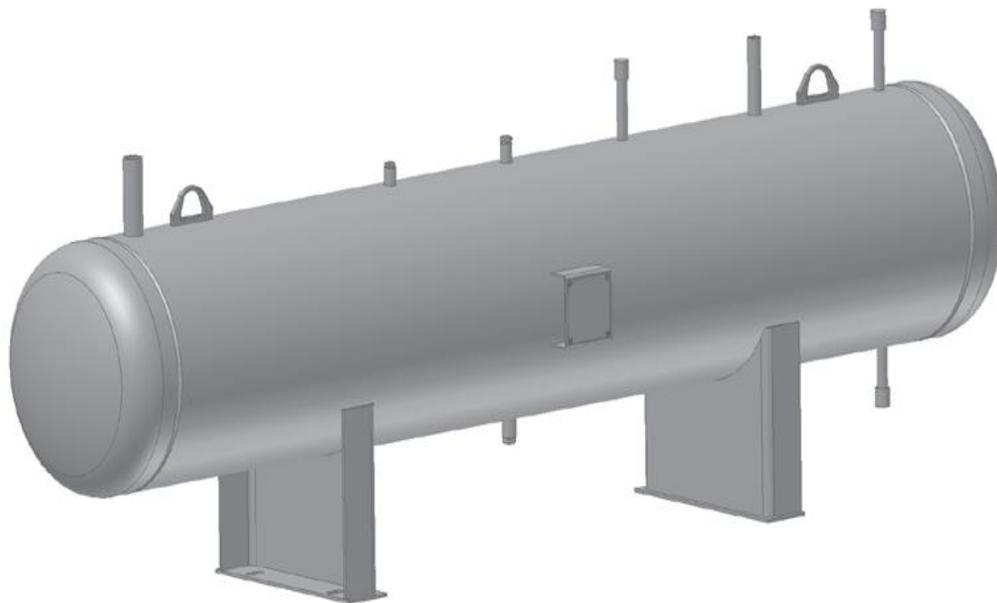


Figura 47. Recipiente de líquido de alta presión.

Fuente: Catálogo de recipientes de líquido de alta presión, disponible en el sitio web: http://www.johnsoncontrols.com/content/dam/WWW/jci/be/industrial_refrigeration/downloads/120.700-SED_HORIZ_HP_Receiver_2011-02.pdf

4.1.5.8. Selección del tren de expansión

El tren de expansión de cada uno de los evaporadores se compone de dos válvulas de paso (de bola), una válvula de expansión manual, una válvula solenoide para detener el flujo de refrigerante y un filtro para proteger a la válvula solenoide.

La válvula de expansión de cada uno de los evaporadores se selecciona de la marca HANSEN, modelo RT125H. Esta válvula viene en varios diámetros y posee diferentes capacidades, los parámetros requeridos para su selección son la capacidad en carga térmica del evaporador, y verificar que el Kv (coeficiente de caudal) se ajuste a las necesidades requeridas, por ello en el diseño propuesto, se ajusta a los requerimientos de cada uno de los evaporadores. Se selecciona el diámetro del puerto de conexión de 10 mm, para el cálculo del caudal se utiliza el caudal que circula a través de cada uno de los trenes de expansión y se utiliza la caída de presión máxima, la cual es la diferencia entre la presión de condensación y la presión de evaporación.



Figura 48. Válvula de expansión manual HANSEN RT125H

Fuente: Ficha técnica de válvula de Hansen RT125H, disponible en el sitio web:

<http://hantech.com/documents/PDF/G510b.pdf>

La válvula solenoide seleccionada es una válvula HANSEN H58A, la cual para la aplicación requerida tiene una capacidad máxima de 127 kW en amoníaco, posee un filtro incorporado y se encuentra disponible para las dimensiones requeridas del diseño propuesto. Posee un coeficiente de caudal de (Kv) 2,9, el diámetro del puerto de conexión se selecciona en 10 mm. Cabe destacar que esta válvula se selecciona también para la línea de descarga a la salida de los compresores.



Figura 49. Válvula solenoide marca HANSEN modelo HS8A.

Fuente: Catálogo de productos HANSEN, disponible en el sitio web:
<http://hantech.com/library/pages/products/solenoid/HS8A.html>

Las válvulas de paso de tipo globo se seleccionan de la marca HANSEN, modelo GT076H, en un diámetro de conexión de 10 mm. Estas válvulas presentan una longitud equivalente de 1,5 metros y presentan un coeficiente de caudal (Kv) de 6,88.



Figura 50. Válvula de cierre manual de tipo globo, HANSEN modelo GT076H.

Fuente: Catálogo de válvulas Hansen, disponible en el sitio web:

<http://es.slideshare.net/maximoalfaro/hansen-valves>

4.1.5.9. Selección de las válvulas check

El objetivo de colocar válvulas check en el sistema de refrigeración es evitar el retorno de flujo o contra flujo a través del tramo de tubería donde esta ha sido instalada. En el sistema de refrigeración a proponer, se coloca una válvula check en la línea de descarga a la salida de cada compresor, esto para evitar que el flujo que sale de la descarga de uno de los compresores tienda a desplazarse a través de la línea de descarga que sale del otro compresor, principalmente en el caso de que solo un compresor se encuentre trabajando. Para línea de descarga a la salida de los compresores, se selecciona una válvula check HCK4-8 con puerto de conexión en el mismo tamaño del diámetro de la tubería, es decir, 50mm, con un coeficiente de caudal (Kv) de 43.

Se propone instalar además una válvula check en las líneas de alimentación hacia cada uno de los evaporadores, con el objetivo de evitar el retorno de gas caliente. La válvula seleccionada para cada tramo es una válvula check de la marca HANSEN, modelo HCK4-2, la cual se ajusta para la tubería de 15 mm seleccionada para alimentación del gas caliente. La válvula tiene un coeficiente de caudal (Kv) de 5.



Figura 51. Válvula check marca HANSEN modelo HCK4.

Fuente: Catálogo de válvulas check HCK4, disponible en el sitio web:

<http://hantech.com/library/pdfs/check-valves/c401.pdf>

4.1.5.10. Selección de las válvulas de seguridad

Es importante que cada tanque o recipiente que se encuentre presurizado dentro del sistema cuente con válvulas de seguridad, esto con el objetivo de evitar que el recipiente alcance en algún momento su máxima presión estructural y pueda explotar. En el diseño propuesto se deben colocar válvulas de seguridad a los recibidores de líquido de baja presión, al recibidor de líquido de alta presión y al condensador. Cada uno de estos elementos llevará un juego de dos válvulas de seguridad, esto para garantizar la existencia de un respaldo en caso de que alguna de ellas llegue a presentar alguna falla.

Para la selección se usarán válvulas de seguridad de la marca HANSEN, y poder elegir el modelo correcto, el fabricante propone determinar inicialmente la capacidad mínima de descarga de la válvula, la cual se determina con la siguiente ecuación:

$$C = FDL \quad (14)$$

Donde:

C= Capacidad mínima de descarga de la válvula en lb/min.

F= Factor de refrigerante, en el caso del amoniaco es 0,5.

D= Diámetro exterior del recipiente en pies.

L= Largo del recipiente en pies.

Luego de conocer la capacidad mínima de descarga, se procede a seleccionar la presión a la que debe activarse el mecanismo de la válvula, las cuales ya vienen establecidas por el fabricante. El fabricante recomienda que la presión de la válvula debe ser un 25% mayor a la presión de trabajo a la que se encontrará el recipiente presurizado. Posterior a los dos pasos anteriores, se procede a realizar la selección de la válvula.

Para el receptor de líquido y el condensador, se elige una juego de válvulas de seguridad dobles modelo H5600R con una presión de 250 psig (1,72 MPa manométricos). Por otra parte para los receptores de líquido de baja presión de cada uno de los evaporadores se selecciona un juego de válvulas de seguridad dobles modelo H5600R con una presión de 150 psig (1,03 MPa manométricos).



Figura 52. Juego de válvulas de seguridad, marca HANSEN modelo H5600R.

Fuente: Catálogo de válvulas de seguridad marca HANSEN, disponible en el sitio web:
<http://www.refrisistemas.com/docs/eb63febValvulasdeSeguridad.pdf>

4.1.5.11. Selección de las válvulas para el sistema de descongelamiento por gas caliente

La alimentación de gas caliente para el proceso de descongelamiento requiere una alimentación inicial conocida como descongelamiento suave. Este método se utiliza al inicio del descongelamiento con el objetivo de evitar choques térmicos y de presión al introducir una presión mayor en la alimentación del gas caliente.

Luego de un tiempo en que se encuentra el proceso de descongelamiento suave funcionando, se desactiva y se abre la válvula principal de gas caliente. En conclusión, se necesitan dos mecanismos para el montaje de este sistema, sin embargo, la compañía HANSEN posee una válvula solenoide de dos pasos, la cual realiza inicialmente con una abertura parcial el proceso de descongelamiento suave y luego de un tiempo establecido se abre totalmente como si fuera la válvula principal de gas caliente.

Esta válvula modelo HS4D se selecciona en función del tipo de refrigerante y la carga térmica del sistema, con lo cual para el sistema propuesto se selecciona una con capacidad máxima de 137 kW y con 32 mm de diámetro. Se selecciona una válvula de expansión manual modelo RT125H para que se instale adyacente a esta solenoide con el objetivo de que ayude con algún ajuste en la caída de presión a nivel manual.



Figura 53. Válvula solenoide para alimentación de gas caliente, marca HANSEN modelo HS4D.

Fuente: Catálogo de válvulas solenoides HANSEN modelo HS7, disponible en el sitio web: <http://www.hantech.com/library/pdfs/solenoid/s121.pdf>

Para la alimentación del gas caliente al evaporador, no se realiza a la presión con la que el gas caliente sale del compresor, con lo cual se coloca un regulador de presión, esto con el objetivo de mantener una presión mínima adecuada para realizar el descongelamiento y evitar daños estructurales en el evaporador a causa de sobre presiones. Para el caso del amoniaco, se requiere que la presión se encuentre mínimo a 50 psig (344,74 kPa manométricos) ya que a esta presión el refrigerante alcanza una temperatura de saturación de 0°C. Según el fabricante HANSEN, se recomienda configurar la presión de la válvula reguladora en 70 psig (482,63 kPa manométricos).

Para poder mantener la condición anterior se coloca una válvula reguladora de presión modelo HA4AK, posee una capacidad máxima de carga térmica de 53 kW trabajando con amoniaco. El diámetro seleccionado es en 20 mm. Además de la válvula reguladora, se debe colocar una válvula ecualizadora liberar presión en caso de ser necesario a través de la succión, para lo cual se selecciona una válvula solenoide HS7 con filtro incluido. Finalmente, para cerrar la línea de succión durante el proceso de descongelamiento, se necesita una válvula solenoide que realice el cierre de la línea, para lo cual se selecciona una válvula HANSEN modelo HCK2, con una capacidad máxima de 56 kW y con 32 mm de diámetro.



Figura 54. Válvula reguladora HA4AK y válvula solenoide HCK2.

Fuente: Catálogo de válvulas Hansen, disponible en el sitio web:
<http://www.hantech.com/default.asp>

4.1.6. Estimación del espesor de aislamiento de la tubería de succión

Es importante realizar el aislamiento de línea de succión, esto con el objetivo de evitar la absorción adicional de calor del exterior y con esto la generación del fenómeno de condensación alrededor de la tubería. Para determinar el espesor del aislamiento de la tubería de succión, se utilizan los métodos de transferencia de calor tanto por conducción como por convección a través de un cilindro asumiendo un estado estacionario, para lo cual se utilizan las siguientes ecuaciones:

$$\dot{Q} = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 2}}{R_{total}} \quad (15)$$

Donde:

\dot{Q} = Valor de la pérdida estacionaria de calor en (W).

$T_{\infty 1}$ = Temperatura ambiente (°C).

$T_{\infty 2}$ = Temperatura a la que se encuentra el refrigerante en el interior de la tubería (°C).

R_{total} = Resistencia total de transferencia de calor a través de los materiales y los fluidos del sistema (°C/W).

Para el cálculo de la resistencia total, se deben tomar dos ecuaciones en cuenta, la ecuación 16, la cual sirve para la resistencia a causa de la convección del fluido refrigerante y en el ambiente alrededor de la tubería, y la ecuación 17 para calcular la resistencia a través de cilindros. Esta última se utiliza para calcular la resistencia a través de la tubería y a través del espesor del material aislante.

$$R_{convección} = \frac{1}{hA} \quad (16)$$

Donde:

$R_{convección}$ = Resistencia por convección (°C/W).

h = Coeficiente de transferencia de calor ($W/m^2 \text{ } ^\circ C$).

A = Área a través de la que se da la transferencia de calor (m^2).

$$R_{\text{conducción}} = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi kL} \quad (17)$$

Donde:

r_1 = Radio interno del tubo (m).

r_2 = Radio externo del tubo (m).

k = Conductividad térmica del material ($W/m \text{ } ^\circ C$).

L = Longitud del tubo en (m).

Sustituyendo en la ecuación 15 la resistencia total por las respectivas resistencias de cada material, se puede despejar el radio con el cual se determina el espesor del aislamiento tomando una pérdida de calor no mayor a $25 W/m^2$. Además del método anterior, se encuentra tabulado el espesor de aislamiento recomendado según ASHRAE, el cual va en función del diámetro de la tubería y la temperatura de evaporación. Dicha tabla se adjunta en el anexo 12.

Para la línea principal de succión y la trampa de succión se selecciona un espesor de aislamiento de 75 mm, y para las líneas que provienen de cada una de las cámaras y los accesorios se selecciona un espesor de 65 mm. El material del aislamiento es poliuretano y además de este aislamiento se propone cubrir el poliuretano con una cubierta de aluminio, la cual además actuará como una barrera de vapor.

Capítulo 5. Análisis Financiero del Proyecto

5.1. Estimación del costo total de la obra

Para la estimación del costo total de la obra, se tomó en cuenta el costo de la nueva cámara de refrigeración, en la cual se incluye la parte de los paneles de refrigeración, las puertas incluyendo todos sus accesorios, válvulas de seguridad, la parte de estructural y la parte de la construcción del piso. Para el sistema en general, se tomó en cuenta el costo de los equipos nuevos, los cuales se compraron debido a que no se encontraban dentro de los equipos disponibles en bodega. Para los equipos usados disponibles en bodega, se tomó en cuenta el costo en el cual ha incurrido la empresa para poder poner los equipos en óptimas condiciones para que puedan trabajar en cualquier momento.

Además de los equipos, se toman en cuenta los costos de las válvulas requeridas, las tuberías, los accesorios de las tuberías y el aislamiento de la tubería de succión y la carga de amoníaco. Finalmente para llevar a cabo la instalación y montaje del sistema se contemplan los gastos de mano de obra por montaje en la parte eléctrica y por montaje en la parte mecánica. Además se contempla un porcentaje de imprevistos que pueda cubrir retrasos o algún elemento que no se llegue a considerar en este momento en el que se propone el diseño del nuevo sistema de refrigeración.

A continuación se adjunta una tabla en la cual se enlistan los costos anteriormente citados, los cuales se agrupan en las siguientes categorías: el costo por equipos, el cual considera el costo de los equipos nuevos que son el condensador, el receptor de líquido de alta presión y la trampa de succión, así como el costo de reparación de los equipos usados que se encuentran en bodega. La siguiente categoría es la de accesorios, en la cual se consideran los costos de las válvulas, el aislamiento y las tuberías.

La siguiente categoría se conoce como costo de la cámara de refrigeración, la cual contempla el costo del panel de refrigeración, puertas con sus accesorios, válvulas de seguridad y construcción de la parte estructural. Respecto al diseño de piso, se detalla la siguiente categoría, en la cual se contemplan los distintos materiales que se necesitan para el levantamiento del piso, incluyendo el panel de refrigeración para la capa de aislamiento de piso.

Finalmente, las últimas tres categorías son la de mano de obra de montaje mecánico, la mano de obra de montaje eléctrico y el porcentaje de imprevistos, en el cual se puede asumir de un 7 a 10%³⁵. Para efectos de este proyecto se asume en 8%. El tipo de cambio se estima en 535 ¢ por 1USD. Es importante aclarar que en la sección de anexos se adjuntarán algunas de las cotizaciones requeridas para determinar el costo del proyecto, esto debido a que por políticas de confidencialidad, la empresa solicitó que no todas las cotizaciones fueran publicadas en el presente proyecto.

Tabla 12. Estimación del costo total del proyecto.

Inversión del proyecto	
Costo por equipos (\$)	70 000,00
Costo por equipos (¢)	37 450 000,00
Costo de accesorios (¢)	18 148 805,00
Costo de la cámara (¢)	32 100 000,00
Costo del piso (¢)	10 700 000,00
Mano de obra de montaje eléctrico (¢)	12 679 500,00
Mano de obra de montaje mecánico(¢)	16 906 000,00
Imprevistos	10 646 500,00
Costo total (¢)	138 630 805,00

Microsoft Office Excel 2010.

Fuente: el autor, 2015.

³⁵ El rango para porcentaje de imprevistos es un rango recomendado y brindado por el señor José Miguel Zeledón, Ingeniero en Refrigeración de la empresa Tefrinca S.A.

5.2. Supuestos para la elaboración del análisis financiero

Para poder realizar el análisis financiero se necesitó realizar investigación de algunos datos requeridos y realizar la suposición de algunos valores para poder determinar si el proyecto es o no rentable para la empresa. Inicialmente para realizar el análisis financiero, es importante construir los flujos efectivos netos para una cierta cantidad de años. Para este proyecto se utilizan 5 años, ya que se busca observar si el proyecto es rentable en un periodo no mayor a este.

Para determinar los ingresos anuales, se toman en cuenta los ahorros generados por parte de proyecto hacia la empresa, estos ahorros se dividen en ahorro por consumo eléctrico y ahorro por el alquiler de los contenedores. Para los ahorros por consumo eléctrico, se toma en cuenta el ahorro en potencia consumida por los equipos, asumiendo un consumo máximo, el cual con el sistema actual es de aproximadamente 116 kW y con el sistema propuesto es de 82 kW.

Según un artículo publicado por el periódico El Financiero el pasado 29 de abril, llamado: "El costo eléctrico se incrementó en un 33% para la industria en seis años", disponible en el sitio web http://www.elfinancierocr.com/economia-y-politica/Industria-costos_industriales-electricidad-combustibles-salarios_0_481751861.html, se asume un aumento en la facturación eléctrica de un 5,5% para los siguientes 5 años en los que se evalúa la rentabilidad del proyecto. Al aumentar este monto, el ahorro en consumo eléctrico aumentará en cada uno de los siguientes 5 años.

Para el ahorro generado por los contenedores, según la información aportada por el señor Wilberth Madriz Cortez, gerente financiero de la empresa Caminos del Sol S.A., el alquiler de los contenedores sufrió un aumento anual de un 3% en los últimos 6 años, con lo cual se supone este aumento en el alquiler para los siguientes 5 años.

Con respecto a los costos, se contemplan únicamente los gastos por mantenimiento, en los cuales se contempla el tiempo laborado por dos de los técnicos de mantenimiento para llevar a cabo las tareas de mantenimiento preventivo en un día a la semana. Se contempla su salario diario como 12 421.51 ¢ el cual es el salario diario para un técnico especializado genérico (los técnicos de la empresa se han formado a base de experiencia según el Ministerio de Trabajo y Seguridad Social de Costa Rica). Además se contempla un costo de mantenimiento a causa de materiales e implementos requeridos por un valor anual de 2000000 ¢.

Para efectos de la mano de obra de mantenimiento, se asume un aumento salarial del 4,98% anual para los siguientes 5 años. Este porcentaje es brindado por el gerente financiero de la empresa y se justifica en función de que el aumento salarial busca equiparar el costo general de los productos, medido por el índice de precios al consumidor. Asumiendo todo lo anterior, se pueden estimar los valores del flujo neto efectivo para los siguientes 5 años, con lo cual se puede determinar el Valor actual Neto (VAN), la Tasa interna de Retorno (TIR) y el periodo de recuperación de la inversión, indicadores necesarios para determinar si el proyecto es rentable para la empresa.

Para poder determinar el Valor Actual Neto del proyecto se necesita fijar una tasa de corte comparativa, la cual se encuentra en un 8% según el gerente financiero de la empresa y se establece en función de los depósitos a plazo vigentes de la misma.

5.3. Cálculo e interpretación de los Flujos efectivos, el VAN y el TIR

A continuación se presenta la tabla en la cual se calculan los flujos efectivos y además se obtiene el valor del VAN y el TIR, los cuales determinan si el proyecto es rentable para la empresa.

Tabla 13. Cálculo de los Flujos efectivos, el VAN y el TIR.

Elementos a considerar	Año0	Año1	Año2	Año3	Año4	Año5
Ahorros por consumo eléctrico (₡)		16 242 508,80	17 135 846,78	18 078 318,36	19 072 625,87	20 121 620,29
Ahorros por alquiler de contenedores (₡)		50 076 000,00	51 578 280,00	53 125 628,40	54 719 397,25	56 360 979,17
Ahorro TOTAL anual (₡)		66 318 508,80	68 714 126,78	71 203 946,76	73 792 023,12	76 482 599,46
Costos por Mantenimiento (₡)		3 290 805,91	3 454 688,04	3 626 731,51	3 807 342,74	3 996 948,40
Aumento FNE (₡)		63 027 702,89	65 259 438,74	67 577 215,25	69 984 680,38	72 485 651,05
Inversión (₡)	138 630 805,00					
Flujo de efectivo (₡)	-138 630 805,00	63 027 702,89	65 259 438,74	67 577 215,25	69 984 680,38	72 485 651,05

Flujos Efectivos Anuales (₡)	Año0	Año1	Año2	Año3	Año4	Año5
	-138 630 805,00	63 027 702,89	65 259 438,74	67 577 215,25	69 984 680,38	72 485 651,05
CALCULO VAN Y TIR						
EVALUACION FINANCIERA						
Tasa		8%				
Sumatoria VP flujos (₡)		268 726 752,06				
Menos: Inversión inicial (₡)		138 630 805,00				
VAN (₡)		407 357 557,06				
TIR		38,33%				

Microsoft Office Excel 2010.

Fuente: el autor, 2015.

De la información anterior, se puede observar que el Valor Actual Neto corresponde a un monto de 407 357 557,06 ¢, con lo cual al ser un valor mayor a cero, se concluye que el proyecto producirá ganancias por encima de la rentabilidad esperada del proyecto. Se concluye entonces que el proyecto es rentable para la empresa. Por otra parte, el valor obtenido para la tasa interna de retorno es de un 38,33 %, con lo cual se concluye que el valor obtenido es mayor a la tasa de corte mínima establecida para el cálculo del Valor Actual Neto, y por consiguiente reafirma la rentabilidad del proyecto propuesto.

Con respecto al periodo de recuperación del proyecto, se puede observar que el costo del proyecto es de 138 630 805,00 ¢ y la suma de flujos efectivos netos para el año 3 es de 195864356,88 ¢, con lo cual es evidente que el proyecto se recupera antes de los 3 años. Suponiendo que el flujo del año 3 aumenta de forma constante cada mes, se puede concluir que el periodo de recuperación de la inversión es de 2 años y 2 meses, con lo cual el proyecto se logra pagar en un lapso menor a los 5 años inicialmente establecidos.

Es importante destacar que el análisis anterior aplica bajo la condición de que la empresa cuente con el dinero para invertir en el proyecto, en caso de que la empresa necesitara de un préstamo para llevar a cabo el proyecto, suponiendo un préstamo a un plazo de diez años con una tasa del 10% (valor tomado en función de préstamos anteriores realizados a la empresa por parte del Banco Nacional), suponiendo un periodo de análisis de 5 años, se obtienen los siguientes resultados mostrados en la tabla 14, en la cual se puede observar que para un periodo de 5 años, el proyecto sigue siendo rentable, lo cual se justifica al obtener un valor del VAN mayor que cero y un valor de la TIR mayor a la tasa de corte establecida.

Tabla 14. Análisis financiero con gastos financieros en un plazo de 5 años.

Elementos a considerar	Año0	Año1	Año2	Año3	Año4	Año5
Ahorros por consumo eléctrico (₡)		16 242 508,80	17 135 846,78	18 078 318,36	19 072 625,87	20 121 620,29
Ahorros por alquiler de contenedores (₡)		50 076 000,00	51 578 280,00	53 125 628,40	54 719 397,25	56 360 979,17
Ahorro TOTAL anual (₡)		66 318 508,80	68 714 126,78	71 203 946,76	73 792 023,12	76 482 599,46
Costos por Mantenimiento (₡)		3 290 805,91	3 454 688,04	3 626 731,51	3 807 342,74	3 996 948,40
Gastos Financieros (₡)		12 154 880,44	11 351 968,90	10 464 982,02	9 485 116,03	8 402 645,27
Gastos Totales (₡)		15 445 686,35	14 806 656,94	14 091 713,53	13 292 458,77	12 399 593,67
Aumento FNE (₡)		50 872 822,45	53 907 469,84	57 112 233,23	60 499 564,35	64 083 005,78
Inversión (₡)	138 630 805,00					
Flujo de efectivo (₡)	-138 630 805,00	50 872 822,45	53 907 469,84	57 112 233,23	60 499 564,35	64 083 005,78

Flujos Efectivos Anuales (₡)	Año0	Año1	Año2	Año3	Año4	Año5
	-138 630 805,00	50 872 822,45	53 907 469,84	57 112 233,23	60 499 564,35	64 083 005,78
CALCULO VAN Y TIR						
EVALUACION FINANCIERA						
Tasa		8%				
Sumatoria VP flujos (₡)		226 741 766,76				
Menos: Inversión inicial (₡)		-138 630 805,00				
VAN (₡)		88 110 961,76				
TIR		28,85%				

Microsoft Office Excel 2010.

Fuente: el autor, 2015.

Capítulo 6. Conclusiones y recomendaciones

6.1. Conclusiones

- a. Se realizó el rediseño del sistema de refrigeración de la empresa Caminos del Sol S.A., en función de los requerimientos establecidos por la empresa.
- b. Se calculó la carga térmica para la nueva cámara de refrigeración y para cada una de las dos cámaras existentes, con lo cual fue posible conocer las dimensiones del sistema requerido.
- c. Se calculó el tamaño de los equipos requeridos para el diseño del sistema electromecánico a implementar.
- d. Se estimaron las dimensiones de cada uno de los tramos de tubería de la línea de succión y de la descarga, así como el espesor del aislamiento para la línea de succión.
- e. Se dibujó el diagrama del sistema electromecánico a proponer.
- f. Se calculó el costo de la inversión para desarrollar el sistema de refrigeración propuesto.
- g. Se desarrolló un análisis financiero, el cual permite conocer si el proyecto es rentable para la empresa.

6.2. Recomendaciones

- a. Incluir dentro del plan de mantenimiento preventivo la revisión de los equipos y accesorios del nuevo sistema de refrigeración propuesto.
- b. Capacitar al personal de mantenimiento para que tengan la capacidad de dar mantenimiento a equipos que funcionan con amoníaco.

- c. Contratar para el montaje del sistema un soldador especializado en refrigeración, ya que al trabajar con amoníaco se necesita que el sistema sea completamente hermético.

- d. Realizar la inversión del proyecto con capital de la empresa, esto con el objetivo de evitar gastos financieros debidos a un préstamo, lo cual genera un mayor periodo para recuperar la inversión.

Bibliografía

1. Dossat, R. J. (1985). *Principios de Refrigeración*. Cuarta edición. México. Compañía Editorial Continental S.A.
2. Çengel, Y. y Boles, M. (2009). *Termodinámica*. Sexta edición. México. McGraw-Hill Interamericana.
3. ASHRAE Handbook. Refrigeration. (2002).
4. ASHRAE Handbook. Fundamentals. (2001).
5. Stoecker, W. (1988). *Industrial Refrigeration Handbook*. Washington D.C. McGraw-Hill New York.
6. Pita, E. G. (2000). *Principios y Sistemas de Refrigeración*. México. Editorial Limusa.

Documentos Electrónicos

- a. Manual de Ingeniería Bohn. Consultado el 21 de febrero del 2015, disponible en el sitio web: <http://www.bohn.com.mx/archivospdf/bct-025-h-eng-1apm-manual-ingenieria.pdf>
- b. De Miranda, B. y Rodríguez, C. (2010). *Instalaciones Frigoríficas*. Consultado el 15 de marzo del 2015, disponible en el sitio web: <http://www.ingenierosindustriales.com/wp-content/uploads/downloads/2011/04/01.-M%C3%A1quina-Frigor%C3%ADfica-de-Compresi%C3%B3n-Mec%C3%A1nica.pdf>

Anexos

Anexo 1. Propiedades Térmicas de los productos

Thermal Properties of Foods										
Table 3 Unfrozen Composition Data, Initial Freezing Point, and Specific Heats of Foods*										
Food Item	Moisture	Protein,	Fat,	Carbohydrate,	Fiber,	Ash,	Initial	Specific Heat	Specific Heat	Latent
	Content,	%	%	%	%	%	Freezing	Above	Below	Heat of
	%	x_p	x_f	x_c	x_{fb}	x_a	Point,	Freezing,	Freezing	Fusion,
	x_w						°C	kJ/(kg·K)	kJ/(kg·K)	kJ/kg
Vegetables										
Artichokes, globe	84.94	3.27	0.15	10.51	5.40	1.13	-1.2	3.90	2.02	284
Artichokes, Jerusalem	78.01	2.00	0.01	17.44	1.60	2.54	-2.5	3.63	2.25	261
Asparagus	92.40	2.28	0.20	4.54	2.10	0.57	-0.6	4.03	1.79	309
Beans, snap	90.27	1.82	0.12	7.14	3.40	0.66	-0.7	3.99	1.85	302
Beans, lima	70.24	6.84	0.86	20.16	4.90	1.89	-0.6	3.52	2.07	235
Beets	87.58	1.61	0.17	9.56	2.80	1.08	-1.1	3.91	1.94	293
Broccoli	90.69	2.98	0.35	5.24	3.00	0.92	-0.6	4.01	1.82	303
Brussels sprouts	86.00	3.38	0.30	8.96	3.80	1.37	-0.8	3.90	1.91	287
Cabbage	92.15	1.44	0.27	5.43	2.30	0.71	-0.9	4.02	1.85	308
Carrots	87.79	1.03	0.19	10.14	3.00	0.87	-1.4	3.92	2.00	293
Cauliflower	91.91	1.98	0.21	5.20	2.50	0.71	-0.8	4.02	1.84	307
Celeriac	88.00	1.50	0.30	9.20	1.80	1.00	-0.9	3.90	1.89	294
Celery	94.64	0.75	0.14	3.65	1.70	0.82	-0.5	4.07	1.74	316
Collards	90.55	1.57	0.22	7.11	3.60	0.55	-0.8	4.01	1.86	302
Corn, sweet, yellow	75.96	3.22	1.18	19.02	2.70	0.62	-0.6	3.62	1.98	254
Cucumbers	96.01	0.69	0.13	2.76	0.80	0.41	-0.5	4.09	1.71	321
Eggplant	92.03	1.02	0.18	6.07	2.50	0.71	-0.8	4.02	1.83	307
Endive	93.79	1.25	0.20	3.35	3.10	1.41	-0.1	4.07	1.69	313
Garlic	58.58	6.36	0.50	33.07	2.10	1.50	-0.8	3.17	2.19	196
Ginger, root	81.67	1.74	0.73	15.09	2.00	0.77	—	3.75	1.94	273
Horseradish	78.66	9.40	1.40	8.28	2.00	2.26	-1.8	3.70	2.12	263
Kale	84.46	3.30	0.70	10.01	2.00	1.53	-0.5	3.82	1.86	282
Kohlrabi	91.00	1.70	0.10	6.20	3.60	1.00	-1.0	4.02	1.90	304
Leeks	83.00	1.50	0.30	14.15	1.80	1.05	-0.7	3.77	1.91	277
Lettuce, iceberg	95.89	1.01	0.19	2.09	1.40	0.48	-0.2	4.09	1.65	320
Mushrooms	91.81	2.09	0.42	4.65	1.20	0.89	-0.9	3.99	1.84	307
Okra	89.58	2.00	0.10	7.63	3.20	0.70	-1.8	3.97	2.05	299
Onions	89.68	1.16	0.16	8.63	1.80	0.37	-0.9	3.95	1.87	300
Onions, dehydrated flakes	3.93	8.95	0.46	83.28	9.20	3.38	—	—	—	13
Parsley	87.71	2.97	0.79	6.33	3.30	2.20	-1.1	3.93	1.94	293
Parsnips	79.53	1.20	0.30	17.99	4.90	0.98	-0.9	3.74	2.02	266
Peas, green	78.86	5.42	0.40	14.46	5.10	0.87	-0.6	3.75	1.98	263
Peppers, freeze-dried	2.00	17.90	3.00	68.70	21.30	8.40	—	—	—	7
Peppers, sweet, green	92.19	0.89	0.19	6.43	1.80	0.30	-0.7	4.01	1.80	308
Potatoes, main crop	78.96	2.07	0.10	17.98	1.60	0.89	-0.6	3.67	1.93	264
Potatoes, sweet	72.84	1.65	0.30	24.28	3.00	0.95	-1.3	3.48	2.09	243
Pumpkins	91.60	1.00	0.10	6.50	0.50	0.80	-0.8	3.97	1.81	306
Radishes	94.84	0.60	0.54	3.59	1.60	0.54	-0.7	4.08	1.77	317
Rhubarb	93.61	0.90	0.20	4.54	1.80	0.76	-0.9	4.05	1.83	313
Rutabaga	89.66	1.20	0.20	8.13	2.50	0.81	-1.1	3.96	1.92	299
Salsify (vegetable oyster)	77.00	3.30	0.20	18.60	3.30	0.90	-1.1	3.65	2.05	257
Spinach	91.58	2.86	0.35	3.50	2.70	1.72	-0.3	4.02	1.75	306
Squash, summer	94.20	0.94	0.24	4.04	1.90	0.58	-0.5	4.07	1.74	315
Squash, winter	87.78	0.80	0.10	10.42	1.50	0.90	-0.8	3.89	1.87	293
Tomatoes, mature green	93.00	1.20	0.20	5.10	1.10	0.50	-0.6	4.02	1.77	311
Tomatoes, ripe	93.76	0.85	0.33	4.64	1.10	0.42	-0.5	4.08	1.79	313
Turnip greens	91.07	1.50	0.30	5.73	3.20	1.40	-0.2	4.01	1.74	304
Turnip	91.87	0.90	0.10	6.23	1.80	0.70	-1.1	4.00	1.88	307
Watercress	95.11	2.30	0.10	1.29	1.50	1.20	-0.3	4.08	1.69	318
Yams	69.60	1.53	0.17	27.89	4.10	0.82	—	3.47	2.06	232
Fruits										
Apples, fresh	83.93	0.19	0.36	15.25	2.70	0.26	-1.1	3.81	1.98	280
Apples, dried	31.76	0.93	0.32	65.89	8.70	1.10	—	2.57	2.84	106
Apricots	86.35	1.40	0.39	11.12	2.40	0.75	-1.1	3.87	1.95	288
Avocados	74.27	1.98	15.32	7.39	5.00	1.04	-0.3	3.67	1.98	248
Bananas	74.26	1.03	0.48	23.43	2.40	0.80	-0.8	3.56	2.03	248

Fuente: ASHRAE Handbook Refrigeration (2002).

Table 3 Unfrozen Composition Data, Initial Freezing Point, and Specific Heats of Foods* (Continued)

Food Item	Moisture		Fat, %	Carbohydrate, %	Fiber, %	Ash, %	Initial Freezing Point, °C	Specific Heat		Latent Heat of Fusion, kJ/kg
	Content, %	Protein, %						Above Freezing, kJ/(kg·K)	Below Freezing kJ/(kg·K)	
	x_m	x_p	x_f	x_c	x_{fb}	x_a				
Blackberries	85.64	0.72	0.39	12.76	5.30	0.48	-0.8	3.91	1.94	286
Blueberries	84.61	0.67	0.38	14.13	2.70	0.21	-1.6	3.83	2.06	283
Cantaloupes	89.78	0.88	0.28	8.36	0.80	0.71	-1.2	3.93	1.91	300
Cherries, sour	86.13	1.00	0.30	12.18	1.60	0.40	-1.7	3.85	2.05	288
Cherries, sweet	80.76	1.20	0.96	16.55	2.30	0.53	-1.8	3.73	2.12	270
Cranberries	86.54	0.39	0.20	12.68	4.20	0.19	-0.9	3.91	1.93	289
Currants, European black	81.96	1.40	0.41	15.38	0.00	0.86	-1.0	3.71	1.95	274
Currants, red and white	83.95	1.40	0.20	13.80	4.30	0.66	-1.0	3.85	1.98	280
Dates, cured	22.50	1.97	0.45	73.51	7.50	1.58	-15.7	2.31	2.30	75
Figs, fresh	79.11	0.75	0.30	19.18	3.30	0.66	-2.4	3.70	2.25	264
Figs, dried	28.43	3.05	1.17	65.35	9.30	2.01	—	2.51	4.13	95
Gooseberries	87.87	0.88	0.58	10.18	4.30	0.49	-1.1	3.95	1.96	293
Grapefruit	90.89	0.63	0.10	8.08	1.10	0.31	-1.1	3.96	1.89	304
Grapes, American	81.30	0.63	0.35	17.15	1.00	0.57	-1.6	3.71	2.07	272
Grapes, European type	80.56	0.66	0.58	17.77	1.00	0.44	-2.1	3.70	2.16	269
Lemons	87.40	1.20	0.30	10.70	4.70	0.40	-1.4	3.94	2.02	292
Limes	88.26	0.70	0.20	10.54	2.80	0.30	-1.6	3.93	2.03	295
Mangos	81.71	0.51	0.27	17.00	1.80	0.50	-0.9	3.74	1.95	273
Melons, casaba	92.00	0.90	0.10	6.20	0.80	0.80	-1.1	3.99	1.87	307
Melons, honeydew	89.66	0.46	0.10	9.18	0.60	0.60	-0.9	3.92	1.86	299
Melons, watermelon	91.51	0.62	0.43	7.18	0.50	0.26	-0.4	3.97	1.74	306
Nectarines	86.28	0.94	0.46	11.78	1.60	0.54	-0.9	3.86	1.90	288
Olives	79.99	0.84	10.68	6.26	3.20	2.23	-1.4	3.76	2.07	267
Oranges	82.30	1.30	0.30	15.50	4.50	0.60	-0.8	3.81	1.96	275
Peaches, fresh	87.66	0.70	0.90	11.10	2.00	0.46	-0.9	3.91	1.90	293
Peaches, dried	31.80	3.61	0.76	61.33	8.20	2.50	—	2.57	3.49	106
Pears	83.81	0.39	0.40	15.11	2.40	0.28	-1.6	3.80	2.06	280
Persimmons	64.40	0.80	0.40	33.50	0.00	0.90	-2.2	3.26	2.29	215
Pineapples	86.50	0.39	0.43	12.39	1.20	0.29	-1.0	3.85	1.91	289
Plums	85.20	0.79	0.62	13.01	1.50	0.39	-0.8	3.83	1.90	285
Pomegranates	80.97	0.95	0.30	17.17	0.60	0.61	-3.0	3.70	2.30	270
Prunes, dried	32.39	2.61	0.52	62.73	7.10	1.76	—	2.56	3.50	108
Quinces	83.80	0.40	0.10	15.30	1.90	0.40	-2.0	3.79	2.13	280
Raisins, seedless	15.42	3.22	0.46	79.13	4.00	1.77	—	2.07	2.04	52
Raspberries	86.57	0.91	0.55	11.57	6.80	0.40	-0.6	3.96	1.91	289
Strawberries	91.57	0.61	0.37	7.02	2.30	0.43	-0.8	4.00	1.84	306
Tangerines	87.60	0.63	0.19	11.19	2.30	0.39	-1.1	3.90	1.93	293
Whole Fish										
Cod	81.22	17.81	0.67	0.0	0.0	1.16	-2.2	3.78	2.14	271
Haddock	79.92	18.91	0.72	0.0	0.0	1.21	-2.2	3.75	2.14	267
Halibut	77.92	20.81	2.29	0.0	0.0	1.36	-2.2	3.74	2.18	260
Herring, kippered	59.70	24.58	12.37	0.0	0.0	1.94	-2.2	3.26	2.27	199
Mackerel, Atlantic	63.55	18.60	13.89	0.0	0.0	1.35	-2.2	3.33	2.23	212
Perch	78.70	18.62	1.63	0.0	0.0	1.20	-2.2	3.71	2.15	263
Pollock, Atlantic	78.18	19.44	0.98	0.0	0.0	1.41	-2.2	3.70	2.15	261
Salmon, pink	76.35	19.94	3.45	0.0	0.0	1.22	-2.2	3.68	2.17	255
Tuna, bluefin	68.09	23.33	4.90	0.0	0.0	1.18	-2.2	3.43	2.19	227
Whiting	80.27	18.31	1.31	0.0	0.0	1.30	-2.2	3.77	2.15	268
Shellfish										
Clams	81.82	12.77	0.97	2.57	0.0	1.87	-2.2	3.76	2.13	273
Lobster, American	76.76	18.80	0.90	0.50	0.0	2.20	-2.2	3.64	2.15	256
Oysters	85.16	7.05	2.46	3.91	0.0	1.42	-2.2	3.83	2.12	284
Scallop, meat	78.57	16.78	0.76	2.36	0.0	1.53	-2.2	3.71	2.15	262
Shrimp	75.86	20.31	1.73	0.91	0.0	1.20	-2.2	3.65	2.16	253
Beef										
Brisket	55.18	16.94	26.54	0.0	0.0	0.80	—	3.19	2.33	184
Carcass, choice	57.26	17.32	24.05	0.0	0.0	0.81	-2.2	3.24	2.31	191
Carcass, select	58.21	17.48	22.55	0.0	0.0	0.82	-1.7	3.25	2.24	194

Fuente: ASHRAE Handbook Refrigeration (2002).

Table 3 Unfrozen Composition Data, Initial Freezing Point, and Specific Heats of Foods* (Continued)

Food Item	Moisture			Carbohydrate, %	Fiber, %	Ash, %	Initial Freezing Point, °C	Specific Heat Above Freezing, kJ/(kg·K)	Specific Heat Below Freezing kJ/(kg·K)	Latent Heat of Fusion, kJ/kg
	Content, %	Protein, %	Fat, %							
	x_{wv}	x_p	x_f	x_c	x_β	x_a				
Liver	68.99	20.00	3.85	5.82	0.0	1.34	-1.7	3.47	2.16	230
Ribs, whole (ribs 6-12)	54.54	16.37	26.98	0.0	0.0	0.77	—	3.16	2.32	182
Round, full cut, lean and fat	64.75	20.37	12.81	0.0	0.0	0.97	—	3.39	2.18	216
Round, full cut, lean	70.83	22.03	4.89	0.0	0.0	1.07	—	3.52	2.12	237
Sirloin, lean	71.70	21.24	4.40	0.0	0.0	1.08	-1.7	3.53	2.11	239
Short loin, porterhouse steak, lean	69.59	20.27	8.17	0.0	0.0	1.01	—	3.49	2.14	232
Short loin, T-bone steak, lean	69.71	20.78	7.27	0.0	0.0	1.27	—	3.49	2.14	233
Tenderloin, lean	68.40	20.78	7.90	0.0	0.0	1.04	—	3.45	2.14	228
Veal, lean	75.91	20.20	2.87	0.0	0.0	1.08	—	3.65	2.09	254
Pork										
Backfat	7.69	2.92	88.69	0.0	0.0	0.70	—	2.17	2.98	26
Bacon	31.58	8.66	57.54	0.09	0.0	2.13	—	—	—	105
Belly	36.74	9.34	53.01	0.0	0.0	0.49	—	2.80	3.37	123
Carcass	49.83	13.91	35.07	0.0	0.0	0.72	—	3.08	3.10	166
Ham, cured, whole, lean	68.26	22.32	5.71	0.05	0.0	3.66	—	—	—	228
Ham, country cured, lean	55.93	27.80	8.32	0.30	0.0	7.65	—	3.16	2.31	187
Shoulder, whole, lean	72.63	19.55	7.14	0.0	0.0	1.02	-2.2	3.59	2.20	243
Sausage										
Braunschweiger	48.01	13.50	32.09	3.13	0.0	3.27	—	3.01	2.40	160
Frankfurter	53.87	11.28	29.15	2.55	0.0	3.15	-1.7	3.15	2.31	180
Italian	51.08	14.25	31.33	0.65	0.0	2.70	—	3.10	2.37	171
Polish	53.15	14.10	28.72	1.63	0.0	2.40	—	3.14	2.36	178
Pork	44.52	11.69	40.29	1.02	0.0	2.49	—	2.95	2.43	149
Smoked links	39.30	22.20	31.70	2.10	0.0	4.70	—	2.82	2.45	131
Poultry Products										
Chicken	65.99	18.60	15.06	0.0	0.0	0.79	-2.8	4.34	3.32	220
Duck	48.50	11.49	39.34	0.0	0.0	0.68	—	3.06	2.45	162
Turkey	70.40	20.42	8.02	0.0	0.0	0.88	—	3.53	2.28	235
Egg										
White	87.81	10.52	0.0	1.03	0.0	0.64	-0.6	3.91	1.81	293
White, dried	14.62	76.92	0.04	4.17	0.0	4.25	—	2.29	2.10	49
Whole	75.33	12.49	10.02	1.22	0.0	0.94	-0.6	3.63	1.95	252
Whole, dried	3.10	47.35	40.95	4.95	0.0	3.65	—	2.04	2.00	10
Yolk	48.81	16.76	30.87	1.78	0.0	1.77	-0.6	3.05	2.25	163
Yolk, salted	50.80	14.00	23.00	1.60	0.0	10.60	-17.2	3.01	3.79	170
Yolk, sugared	51.25	13.80	22.75	10.80	0.0	1.40	-3.9	3.07	2.54	171
Lamb										
Composite of cuts, lean	73.42	20.29	5.25	0.0	0.0	1.06	-1.9	3.60	2.14	245
Leg, whole, lean	74.11	20.56	4.51	0.0	0.0	1.07	—	3.62	2.14	248
Dairy Products										
Butter	17.94	0.85	81.11	0.06	0.0	0.04	—	2.40	2.65	60
Cheese										
Camembert	51.80	19.80	24.26	0.46	0.0	3.68	—	3.10	3.34	173
Cheddar	36.75	24.90	33.14	1.28	0.0	3.93	-12.9	2.77	3.07	123
Cottage, uncreamed	79.77	17.27	0.42	1.85	0.0	0.69	-1.2	3.73	1.99	266
Cream	53.75	7.55	34.87	2.66	0.0	1.17	—	3.16	2.91	180
Gouda	41.46	24.94	27.44	2.22	0.0	3.94	—	2.87	2.77	138
Limburger	48.42	20.05	27.25	0.49	0.0	3.79	-7.4	3.03	2.82	162
Mozzarella	54.14	19.42	21.60	2.22	0.0	2.62	—	3.15	2.46	181
Parmesan, hard	29.16	35.75	25.83	3.22	0.0	6.04	—	2.58	2.94	97
Processed American	39.16	22.15	31.25	1.30	0.0	5.84	-6.9	2.80	2.75	131
Roquefort	39.38	21.54	30.64	2.00	0.0	6.44	-16.3	2.80	3.36	132
Swiss	37.21	28.43	27.45	3.38	0.0	3.53	-10.0	2.78	2.88	124
Cream										
Half and half	80.57	2.96	11.50	4.30	0.0	0.67	—	3.73	2.16	269
Table	73.75	2.70	19.31	3.66	0.0	0.58	-2.2	3.59	2.21	246
Heavy whipping	57.71	2.05	37.00	2.79	0.0	0.45	—	3.25	2.32	193

Fuente: ASHRAE Handbook Refrigeration (2002).

Table 3 Unfrozen Composition Data, Initial Freezing Point, and Specific Heats of Foods* (Continued)

Food Item	Moisture			Carbohydrate, %	Fiber, %	Ash, %	Initial Freezing Point, °C	Specific Heat Above Freezing, kJ/(kg·K)	Specific Heat Below Freezing kJ/(kg·K)	Latent Heat of Fusion, kJ/kg
	Content, %	Protein, %	Fat, %							
	x_{wo}	x_p	x_f	x_c	x_β	x_a				
Ice Cream										
Chocolate	55.70	3.80	11.0	28.20	1.20	1.00	-5.6	3.11	2.75	186
Strawberry	60.00	3.20	8.40	27.60	0.30	0.70	-5.6	3.19	2.74	200
Vanilla	61.00	3.50	11.00	23.60	0.0	0.90	-5.6	3.22	2.74	204
Milk										
Canned, condensed, sweetened	27.16	7.91	8.70	54.40	0.0	1.83	-15.0	2.35	—	91
Evaporated	74.04	6.81	7.56	10.04	0.0	1.55	-1.4	3.56	2.08	247
Skim	90.80	3.41	0.18	4.85	0.0	0.76	—	3.95	1.78	303
Skim, dried	3.16	36.16	0.77	51.98	0.0	7.93	—	1.80	—	11
Whole	87.69	3.28	3.66	4.65	0.0	0.72	-0.6	3.89	1.81	293
Whole, dried	2.47	26.32	26.71	38.42	0.0	6.08	—	1.85	—	8
Whey, acid, dried	3.51	11.73	0.54	73.45	0.0	10.77	—	1.68	—	12
Whey, sweet, dried	3.19	12.93	1.07	74.46	0.0	8.35	—	1.69	—	11
Nuts, Shelled										
Almonds	4.42	19.95	52.21	20.40	10.90	3.03	—	2.20	—	15
Filberts	5.42	13.04	62.64	15.30	6.10	3.61	—	2.09	—	18
Peanuts, raw	6.5	25.80	49.24	16.14	8.50	2.33	—	2.23	—	22
Peanuts, dry roasted with salt	1.55	23.68	49.66	21.51	8.00	3.60	—	2.08	—	5
Pecans	4.82	7.75	67.64	18.24	7.60	1.56	—	2.17	—	16
Walnuts, English	3.65	14.29	61.87	18.34	4.80	1.86	—	2.09	—	12
Candy										
Fudge, vanilla	10.90	1.10	5.40	82.30	0.0	0.40	—	1.90	—	36
Marshmallows	16.40	1.80	0.20	81.30	0.10	0.30	—	2.02	—	55
Milk chocolate	1.30	6.90	30.70	59.20	3.40	1.50	—	1.83	—	4
Peanut brittle	1.80	7.50	19.10	69.30	2.00	1.50	—	1.77	—	6
Juice and Beverages										
Apple juice, unsweetened	87.93	0.06	0.11	11.68	0.10	0.22	—	3.87	1.78	294
Grapefruit juice, sweetened	87.38	0.58	0.09	11.13	0.10	0.82	—	3.85	1.78	292
Grape juice, unsweetened	84.12	0.56	0.08	14.96	0.10	0.29	—	3.77	1.82	281
Lemon juice	92.46	0.40	0.29	6.48	0.40	0.36	—	3.99	1.73	309
Lime juice, unsweetened	92.52	0.25	0.23	6.69	0.40	0.31	—	3.99	1.73	309
Orange juice	89.01	0.59	0.14	9.85	0.20	0.41	-0.4	3.90	1.76	297
Pineapple juice, unsweetened	85.53	0.32	0.08	13.78	0.20	0.30	—	3.81	1.81	286
Prune juice	81.24	0.61	0.03	17.45	1.00	0.68	—	3.71	1.87	271
Tomato juice	93.90	0.76	0.06	4.23	0.40	1.05	—	4.03	1.71	314
Cranberry-apple juice drink	82.80	0.10	0.0	17.10	0.10	0.0	—	3.73	1.84	277
Cranberry-grape juice drink	85.60	0.20	0.10	14.00	0.10	0.10	—	3.81	1.80	286
Fruit punch drink	88.00	0.0	0.0	11.90	0.10	0.10	—	3.87	1.78	294
Club soda	99.90	0.0	0.0	0.0	0.0	0.10	—	4.17	1.63	334
Cola	89.40	0.0	0.0	10.40	0.0	0.10	—	3.90	1.76	299
Cream soda	86.70	0.0	0.0	13.30	0.0	0.10	—	3.83	1.79	290
Ginger ale	91.20	0.0	0.0	8.70	0.0	0.0	—	3.95	1.73	305
Grape soda	88.80	0.0	0.0	11.20	0.0	0.10	—	3.89	1.77	297
Lemon-lime soda	89.50	0.0	0.0	10.40	0.0	0.10	—	3.90	1.76	299
Orange soda	87.60	0.0	0.0	12.30	0.0	0.10	—	3.86	1.78	293
Root beer	89.30	0.0	0.0	10.60	0.0	0.10	—	3.90	1.76	298
Chocolate milk, 2% fat	83.58	3.21	2.00	10.40	0.50	0.81	—	3.78	1.83	279
Miscellaneous										
Honey	17.10	0.30	0.0	82.40	0.20	0.20	—	2.03	—	57
Maple syrup	32.00	0.00	0.20	67.20	0.0	0.60	—	2.41	—	107
Popcorn, air-popped	4.10	12.00	4.20	77.90	15.10	1.80	—	2.04	—	14
Popcorn, oil-popped	2.80	9.00	28.10	57.20	10.00	2.90	—	1.99	—	9
Yeast, baker's, compressed	69.00	8.40	1.90	18.10	8.10	1.80	—	3.55	2.17	230

*Composition data from USDA (1996). Initial freezing point data from ASHRAE (1993). Specific heats calculated from mathematical models given in this chapter. Latent heat of fusion was obtained by multiplying water content expressed in decimal form by 334 kJ/kg, the heat of fusion of water (ASHRAE 1993).

Fuente: ASHRAE Handbook Refrigeration (2002).

Anexo 2. Calor disipado por los Motores eléctricos según ASHRAE.

Motor Rated, kW	Motor Type	Nominal rpm	Load Motor Efficiency, %	in, Driven Equip-ment in, W	Motor out, Driven Equip-ment in, W	in, Driven Equip-ment out, W
0.04	Shaded pole	1500	35	105	35	70
0.06	Shaded pole	1500	35	170	59	110
0.09	Shaded pole	1500	35	264	94	173
0.12	Shaded pole	1500	35	340	117	223
0.19	Split phase	1750	54	346	188	158
0.25	Split phase	1750	56	439	246	194
0.37	Split phase	1750	60	621	372	249
0.56	3-Phase	1750	72	776	557	217
0.75	3-Phase	1750	75	993	747	249
1.1	3-Phase	1750	77	1453	1119	334
1.5	3-Phase	1750	79	1887	1491	396
2.2	3-Phase	1750	81	2763	2238	525
3.7	3-Phase	1750	82	4541	3721	817
5.6	3-Phase	1750	84	6651	5596	1066
7.5	3-Phase	1750	85	8760	7178	1315
11.2	3-Phase	1750	86	13 009	11 192	1820
14.9	3-Phase	1750	87	17 140	14 913	2230
18.6	3-Phase	1750	88	21 184	18 635	2545
22.4	3-Phase	1750	89	25 110	22 370	2765
30	3-Phase	1750	89	33 401	29 885	3690
37	3-Phase	1750	89	41 900	37 210	4600
45	3-Phase	1750	89	50 395	44 829	5538
56	3-Phase	1750	90	62 115	55 962	6210
75	3-Phase	1750	90	82 918	74 719	8290
93	3-Phase	1750	90	103 430	93 172	10 342
110	3-Phase	1750	91	123 060	111 925	11 075
150	3-Phase	1750	91	163 785	149 135	14 738
190	3-Phase	1750	91	204 805	186 346	18 430

Fuente: ASHRAE Handbook Refrigeration (2002).

Anexo 3. Ficha Técnica del panel de Refrigeración.

WALL - mod. ALFA 1R - ALFA 2

- Width: mm 1000.
- Non standard thickness: max. mm 200.
- Standard steel gauge: mm 0,5 + mm 0,5.

- Breite: mm 1000.
- Nichtstandarddicke: max. mm 200.
- Standarddicke des Stahl: mm 0,5 + mm 0,5.

- Largeur: mm 1000.
- Epaisseur non standard: max. mm 200.
- Epaisseur standard de l'acier: mm 0,5 + mm 0,5.

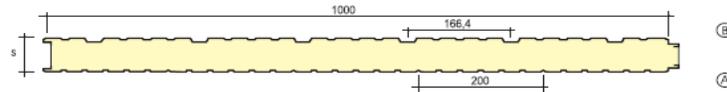
- Ancho: mm 1000.
- Espesor no standard: máx. mm 200.
- Espesor standard del acero: mm 0,5 + mm 0,5.

- A or B show the wished prepainted side.
- The load values listed in the table are referred to the standard steel gauge, without considering the contribution of the ribs in determining the static characteristics.
- Note: it is advisable to assemble the panels with the side A facing the outside.

- A oder B bezeichnen die gewünschte vorlackierte Seite.
- Die Belastungswerte in der Tabelle beziehen sich auf die Standarddicke der Metallfassungen ohne Berücksichtigung der Profile bei Bestimmung der statischen Eigenschaften.
- Bemerkung: Die Montage der Platten soll unbedingt mit der Fassung A nach außen erfolgen.

- A ou B montre le côté prélaqué désiré.
- Les charges indiquées dans le tableau se réfèrent à supports d'épaisseur standard en omettant la contribution des nervures pour la détermination des caractéristiques statiques.
- Note: on conseil de monter les panneaux avec le support A à l'extérieur

- A o B indican el lado prepintado deseado.
- Las cargas indicadas en las tablas se refieren al espesor standard de los soportes, dejando de lado la contribución de las nervaduras en la determinación de las características estáticas.
- Nota: se aconseja el montaje de los paneles con el soporte A colocado hacia el exterior.



ALFA 1R



ALFA 2

MAXIMUM UNIFORMLY DISTRIBUTED LOAD (RED VALUES) IN Kg/m ² GLEICHMÄSSIG VERTEILT MAXIMALBELASTUNG (ROTE WERTE) IN Kg/m ² CHARGE MAXIMUM UNIFORMEMENT DISTRIBUEE (VALEURS ROUGES) EN Kg/m ² CARGA MAXIMA UNIFORMEMENTE DISTRIBUIDA (VALORES EN ROJO) EN Kg/m ²														
Thickness Stärke Epaisseur Espesor S mm	K Kcal m ² h °C	Panel Weight Plattengewicht Poids du Panneau Peso Panel Kg/m ²		PITCH "L" IN METRES BETWEEN THE SUPPORTS ABSTAND ZWISCHEN "L" STÜTZEN IN METERN DISTANCE EN METRES ENTRE LES APPUIS "L" DISTANCIA ENTRE LOS APOYOS "L" EN METROS										
		0,4 + 0,4	0,5 + 0,5	Kg/m ²				Kg/m ²						
		2,00	2,50	3,00	3,50	4,00	2,50	3,00	3,50	4,00	4,50			
25	0,771	7,92	9,67	157	80	46				133	77	48		
30	0,643	8,10	9,85	226	115	66	42			192	111	69	46	
35	0,552	8,29	10,04	308	157	91	57			263	152	96	64	45
40	0,485	8,48	10,23	403	206	119	75	50		343	199	125	83	59
50	0,391	8,85	10,60	550	323	187	118	78		440	305	197	130	92
60	0,326	9,23	10,98	660	422	269	169	113		528	367	269	188	133
80	0,247	9,98	11,73	880	563	391	287	202		704	489	359	275	217
100	0,200	10,73	12,48	1100	704	489	359	275		880	611	449	344	272

CONVERSION FORMULAS: 1 Kg/m² = 0,0098 KN/m² . 1 Kcal/m²h°C = 1,16 W/m²°C
 UMRECHNUNGSFORMELN: 1 Kg/m² = 0,0098 KN/m² . 1 Kcal/m²h°C = 1,16 W/m²°C
 FORMULES DE CONVERSION: 1 Kg/m² = 0,0098 KN/m² . 1 Kcal/m²h°C = 1,16 W/m²°C
 FORMULAS DE CONVERSION: 1 Kg/m² = 0,0098 KN/m² . 1 Kcal/m²h°C = 1,16 W/m²°C

ISOLPACK WALL mod. BOX/MR panel also available upon request, width mm 900 or mm 950.

Auf Wunsch ist auch die Platte ISOLPACK WALL mod. BOX/MR mit Breite mm 900 oder mm 950 lieferbar.

Disponible aussi, sur demande, le panneau ISOLPACK WALL mod. BOX/MR avec largeur de mm 900 ou mm 950.

Disponible a pedido también el panel ISOLPACK WALL mod. BOX/MR con un ancho de mm 900 o mm 950.



Fuente: Empresa Construfrió.

Anexo 4. Catálogo de selección de compresores Vilter.

CONDENSING Pressure psig and Corresponding Temperature °F	REFRIGERANT 717 (AMMONIA) <i>Vilter.</i> BASED ON 1200 RPM															
	SUCTION		442				444		446		448		4412		4416	
	Temp. °F	Press. psig	TONS	BHP	TONS	BHP	TONS	BHP	TONS	BHP	TONS	BHP	TONS	BHP		
95# 61.1°	-25	1.3	6.4	13.6	12.9	25.8	19.3	37.8	25.8	49.1	38.7	72.3	51.6	95.5		
	-20	3.6	8.0	14.5	16.0	27.4	24.0	40.2	32.1	52.3	48.1	76.9	64.2	101.5		
	-15	6.2	9.8	15.4	19.7	29.4	29.5	42.9	39.5	55.9	59.2	82.3	79.0	108.5		
	-10	9.0	11.9	16.5	23.8	31.4	35.7	45.9	47.6	59.6	71.4	87.7	95.2	114.0		
	- 5	12.2	14.1	17.8	28.2	33.7	42.3	49.3	56.5	64.2	84.7	94.5	113.0	124.5		
	0	15.7	16.5	19.1	33.1	36.2	49.6	53.0	66.2	68.9	99.3	101.2	133.2	134.0		
	5	19.6	19.3	20.2	38.7	38.2	58.0	56.0	77.5	72.9	116.2	107.0	155.0	141.7		
	10	23.8	22.4	20.8	44.8	39.6	67.2	57.9	89.6	75.3	134.4	110.7	179.2	146.1		
	15	28.4	25.6	20.9	51.3	39.6	76.9	58.0	102.6	75.4	153.9	110.8	205.2	146.3		
	20	32.5	28.4	20.4	56.8	38.8	85.2	57.0	113.7	74.0	170.5	108.9	227.4	144.0		
	25	39.0	32.7	19.1	65.5	36.3	98.2	53.2	131.0	69.2	196.5	101.8	262.4	134.3		
30	45.0	36.9	17.2	73.8	32.6	110.7	47.9	147.6	62.4	221.4	91.8	295.2	121.1			
115# 70.4°	-25	1.3	5.9	14.3	11.9	27.2	17.8	39.7	23.9	51.7	35.8	76.1	47.8	100.2		
	-20	3.6	7.5	15.4	15.0	29.3	22.5	42.9	30.1	55.8	45.1	82.2	60.2	108.2		
	-15	6.2	9.3	16.7	18.6	32.6	27.9	46.2	37.2	60.2	55.8	88.5	74.4	117.0		
	-10	9.0	11.2	18.0	22.5	34.1	33.7	49.9	45.0	64.9	67.5	99.3	90.0	126.0		
	- 5	12.2	13.4	19.3	26.8	36.7	40.2	53.7	53.6	69.9	80.4	102.8	107.2	135.8		
	0	15.7	15.7	20.6	31.4	39.2	47.1	59.3	62.8	74.6	93.8	109.7	124.8	145.0		
	5	19.6	18.4	21.8	36.8	41.4	54.3	60.5	73.6	78.8	110.4	116.0	147.2	153.0		
	10	23.8	21.3	22.7	42.6	43.2	63.9	63.0	85.2	82.2	127.8	120.9	170.4	159.5		
	15	28.4	24.4	23.1	48.8	43.9	73.2	64.3	97.6	83.6	146.4	122.8	195.2	162.2		
	20	32.5	27.1	23.1	54.2	43.9	81.3	64.4	108.5	83.7	162.7	123.0	217.0	162.4		
	25	39.0	31.3	22.6	62.7	42.9	94.0	62.8	125.4	81.8	188.1	120.2	250.8	158.8		
30	45.0	35.3	21.7	70.6	41.2	105.9	60.3	141.3	78.5	211.9	115.3	282.6	152.2			
135# 78.7°	-25	1.3	5.5	15.2	11.1	27.8	16.6	42.2	22.3	54.8	33.4	80.7	44.6	106.7		
	-20	3.6	7.0	16.4	14.1	31.1	21.1	45.6	28.3	59.3	42.4	87.3	56.6	115.0		
	-15	6.2	8.9	17.8	17.9	33.8	26.8	49.6	35.8	64.4	53.7	94.5	71.6	125.0		
	-10	9.0	10.6	19.2	21.2	36.6	31.8	53.6	42.5	69.6	63.7	102.3	85.0	135.2		
	- 5	12.2	12.7	20.7	25.4	39.4	38.1	57.7	50.8	75.0	76.2	110.2	101.6	145.9		
	0	15.7	14.9	22.1	29.9	42.0	44.8	61.6	59.8	80.0	89.7	117.6	119.6	155.2		
	5	19.6	17.5	23.2	35.0	44.2	52.5	64.9	70.0	84.3	105.0	123.8	140.0	163.8		
	10	23.8	20.2	24.3	40.4	46.3	60.6	67.9	80.9	86.2	121.3	129.8	161.8	171.2		
	15	28.4	23.2	25.2	46.4	47.8	69.6	70.2	92.8	91.1	139.2	134.0	185.6	177.0		
	20	32.5	25.8	25.5	51.6	48.5	77.4	71.3	103.2	92.5	154.8	136.0	206.4	180.0		
	25	39.0	30.0	25.6	60.0	49.0	90.0	72.0	120.0	93.4	180.0	137.2	240.0	181.3		
30	45.0	33.7	25.8	67.5	49.2	101.2	72.2	135.0	93.7	202.5	137.8	270.0	182.0			
155# 86.1°	-25	1.3	5.1	15.6	10.2	29.6	15.3	43.5	20.4	56.4	30.6	82.9	40.8	109.7		
	-20	3.6	6.5	16.9	13.1	32.1	19.6	47.1	26.2	61.1	39.3	89.8	52.4	118.8		
	-15	6.2	8.1	18.3	16.3	34.8	24.4	51.0	32.6	66.3	48.0	97.5	65.2	128.8		
	-10	9.0	9.9	19.8	19.9	37.7	29.8	55.3	39.9	71.8	59.8	105.6	79.8	139.4		
	- 5	12.2	12.0	21.4	24.0	40.6	36.0	58.6	48.0	77.4	72.0	113.8	96.0	150.2		
	0	15.7	14.2	22.8	28.4	43.4	42.6	63.7	56.8	82.6	85.2	121.5	113.6	160.3		
	5	19.6	16.6	24.2	33.3	46.1	49.9	67.5	66.7	87.7	100.0	129.0	133.4	170.2		
	10	23.8	19.2	25.4	38.5	48.3	57.7	70.8	77.1	91.9	115.6	135.0	154.2	178.3		
	15	28.4	22.1	26.3	44.3	50.0	66.4	73.3	88.6	95.2	132.9	140.0	177.2	185.0		
	20	32.5	24.7	26.8	49.4	51.0	74.1	75.0	98.8	97.2	148.2	143.0	197.6	188.8		
	25	39.0	28.7	27.2	57.5	51.8	86.2	76.0	115.0	98.6	172.5	145.0	230.0	191.3		
30	45.0	32.3	27.3	64.7	51.9	97.0	76.1	129.4	98.8	194.1	145.2	258.8	192.0			

Ratings above line for extrapolation only.

Fuente: http://www.food-processing-equipment.biz/pdf/fpe_RGMP262viltercompressorspecs.pdf

CONDENSING Pressure psig and Corresponding Temperature °F			REFRIGERANT 717 (AMMONIA) <i>Vilter.</i>										BASED ON 1200 RPM	
SUCTION			COMPRESSOR MODEL											
Temp. °F	Press. psig	442		444		446		448		4412		4416		
		TONS	BHP	TONS	BHP	TONS	BHP	TONS	BHP	TONS	BHP	TONS	BHP	
165# 89.6°	-15	6.2	7.8	18.8	15.7	35.8	23.5	52.5	31.4	68.2	47.1	100.2	62.8	132.3
	-10	9.0	9.6	20.3	19.2	38.6	28.8	56.7	38.4	73.6	57.6	108.3	76.8	143.0
	-5	12.2	11.6	21.7	23.2	41.4	34.8	60.6	46.4	78.7	69.8	115.8	92.8	153.0
	0	15.7	13.7	23.1	27.5	44.0	41.2	64.5	55.0	83.7	82.5	123.1	110.0	162.3
	5	19.6	16.1	24.6	32.3	46.7	48.4	68.5	64.7	89.0	97.0	131.0	129.4	172.8
	10	23.8	18.8	25.9	37.6	49.3	56.4	72.3	75.2	93.8	112.8	138.0	150.4	182.0
	15	28.4	21.6	26.9	43.3	51.1	64.9	75.0	86.6	97.4	129.9	143.3	173.2	189.0
	20	33.5	24.1	27.4	48.3	52.2	72.4	76.6	96.6	99.4	144.9	146.0	193.2	193.8
	25	39.0	28.2	27.9	56.4	53.1	84.6	77.7	112.8	101.0	169.2	148.6	225.6	196.0
	30	45.0	31.6	28.0	63.3	53.2	94.9	77.9	126.6	101.2	189.9	148.9	253.2	196.4
175# 93.0°	-15	6.2	7.6	19.3	15.2	36.8	22.8	53.9	30.4	69.9	45.6	102.8	60.8	135.8
	-10	9.0	9.3	20.8	18.6	39.6	27.9	58.0	37.2	75.4	55.8	110.9	74.4	146.2
	-5	12.2	11.2	22.3	22.5	42.4	33.7	62.0	45.0	80.6	67.5	118.3	90.0	156.2
	0	15.7	13.4	23.7	26.6	45.0	40.2	66.0	53.7	85.7	80.5	126.0	107.4	166.3
	5	19.6	15.8	25.2	31.6	47.7	47.4	70.0	63.3	91.0	94.9	134.0	126.6	176.7
	10	23.8	18.4	26.4	36.8	50.2	55.2	73.5	73.7	95.5	110.5	140.4	147.4	185.2
	15	28.4	21.2	27.4	42.4	52.2	63.6	76.6	84.9	99.4	127.3	146.0	169.8	193.6
	20	33.5	23.7	28.1	47.4	53.4	71.1	78.3	94.8	101.7	142.2	149.6	189.6	197.3
	25	39.0	27.6	28.9	55.3	55.0	82.9	80.5	110.6	104.6	165.9	154.0	221.2	203.0
	30	45.0	31.1	29.3	62.2	55.9	93.3	81.8	124.5	106.2	186.7	156.2	249.0	206.0
185# 96.2°	-15	6.2	7.3	19.6	14.7	37.2	22.0	54.6	29.4	71.0	44.1	104.2	58.8	138.0
	-10	9.0	9.0	21.1	18.0	40.2	27.0	58.7	36.0	76.4	54.0	112.0	72.0	148.0
	-5	12.2	10.9	22.6	21.8	42.9	32.7	62.8	43.7	81.7	65.5	120.0	87.4	158.5
	0	15.7	13.1	24.1	26.2	45.8	39.3	67.1	52.4	87.2	78.6	128.0	104.8	169.0
	5	19.6	15.5	25.6	31.1	48.7	46.6	71.4	62.2	92.8	93.3	136.2	124.4	180.0
	10	23.8	18.0	26.9	36.1	51.4	54.1	75.2	72.2	97.7	108.3	143.6	144.4	189.5
	15	28.4	20.8	28.0	41.6	53.4	62.4	78.3	83.3	101.6	124.9	149.3	166.6	198.0
	20	33.5	23.2	28.9	46.5	54.9	69.7	80.4	93.0	104.4	139.5	154.8	186.0	203.5
	25	39.0	27.0	29.8	54.1	56.7	81.1	83.4	108.3	108.0	162.4	159.0	216.6	210.0
	30	45.0	30.6	30.7	61.2	58.4	91.8	85.7	122.5	111.1	183.7	163.5	245.0	216.5
205# 102.3°	-5	12.2	10.3	23.6	20.7	44.8	31.0	65.7	41.5	85.4	62.2	125.5	83.0	165.5
	0	15.7	12.4	25.2	25.0	47.9	37.5	70.2	50.0	91.2	75.0	134.0	100.0	177.0
	5	19.6	14.8	26.6	29.6	50.6	44.4	74.2	59.2	96.4	88.8	141.7	118.4	186.7
	10	23.8	17.3	27.9	34.7	53.3	52.0	78.0	69.5	101.2	104.2	149.0	139.0	197.5
	15	28.4	20.0	29.1	40.1	55.5	60.1	81.2	80.3	105.6	120.4	155.0	160.8	206.0
	20	33.5	22.5	30.1	45.0	57.3	67.5	84.0	90.0	109.0	135.0	160.0	180.0	212.3
225# 108.0°	25	39.0	26.3	31.4	52.6	59.8	78.9	87.7	105.2	113.8	157.8	167.3	210.4	222.0
	30	45.0	29.7	32.9	59.5	62.0	89.2	91.0	119.1	118.0	178.6	173.5	238.2	230.0
	20	33.5	21.7	31.5	43.4	60.0	65.1	86.0	86.9	114.2	130.3	168.1	173.8	223.0
	25	39.0	25.4	33.0	50.9	62.7	76.3	92.0	101.9	119.4	152.8	175.5	203.8	233.0
	30	45.0	28.9	34.1	57.9	65.0	86.8	95.2	115.8	123.8	173.7	182.0	231.6	241.5
	35	51.6	32.7	35.6	65.4	67.7	98.1	99.2	130.8	128.8	196.2	189.7	261.6	251.0

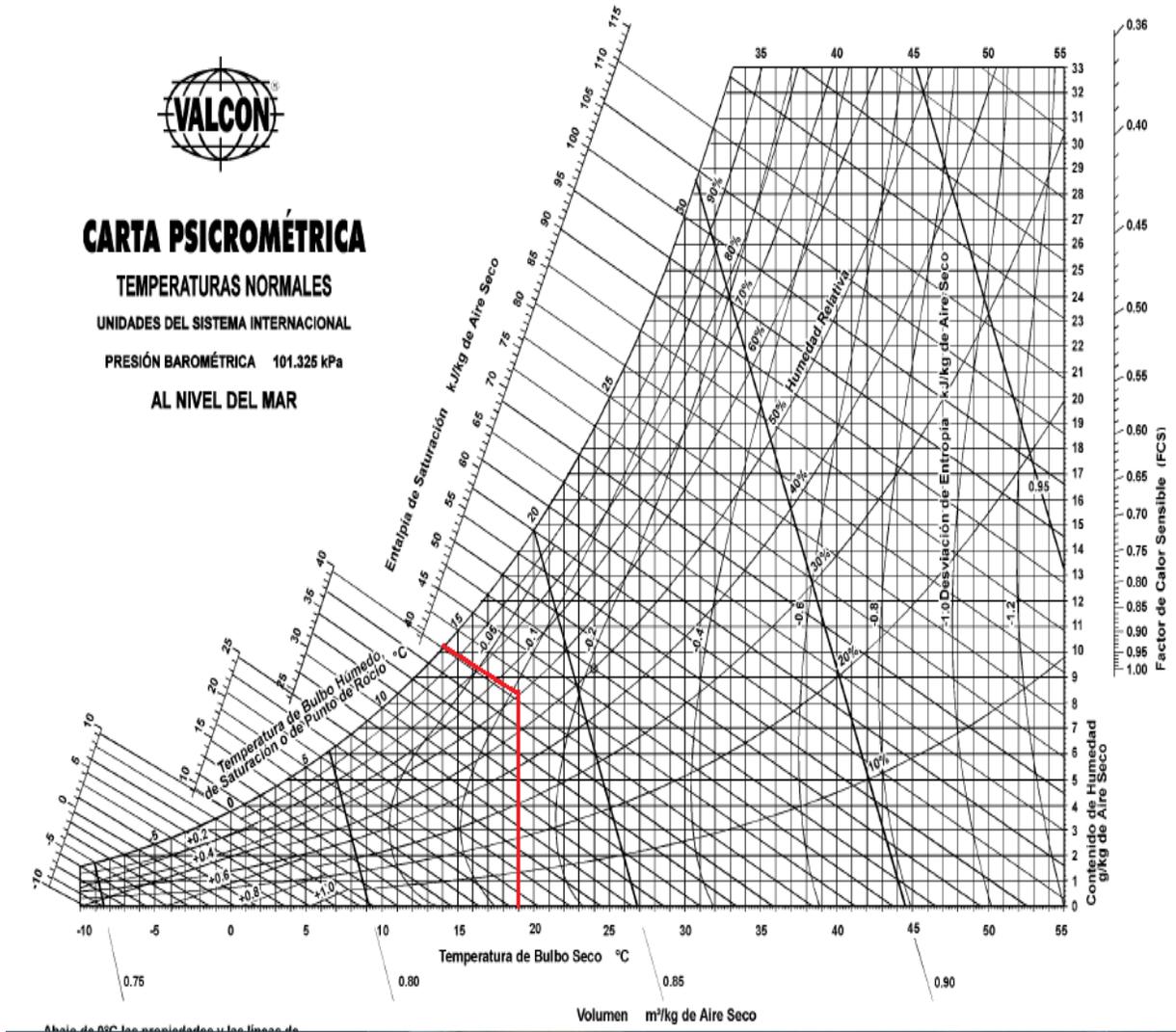
Ratings above line for extrapolation only.

Fuente: http://www.food-processing-equipment.biz/pdf/fpe_RGMP262viltercompressorspecs.pdf

ITEM	442	444	446	448	4412XL	4416XL
Number of Cylinder	2	4	6	8	12	16
Maximun RPM	1200	1200	1200	1200	1200	1200
Bore & Stroke-In (mm)	114x89	114x89	114x89	114x89	114x89	114x89
Displacement-M3hr	78	155	232	309	464	619
Suction Connection-In(mm)	2 1/2(64)	3(76)	4(102)	4(102)	5(127)	6(152)
Dis Connection-In(mm)	2(51)	2 1/2(64)	3(76)	3(76)	Two 3 (76)	Two 3(76)
Unit Weight less Motor	1900(862)	2700(1225)	3100 (1406)	3400(1542)	5300 (2404)	5800(2630)
Oil charge - Gallon(Liter)	5(19)	7(27)	7(27)	7(27)	14(53)	14(53)
Standard step of unloading	0	50	33/66	25/50	33/66	25/50
Option 1 step of unloading %	50	25/50/75	□Ñ	25/50/75	□Ñ	25/50/75
Option 2 step of unloading	100	50/100	33/66/100	25/50/75/100	33/66/100	25/50/75/100
Maximun discharge temp C	300(149)	300(149)	300(149)	300(149)	300(149)	300(149)
Crankcase of Temp Range C	43~54	43~54	43~54	43~54	43~54	43~54

Fuente: http://www.food-processing-equipment.biz/pdf/fpe_RGMP262viltercompressorspecs.pdf

Anexo 5. Determinación de la temperatura de bulbo húmedo.



Fuente: <https://avdiaz.files.wordpress.com/2009/01/i-unidad3.pdf>

Anexo 6. Método de selección para condensador según EVAPCO.

Heat of Rejection Method

In the heat of rejection method, a factor for the specified operating conditions (condensing temperature and wet bulb) is obtained from Table 1 or 2 and multiplied times the heat of rejection.

The resultant figure is used to select a unit from Table 3. Unit capacities are given in Table 3 in thousands of BTU/Hr or MBH.

If the heat of rejection is not known, it can be determined by one of the following formulae:

Open Compressors:

$$\text{Heat of Rejection} = \text{Evaporator Load (BTU/Hr)} + \text{Compressor BHP} \times 2545$$

Hermetic Compressors:

$$\text{Heat of Rejection} = \text{Evaporator Load (BTU/Hr)} + \text{K.W. Compressor Input} \times 3415$$

EXAMPLE

Given: 450 ton load, ammonia refrigerant 96.3° condensing temperature, 78° W.B. temperature and 500 compressor BHP.

Selection: Heat of Rejection

$$\begin{aligned} 450 \text{ tons} \times 12000 &= 5,400,000 \text{ BTU/Hr} \\ 500 \text{ BHP} \times 2545 &= 1,272,500 \text{ BTU/Hr} \\ \text{Total} &= 6,672,500 \text{ BTU/Hr} \end{aligned}$$

From Table 2 the capacity factor for 96.3° condensing and 78° W.B. = 1.37
 $6,672,500 \times 1.37 = 9,141,325 \text{ BTU/Hr}$ or 9142 MBH. Therefore, select a model ATC-639E-1g or ATC-XC641E-1g.

Note: For screw compressor selections employing water cooled oil cooling, select a condenser for the total MBH as in the example. The condenser can then function in one of two ways:

- (1) Recirculating water from the water sump can be used for oil cooling. A separate pump should be employed and the return water should be directed into the water sump at the opposite end from the pump suction.
- (2) The condenser coil can be circuited so that water or a glycol-water mixture for the oil cooler can be cooled in a separate section of the coil. Specify load and water flow required.

For refrigerant injection cooled screw compressors, select the condenser in the same manner as shown in the example.

If the oil cooler is supplied by water from a separate source, then the oil cooling load should be deducted from the heat of rejection before making the selection.

Condensing Pres. psig	Cond. Temp. °F	Wet Bulb Temperature. (°F)																	
		50	55	60	62	64	66	68	70	72	74	75	76	77	78	80	82	84	86
152	85	.98	1.09	1.24	1.34	1.44	1.56	1.72	1.90	2.16	2.48	2.70	2.94	3.25	3.57	-	-	-	-
166	90	.83	.91	1.02	1.08	1.14	1.21	1.29	1.40	1.53	1.69	1.79	1.89	2.01	2.12	2.54	3.12	-	-
181	95	.71	.78	.85	.89	.94	.98	1.03	1.09	1.17	1.25	1.29	1.34	1.39	1.47	1.63	1.85	2.12	2.47
185	96.3	.69	.75	.82	.86	.90	.94	.98	1.03	1.10	1.18	1.22	1.26	1.31	1.37	1.51	1.71	1.94	2.25
197	100	.63	.68	.73	.76	.79	.81	.84	.87	.92	.97	1.00	1.03	1.07	1.11	1.20	1.30	1.46	1.63
214	105	.56	.59	.62	.64	.67	.69	.71	.74	.78	.81	.83	.85	.87	.89	.95	1.01	1.10	1.21
232	110	.50	.53	.55	.57	.58	.60	.62	.63	.66	.69	.70	.71	.73	.75	.79	.83	.87	.93

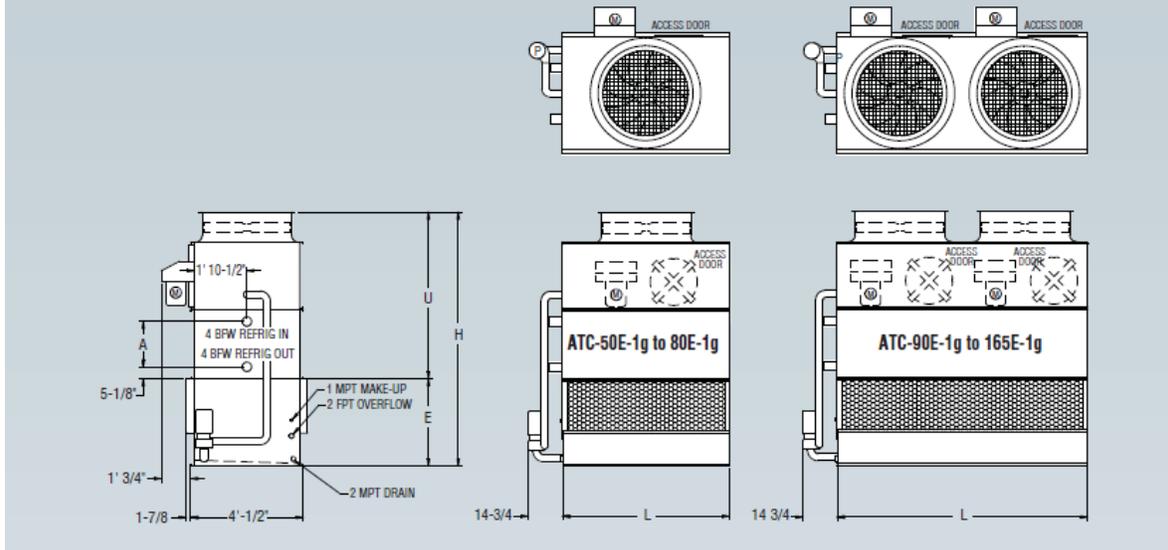
Fuente: http://www.evapco.com/products/atc_evaporative_condenser

Table 3 - Unit Heat Rejection

ATC & ATC-X Models									
Model	MBH Base	Model	MBH Base	Model	MBH Base	Model	MBH Base	Model	MBH Base
ATC-50E-1g	735	ATC-XC427E-1g	6,277	ATC-XE665E-1g	9,776	ATC-935E-1g	13,746	ATC-1495E-1g	21,974
ATC-65E-1g	956	ATC-428E-1g	6,296	ATC-666E-1g	9,793	ATC-XE947E-1g	13,921	ATC-1496E-1g	21,991
ATC-80E-1g	1,176	ATC-442E-1g	6,490	ATC-XC669E-1g	9,834	ATC-949E-1g	13,950	ATC-1561E-1g	22,954
ATC-90E-1g	1,323	ATC-XC443E-1g	6,512	ATC-675E-1g	9,925	ATC-967E-1g	14,218	ATC-1562E-1g	22,961
ATC-105E-1g	1,544	ATC-XE448E-1g	6,586	ATC-682E-1g	10,027	ATC-979E-1g	14,395	ATC-1616E-1g	23,761
ATC-120E-1g	1,764	ATC-456E-1g	6,706	ATC-687E-1g	10,097	ATC-980E-1g	14,406	ATC-1625E-1g	23,881
ATC-135E-1g	1,985	ATC-457E-1g	6,715	ATC-703E-1g	10,339	ATC-XE984E-1g	14,465	ATC-1654E-1g	24,320
ATC-150E-1g	2,205	ATC-XC462E-1g	6,791	ATC-706E-1g	10,380	ATC-1006E-1g	14,789	ATC-1655E-1g	24,329
ATC-165E-1g	2,426	ATC-XE472E-1g	6,938	ATC-XE709E-1g	10,422	ATC-1007E-1g	14,803	ATC-1708E-1g	25,106
ATC-170E-1g	2,499	ATC-473E-1g	6,948	ATC-713E-1g	10,475	ATC-XC1011E-1g	14,862	ATC-1709E-1g	25,122
ATC-187E-1g	2,751	ATC-474E-1g	6,973	ATC-XC720E-1g	10,584	ATC-XE1032E-1g	15,170	ATC-1720E-1g	25,282
ATC-199E-1g	2,932	ATC-486E-1g	7,140	ATC-725E-1g	10,660	ATC-1046E-1g	15,379	ATC-1729E-1g	25,410
ATC-218E-1g	3,199	ATC-XE492E-1g	7,232	ATC-XE742E-1g	10,907	ATC-1047E-1g	15,391	ATC-1783E-1g	26,214
ATC-221E-1g	3,242	ATC-503E-1g	7,394	ATC-746E-1g	10,973	ATC-XC1049E-1g	15,420	ATC-1784E-1g	26,225
ATC-232E-1g	3,428	ATC-XC504E-1g	7,409	ATC-747E-1g	10,987	ATC-1077E-1g	15,838	ATC-1795E-1g	26,394
ATC-238E-1g	3,497	ATC-508E-1g	7,462	ATC-755E-1g	11,091	ATC-1078E-1g	15,847	ATC-1805E-1g	26,527
ATC-246E-1g	3,619	ATC-XE516E-1g	7,585	ATC-XC775E-1g	11,393	ATC-1085E-1g	15,942	ATC-1851E-1g	27,216
ATC-247E-1g	3,633	ATC-523E-1g	7,689	ATC-778E-1g	11,441	ATC-XC1112E-1g	16,346	ATC-1861E-1g	27,354
ATC-253E-1g	3,721	ATC-XC525E-1g	7,718	ATC-780E-1g	11,466	ATC-1117E-1g	16,420	ATC-1879E-1g	27,628
ATC-258E-1g	3,795	ATC-527E-1g	7,753	ATC-781E-1g	11,477	ATC-1118E-1g	16,435	ATC-1915E-1g	28,152
ATC-269E-1g	3,957	ATC-XE528E-1g	7,762	ATC-791E-1g	11,628	ATC-XC1153E-1g	16,949	ATC-1925E-1g	28,294
ATC-280E-1g	4,119	ATC-539E-1g	7,919	ATC-XC904E-1g	11,819	ATC-XE1157E-1g	17,008	ATC-2002E-1g	29,430
ATC-294E-1g	4,326	ATC-XE542E-1g	7,967	ATC-805E-1g	11,831	ATC-1163E-1g	17,093	ATC-2082E-1g	30,604
ATC-XE298E-1g	4,381	ATC-545E-1g	8,009	ATC-806E-1g	11,849	ATC-1164E-1g	17,111	ATC-2158E-1g	31,725
ATC-305E-1g	4,489	ATC-XE533E-1g	8,129	ATC-XE812E-1g	11,936	ATC-1166E-1g	17,136	ATC-2223E-1g	32,676
ATC-325E-1g	4,777	ATC-556E-1g	8,169	ATC-816E-1g	12,001	ATC-1167E-1g	17,155	ATC-2256E-1g	33,161
ATC-XE333E-1g	4,895	ATC-557E-1g	8,188	ATC-827E-1g	12,160	ATC-1191E-1g	17,503	ATC-2320E-1g	34,100
ATC-XC346E-1g	5,086	ATC-XC558E-1g	8,203	ATC-830E-1g	12,199	ATC-1192E-1g	17,522	ATC-2324E-1g	34,157
ATC-355E-1g	5,219	ATC-559E-1g	8,210	ATC-842E-1g	12,374	ATC-1203E-1g	17,684	ATC-2404E-1g	35,335
ATC-XE356E-1g	5,233	ATC-578E-1g	8,503	ATC-854E-1g	12,553	ATC-1204E-1g	17,699	ATC-2490E-1g	36,603
ATC-358E-1g	5,269	ATC-XC579E-1g	8,511	ATC-XC855E-1g	12,569	ATC-XC1210E-1g	17,787	ATC-2509E-1g	36,877
ATC-XC360E-1g	5,292	ATC-581E-1g	8,547	ATC-857E-1g	12,592	ATC-XC1222E-1g	17,963	ATC-2647E-1g	38,904
ATC-XE368E-1g	5,410	ATC-583E-1g	8,568	ATC-858E-1g	12,613	ATC-1239E-1g	18,214	ATC-2765E-1g	40,644
ATC-369E-1g	5,430	ATC-XE596E-1g	8,761	ATC-865E-1g	12,721	ATC-1240E-1g	18,228	ATC-2855E-1g	41,964
ATC-371E-1g	5,454	ATC-598E-1g	8,789	ATC-866E-1g	12,769	ATC-XC1264E-1g	18,581	ATC-2900E-1g	42,630
ATC-379E-1g	5,570	ATC-601E-1g	8,842	ATC-XC884E-1g	12,995	ATC-XC1282E-1g	18,845	ATC-3029E-1g	44,531
ATC-385E-1g	5,663	ATC-XE608E-1g	8,938	ATC-892E-1g	13,107	ATC-1283E-1g	18,860	ATC-3210E-1g	47,181
ATC-XE387E-1g	5,689	ATC-609E-1g	8,947	ATC-895E-1g	13,160	ATC-1284E-1g	18,875	ATC-3232E-1g	47,518
ATC-XC388E-1g	5,704	ATC-XC611E-1g	8,982	ATC-XE896E-1g	13,171	ATC-1293E-1g	19,009	ATC-3313E-1g	48,706
ATC-392E-1g	5,759	ATC-620E-1g	9,107	ATC-XC997E-1g	13,186	ATC-1294E-1g	19,022	ATC-3336E-1g	49,032
ATC-398E-1g	5,850	ATC-630E-1g	9,260	ATC-907E-1g	13,330	ATC-XC1340E-1g	19,698	ATC-3459E-1g	50,855
ATC-XC402E-1g	5,909	ATC-639E-1g	9,392	ATC-912E-1g	13,413	ATC-1364E-1g	20,054	ATC-3482E-1g	51,188
ATC-XE406E-1g	5,968	ATC-XC641E-1g	9,423	ATC-913E-1g	13,421	ATC-1365E-1g	20,066	ATC-3591E-1g	52,783
ATC-409E-1g	6,006	ATC-642E-1g	9,437	ATC-XC925E-1g	13,598	ATC-1425E-1g	20,950	ATC-3714E-1g	54,597
ATC-423E-1g	6,224	ATC-647E-1g	9,504	ATC-926E-1g	13,619	ATC-1426E-1g	20,962		

Fuente: http://www.evapco.com/products/atc_evaporative_condenser

Engineering Dimensions & Data Models ATC-50E-1g to 165E-1g



Model No.	R-717 Tons*	Fans		Weights†			Refrigerant Operating Charge lbs.***	Coil Volume ft ³	Spray Pump		Remote Pump			Dimensions				
		HP	CFM	Shipping	Heaviest Section†	Operating			HP	GPM	Gallons Req'd**	Conn. Size	Operating Weight	Height H	Upper U	Lower E	Coil A	Length L
ATC-50E-1g	35	3	11,800	2,780	2,270	3,960	51	7	3/4	135	120	6"	3,500	9' 1-3/8"	5' 11-3/4"	3' 1-5/8"	19-1/2"	5' 11-3/4"
ATC-65E-1g	46	5	12,600	3,160	2,650	4,370	66	9	3/4	135	120	6"	3,910	9' 8-7/8"	6' 7-1/4"	3' 1-5/8"	27"	5' 11-3/4"
ATC-80E-1g	57	5	12,000	3,570	3,060	4,810	81	11	3/4	135	120	6"	4,350	10' 4-3/8"	7' 2-3/4"	3' 1-5/8"	34-1/2"	5' 11-3/4"
ATC-90E-1g	64	(2) 3	21,200	4,110	3,440	5,820	75	10	1	200	180	6"	5,200	9' 1-3/8"	5' 11-3/4"	3' 1-5/8"	19-1/2"	8' 11-3/4"
ATC-105E-1g	74	(2) 3	19,800	4,660	3,990	6,410	97	13	1	200	180	6"	5,790	9' 8-7/8"	6' 7-1/4"	3' 1-5/8"	27"	8' 11-3/4"
ATC-120E-1g	85	(2) 3	19,100	5,250	4,580	7,050	120	16	1	200	180	6"	6,430	10' 4-3/8"	7' 2-3/4"	3' 1-5/8"	34-1/2"	8' 11-3/4"
ATC-135E-1g	96	(2) 3	25,300	5,690	4,870	8,000	129	18	1-1/2	270	230	8"	7,220	9' 8-7/8"	6' 7-1/4"	3' 1-5/8"	27"	11' 11-3/4"
ATC-150E-1g	106	(2) 3	23,800	6,490	5,670	8,860	159	22	1-1/2	270	230	8"	8,080	10' 4-3/8"	7' 2-3/4"	3' 1-5/8"	34-1/2"	11' 11-3/4"
ATC-165E-1g	117	(2) 5	25,900	6,510	5,690	8,880	159	22	1-1/2	270	230	8"	8,100	10' 4-3/8"	7' 2-3/4"	3' 1-5/8"	34-1/2"	11' 11-3/4"

* Tons at standard conditions: 96.3°F condensing, 20°F suction and 78°F W.B.

** Gallons shown is water in suspension in unit and piping. Allow for additional water in bottom of remote sump to cover pump suction and strainer during operation. (12" would normally be sufficient.)

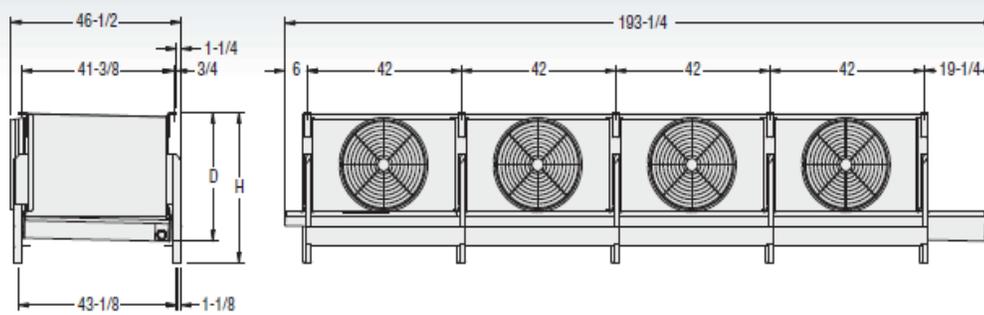
† Heaviest section is the coil section. When 5.12g seismic design is required consult the factory for specific weights.

*** Refrigerant charge is shown for R-717. Multiply by 1.93 for R-22 and 1.98 for R-134a.

Dimensions are subject to change. Do not use for pre-fabrication. Quantity of coil connections subject to change based on refrigerant and design conditions.

Fuente: http://www.evapco.com/products/atc_evaporative_condenser

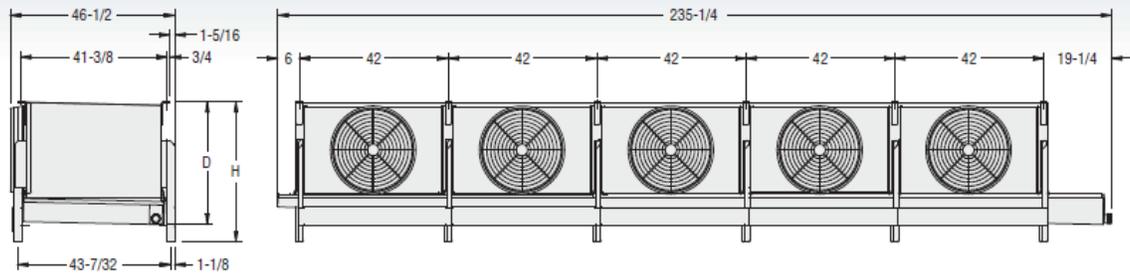
Anexo 7. Selección de los evaporadores marca EVAPCO.



SSTMA UNIT COOLERS — 4 FAN MODELS

SSTMA Model No.	0" ESP				Fan Data						Coil Data		Height (in.)		Shipping Wt. (lbs.)	Electric Defrost (KW)			
	Capacity (Bluh)*		Airflow (CFM)	Velocity (FPM)	Rated Hp	Nameplate Motor Hp	Fan RPM	Fan Dia.	Fan dBA†	Rows Deep	Coil fpi	Volume (ft³)	D	H		Room Temp			
	Wet 15°F TD (50°F-35°F)	Dry 10°F TD (35°F-25°F)														≈ -20°F	> +5°F	≤ +33°F	> +33°F
SSTMA4-2843E0025C1KA	93828	58104	13039	466	0.85	0.25	850	22	69	4	3	1.4	32-3/4	38-1/2	1426	33.0	28.1	24.6	
SSTMA4-2843E0025C2KA	89321	54566	11871	424	0.83	0.25	850	22	70	4	3	1.4	32-3/4	38-1/2	1498	33.0	28.1	24.6	
SSTMA4-2843E0033C1KA	100188	64463	15369	549	1.43	0.33	850	22	69	4	3	1.4	32-3/4	38-1/2	1426	33.0	28.1	24.6	
SSTMA4-2843E0033C2KA	97957	61524	14268	510	1.25	0.33	850	22	70	4	3	1.4	32-3/4	38-1/2	1498	33.0	28.1	24.6	
SSTMA4-2843E0050C1KA	99472	62638	14753	527	1.31	0.50	850	22	70	4	3	1.4	32-3/4	38-1/2	1426	33.0	28.1	24.6	
SSTMA4-2843E0050C2KA	97957	61522	14270	510	1.25	0.50	850	22	71	4	3	1.4	32-3/4	38-1/2	1498	33.0	28.1	24.6	
SSTMA4-2843E0050C5LA	-	75630	19338	691	2.03	0.50	1140	22	78	4	3	1.4	32-3/4	38-1/2	1394	33.0	28.1	24.6	
SSTMA4-2843E0050C6LA	-	68536	17033	608	2.01	0.50	1140	22	79	4	3	1.4	32-3/4	38-1/2	1394	33.0	28.1	24.6	
SSTMA4-2843E0075C1LA	-	81795	21668	774	3.03	0.75	1140	22	78	4	3	1.4	32-3/4	38-1/2	1365	33.0	28.1	24.6	
SSTMA4-2843E0075C2LA	-	76665	19493	696	2.88	0.75	1140	22	79	4	3	1.4	32-3/4	38-1/2	1437	33.0	28.1	24.6	
SSTMA4-2843E0200C1MA	-	101221	30635	1094	7.74	2	1750	22	89	4	3	1.4	32-3/4	38-1/2	1435	33.0	28.1	24.6	
SSTMA4-2843E0200C2MA	-	95167	28238	1009	8.02	2	1750	22	90	4	3	1.4	32-3/4	38-1/2	1507	33.0	28.1	24.6	
SSTMA4-2844E0025C1KA	104427	68993	12843	459	0.86	0.25	850	22	69	4	4	1.4	32-3/4	38-1/2	1473	33.0	28.1	24.6	
SSTMA4-2844E0025C2KA	100408	62987	11817	422	0.84	0.25	850	22	70	4	4	1.4	32-3/4	38-1/2	1544	33.0	28.1	24.6	
SSTMA4-2844E0033C1KA	114258	76627	14951	534	1.44	0.33	850	22	69	4	4	1.4	32-3/4	38-1/2	1473	33.0	28.1	24.6	
SSTMA4-2844E0033C2KA	111320	71420	13933	498	1.25	0.33	850	22	70	4	4	1.4	32-3/4	38-1/2	1544	33.0	28.1	24.6	
SSTMA4-2844E0050C1KA	112972	75009	14452	516	1.31	0.50	850	22	70	4	4	1.4	32-3/4	38-1/2	1472	33.0	28.1	24.6	
SSTMA4-2844E0050C2KA	111320	71426	13935	498	1.25	0.50	850	22	71	4	4	1.4	32-3/4	38-1/2	1544	33.0	28.1	24.6	
SSTMA4-2844E0050C5LA	-	89384	19067	681	2.03	0.50	1140	22	78	4	4	1.4	32-3/4	38-1/2	1440	33.0	28.1	24.6	
SSTMA4-2844E0050C6LA	116807	80360	16812	600	2.01	0.50	1140	22	79	4	4	1.4	32-3/4	38-1/2	1440	33.0	28.1	24.6	
SSTMA4-2844E0075C1LA	-	96098	21083	753	3.05	0.75	1140	22	78	4	4	1.4	32-3/4	38-1/2	1411	33.0	28.1	24.6	
SSTMA4-2844E0075C2LA	-	89609	19189	685	2.9	0.75	1140	22	79	4	4	1.4	32-3/4	38-1/2	1483	33.0	28.1	24.6	
SSTMA4-2844E0200C1MA	-	118440	30175	1078	7.79	2	1750	22	89	4	4	1.4	32-3/4	38-1/2	1482	33.0	28.1	24.6	
SSTMA4-2844E0200C2MA	-	110515	27829	904	8.00	2	1750	22	90	4	4	1.4	32-3/4	38-1/2	1553	33.0	28.1	24.6	
SSTMA4-2846E0025C1KA	132980	82313	12508	447	0.87	0.25	850	22	69	4	6	1.4	32-3/4	38-1/2	1565	33.0	28.1	24.6	
SSTMA4-2846E0033C2KA	125415	78425	11458	409	0.80	0.25	850	22	70	4	6	1.4	32-3/4	38-1/2	1636	33.0	28.1	24.6	

Fuente: http://www.evapco.com/sites/evapco.com/files/414a-em_-_sst-a_series_eng_manual_2.pdf



SSTMA UNIT COOLERS — 5 FAN MODELS **AIR CERTIFIED®**
www.air-certified.org

SSTMA Model No.	0° ESP				Fan Data						Coil Data		Height (in.)		Shipping Wt. (lbs.)	Electric Defrost (KW)		
	Capacity (Btuh)*		Airflow (CFM)	Velocity (FPM)	Rated Hp	Nameplate Motor Hp	Fan RPM	Fan Dia.	dBA†	Rows Deep	Volume (ft³)	D	H	Room Temp				
	Wet 15°F TD (50°F-35°F)	Dry 10°F TD (35°F-25°F)												≥ -20°F ≤ +5°F		> +5°F ≤ +33°F	> +33°F	
SSTMAS-3543E0025C1KA	117269	73049	16299	466	1.06	0.25	850	22	70	4	3	1.7	33-5/8	38-1/2	1759	40.8	34.7	30.5
SSTMAS-3543E0025C2KA	111660	68480	14839	424	1.04	0.25	850	22	71	4	3	1.7	33-5/8	38-1/2	1862	40.8	34.7	30.5
SSTMAS-3543E0033C1KA	129280	81575	19212	549	1.79	0.33	850	22	70	4	3	1.7	33-5/8	38-1/2	1759	40.8	34.7	30.5
SSTMAS-3543E0033C2KA	124120	77887	17835	510	1.56	0.33	850	22	71	4	3	1.7	33-5/8	38-1/2	1862	40.8	34.7	30.5
SSTMAS-3543E0050C1KA	126069	79386	18442	527	1.64	0.50	850	22	71	4	3	1.7	33-5/8	38-1/2	1759	40.8	34.7	30.5
SSTMAS-3543E0050C2KA	124120	77883	17837	510	1.56	0.50	850	22	72	4	3	1.7	33-5/8	38-1/2	1862	40.8	34.7	30.5
SSTMAS-3543E0050C6LA	-	94538	24173	691	2.54	0.50	1140	22	79	4	3	1.7	33-5/8	38-1/2	1732	40.8	34.7	30.5
SSTMAS-3543E0050C6LA	-	85669	21292	608	2.51	0.50	1140	22	80	4	3	1.7	33-5/8	38-1/2	1732	40.8	34.7	30.5
SSTMAS-3543E0075C1LA	-	102252	27085	774	3.79	0.75	1140	22	79	4	3	1.7	33-5/8	38-1/2	1682	40.8	34.7	30.5
SSTMAS-3543E0075C2LA	-	95832	24369	696	3.6	0.75	1140	22	80	4	3	1.7	33-5/8	38-1/2	1785	40.8	34.7	30.5
SSTMAS-3543E0200C1MA	-	126335	38297	1094	9.68	2	1750	22	90	4	3	1.7	33-5/8	38-1/2	1770	40.8	34.7	30.5
SSTMAS-3543E0200C2MA	-	118094	35208	1000	10.00	2	1750	22	91	4	3	1.7	33-5/8	38-1/2	1820	40.8	34.7	30.5
SSTMAS-3544E0025C1KA	130534	84464	16054	459	1.07	0.25	850	22	70	4	4	1.7	33-5/8	38-1/2	1816	40.8	34.7	30.5
SSTMAS-3544E0025C2KA	123310	79688	14771	422	1.05	0.25	850	22	71	4	4	1.7	33-5/8	38-1/2	1919	40.8	34.7	30.5
SSTMAS-3544E0033C1KA	142839	95784	18688	534	1.8	0.33	850	22	70	4	4	1.7	33-5/8	38-1/2	1816	40.8	34.7	30.5

Fuente: http://www.evapco.com/sites/evapco.com/files/414a-em_-_sst-a_series_eng_manual_2.pdf

Anexo 8. Tablas para selección de tuberías de succión y descarga utilizando amoniaco como refrigerante.

TABLE 1-A. SUCTION LINE CAPACITIES—TONS — REFRIGERANT 717
(For Intermediate or Low Stage Applications)

Refrigerant and ΔT Equivalent of Friction Drop	Steel		Suction Lines				Second Stage Discharge and Liquid Lines
	IPS	SCH	Suction Temp F				
			-60	-50	-40	-30	
Refrigerant 717 (Ammonia)	1/2	40	0.26	0.38	0.50	0.62	See Table 2
	3/4	40	0.55	0.76	1.05	1.30	
	1	40	1.05	1.53	2.00	2.50	
	1 1/4	40	2.15	3.15	4.10	5.10	
	1 1/2	40	3.4	5.0	6.5	8.1	
	2	40	6.3	9.2	12.0	15.0	
1 F ΔT Per 100 ft Equiv. Length	2 1/2	40	10.3	15.0	19.5	24.3	
	3	40	18.4	26.8	35.0	43.7	
	3 1/2	40	27.3	39.8	52.0	65.0	
	4	40	37.8	55.2	72.0	90.0	
	5	40	68.3	100.0	130.0	162.0	
	8	40	258.0	376.0	490.0	610.0	

NOTES:

(1) Values based on 0 F saturated discharge temp. For capacities at other saturated discharge temp, multiply table value by proper line capacity multiplier (See appendix, Table A-7).

(2) For other ΔT 's and Equivalent Lengths, L_e ,
Line Capacity (Tons)

$$= \text{Table Tons} \times \left(\frac{100}{L_e} \times \frac{\text{Actual } \Delta T \text{ Loss Desired}}{\text{Table } \Delta T \text{ Loss}} \right)^{0.55}$$

(3) For other Tons and Equivalent Lengths in a given pipe size,

$$\Delta T = \text{Table } \Delta T \times \frac{L_e}{100} \times \left(\frac{\text{Actual Tons}}{\text{Table Tons}} \right)^{1.8}$$

(4) For pressure drop (psi) corresponding to ΔT , refer to Refrigerant properties, Table 5.

(5) Size low stage (Booster) discharge lines same as equivalent single stage suction lines (see Table 1-B).

Fuente: Compañía Tefrinca S.A.

TABLE 1-B. SUCTION LINE CAPACITIES—TONS¹
(For Single or High Stage Applications)

LINE SIZE ² (Inches)	Saturated Suction Temperature—F																
	-30			-20			0			20			40				
	Pressure Drop, Psi/100 ft																
IPS	½	1	2	½	1	2	½	1	2	½	1	2	3	½	1	2	3
½	0.44	0.62	0.88	0.50	0.72	1.02	0.65	0.92	1.31	0.82	1.18	1.70	2.40	1.02	1.45	2.06	2.92
¾	0.96	1.37	1.96	1.11	1.58	2.24	1.45	2.06	2.93	1.81	2.60	3.70	5.23	2.25	3.22	4.61	6.52
1	1.92	2.72	3.85	2.13	3.01	4.26	2.74	3.9	5.61	3.5	4.98	7.06	8.70	4.33	6.14	8.84	10.8
1¼	4.8	6.95	9.85	5.43	7.80	11.1	7.07	10.1	14.6	8.99	12.95	18.5	22.8	11.18	16.15	23.1	28.3
1½	7.3	10.5	14.9	8.25	11.9	16.8	10.7	15.5	22.0	14.6	19.7	27.8	34.2	17.1	24.2	34.5	42.6
2	14.1	20.5	29.0	15.9	23.9	32.5	20.9	29.6	42.7	26.4	38.0	53.7	67.1	32.8	46.8	66.7	82.0
2½	22.8	32.6	46.1	25.3	36.1	52.0	33.3	47.7	68.2	42.3	60.2	85.6	105.0	52.5	75.0	106.5	131.0
3	40.1	57.5	81.4	45.1	64.6	91.5	59.1	84.2	121	74.5	106.5	151	187.5	92.5	132	190	233
4	83.5	119	169	93.0	132	186	121	172	244	153	218	305	378	190	269	382	469
5	150	214	303	168	238	341	218	312	443	276	394	555	683	342	485	690	849
6	244	344	487	274	388	550	354	505	715	447	637	900	1110	558	789	1125	1380
8	500	710	1000	560	796	1128	726	1039	1468	920	1308	1850	2270	1135	1615	2295	2810
10	900	1280	1810	1010	1435	2020	1305	1860	2645	1645	2350	3310	4100	2040	2900	4140	5035
12	1450	2050	2900	1625	2310	3280	2100	2780	4280	2675	3820	5410	6600	3325	4685	6670	8200

NOTES: ¹ Based on fluid flow at 90 F saturated condensing temperature

² Data based on Schedule 40 steel pipe, except that 1" and smaller are based on Schedule 80

Vilter ⁷

Fuente: Compañía Tefrinca S.A.

DISCHARGE AND
LIQUID PIPINGTABLE 2. DISCHARGE AND LIQUID LINE CAPACITIES—TONS¹

LINE SIZE ^{2, 3, 4} (Inches)	DISCHARGE LINES				LIQUID LINES	
	Temperature 250 F				To Receiver	To System
	Pressure Drop Psi/100 ft				Velocity fpm	Pressure Drop Psi/100 ft
IPS	½	1	2	3	100	2
¾	—	—	—	—	8.5	11.6
½	1.28	1.85	2.65	3.25	13.6	23.5
¾	2.84	4.03	5.83	7.15	25.2	53.2
1	5.68	8.06	11.6	14.2	42.1	105
1¼	14.7	21.1	30.4	37.2	75.3	225
1½	22.2	31.5	45.0	55.0	103	351
2	43.0	61.4	87.6	107	197	805
2½	68.6	98.5	140	171	280	1280
3	122	174	246	300	432	2270
4	244	351	497	608	745	4630
5	450	638	900	1100	—	—
6	734	1030	1470	1800	—	—
8	1480	2110	3010	3650	—	—

NOTES: ¹ Based on fluid flow at 90 F saturated condensing temperature and 20 F saturated evaporating temperature

² Data on sizes 2" and over based on Schedule 40 steel pipe

³ Data on sizes 1" and below based on Schedule 80 steel pipe

⁴ Data for discharge line sizes 1¼" and 1½" based on Schedule 40 steel pipe; for liquid line sizes 1¼" and 1½" based on Schedule 80 steel pipe

⁸ **Vilter**

Fuente: Compañía Tefrinca S.A.

Anexo 9. Ficha técnica del acumulador de succión marca Frick.

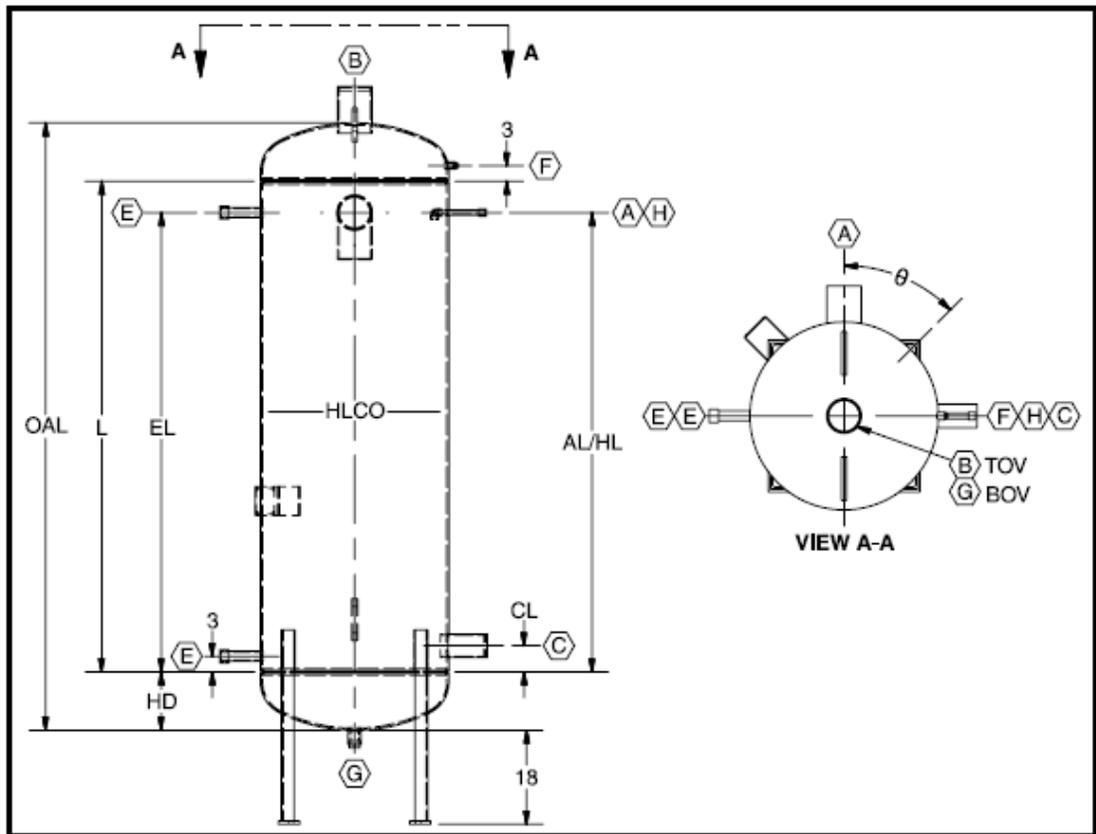


Figure 1. Data and Dimensions

Key to Nozzle/Coupling Descriptions:		
A - Wet Return	F - Relief (Coupling)	HD - Head Depth
B - Gas Outlet	G - Drain	L - Shell Length
C - Liquid Outlet	H - Oil Pot Vent	OAL - Overall Length
E - Level Column	OD - Outside Diameter	HLCO - High Level Cutout

Fuente:

http://www.johnsoncontrols.com/content/dam/WWW/jci/be/industrial_refrigeration/downloads/120-500_SED_VertAccumulator_2010-07.pdf

VERTICAL ACCUMULATOR CAPACITIES R-717 ⁽¹⁾

Model Number	Operating Temperature										
	Two Stage ⁽²⁾				Single Stage ⁽³⁾						
	-50°F	-40°F	-30°F	-20°F	-20°F	-10°F	0°F	10°F	20°F	30°F	40°F
VA-12-84	14.7	17.0	19.5	22.2	19.4	21.9	24.7	27.6	30.7	33.9	37.3
VA-16-84	27.0	31.2	35.9	40.8	35.6	40.3	45.3	50.7	56.4	62.3	68.6
VA-20-98	43.1	49.8	57.1	65.1	56.7	64.2	72.2	80.8	89.8	99.3	109.0
VA-24-100	62.8	72.6	83.3	95.0	82.7	93.7	105.0	118.0	131.0	145.0	160.0
VA-30-113	99.4	115.0	132.0	150.0	131.0	148.0	167.0	187.0	207.0	229.0	252.0
VA-36-116	144.0	167.0	192.0	218.0	190.0	215.0	242.0	271.0	301.0	333.0	367.0
VA-42-119	198.0	229.0	262.0	299.0	260.0	295.0	332.0	371.0	412.0	456.0	502.0
VA-48-122	257.0	297.0	341.0	388.0	338.0	383.0	431.0	481.0	535.0	592.0	652.0
VA-54-125	326.0	377.0	433.0	493.0	430.0	487.0	548.0	612.0	681.0	753.0	829.0
VA-60-128	404.0	468.0	537.0	611.0	533.0	603.0	679.0	759.0	844.0	933.0	1027.0
VA-72-158	582.0	673.0	772.0	879.0	766.0	867.0	976.0	1091.0	1213.0	1342.0	1477.0
VA-84-164	791.0	915.0	1049.0	1195.0	1042.0	1179.0	1327.0	1483.0	1649.0	1825.0	2008.0
VA-96-170	1038.0	1200.0	1377.0	1570.0	1368.0	1547.0	1741.0	1946.0	2164.0	2394.0	2635.0

1. Capacities are given in tons of refrigeration, (R-717)
2. Two-stage capacities based on +35°F liquid feed temperature.
3. Single-stage capacities based on +95°F liquid feed temperature.

DIMENSIONAL DATA

Model Number	MAWP	OD	OAL	HD	L	Number of Legs 18"H	Uninsulated Dry Wt. (lbm)	Surge Vol. (cu-ft)	Theta θ
VA-12-84	300	12¾	84	6	72	3	500	2.5	0°
VA-16-84	300	16	84¾	6½	72	3	400	4.5	0°
VA-20-98	300	20	98¾	7½	84	3	800	9.5	0°
VA-24-100	300	24	100¾	8¾	84	3	1,000	14.2	0°
VA-30-113	250	30	113¾	9½	94	3	1,400	27.0	0°
VA-36-116	250	36	116¾	11¾	94	4	1,700	39.8	45°
VA-42-119	250	42	119¾	12¾	94	4	2,000	54.8	45°
VA-48-122	250	48	122½	14¾	94	4	3,200	67.8	45°
VA-54-125	250	54	125½	15¾	94	4	3,500	86.6	45°
VA-60-128	250	60	128½	17¾	94	4	4,000	109.6	45°
VA-72-158	250	72	158¾	20¾	118	4	7,300	206.3	45°
VA-84-164	250	84	164¾	23¾	118	4	10,600	287.0	45°
VA-96-170	250	96	170¾	26¾	118	4	12,600	363.4	45°

Model Number	Nozzle / Coupling NPS ^{(2) (3) (4)}								AL	CL	HL	EL	HLCO
	A	B	C	E	F	G	H						
VA-12-84	2½	2½	2½	1¼	1/2	1	¾	57¾	4	57¾	62	42	
VA-16-84	3	3	3	1¼	1/2	1	¾	58½	4	58½	62	42	
VA-20-98	4	4	3	1¼	1/2	1	¾	74	4	74	74	56	
VA-24-100	4	4	3	1¼	1/2	1	¾	74	4	74	74	58	
VA-30-113	5	5	4	1½	¾	1½	¾	88	5	88	88	70	
VA-36-116	6	6	4	1½	¾	1½	¾	88	5	88	88	72	
VA-42-119	6	6	4	1½	¾	1½	¾	88	5	88	88	73	
VA-48-122	8	8	4	1½	¾	1½	¾	86	5	86	86	70	
VA-54-125	8	8	4	1½	¾	1½	¾	86	5	86	86	71	
VA-60-128	8	8	4	1½	¾	1½	¾	86	5	86	86	73	
VA-72-158	10	10	5	1½	1	1½	¾	108	6	108	108	95	
VA-84-164	10	10	5	1½	1	1½	¾	108	6	108	108	98	
VA-96-170	12	12	6	1½	1	1½	¾	106	6	106	106	96	

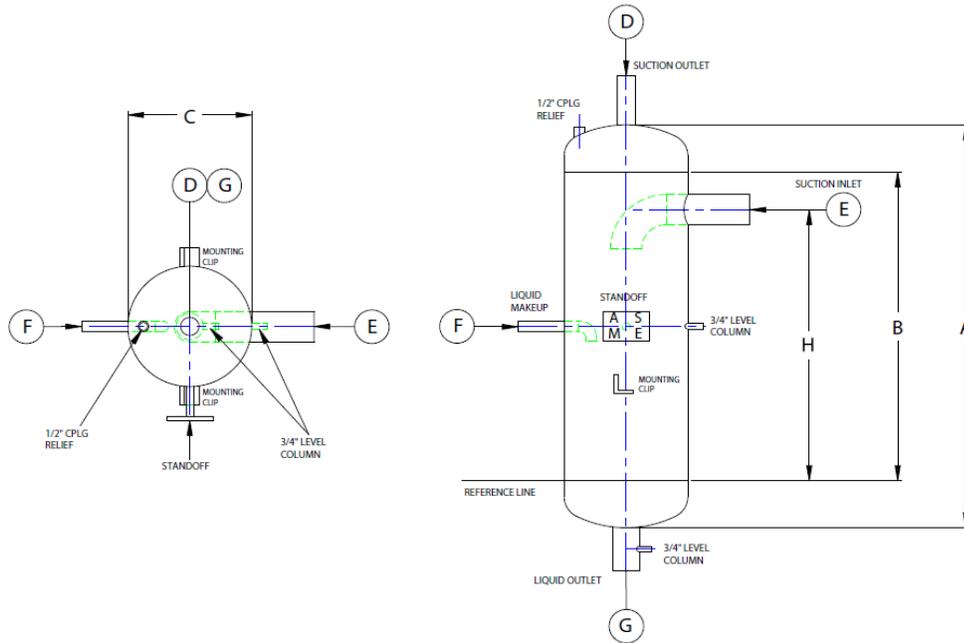
NOTES:

1. All dimensions and nozzle nominal pipe sizes are given in inches unless noted otherwise.
2. Nozzle connections are supplied as pipe stubs unless otherwise specified as a coupling (Cplg).
3. Couplings are ASME B16.11 Class 3000 "full" couplings.
4. **Nozzles are sized for R-717 and should not be used with other refrigerants (e.g. R-507).**
5. Nameplate bracket is approximately 6 inches deep to allow for insulation.
6. All dimensions are subject to change; please consult factory for certified drawings.
7. Vessels are built in accordance with ASME Boiler & Pressure Vessel Code, Section VIII, Division 1.
8. Legs are equally spaced.

Fuente:

http://www.johnsoncontrols.com/content/dam/WWW/jci/be/industrial_refrigeration/downloads/120-500_SED_VertAccumulator_2010-07.pdf

Anexo 10. Ficha técnica del recipiente de baja presión marca Thermatech.



Product Number	Size	A	B	C	D	E	F	G	H	Weight (lbs.)	Surge Vol. (cu. ft.)
TTVS-12-4	12 3/4" X 4'-0"	48	37	12 3/4	1 1/2	2 1/2	1/2	2 1/2	32	130	1.3
TTVS-16-4	16" X 4'-6"	54	41	16	2	3	3/4	3	36	228	2.3
TTVS-20-5	20" X 5'-0"	60	45	20	2 1/2	4	1	4	39	321	3.8
TTVS-24-5	24" X 5'-0"	60	44	24	3	5	1	5	37	395	5
TTVS-30-6	30" X 6'-0"	72	53	30	5	8	1 1/2	8	43	700	9.7
TTVS-36-6	36" X 6'-6"	78	56	36	6	8	2	8	46	1180	14.1
Thermatech Standard Vertical Surge Drum Capacities (Tons) NH₃											
Product Number	Diameter	30° F	20° F	10° F	0° F	-10° F	-20° F	-30° F	-40° F	-50° F	
TTVS-12-4	12 3/4	17	15	14	13	11	10	9	8	7	
TTVS-16-4	16	32	29	27	24	21	19	17	15	13	
TTVS-20-5	20	60	54	50	45	39	36	32	28	25	
TTVS-24-5	24	96	87	80	72	64	59	52	45	41	
TTVS-30-6	30	196	175	163	147	130	119	106	91	83	
TTVS-36-6	36	350	315	285	235	210	185	150	120	95	

Fuente: <http://www.thermatechpressurevessels.com/wp-content/uploads/2011/04/VERTICAL-SURGE-DRUM.pdf>

Anexo 11. Ficha técnica del recipiente de líquido de alta presión marca Frick.

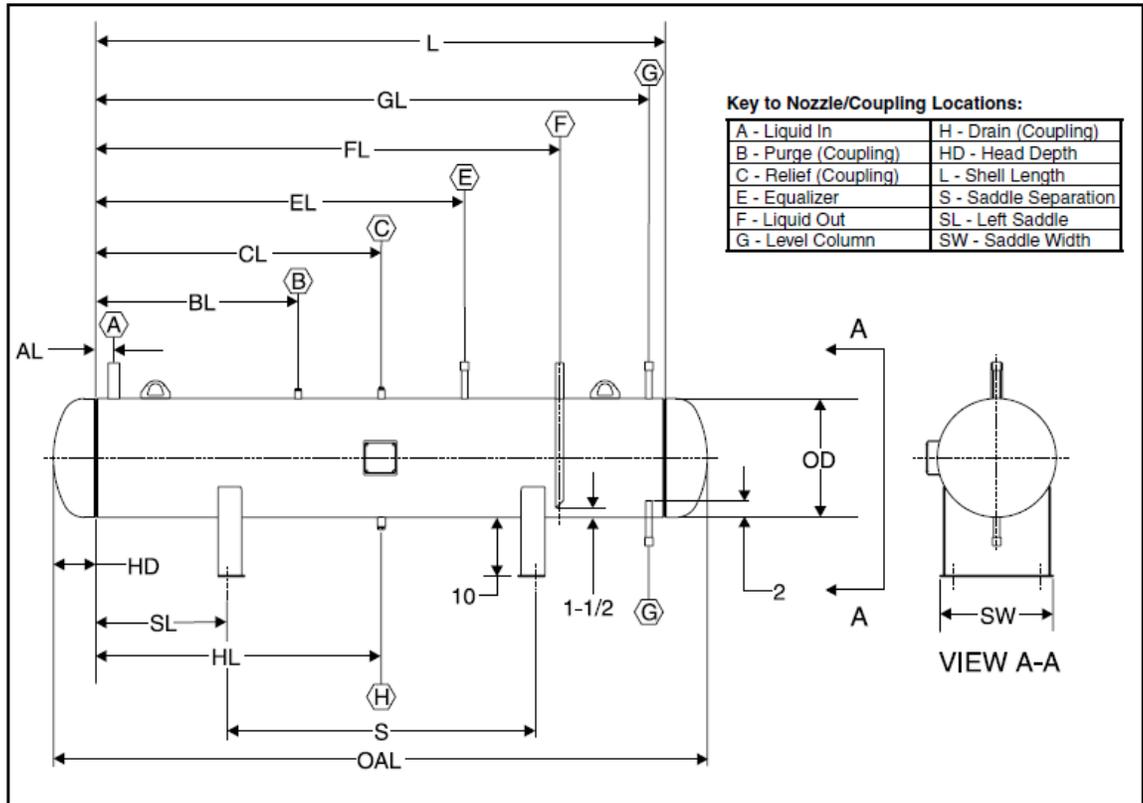
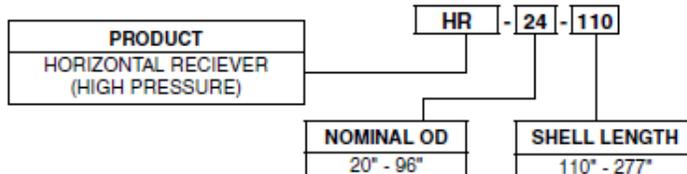


Figure 1 - Data and Dimensions

Fuente:

http://www.johnsoncontrols.com/content/dam/WWW/jci/be/industrial_refrigeration/downloads/120.70_0-SED_HORIZ_HP_Receiver_2011-02.pdf

NOMENCLATURE



DIMENSIONAL DATA ⁽¹⁾

MODEL NUMBER	MAWP (psig)	VESSEL		Dry Weight (lb)	VOLUME ⁽²⁾ (ft ³)	R-717 ⁽³⁾ (lbf)	L	HD
		OD (in.)	OAL (in.)					
HR-20-110	300	20	110 ³ / ₈	850	17.9	592	96	7 ³ / ₁₆
HR-20-134	300	20	134 ³ / ₈	1,030	22.0	726	120	7 ³ / ₁₆
HR-24-136	300	24	136 ³ / ₈	1,260	32.4	1,069	120	8 ³ / ₁₆
HR-24-160	300	24	160 ³ / ₈	1,480	38.3	1,264	144	8 ³ / ₁₆
HR-24-184	300	24	184 ³ / ₈	1,700	44.2	1,459	168	8 ³ / ₁₆
HR-30-163	250	30	163 ³ / ₈	1,880	61.3	2,027	144	9 ¹ / ₁₆
HR-30-187	250	30	187 ³ / ₈	2,160	70.7	2,336	168	9 ¹ / ₁₆
HR-30-207	250	30	207 ³ / ₈	2,390	78.5	2,593	188	9 ¹ / ₁₆
HR-36-166	250	36	166 ³ / ₈	2,300	90.2	2,982	144	11 ³ / ₁₆
HR-36-190	250	36	190 ³ / ₈	2,630	103.8	3,430	168	11 ³ / ₁₆
HR-36-210	250	36	210 ³ / ₈	2,910	115.1	3,803	188	11 ³ / ₁₆
HR-42-193	250	42	193 ³ / ₈	3,120	143.7	4,748	168	12 ¹ / ₁₆
HR-42-213	250	42	213 ³ / ₈	3,440	159.1	5,259	188	12 ¹ / ₁₆
HR-48-196	250	48	196 ¹ / ₂	4,820	188.4	6,228	168	14 ¹ / ₄
HR-48-216	250	48	216 ¹ / ₂	5,310	208.5	6,891	188	14 ¹ / ₄
HR-54-199	250	54	199 ¹ / ₂	5,500	242.2	8,004	168	15 ³ / ₄
HR-54-219	250	54	219 ¹ / ₂	6,060	267.7	8,848	188	15 ³ / ₄
HR-60-202	250	60	202 ¹ / ₂	6,210	303.2	10,023	168	17 ¹ / ₄
HR-60-222	250	60	222 ¹ / ₂	6,820	334.9	11,069	188	17 ¹ / ₄
HR-60-246	250	60	246 ¹ / ₂	7,560	372.9	12,324	212	17 ¹ / ₄
HR-72-232	250	72	232 ³ / ₈	10,690	499.6	16,512	192	20 ⁵ / ₁₆
HR-72-256	250	72	256 ³ / ₈	11,800	554.2	18,317	216	20 ⁵ / ₁₆
HR-72-276	250	72	276 ³ / ₈	12,720	599.7	19,821	236	20 ⁵ / ₁₆
HR-84-238	250	84	238 ³ / ₈	15,340	691.4	22,853	192	23 ³ / ₈
HR-84-262	250	84	262 ³ / ₈	16,890	765.6	25,307	216	23 ³ / ₈
HR-84-282	250	84	282 ³ / ₈	18,190	827.5	27,352	236	23 ³ / ₈
HR-96-244	250	96	244 ³ / ₈	17,980	923.4	30,521	192	26 ³ / ₈
HR-96-268	250	96	268 ³ / ₈	19,750	1,020.8	33,741	216	26 ³ / ₈

NOTES:

1. All dimensions and nozzle nominal pipe sizes are given in inches unless noted otherwise.
2. Volume is given in total cubic feet of vessel.
3. R-717 volume estimated by using 90% total capacity filled with ammonia having a density of 36.7264 lb/cu-ft (95°F).

NOTE: See additional data on page 4

Fuente:

http://www.johnsoncontrols.com/content/dam/WWW/jci/be/industrial_refrigeration/downloads/120.70_0-SED_HORIZ_HP_Receiver_2011-02.pdf

DIMENSIONAL DATA ⁽³⁾

MODEL NUMBER	NOZZLE / COUPLING NPS ⁽⁴⁾⁽⁵⁾⁽⁶⁾							NOZZLE LOCATIONS							S	SL	SW
	A	B	C	E	F	G	H	AL	BL	CL	EL	FL	GL	HL			
HR-20-110	1½	1/2	3/4	3/4	1	3/4	1	3	34	48	62	78	93	48	60	18	19
HR-20-134	1½	1/2	3/4	3/4	1	3/4	1	3	46	60	74	102	117	60	74	23	19
HR-24-136	2	1/2	3/4	3/4	1¼	3/4	1	3	46	60	74	102	117	60	74	23	22¾
HR-24-160	2	1/2	3/4	3/4	1¼	3/4	1	3	58	72	86	126	141	72	89	27.5	22¾
HR-24-184	2	1/2	3/4	3/4	1¼	3/4	1	3	70	84	98	150	165	84	103	32.5	22¾
HR-30-163	2½	1/2	3/4	1	1¼	1	1	4	58	72	86	126	141	72	89	27.5	28
HR-30-187	2½	1/2	3/4	1	1¼	1	1	4	70	84	98	150	165	84	103	32.5	28
HR-30-207	2½	1/2	3/4	1	1¼	1	1	4	80	94	108	170	185	94	115	36.5	28
HR-36-166	3	1/2	3/4	1	1½	1	1	4	58	72	86	126	141	72	89	27.5	33¾
HR-36-190	3	1/2	3/4	1	1½	1	1	4	70	84	98	150	165	84	103	32.5	33¾
HR-36-210	3	1/2	3/4	1	1½	1	1	4	80	94	108	170	185	94	115	36.5	33¾
HR-42-193	3	1/2	3/4	1¼	1½	1	1	4	70	84	98	150	165	84	103	32.5	38¾
HR-42-213	3	1/2	3/4	1¼	1½	1	1	4	80	94	108	170	185	94	115	36.5	38¾
HR-48-196	4	1/2	3/4	1¼	2	1	1	5	70	84	98	150	165	84	103	32.5	42¾
HR-48-216	4	1/2	3/4	1¼	2	1	1	5	80	94	108	170	185	94	115	36.5	42¾
HR-54-199	5	3/4	3/4	1½	2½	1	1	6	70	84	98	150	165	84	103	32.5	48
HR-54-219	5	3/4	3/4	1½	2½	1	1	6	80	94	108	170	185	94	115	36.5	48
HR-60-202	6	3/4	3/4	1½	3	1¼	1	8	70	84	98	150	165	84	103	32.5	53¾
HR-60-222	6	3/4	3/4	1½	3	1¼	1	8	80	94	108	170	185	94	115	36.5	53¾
HR-60-246	6	3/4	3/4	1½	3	1¼	1	8	92	106	120	194	209	106	130	41	53¾
HR-72-232	8	3/4	1	2	4	1¼	1	10	82	96	110	174	189	96	118	37	63½
HR-72-256	8	3/4	1	2	4	1¼	1	10	94	108	122	198	213	108	132	42	63½
HR-72-276	8	3/4	1	2	4	1¼	1	10	104	118	132	218	233	118	144	46	63½
HR-84-238	10	1	1	2½	5	1¼	1	12	82	96	110	174	189	96	118	37	74
HR-84-262	10	1	1	2½	5	1¼	1	12	94	108	122	198	213	108	132	42	74
HR-84-282	10	1	1	2½	5	1¼	1	12	104	118	132	218	233	118	144	46	74
HR-96-244	10	1	1	3	5	1¼	1	14	82	96	110	174	189	96	118	37	84¾
HR-96-268	10	1	1	3	5	1¼	1	14	94	108	122	198	213	108	132	42	84¾

4. Nozzle connections are supplied as pipe stubs unless otherwise specified as a coupling.
5. Couplings are ASME B16.11 Class 3000 "full" couplings.
6. Nozzles are sized for R-717 and should not be used with other refrigerants (e.g. R-507).
7. Use minimum 2 inch standoff on nameplate bracket.
8. All dimensions are subject to change; please consult factory for certified drawings.
9. Vessels are built in accordance with ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section VIII, Division 1.

Fuente:

http://www.johnsoncontrols.com/content/dam/MWW/jci/be/industrial_refrigeration/downloads/120.700-SED_HORIZ_HP_Receiver_2011-02.pdf

Anexo 12. Tabla de selección de aislamiento térmico para tubería de succión.

(38°C Ambient Temperature, 90% Relative Humidity, 0.4 Emittance, 12 km/h Wind Velocity)

Nominal Pipe Size, mm	Pipe Operating Temperature, °C							
	+5	-7	-20	-30	-40	-50	-60	-70
15	40	50	65	65	65	75	75	75
20	40	50	65	65	75	75	90	90
25	40	50	65	75	75	90	90	100
40	50	50	65	75	75	90	100	100
50	50	65	75	75	90	100	100	115
65	50	65	75	75	90	100	100	115
75	65	75	90	90	100	115	115	125
100	65	75	90	100	115	115	125	125
125	65	75	90	100	115	125	125	140
150	65	90	90	115	115	125	140	150
200	65	75	115	115	125	140	150	165
250	75	90	115	125	140	150	165	180
300	75	90	115	125	140	150	165	180
350	75	100	115	140	150	165	165	180
400	75	100	125	140	150	165	180	190
450	90	100	125	140	150	165	180	190
500	90	100	125	140	150	165	180	190
600	90	100	125	140	165	180	190	205
700	90	100	125	150	165	180	190	205
750	90	100	125	150	165	180	190	205
900	90	115	125	150	165	180	190	205

Notes:

1. Insulation thickness is chosen to either prevent or minimize condensation on the outside pipe surface or to limit heat gain to 25 W/m², whichever thickness is greater.

2. All thicknesses are in millimetres.

3. These values do not include a safety factor or aging factor. Actual operating conditions may vary. Consult a design engineer for an appropriate recommendation for your specific system.

4. Data calculated using NAIMA 3E Plus program.

Fuente: ASHRAE Handbook Refrigeration (2002).

Anexo 13. Cotización de la nueva cámara de refrigeración a nivel de paneles, puerta y accesorios.

Alajuela 06 de marzo de 2015

CLIENTE: Caminos del Sol

ref. 15-047-1

Atención: José David Campos Cerdas

Estimado señor:

Nos complace someter a su consideración nuestra oferta por la venta e instalación de panel de refrigeración, a realizarse en Cartago, con las siguientes características:

Cámara de Mantenimiento Congelado

Largo: 15.0 m

Ancho: 13.0 m

Altura: 5.95 m

Características del Panel

Todas las cámaras descritas, serían acabadas en paredes y techo en paneles térmicos marca ISOLPACK, **FABRICADO EN ITALIA** de 100 mm para el área de congelado y de 60 mm de espesor para el andén.

Características de los componentes:

- Lámina exterior e interior de acero al carbono galvanizado por el proceso de inmersión en caliente. Capa recubrimiento galvanizado clase Z-275 Norma Comunidad Europea: Acero UNE-36-137-92 EN 10147.
- Recubrimiento poliéster con resistencia normal a ambientes agresivos aplicada en línea continua y secada al horno con una base de primer.
- Aislamiento por medio de núcleo de espuma de poliuretano grado A expandido con una estructura estable y uniforme de celda cerrada de 38 a 40 Kg/m³ Norma Comunidad Europea UNE-EN 1602. Conductividad térmica factor "K"=0.13 BTU's pulg/hr. Norma Comunidad Europea UNE-EN 1604.
- Propiedad mecánica:
 - Esfuerzo compresión: Norma Comunidad Europea UNE-EN 826.
 - Esfuerzo tensión: Norma Comunidad Europea UNE-EN 1602.
- Acabado y Color : Liso con ribs, Blanco simil Ral 9010 ambos lados

Fuente: Construfrió MJM S.A.

Materiales de instalación de los paneles

Fijación a la losa de concreto con angulares de acero prepintado, anclados a la losa por medio de pernos expansivos. Para vértices y perímetros se utilizarían perfiles de acero prepintado, anclados con tornillos color blanco.

Todos los paneles y los perfiles serían sellados con selladores de uretano marca Sika 221 de alta adherencia y de alta resistencia a la formación de hongos.

Se incluye una válvula igualadora para la Cámara de Congelado.

Aislamiento de piso

Se incluye el aislamiento de piso y la barrera de vapor para la cámara de Mantenimiento Congelado, se requieren 142 láminas de 2,2 x 2,4 mts, con 2 pulg de espesor, se está tomando en cuenta 4 pulg de aislamiento para la cámara.

Puertas

La cámara contaría con una puerta de correr de 2.50 m x 2.70 m fabricada en panel de 100 mm de espesor serían equipadas con herrajes marca CAFFSA fabricados en

España. **Incluyen: marco para el boquete, perfiles de acero inoxidable perimetrales y empaques de neopreno y resistencias.**

También se incluye un portón levadizo para el Andén de Carga.

Equipamiento de Andén

Se incluye una rampa de borde y un sello perimetral para contenedor para el portón del Andén de Carga.

Se incluye dos portones levadizos a 90°, uno para el andén de carga y el segundo para la entrada del montacargas.

DETALLE DE VALORES DE LA OFERTA:

Valor del panel	US \$ 26,806.00 + IV
Valor de aislamiento de piso	US \$ 8,534.00 + IV
Materiales de instalación	US \$ 4,359.00 + IV
Mano de obra de instalación	US \$ 6,531.00 + IV

Fuente: Construfrió MJM S.A.

Valor Total	US\$ 46.000 + IV
--------------------	-------------------------

La oferta no incluye:

- **Trabajos de obra gris**
- **Equipos de refrigeración**
- **Trabajo estructurales**
- **Iluminación**
- **Nada no contemplado en la oferta**

Condiciones de la Oferta

Plazo de entrega: 4 a 5 semanas

Garantía: 2 años en panel, 1 año en materiales de instalación

Forma de pago: 25% con orden de compra, 25% con entrega de panel en sitio, 25% con instalación de puertas, 25% contra entrega

Validez de la oferta de 30 días

Agradeciendo de antemano la oportunidad brindada, quedamos a sus gratas órdenes en espera de poder servirles.

Fuente: Construfrió MJM S.A.

Anexo 14. Cotización de Tuberías.



A.T.C. TECNOVAL, S.A.

Ced. Jurídica, 3-101-159271-21
 Tel. (506)2586-8585 - Fax. (506)2286-2286
 Email. ventas@tecnoval.com
 Oficina Ventas: 200 metros sur de rotonda Garantías
 Sociales, Zapote, San José.

FACTURA

Proforma 200888

Fecha 11/05/2015

Señores	CAMINOS DEL SOL, S.A.				Código	1116			
Dirección	CARRETERA AL VOLCAN IRAZU, 300 OESTE DEL CRUCE PACAYAS								
Telefono	2536-7136	Fax	2536-7120	Orden		Age.	115	Vend.	30
Atención									

Código	Cantidad	Descripción	Precio	Total
1 0102040025	11.00	TUBO NEGRO S/COSTURA ASTM-API 5L CED-80 5.80MT 21/2"	56,060.00	616,660.00
2 0102040022	6.00	TUBO NEGRO S/COSTURA ASTM-API 5L CED-80 5.80MT 11/4"	21,019.00	126,114.00
3 0102040020	13.00	TUBO NEGRO S/COSTURA ASTM-API 5L CED-80 5.80MT 1"	16,758.00	217,854.00
4 0102040024	3.00	TUBO NEGRO S/COSTURA ASTM-API 5L CED-80 5.80MT 2"	34,809.00	104,427.00
5 0102040018	9.00	TUBO NEGRO S/COSTURA ASTM-API 5L CED-80 5.80MT 3/4"	11,811.00	106,299.00
6 0102040015	27.00	TUBO NEGRO S/COSTURA ASTM-API 5L CED-80 5.80MT 1/2"	9,716.00	262,332.00

Observaciones		Subtotal	¢1,433,686.00
Tiempo Entrega	INMEDIATA	Descuento	¢143,368.60
Vigencia	3 días	Subtotal	¢1,290,317.40
Forma Pago	CREDITO	Imp. Ventas	¢167,741.25
Vendedor	PAMELA VENEGAS pamela.venegas@tecnoval.com	Total	¢1,458,059.00
		Firma	

LOS PRECIOS PUEDEN CAMBIAR SIN PREVIO AVISO, Y LAS CANTIDADES ESTAN SUJETAS A PREVIA VENTA.
 Favor anotar el No Proforma en la Orden de Compra
 Toda Compra menor de 5,000.00 colones, será estrictamente de contado.

Fuente: A.T.C. Tecnoval, S.A.

Anexo 15. Cotización de accesorios de las tuberías.



A.T.C. TECNOVAL, S.A.
 Ced. Jurídica. 3-101-159271-21
 Tel. (506)2586-8585 - Fax. (506)2286-2286
 Email. ventas@tecnoval.com
 Oficina Ventas: 200 metros sur de rotonda Garantías
 Sociales, Zapote, San José.

FACTURA

Proforma 201228

Fecha 18/05/2015

Señores	CAMINOS DEL SOL, S.A.					Código	1116		
Dirección	CARRETERA AL VOLCAN IRAZU, 300 OESTE DEL CRUCE PACAYAS								
Telefono	2536-7136	Fax	2536-7120	Orden		Age.	115	Vend.	30
Atención									

Código	Cantidad	Descripción	Precio	Total
1 0205030025	6.00	CODO HIERRO NEGRO SOLDABLE CED-80 21/2" X 90°	4,586.00	27,516.00
2 0205030024	3.00	CODO HIERRO NEGRO SOLDABLE CED-80 2" X 90°	1,246.00	3,738.00
3 0205030023	11.00	CODO HIERRO NEGRO SOLDABLE CED-80 11/2" X 90°	814.00	8,954.00
4 0205030022	6.00	CODO HIERRO NEGRO SOLDABLE CED-80 11/4" X 90°	568.00	3,408.00
5 0205030020	6.00	CODO HIERRO NEGRO SOLDABLE CED-80 1" X 90°	442.00	2,652.00
6 0205030018	3.00	CODO HIERRO NEGRO SOLDABLE CED-80 3/4" X 90°	349.00	1,047.00
7 0205030015	6.00	CODO HIERRO NEGRO SOLDABLE CED-80 1/2" X 90°	384.00	2,304.00

Observaciones		Subtotal	¢49,619.00
Tiempo Entrega	INMEDIATA	Descuento	¢4,961.90
Vigencia	5 días	Subtotal	¢44,657.10
Forma Pago	CREDITO	Imp. Ventas	¢5,805.40
Vendedor	PAMELA VENEGAS pamela.venegas@tecnoval.com	Total	¢50,463.00
		Firma	

LOS PRECIOS PUEDEN CAMBIAR SIN PREVIO AVISO, Y LAS CANTIDADES ESTAN SUJETAS A PREVIA VENTA.
 Favor anotar el No Proforma en la Orden de Compra
 Toda Compra menor de 5,000.00 colones, será estrictamente de contado.

Fuente: A.T.C. Tecnoval, S.A.

Anexo 16. Cotización del aislamiento para la tubería de succión.



Euro Aislantes de Costa Rica S.A.

Tel: 2439-6565 / 2439-6615 • E-mail: arodriguez@euroaislantes.co.cr
Apdo. N° 206-4060 Mall Internacional Alajuela – Costa Rica

MAYO 12, 2015

COTIZACION

SEÑORES:	CAMINOS DEL SOL
ATENCION:	SR. DAVID CAMPOS
TELEFONO	2536-7136 Ext. 119 Móvil 8312-8611
E-MAIL	jcamos@caminosdelsol.net

Estimado Sr. Campos,
Reciba un cordial saludo de nuestra parte. De acuerdo con su solicitud de cotización del sistema de aislamiento para tuberías de amoníaco requerido por su Representada, deseamos someter a su estimable consideración la siguiente oferta, misma que contempla el suministro de materiales y la instalación de los mismos.

ALCANCE DE LA OBRA:

TUBERIA Dia. Nom.	TUBERIA m.	90° CODOS unid.	AISLAMIENTO Tipo / Espesor	JACKETING Tipo / Espesor
1-1/4"	13	2	Espuma Rígida PUR 2-1/2"	Aluminio 0.024"
1-1/2"	21	4	Espuma Rígida PUR 2-1/2"	Aluminio 0.024"
2-1/2"	60	3	Espuma Rígida PUR 3"	Aluminio 0.024"

OFERTA:

ITEM	MONTO
Sub Total Materiales	\$3,140.10
13% I.V.	\$408.21
Total Materiales	\$3,548.31
Instalación	\$2,675.00
TOTAL OFERTA	\$6,223.31

Monto en letras: Seis mil doscientos veintitrés USD. Con 31/100

OFERTA N° CDS-DC120515

Fuente: Euro Aislantes de Costa Rica S.A.



Euro Aislantes de Costa Rica S.A.

Tel: 2439-6565 / 2439-6615 • E-mail: arodriguez@euroaislantes.co.cr
Apdo. N° 206-4060 Mall Internacional Alajuela – Costa Rica

Características de Sistema de Aislamiento:

Tipo	Espuma Rígida de Poliuretano (PUR)
Densidad libre:	32 – 34 Kg. / m.3
Densidad aplicada.	38 – 40 Kg. / m.3
Aplicación:	Inyección en sitio por sistema de colada manual
Fabricante:	Química Pumex
Origen:	México

Características del Sistema de Jacketing:

Tipo:	Aluminio liso tipo Mill Finish
Espesor:	0.024"
Presentación:	Piezas cortadas, roladas y rebordeadas a la medida de 1.22 m.
Aleación:	3003 H-14
Especificación:	ASTM B209
Origen:	U.S.A.

Accesorios:	
Codos:	Fabricados en gajos de aluminio 0.024"
Sistema de sujeción:	Tomillo autorroscante de acero inoxidable de ½" # 8 Aleación 304
Sellador de juntas:	Silicón Dow Corning N° 732 de Dow Company

INSTALACION:

Euro Aislantes de Costa Rica S.A. posee un Departamento de Instalación y Montaje, el cual cuenta con personal especializado y con experiencia de más de 15 años en montajes de sistemas de aislamiento térmico industrial.

A continuación se mencionan algunas empresas que han confiado sus proyectos en nuestra organización, tanto en el suministro de materiales, como la instalación de sistemas de aislamiento térmico.

INOLASA, VICESA, ICE, COMECA, Roma Prince S.A. Gutis Farmacéutica S.A. Bridgestone Firestone de Costa Rica S.A. Tropical Paradise Fruits, Productos La Florida S.A. Hotel Barcelo Playa Tambor, Laboratorios Stein, Gerber Ingredients S.A. Tico Frut S.A. Unilever de Centro America S.A. Palmatica S.A. Corrugados el Guarco S.A. Sardimar S.A. Hospira Ltda, Electrotécnica S.A. Durpanel S.A. Bimbo de Costa Rica S.A. Empaques Santa Ana S.A. Compañía Nacional de Chocolates, Nestle de Costa Rica, Compañía Numar S.A. Corrugados del Atlántico S.A. Corrugados Belén S.A. Cooperativa de Productores de Leche Dos Pinos R.L. Grupo Banacol S.A. Resof S.A. Novartis Consumer Health, Coopeagropal. Corporación Pipasa S.A. Entre otros.

OFERTA N° CDS-DC120515

Fuente: Euro Aislantes de Costa Rica S.A.



Euro Aislantes de Costa Rica S.A.

Tel: 2439-6565 / 2439-6615 • E-mail: arodriguez@euroaislantes.co.cr
Apdo. N° 206-4060 Mall Internacional Alajuela – Costa Rica

CONDICIONES GENERALES:

Inicio de obra:	1 Semana después de recibida la Orden de Compra
Duración de la obra:	4 Días hábiles (entre semana)
Monto total de oferta:	\$6.223,31
Monto en letras:	Seis mil doscientos veintitrés USD. Con 31/100
Forma de pago:	50% Contra entrega de la Orden de Compra 50% Contra entrega de la obra a satisfacción.
Vigencia de oferta:	30 días

Nuestra oferta contempla las cargas sociales, pólizas de riesgos del trabajo, traslados, fletes, herramientas, equipos, y demás gastos misceláneos.

Esperamos que nuestra propuesta cumpla con las expectativas e intereses de su Representada.

Cordialmente.

Alfonso Rodríguez G.
Gerente General

OFERTA N° CDS-DC120515

Fuente: Euro Aislantes de Costa Rica S.A.

Apéndices

Apéndice 1. Muestra de cálculos de la carga térmica, utilizando el software Cold Solutions Release 3.2 Professional Boxload de la marca Heatcraft.

Job Information

Product Loads | Miscellaneous Loads | Equipment Selection

General Information | Wall Loads | Air Infiltration / Doors

Bohn

Your Information

Heatcraft Refrigeration Prod. LLC
 2175 West Park Place Blvd.
 Stone Mountain
 GA 30087
 770-465-5600 Phone
 770-465-5990 Fax
 Bid Set as Default

Customer Information

Camino del Sol S.A.
 Dreamuno
 CA
 Job Information
 I.D.# Clear
 New Frozen Warehouse
 Frozen Warehouse 3
 Costa Rica
 Cartago

HEATCRAFT
 Refrigeration Products LLC

Inch/Lbs Metric

Ambient 25.0 °C
 Room Temp -17.7 °C

Length 15.0 m
 Width 13.0 m
 Height 6.0 m
 Run Time 18 Hrs

Update Before 30/12/2008 Today 19/05/2015 Total Hourly Load 46,802 w

Job Information

Product Loads | Miscellaneous Loads | Equipment Selection

General Information | **Wall Loads** | Air Infiltration / Doors

HEATCRAFT
 Refrigeration Products LLC

Room Temp -17.7 °C Cartago
 Ambient 25.0 °C

Wall Loads

	Temp	Insulation	<input type="checkbox"/> R Factor	<input checked="" type="checkbox"/> K Factor	mm	Wall
			W/m ² /°C/cm	Thick	Sq m	
Length 15.0 m	Ceiling 36.1 °C	URETHANE	23.075	101.6	194	
Width 13.0 m	Long Wall 25.0 °C	URETHANE	23.075	101.6	90	
Height 6.0 m	Width Wall 25.0 °C	URETHANE	23.075	101.6	78	
	Long Wall 25.0 °C	URETHANE	23.075	101.6	90	
	Width Wall 25.0 °C	URETHANE	23.075	101.6	78	
	Floor 10.0 °C	URETHANE	23.075	101.6	194	

Run Time 18 Hrs Wall Load 10,092 Total Hourly Load 46,802 w

Job Information

Product Loads Miscellaneous Loads Equipment Selection

General Information Wall Loads **Air Infiltration / Doors**

HEATCRAFT
Refrigeration Products LLC

Air Loads

Room Temp °C Ambient °C
Room Wet Bulb Ambient Wet Bulb

Door
2/2 m

Number of doors this size
Infiltrating Air Temperature DB
Infiltrating Air RH or Wet Bulb RH
Height of Door m
Width of Door m
Entries / Exits per Hour
Strip Curtain Factor
Door Opening Time per Event min

[Auxiliary or Additional Load Sources](#)

Glass Doors
 Dock Doors

Run Time Hrs Air Load Total Hourly Load w

Job Information

General Information Wall Loads Air Infiltration / Doors

Product Loads Miscellaneous Loads Equipment Selection

HEATCRAFT
Refrigeration Products LLC

Product Loads

Category Product Type
Packaging

kg Total product entering °C Freeze Point Temperature
 °C Entering Temperature of Product Cal/g°C Specific Heat Above Freezing
 Actual Loading Time (hrs.) for above Cal/g°C Specific Heat Below Freezing
 Pulldown Time (hrs.) to desired Temp Cal/g Latent Heat of Fusion
 °C Final Temperature of Product Cal/g/day Heat of Respiration
 kg Total product in inventory (used for respiration load)

Run Time Hrs Product Load Total Hourly Load w

Job Information

General Information	Wall Loads	Air Infiltration / Doors
Product Loads	Miscellaneous Loads	Equipment Selection

HEATCRAFT
Refrigeration Products LLC

 **Misc Loads**

Motors	<input type="text" value="1.99"/>	Equivalent HP
Lights	<input type="text" value="4.52"/>	Watts/sq. m.
People	<input type="text" value="6.00"/>	Equivalent Persons
Forklift	<input type="text" value="1.00"/>	Equivalent Qty
Other	<input type="text" value="0"/>	Kw/day

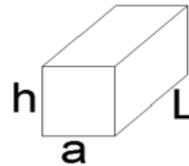
Run Time Hrs Misc Load Total Hourly Load w

Apéndice 2. Hoja de cálculo de Excel para cálculo de la carga térmica.

HOJA DE CÁLCULO PARA CARGA TÉRMICA-Diseño de Cámara de Refrigeración

Autor: José David Campos Cerdas

Datos Iniciales		
Temperaturas	T (°C)	T (K)
Temperatura ambiente	25	298,15
Temperatura de la cámara	-18	255,15
Reducción de Temperatura	43	316,15



Cámara	(m)	Orientación
Largo (L)	15	Este y Oeste
ancho (a)	13	Norte y Sur
altura (h)	6	

Carga Térmica por Transmisión								
Secciones de la cámara	Largo (m)	ancho (m)	Área (m2)	Material	Espesor (mm)	Conductividad del material (W/(m K))	Efecto exposición solar (K)	Corrección de Temperatura (K)
Pared-ESTE	15	6	90	Poliuretano	100	0,026	2	300,15
Pared-OESTE	15	6	90	Poliuretano	100	0,026	2	300,15
Pared-NORTE	13	6	78	Poliuretano	100	0,026	3	301,15
Pared-SUR	13	6	78	Poliuretano	100	0,026	3	301,15
Techo	15	13	195	Poliuretano	100	0,026	5	303,15
Piso	15	13	195	Poliuretano	100	0,026	0	298,15

Secciones de la cámara	Conductancia pared interior (hi) (W/(m2 k))	Conductancia pared exterior (ho) (W/(m2 k))	Coefficiente de transferencia de calor universal (U) (W/(m2 k))	Carga Térmica (W*24Hrs)	Carga Térmica (W)	Carga Térmica (kW)	Carga Térmica (TR)
Pared-ESTE	1,6	6	0,22	20958,12	873,26	0,87	0,25
Pared-OESTE	1,6	1,6	0,20	19073,21	794,72	0,79	0,23
Pared-NORTE	1,6	1,6	0,20	16897,45	704,06	0,70	0,20
Pared-SUR	1,6	6	0,22	18567,34	773,64	0,77	0,22
Techo	1,6	1,6	0,20	44080,30	1836,68	1,84	0,52
Piso	1,6	1,6	0,20	39488,60	1645,36	1,65	0,47
Total				159065,02	6627,71	6,63	1,88

Carga Térmica del Producto			
Producto	Cantidad (kg/24 Hr)	Tiempo para temperatura deseada (h)	
PIÑA	25000	20	
-	0	0	
-	0	0	
Producto	PIÑA	-	-
Temperaturas	(°C)	(°C)	(°C)
Temperatura inicial por arriba del punto de congelación	0		
Temperatura final por arriba del punto de congelación	0		
Punto de congelación máximo			
Temperatura inicial por debajo del punto de congelación	-12		
Temperatura final por debajo del punto de congelación	-18		

Producto	PIÑA	-	-
Calores Específicos y calores latentes de congelación	kJ/(kg K)	kJ/(kg K)	kJ/(kg K)
Calor específico por abajo del punto de congelación	1,91		
Calor específico por arriba del punto de congelación	0,00		
Producto	PIÑA	-	-
Calores Específicos y calores latentes de fusión	kJ/(kg K)	kJ/(kg K)	kJ/(kg K)
Calor latente de fusión	0,00		
Carga del Producto			
Producto	PIÑA	-	-
Energía requerida por arriba del punto de fusión (kJ)	0,00		
Energía requerida abajo del punto de fusión (kJ)	286500,00		
Energía requerida por cambio de estado (kJ)	0,00		
Energía total (kJ)	286500,00		
Carga térmica del producto (kJ/hr)	14325,00		
Carga térmica del producto (kW)	3,98		
Carga térmica del producto (TR)	1,13		

Carga debido a cambios de aire	
Volumen de la cámara (m3)	1170,00
Cambios de aire en 24h	1,77
Calor removido por cuartos de almacenamiento (kJ/m3)	131,10
Factor de corrección de cambios de aire	2,00
Factor de corrección por períodos largos de almacenamiento	1,00
Carga Térmica (kJ/h)	22671,26
Carga Térmica (kW)	6,30
Carga Térmica (TR)	1,79

Cargas Misceláneas			
Iluminación			
Área del techo de la cámara (m2)	Factor de W por m2	Carga Térmica (kW)	Carga Térmica (TR)
195,00	882,64	2,10	0,60

Motores				
Potencia de motores eléctricos (HP)	Cantidad de (HP) dentro de la cámara con carga dentro de la cámara	Cantidad de (HP) fuera de la cámara con carga dentro de la cámara	Cantidad de (HP) dentro de la cámara con carga fuera de la cámara	
1/8 a 1/2	0	0	0	
1/2 a 3	4	0	0	
3 a 20	0	0	0	
Potencia de motores eléctricos (HP)	Carga Térmica (kJ*24 Hrs)	Carga Térmica (kJ/h)	Carga Térmica (kW)	
1/8 a 1/2	0,00	0,00	0,00	
1/2 a 3	374755,89	15614,83	4,34	
3 a 20	0,00	0,00	0,00	
Montacargas eléctricos				
Capacidad de carga (lb)	Cantidad	Carga Térmica (kJ/h)	Carga Térmica (kW)	
2000	0	0	0	
4000	0	0	0	
6000	0	0	0	
8000	0	0	0	
Montacargas a gas				
Potencia (HP)	Cantidad	Horas de operación	Carga Térmica (kJ/h)	Carga Térmica (kW)
50	1	4	22375,98	6,22
Personas				
Temperatura de la cámara (°C)	Cantidad	Carga Térmica (W)	Carga Térmica (kW)	
-18	6	2280,00	2,28	
Total de cargas misceláneas	Carga total (kW)	Carga total (TR)		
	14,93	4,25		

RESULTADOS	
Carga Térmica	Valor
Carga Térmica por transmisión (kW)	6,63
Carga Térmica por producto (kW)	3,98
Carga Térmica por cambios de aire (kW)	6,30
Carga Térmica por cargas misceláneas (kW)	14,93
Carga Térmica TOTAL (kW)	31,84
Runtime (Hr)	18
Carga Térmica con el Runtime (kW)	42,45
Carga Térmica final con Factor de Seguridad (10%) (kW)	46,70
Carga Térmica Final (TR)	13,28