

TECNOLÓGICO DE COSTA RICA  
ESCUELA DE INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA

**TEC** | Tecnológico  
de Costa Rica

Propuesta de diseño para climatización de Planta 2 de la empresa Florida Retail

Informe de práctica de especialidad para optar por el título de Ingeniero en Mantenimiento  
Industrial, grado licenciatura

**Michael Steven Morales Arias**

**Cartago, junio 2019**



**Carrera evaluada y acreditada por:**

Canadian Engineering Accreditation Board  
Bureau Canadien d'Accréditation des Programmes d'Ingénierie

CARTA DE ENTENDIMIENTO

Fecha: 27/05/19

Señores  
Instituto Tecnológico de Costa Rica  
Sistema de Bibliotecas del Tecnológico

Yo Michael Steven Morales Arias

carné No. 201242909,  si autorizo  no autorizo, al Sistema de Bibliotecas del Tecnológico (SIBITEC), disponer del Trabajo Final de graduación, del cual soy autor, para optar por el grado de Licenciatura, en la carrera de Ingeniería en Mantenimiento Industrial, presentado en la fecha 05/06/19, con el título

Propuesta de diseño para la climatización de planta de producción 2 de la empresa Florida Retail

para ser ubicado en el Repositorio Institucional y Catálogo SIBITEC, con el objetivo de ser visualizado a través de la red Internet.

Firma de estudiante:



Correo electrónico:

mmoralesa17@gmail.com

Cédula No.:

402160855

## **Datos generales**

### **Datos personales del estudiante**

Nombre completo: Michael Steven Morales Arias

Número de cédula: 402160855

Número de carné: 201242909

Edad: 26 años

Número de teléfono: 87672552

Correo electrónico: mmoralesa17@gmail.com

Dirección exacta de domicilio: San Francisco de Heredia del Bar La Deportiva 50 m oeste casa de verjas negras.

### **Información del proyecto**

Nombre del proyecto:

“Propuesto de diseño para la climatización de planta de producción 2 de la empresa Florida Retail.”

Profesor Asesor: Ing. Óscar Bastos Molina

Horario de trabajo del estudiante: lunes a viernes de 7am a 3pm

### **Datos generales de la empresa**

Nombre: Florida Retail.

Actividad principal: Fabricación de productos congelados para panadería.

Dirección: La Uruca, 100m este y 125m norte de la entrada principal de Migración.

Contacto: Ing. German Coto Solano.

Teléfono: 24377670

## **Dedicatoria**

*A Dios, principalmente*

*Por siempre guiarme y confortarme para seguir adelante en esta vida.*

*A mis padres*

*Que siempre me apoyaron en mis decisiones y se esforzaron para que yo culmine esta etapa universitaria.*

*A mis familiares y amigos*

*A quienes estimo mucho.*

## **Agradecimientos**

*A Dios y a la Virgen de los Ángeles, que siempre acompañaron mi camino y me dieron la sabiduría necesaria para completar esta etapa*

*A mis padres, que se sacrificaron y me alentaron para terminar mis estudios y darme la mejor herencia, ser un profesional.*

*Al Tecnológico de Costa Rica, que con el aporte de la ciudadanía costarricense permitió que me desarrolle profesionalmente.*

*Al profesor Ing. Ignacio del Valle por el apoyo brindado al proyecto así como su ayuda con algunas dudas que tuve durante el desarrollo del mismo. Al profesor Ing. Óscar Monge, por su motivación hacia la Ingeniería en Refrigeración que hizo crecer mi gusto por esta rama.*

*A Florida Retail, en especial al Ing. German Coto que me abrió las puertas de esta empresa. Así también como a todos los colaboradores que atendieron y evacuaron mis preguntas muy amablemente.*

*A la empresa Refrigeración Industrial Beirute, en especial al Ing. Gilberto Ayala por compartir su tiempo para transmitirme su conocimiento para desarrollar este diseño de climatización. Al Ing. Moisés Mena por su valioso tiempo de realizar las visitas a la empresa para colaborar con el diseño. Al Ing. Luis Diego Martínez, que me atendió muy amablemente y se interesó en el proyecto.*

*A todas las personas que Dios puso en mi camino que de una u otra manera pusieron su granito de arena para terminar esta etapa.*

*A todos, muchas gracias...*

## Índice General

Datos generales.....	2
Datos personales del estudiante .....	3
Datos generales de la empresa .....	3
Dedicatoria.....	4
Agradecimientos.....	5
a. Resumen .....	16
b. Abstract.....	17
1. Introducción .....	18
2. Reseña de la empresa .....	20
2.1 Historia.....	20
2.2 Descripción general de la empresa .....	21
2.3 Proceso productivo .....	22
3. Planteamiento del problema.....	22
3.1 Problema a resolver .....	22
3.2 Justificación del problema .....	23
3.2.1 Ámbito país .....	23
2.1.1 Ámbito de la empresa.....	24
4. Objetivos .....	32
4.1 Objetivo general.....	32
4.2 Objetivos específicos .....	32
5. Marco teórico .....	32
5.1 Breve reseña del origen de la refrigeración industrial .....	32
5.2 Conceptos básicos.....	34
5.3 Aire acondicionado .....	35

5.4	Condiciones del producto a almacenar .....	36
5.4.1	Generalidades .....	36
5.4.2	Productos de panadería.....	36
5.5	Descongelamientos .....	37
5.5.1	Descongelado por aire .....	37
5.5.2	Descongelado por resistencia eléctrica.....	38
5.5.3	Descongelado por gas caliente .....	38
5.6	Antecámaras o precámaras .....	38
5.7	Cargas térmicas.....	39
5.8	Cargas de enfriamiento .....	40
5.8.1	Conducción a través de la estructura exterior.....	41
5.8.2	Conducción a través de la estructura interior .....	42
5.8.3	Carga térmica por infiltración de aire.....	43
5.8.4	Carga térmica debido a extractores de aire.....	44
5.8.5	Carga térmica debido al producto.....	44
5.8.6	Carga térmica debido a personas .....	45
5.8.7	Carga térmica debido al equipo .....	46
5.8.8	Carga térmica debido a iluminación.....	46
5.9	Aislamientos .....	47
5.9.1	Sistema de barrera de vapor.....	48
5.9.2	Tipos de aislamientos .....	48
5.10	Flujos y distribución de aire.....	49
5.11	Propiedades psicométricas del aire .....	49
5.12	La carta psicométrica .....	50
5.13	Refrigerantes .....	51

5.14	Tipos de refrigerantes .....	52
5.15	Mezclas Azeotrópicas .....	52
5.16	Mezclas Zeotrópicas .....	53
5.17	Unidades de medida del impacto ambiental de los refrigerantes.....	53
5.18	Selección de refrigerante.....	54
5.19	Selección del sistema .....	55
5.19.1	Aire acondicionado con chillers de amoniaco.....	55
5.19.2	Unidad de enfriamiento tipo chiller.....	56
5.19.3	Diferencias entre el chiller enfriado por aire y chiller enfriado por agua.....	57
5.19.4	Configuraciones de sistemas con chiller .....	59
5.19.5	Unidad manejadora.....	62
5.19.6	Unidades fan coil .....	63
5.20	Equipos sistema amoniaco.....	64
5.20.1	Compresor .....	65
5.20.2	Condensador .....	67
5.20.3	Tanque receptor de amoniaco.....	67
5.20.4	Evaporadores de placas .....	68
5.20.5	Dispositivo de expansión.....	70
5.21	Bombas hidráulicas .....	70
5.22	Tuberías y válvulas .....	71
5.22.1	Accesorios .....	72
5.22.2	Situación de las tuberías .....	73
5.23	La labor del mantenimiento .....	73
6.	Metodología .....	74
6.1	Proceso de investigación.....	74

6.2	Proceso de diseño para climatización de planta 2.....	74
6.3	Desarrollo de las oportunidades de mejora.....	75
6.4	Estudio técnico financiero de viabilidad.....	75
7.	Alcance y limitaciones .....	75
8.	Etapa de diseño.....	76
8.1	Ubicación geográfica de la planta Florida Retail.....	76
8.2	Distribución física de Planta 2 Florida Retail .....	77
8.3	Condiciones de diseño .....	79
8.4	Cálculo de carga térmica.....	80
8.4.1	Carga térmica por transmisión estructural.....	80
8.4.2	Carga térmica por infiltración de aire.....	82
8.4.3	Carga térmica por tragaluces .....	85
8.4.4	Carga térmica debido al producto.....	85
8.4.5	Carga térmica por personas, iluminación, motores .....	86
8.4.6	Total de cargas de enfriamiento.....	89
8.5	Selección de refrigerante.....	90
8.6	Selección de equipo amoníaco.....	90
8.6.1	Intercambiador de placas semisoldadas (Chiller de agua).....	91
8.6.2	Compresor .....	92
8.6.3	Condensador .....	94
8.6.4	Acumulador de succión del evaporador .....	97
8.6.5	Economizador “flash” tipo surge drum .....	97
8.7	Selección equipo refrigerante secundario .....	98
8.7.1	Equipo de bombeo de agua helada .....	98
8.7.2	Unidades manejadoras de aire .....	100

8.7.3	Selección del tanque de expansión.....	104
8.7.4	Selección del separador de aire y válvula de venteo .....	107
8.8	Ubicación de cuarto de máquinas .....	107
8.9	Dimensionamiento de tuberías.....	109
8.9.1	Tubería sistema agua helada, cálculo manual con System Syzer.....	109
8.9.2	Tubería sistema agua, cálculo software Taco System .....	110
8.9.3	Tubería amoníaco .....	114
8.10	Cambios de aire por hora .....	116
8.11	Recopilación de información de mantenimiento .....	118
8.11.1	Compresor .....	118
8.11.2	Intercambiador a placas .....	119
8.11.3	Condensador enfriado por aire .....	119
8.11.4	Unidades manejadoras .....	119
8.12	Estudio técnico financiero de viabilidad.....	120
9.	Conclusiones .....	126
10.	Recomendaciones .....	126
11.	Bibliografía.....	127
12.	Anexos.....	131
	Anexo 1. Valor de U y DTCE para techos.....	131
	Anexo 2. Descripción de grupos de construcción de paredes.....	132
	Anexo 3. Diferencias de temperatura para cargas de enfriamiento (DTCE) en paredes	133
	Anexo 4. Factores de corrección DTCE por latitud y mes .....	134
	Anexo 5. Resistencia térmica de materiales de construcción y aislantes .....	135
	Anexo 6. Coeficiente global de transferencia de calor para vidrios .....	136
	Anexo 7. Producción de calor de equipo motorizado en Btu/h .....	137

Anexo 8. Tasas de ganancia de calor debida a ocupantes del recinto.....	138
Anexo 9. Factores de calor sensible debido a personas .....	138
Anexo 10. Promedios mensuales de datos climáticos estación aeropuerto Tobías Bolaños, Pavas. ....	139
Anexo 11. Propiedades termodinámicas del amoniaco a diferentes temperaturas (parte 1) .....	140
Anexo 12. Propiedades termodinámicas del amoniaco a diferentes temperaturas (parte 2) .....	141
Anexo 13. Diagrama de Molliere amoniaco .....	142
Anexo 14. Compresor opción 1: sin economizador, aceite enfriado por termosifón .....	143
Anexo 15. Compresor opción 2: con economizador, enfriamiento del aceite por termosifón .....	144
Anexo 16. Opción1: Condensador evaporativo XLP2-512-164.....	145
Anexo 17. Opción 2: Condensador adiabático FACS 528-486-11A-31.9-04 .....	146
Anexo 18. Opción 3: Condensador Güntner enfriado por aire S-AGVH 0.090-4B/2x4-ML.M .....	147
Anexo 19. Acumulador de succión Frick HSDS 30-96.....	148
Anexo 20. Intercambiador a placas semisoldadas Alfa Laval M10-BWGF.....	149
Anexo 21. Ubicación aproximada de las manejadoras .....	150
Anexo 22. Ubicación del cuarto de máquinas .....	151
Anexo 23. Ficha técnica unidad manejadora de 6000 CFM.....	152
Anexo 24. Ficha técnica unidad manejadora de 9000 CFM.....	154
Anexo 25. Selección del tanque de expansión.....	156
Anexo 26. Curva de bomba seleccionada .....	157
Anexo 27. Ficha técnica del separador de aire .....	158
Anexo 28. Ficha técnica válvula de venteo .....	159

Anexo 29. Selección de tuberías amoníaco, manual de Frick .....	160
Anexo 30. Ficha Técnica tubería Pre-aislada .....	161
Anexo 31. Cotización base para equipos de refrigeración.....	163
Anexo 32. Cotización tubería PVC preaislada .....	164
Anexo 33. Cotización tubería de acero al carbono ASTM A53 para amoníaco.....	165
Anexo 34. Diagrama de flujo del sistema climatización .....	166
Anexo 35. Ficha técnica y de selección de válvula A4A reguladora de presión Parker.	167
Anexo 36. Ficha técnica y de selección de válvula S5A solenoide de Parker.....	169

## Índice de figuras

<b>Figura 1.</b> Hechos históricos principales de la empresa.....	20
<b>Figura 2.</b> Organigrama Manufactura .....	21
<b>Figura 3.</b> Proceso Productivo línea Mecatherm tres.....	22
<b>Figura 4.</b> Evolución de la intensidad energética total 1997-2014 .....	24
<b>Figura 5.</b> Para cálculo de masa de agua por infiltración con las condiciones de diseño propuestas .....	31
<b>Figura 6.</b> Diagrama del ciclo de refrigeración.....	34
<b>Figura 7.</b> Condiciones del pan respecto a la temperatura del aire de la cámara.....	37
<b>Figura 8.</b> Cambios de aire recomendados por hora .....	49
<b>Figura 9.</b> Ejemplo de carta psicrométrica .....	51
<b>Figura 10.</b> Esquema de funcionamiento de un chiller .....	57
<b>Figura 11.</b> Chiller enfriado por aire.....	58
<b>Figura 12.</b> Chiller enfriado por agua .....	59
<b>Figura 13.</b> Configuración chiller único .....	60
<b>Figura 14.</b> Configuración chiller en paralelo.....	61
<b>Figura 15.</b> Configuración chiller en serie .....	62
<b>Figura 16.</b> Esquema general de una unidad manejadora de aire .....	63
<b>Figura 17.</b> Esquema unidad fan coil .....	64
<b>Figura 18.</b> Sistema de amoniaco de una etapa.....	65
<b>Figura 19.</b> Compresor reciprocante .....	66
<b>Figura 20.</b> Compresor de tornillo .....	66
<b>Figura 21.</b> Evaporador de placas .....	68
<b>Figura 22.</b> Curva de la bañera.....	74
<b>Figura 23.</b> Distribución de las líneas actuales de planta 2.....	79
<b>Figura 24.</b> Freidor Belshaw .....	84
<b>Figura 25.</b> Ubicación unidad manejadora 1 de 6000 [CFM] (10194 [m <sup>3</sup> /h]).....	103
<b>Figura 26.</b> Ubicación de las manejadoras de 9000 [CFM] (15291 [m <sup>3</sup> /h]).....	104
<b>Figura 27.</b> Ubicación de los equipos en el cuarto de máquinas.....	108

<b>Figura 28.</b> Diseño tuberías de agua fría.....	109
<b>Figura 29.</b> Sistema de agua helada .....	111

## Índice de tablas

<b>Tabla 1.</b> Horas de paro debido a formación de hielo en el IQF de Meca 1 .....	26
<b>Tabla 2.</b> Cantidad de pan producido en cada línea de producción .....	27
<b>Tabla 3.</b> Costo por hora de paro para cada línea de producción.....	27
<b>Tabla 4.</b> Costo por paros en las líneas de producción.....	28
<b>Tabla 5.</b> Costo por descarche para cada línea de producción, situación actual .....	28
<b>Tabla 6.</b> Costo reduciendo descarches, situación propuesta.....	29
<b>Tabla 7.</b> Ahorros por reducción descarches.....	29
<b>Tabla 8.</b> Ahorro por reducción de paros al 50%, últimos seis meses .....	30
<b>Tabla 9.</b> Características climatológicas de la Uruca, San José, Costa Rica. Años 1996-2014 .....	77
<b>Tabla 10.</b> Características de las paredes de planta 2.....	81
<b>Tabla 11.</b> Valores de ganancia de calor por paredes y techos .....	82
<b>Tabla 12.</b> Dimensiones de las puertas de planta 2.....	82
<b>Tabla 13.</b> Carga de enfriamiento para la puerta con cortina.....	83
<b>Tabla 14.</b> Carga de enfriamiento para puerta materia prima .....	83
<b>Tabla 15.</b> Carga de enfriamiento debido al extractor tipo campana del freidor Belshaw ...	84
<b>Tabla 16.</b> Dimensiones de los tragaluces en forma de domo .....	85
<b>Tabla 17.</b> Carga de enfriamiento de los tragaluces.....	85
<b>Tabla 18.</b> Cantidad de personas por línea de producción .....	86
<b>Tabla 19.</b> Carga térmica debido a personas .....	87
<b>Tabla 20.</b> Carga térmica debido a alumbrado de planta 2 .....	87
<b>Tabla 21.</b> Carga de enfriamiento debido a equipos .....	88
<b>Tabla 22.</b> Carga total enfriamiento para planta 2 .....	89
<b>Tabla 23.</b> Características intercambiador de placas seleccionado .....	92
<b>Tabla 24.</b> Valores de temperatura evaporación y condensación del amoniaco .....	92

<b>Tabla 25.</b> Selección de compresores para el sistema de climatización.....	93
<b>Tabla 26.</b> Calor total de rechazo .....	95
<b>Tabla 27.</b> Selección del condensador.....	95
<b>Tabla 28.</b> Acumulador de succión Frick.....	97
<b>Tabla 29.</b> Flujo total de agua fría.....	99
<b>Tabla 30.</b> Datos de la bomba seleccionada.....	99
<b>Tabla 31.</b> Carga térmica zona A .....	101
<b>Tabla 32.</b> Descripción de las unidades manejadoras de aire .....	102
<b>Tabla 33.</b> Cálculo del volumen de agua por tuberías.....	105
<b>Tabla 34.</b> Cálculo volumen de agua por equipos.....	105
<b>Tabla 35.</b> Volumen total de agua en el circuito .....	106
<b>Tabla 36.</b> Condiciones para selección del tanque .....	106
<b>Tabla 37.</b> Selección del tanque de expansión .....	106
<b>Tabla 38.</b> Selección del separador de aire .....	107
<b>Tabla 39.</b> Cálculo de diámetros de tubería .....	110
<b>Tabla 40.</b> Comparación entre los métodos de dimensionamiento de tuberías de PVC para sistema agua helada .....	112
<b>Tabla 41.</b> Lista detallada de válvulas sistema agua helada.....	113
<b>Tabla 42.</b> Diámetros de las tuberías de amoníaco .....	114
<b>Tabla 43.</b> Válvulas del sistema de amoníaco.....	115
<b>Tabla 44.</b> Continuación lista válvulas sistema amoníaco .....	116
<b>Tabla 45.</b> Diámetros de los ductos.....	117
<b>Tabla 46.</b> Costo base del proyecto.....	121
<b>Tabla 47.</b> Consumo Eléctrico de los equipos.....	122
<b>Tabla 48.</b> Flujo neto de efectivo .....	123
<b>Tabla 49.</b> Continuación de tabla 44 .....	124
<b>Tabla 50.</b> Cálculo herramientas de evaluación financiera.....	124

### **a. Resumen**

La planta de producción de la empresa Florida Retail, ubicada en la Uruca, San José, se encarga de la elaboración de todos los productos de panadería de la cadena Musmanni, los cuales se congelan y se almacenan para su distribución.

La empresa actualmente presenta el problema de formación excesiva de hielo en los ultracongeladores (IQF), debido a que no se cumple con los requisitos de instalación que requiere el fabricante en cuanto a un ambiente controlado de 18°C de temperatura con una humedad relativa de 45%, por lo que la humedad del ambiente al estar en un país tropical es bastante perjudicial, esto provoca muchos periodos de descarche durante la semana, retrasando la productividad de la empresa, así como gran cantidad de paros por la formación de hielo en las cadenas y pistones.

Las condiciones de diseño para este proyecto según la estación del Aeropuerto Tobías Bolaños ubicada en Pavas del Instituto Meteorológico Nacional, son de 27°C de temperatura promedio y 75% de humedad relativa promedio.

El costo promedio por paros debido a formación de hielo en los congeladores es de \$14,521 y el costo anual por descarches es de \$510,133. El ahorro será con la realización de este proyecto de \$234,929 por concepto de descarches y de \$7,271 por concepto de paros, justificado mediante la realización de un estudio hecho en la empresa por un especialista en el tema, tomando en cuenta la cantidad de humedad infiltrada en los congeladores que se convierte en hielo con las condiciones actuales y las nuevas condiciones.

El estudio de cargas de enfriamiento reflejó una carga total de refrigeración de 111.52 [TR] (392,199 [W/h]), esto incluye las cargas debido a transmisión estructural, equipo, personas, iluminación y extractores; utilizando un factor de seguridad de 10%.

El periodo de recuperación de la inversión es de 5 años que se paga con los ahorros mencionados, el VAN del proyecto es de \$ 578,809 que como es mayor a 0 es conveniente realizar el proyecto; la TREMA de la empresa es de 9.2% y la TIR es de 15.71%, como la TIR es mayor que la TREMA se acepta el proyecto.

Este proyecto deberá mitigar los descarches y los paros excesivos por la humedad que se infiltra del ambiente y se transforma en hielo, utilizando para el diseño las normas de la

Sociedad Americana de Ingenieros en Calefacción, refrigeración y Aire Acondicionado (ASHRAE) y el Instituto Internacional de refrigeración por Amoníaco (IIAR).

Asimismo, en el tema ambiental será un proyecto totalmente verde, ya que se utilizarán refrigerantes ecológicos (amoníaco y agua) y se eliminarán las antecámaras actuales que trabajan con el refrigerante R-507 que genera gases efecto invernadero.

**Palabras clave:** ASHRAE, IIAR, IQF, des-carches, climatización, amoníaco, agua helada.

### **b. Abstract**

The production plant of the company Florida Retail is responsible for the production of all the bakery products of the Musmanni chain, which are frozen and stored for distribution.

The company currently presents the problem of the excessive ice formation in freezers, due to the fact that the installation requirements of the equipment are not met in terms of having a controlled environment, so the humidity of the environment being in a tropical country it's quite detrimental, this causes many periods of defrost, delaying the productivity of the company; as well large number of stoppages by the formation of ice in the chains and pistons.

The conditions design for this project according National Meteorological Institute taking into consideration the data of the Airport Station Tobías Bolaños are of 27°C average temperature and 75% of average relativity humidity.

The study of cooling loads reflected a total cooling load of 111.52 [TR] (392,199 [W/ h]), this includes the loads due to structural transmission, equipment, people, lighting and extractors; using a safety factor of 10%.

The average cost per stops due to ice formation in the freezers is of \$14,521 and the annual cost for defrosting is \$510,133. The savings will be with the realization of this project, specifically \$ 234,929 by defrosting concept and \$7,271 by breakdowns and minor stops concept, this is justify through the realization of an study made in the company by a specialist in the subject, taking into account the quantity of infiltrated humidity in the freezers the convert in ice with the actual conditions and the new conditions.

The period of recovery of the investment is 5 years, that which is paid with the mentioned savings, the VNA project is \$578,809 which is greater than 0, it's convenient to carry out the project; the minimum return rate of company is 9.2% and the TIR is 15.71%, as the TIR is greater than the minimum return rate company, the project is accepted.

This project will have to mitigate defrosting and excessive stops due to humidity that infiltrates the environment and turns into ice, following the rules of the American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers (ASHRAE) and the International Institute Ammonia Refrigeration (IAR) for the design.

Likewise, in the environmental issue it will be a totally green project, since ecological refrigerants will be used (ammonia and frozen water), also the pre-cameras that work with the R-507 refrigerant that generates greenhouse gases, will be eliminated.

**Keywords:** ASHRAE, IAR, IQF, defrosting, air conditioning, ammonia, frozen water.

## **1. Introducción**

En el presente documento se encuentra el trabajo a realizar para la empresa Florida Retail. Se incluye un análisis de las cargas térmicas presente en Planta 2 de Florida Retail con el fin de climatizar esta zona para mejorar el proceso productivo del pan y eliminar las antecámaras presentes que trabajan con refrigerante R404 que es necesario sustituir debido al Protocolo de Montreal.

Se hará un estudio de la condición actual de Planta 2 y las variables principales (humedad relativa, temperatura) para posteriormente brindar el diseño ingenieril de la climatización de esta zona, basándose en los estándares internacionales como la Sociedad Estadounidense de Ingenieros en Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado (ASHRAE) y el Instituto de Aire Acondicionado y Refrigeración (ARI), esto debido a que Costa Rica en este momento no posee una ley país que rijan los diseños de sistemas de refrigeración como si lo podemos encontrar en las instalaciones eléctricas con el Código Eléctrico Nacional (NEC).

La climatización de Planta 2 debe justificar primero un sistema eficiente, segundo el tema ambiental dado que opciones como el R-404 que aunque tiene un Potencial de destrucción de la capa de ozono (ODP, por sus siglas en inglés) de 0, igual que el amoníaco; posee un Potencial de calentamiento global (GWP, por sus siglas en inglés) mucho más alto que el

amoniac, y además por temas de mantenimiento las ante-cámaras actuales son bastante incómodas por el espacio físico y también por mal manejo de los operarios dejando puertas abiertas que aumentan la carga térmica que debe vencer el sistema. Para una empresa como Florida Retail que es una planta con una alta producción, esto es de suma importancia tanto para el ámbito ambiental como para el aspecto financiero que son gastos de la empresa y la mejora del proceso productivo.

## 2. Reseña de la empresa

### 2.1 Historia

La planta Pre-mezclas Industriales para Panadería S.A (PINOVA por sus siglas), es la encargada de producir el producto congelado para la cadena de Panaderías Musmanni desde el año 1995, que además realiza exportación de productos al exterior, en Centroamérica y Puerto Rico.

En cuanto a los antecedentes trasciende que en 1902 llega a Costa Rica la familia Musmanni, proveniente de Italia, conformada por don Nicolás y doña Teresa Musmanni e hijos. En 1929, Don Domingo, hijo de don Nicolás y doña Teresa, construye el primer edificio de panadería, llamado “El Progreso”, en la ciudad de San José.

El Sr. Franco Pacheco (nieto de don Domingo) establece la panadería PINOVA en el año 1960. Un año después, don Franco compra la empresa a sus hermanos y constituye la Corporación Musmanni.

La siguiente es una línea temporal de los principales hechos históricos de la empresa.



**Figura 1.** Hechos históricos principales de la empresa.

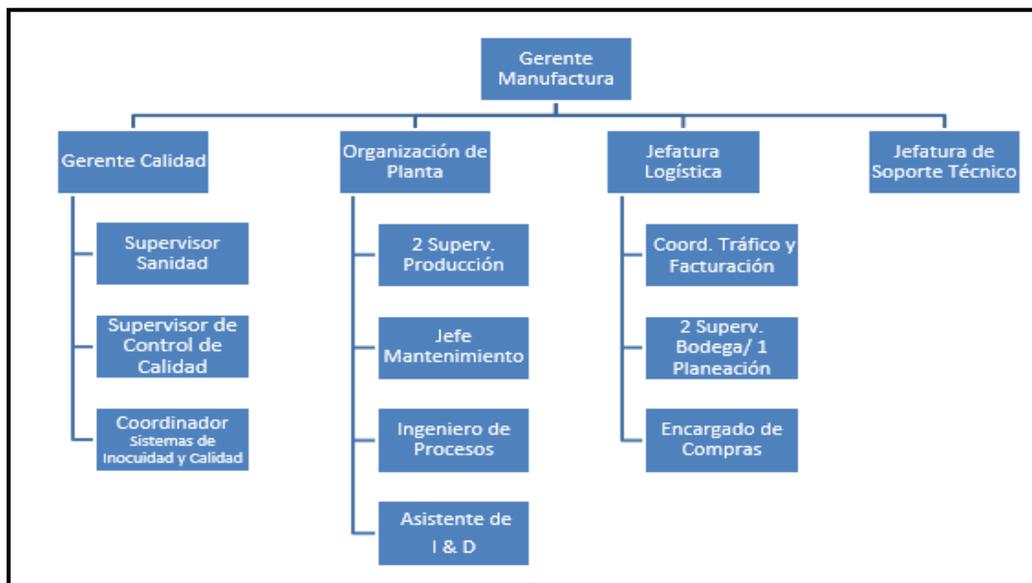
**Fuente:** Florida Retail, (2018)

Como acontecimiento importante: en el año 2011, Florida Ice & Farm Company (FIFCO) adquiere Musmanni, y pasa a ser una de sus marcas comerciales, así como nace el nombre de la planta actualmente llamada Florida Retail. Asimismo, FIFCO ha propiciado la evolución de Musmanni llevando más control de ventas, más indicadores y más exigencias a sus colaboradores, así como la estandarización de procesos en conjunto con las demás plantas pertenecientes a la compañía.

## 2.2 Descripción general de la empresa

Florida Retail está compuesta por los departamentos de Calidad, Mantenimiento, Logística, Investigación y Desarrollo, Producción y sus respectivos supervisores, Ingeniería de Procesos y Soporte Técnico. Cada área cuenta con su jefatura correspondiente, para un total de 300 empleados en toda la planta, aproximadamente.

Se muestra a continuación el organigrama de la gerencia de Manufactura:



**Figura 2.** Organigrama Manufactura

**Fuente:** RRHH, Florida Retail (2018)

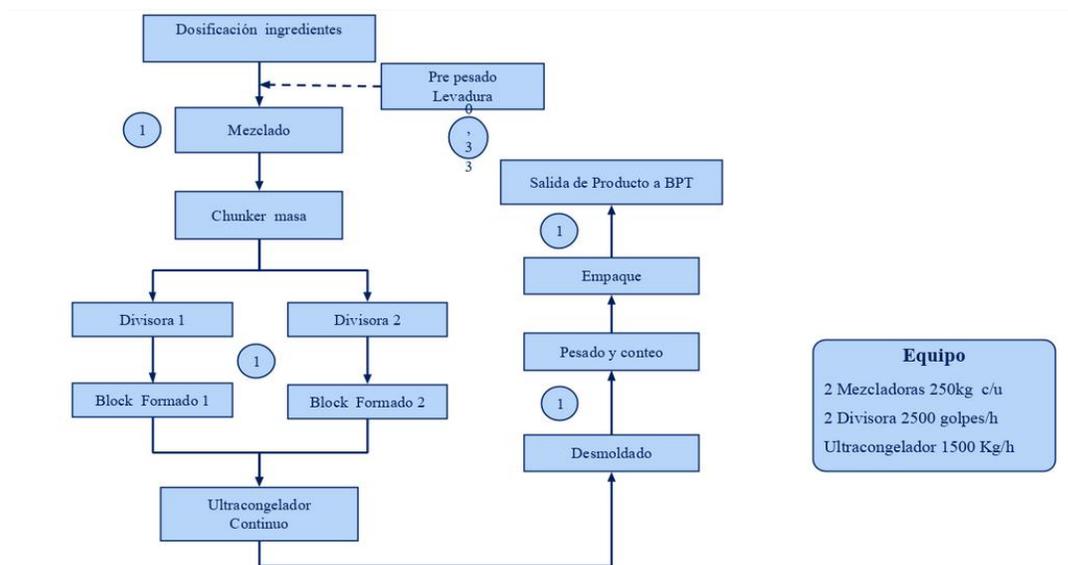
La planta de Florida Retail se compone por tres plantas: Planta Uno, donde se encuentra la línea seis Agriflex, en la que se realizan los bultos de mezcla que se venden a los clientes así como para uso de materia prima dentro de la empresa. Es acá donde están los seis silos que abastecen harina en toda la planta.

La Planta Dos está compuesta por tres líneas (uno, dos y tres) encargadas de producir pan baguette y la línea cinco encargada de producir donas, pan para pizzas, quesadillas, boquitas, entre otros. Las líneas uno y dos son las que producen el pan de piña, panes prehorneados, pan michita y pan mirir, los cuales son productos que se exportan. La línea tres sólo produce pan baguette para abastecer el mercado local Panaderías Musmanni y Tiendas Musi.

Finalmente la Planta Tres se encarga de la elaboración de pasteles, productos hojaldrados y bases para pasteles y galletas. Uno de los mayores clientes en el país es Subway a la cual se le produce el pan blanco, pan integral y galletas.

### 2.3 Proceso productivo

Se muestra en la figura 2, el principal proceso de la planta Florida Retail en este caso la producción del pan blanco tradicionalmente llamado baguette de la línea de producción tres.



**Figura 3.** Proceso Productivo línea Mecatherm tres.

**Fuente:** Florida Retail.

## 3. Planteamiento del problema

A la hora de diseñar un sistema de refrigeración y climatización se provee de los equipos necesarios para suplir con las condiciones necesarias que aseguran la temperatura necesaria por los productos sin embargo las formas de operar del sistema muchas veces no son las adecuadas y hacen que la eficiencia del mismo no sea la mejor y esto nos lleva a un esfuerzo para cumplir con las condiciones operativas lo que afecta el consumo de energía. Partiendo de ello es que se define el problema a resolver.

### 3.1 Problema a resolver

En las visitas previas para el desarrollo de este proyecto se planteó al encargado del área de refrigeración la posibilidad de estudiar el sistema para identificar oportunidades de

conservación de la energía, uno de los problemas principales actualmente es que debido a la falta de climatización en la planta se debe controlar mediante pre-cámaras para retardar el efecto de la levadura, sin embargo éstas pre-cámaras son de difícil acceso para mantenimiento y utilizan refrigerante R-507 que genera un alto de potencial de formación de gases efecto invernadero (GEIS). Además los fabricantes de los equipos presentes en la línea de producción de marca Mecatherm recomiendan que el proceso de producción se dé en una temperatura controlada de 12 a 18°C. Actualmente la temperatura de la planta oscila entre los 21.7 °C a los 21.85°C con una humedad relativa entre los 60.2 y 60.7 %.

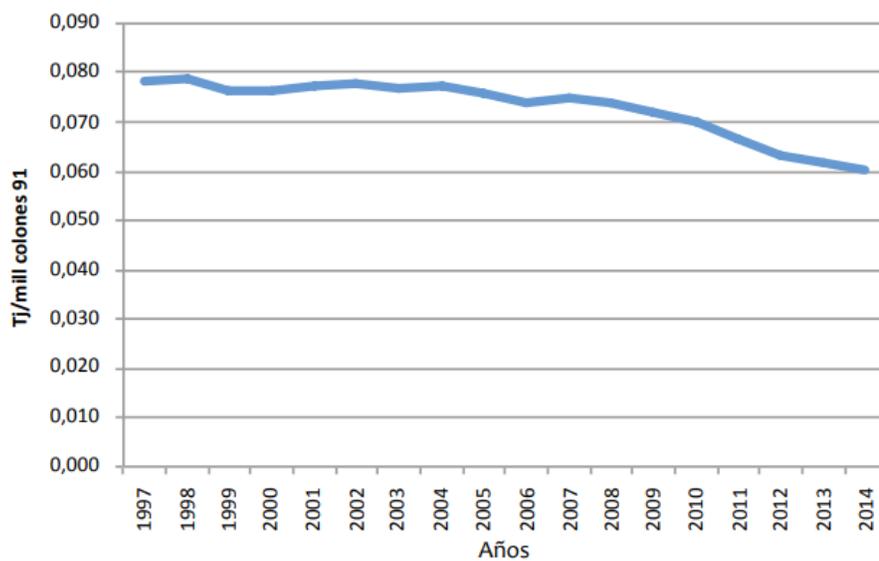
### **3.2 Justificación del problema**

#### **3.2.1 Ámbito país**

En la actualidad todos los proyectos ingenieriles realizados en las industrias pretenden ofrecerle rentabilidad al negocio y esto se traduce en un lenguaje universal: el dinero.

El Plan Nacional de Energía 2015-2030 nos muestra un descenso importante de la intensidad energética (indicador que relaciona el consumo total de energía con el PIB), es decir, que con el paso de los años ha habido una mejora en la eficiencia energética como lo muestra el gráfico 1.

Costa Rica: evolución de la intensidad energética total 1997-2014.



**Figura 4.** Evolución de la intensidad energética total 1997-2014

**Fuente:** Plan Nacional de Energía 2015-2030 Gobierno de Costa Rica

Sin embargo, en el apartado “La Eficiencia Energética de los equipos Consumidores para todos los sectores, residencial, comercio e industrial” sobresalen como equipos de mayor consumo los sistemas de refrigeración y aire acondicionado, y además no toda la energía que consumen es totalmente aprovechada en el servicio deseado debido a las pérdidas durante el proceso de transformación.

Por lo tanto, el proyecto descrito pretende estar dentro del marco de eficiencia energética ya que tanto los sistemas de aire acondicionado como refrigeración están enlistados como los sistemas de mayor consumo eléctrico en el país, los sistemas serán controlados mediante sensores de manera que, según las condiciones climáticas, los equipos van a funcionar.

### 2.1.1 Ámbito de la empresa

Como situación actual se tiene que la empresa debió instalar pre-cámaras acatando las disposiciones de los fabricantes de los equipos de producción que estipulan que el ambiente debería estar climatizado a 18°C, esto con el fin de que las cadenas y partes móviles que ingresan al IQF se congelen por el choque térmico entre el ambiente y el espacio de congelamiento; sin embargo estas pre-cámaras se han vuelto poco funcionales por aspecto

de mantenimiento y porque trabajan con refrigerante R-507 que tiene un potencial de generación de gases efecto invernadero.

Asimismo, otro de los problemas que se tiene en planta 2 es el crecimiento de la levadura, dado que al ser una planta donde el pan se congela para distribuirse a los puntos de venta, el efecto de la levadura debe ser retardado. La acción de la levadura depende los siguientes factores:

- a. Nutrientes.
- b. Humedad**
- c. Temperatura**
- d. Oxígeno
- e. Acidez del medio

Con la climatización de planta 2 se podrá controlar las variables de temperatura y humedad, mientras la temperatura esté entre los 20 y 30 °C y una humedad alta de 60% el proceso de crecimiento de la levadura será mayor.

En las condiciones de operación actual otro de los problemas que se presenta es que se pegue las bandas de transporte en los IQF debido al hielo que se forma. Bajo esta situación los técnicos de mantenimiento poseen hasta 10 minutos para solucionar el problema, caso contrario el producto se debe reprocesar lo que implica volver a consumir energía para lograr el producto deseado. Con la climatización de planta 2 se desea que este tiempo se amplíe dada que las condiciones del ambiente harán que el efecto de la levadura no se active tan pronto.

Los tiempos de paro “breakdown” que se conocen como los paros mayores a 10 minutos, se dan por las siguientes situaciones:

- 1. Pistón superior.
- 2. Raspado de guías
- 3. Cadena de entrada

Los paros menos llamados “Minor Stop” se originan por las siguientes situaciones:

- 1. Ajuste pistón superior

## 2. Ajuste de cadena

Se presenta, el análisis de datos del año fiscal en curso desde octubre 2018 hasta marzo 2019 (total de 6 meses) cuantificable en dinero para cada una de las Mecas.

Con la climatización de planta 2 se desea reducir los paros debidos al IQF que se dan por la formación e hielo, lo cual provoca que atasquen las bandas de las líneas de producción Meca 1, Meca 2 y Meca 3.

**Tabla 1.** Horas de paro debido a formación de hielo en el IQF de Meca 1

mes-año	Meca 1		Meca 2		Meca 3	
	tiempo de paro (h)	frecuencia	tiempo de paro (h)	frecuencia	tiempo de paro (h)	frecuencia
oct-18	24.35	185	16,16	71	10.26	52
nov-18	21.84	92	23	154	11.13	45
dic-18	8.9	76	12.2	111	7.56	51
ene-19	9.8	37	27,5	158	17.63	65
feb-19	95	43	18,25	144.00	4.54	29
mar-19	10.3	61	23,92	152	5.98	31

**Fuente:** Elaboración propia, Excel 2013

Las tablas 1,2 y 3 presentan respectivamente el tiempo de paro en horas para cada una de las líneas de producción de los meses de octubre 2018 a marzo 2019. Cabe resaltar que la formación de hielo también dependerá de las condiciones ambientales como se puede notar los meses de octubre y noviembre en los que el país se encuentra en época lluviosa la cantidad de horas de paro debido a la formación de hielo es mucho mayor por la cantidad de humedad en el ambiente.

Entonces, se pretende la reducción de estos costos para la empresa con el diseño propuesto de la climatización de planta 2.

**Tabla 2.** Cantidad de pan producido en cada línea de producción

Línea de producción	Cantidad (kg/h)	Unidades melcochón por hora
Meca 1	750	2500
Meca 2	750	2500
Meca 3	1500	5000

**Fuente:** Elaboración propia, Excel 2013

Las unidades de baguette se calcularon asumiendo que cada baguette pesa aproximadamente 300 g.

**Tabla 3.** Costo por hora de paro para cada línea de producción

Línea de producción	Gastos de fabricación (costo/hora)	Gastos mano obra directa (costo/hora)	Total, de línea producción (costo/hora)
Meca 1	\$ 102	\$ 33	\$ 136
Meca 2	\$ 102	\$ 33	\$ 136
Meca 3	\$ 243	\$ 33	\$ 275
Total			\$ 547

**Fuente:** Elaboración propia, Excel 2013

La tabla 5 muestra el costo de tener las líneas principales de producción Meca 1, Meca 2 y Meca 3 detenidas durante una hora (cargos fijos sin tomar en cuenta materia prima), por lo tanto, para obtener el gasto debido a las horas de paro de las Mecas por la formación de hielo se multiplica por los datos de las tablas 1,2 y 3 respectivamente.

El costo para los meses de octubre 2018 a marzo 2019 se muestra en la siguiente tabla:

**Tabla 4.** Costo por paros en las líneas de producción

Mes-año	Meca 1	Meca 2	Meca 3	Total
	costo total	costo total	costo total	
oct-18	\$ 3,302	\$ 2,191	\$ 2,826	\$ 8,319
nov-18	\$ 2,962	\$ 3,119	\$ 3,066	\$ 9,146
dic-18	\$ 1,207	\$ 1,654	\$ 2,082	\$ 4,944
ene-19	\$ 1,329	\$ 3,729	\$ 4,856	\$ 9,914
feb-19	\$ 1,288	\$ 2,475	\$ 1,251	\$ 5,013
mar-19	\$ 1,397	\$ 3,244	\$ 1,647	\$ 6,287

**Fuente:** Elaboración propia, Excel 2013

Ahora bien, el costo de hacer un descarche sería el valor de tener detenida la línea por las horas de descarche. Se presenta en la siguiente tabla el costo por mes de des-carches asumiendo que cada des-carche en promedio demora 6 horas y que por semana se des-carcha 4 veces Meca 1, 3 veces la Meca 2, y 1 vez por semana para Meca 3.

**Tabla 5.** Costo por descarche para cada línea de producción, situación actual

Línea de producción	Costo 6 horas promedio	Cantidad Des-carches por Semana	Costo por semana	Costo por mes
Meca 1	\$ 814	4	\$ 3,254	\$ 13,018
Meca 2	\$ 814	3	\$ 2,441	\$ 9,763
Meca 3	\$ 1,653	1	\$ 1,653	\$ 6,611
<b>Total</b>	<b>\$ 3,280</b>	<b>8</b>	<b>\$ 7,348</b>	<b>\$ 29,392</b>

**Fuente:** Elaboración propia, Excel 2013

Entonces el fin del proyecto es reducir los paros por formación de hielo en los IQF de las líneas de producción y que la cantidad de deshielos por semana sea menor, para ello se presenta el ahorro en la tabla 6, si se disminuye la cantidad de des-carches por semana a la mitad, es decir, 3 veces por semana para Meca 1, 2 veces semana para Meca 2 y 1 vez por semana para Meca 3.

**Tabla 6.** Costo reduciendo des-carches, situación propuesta

Línea de producción	Costo 6 horas promedio	Cantidad Des-carches por Semana	Costo por semana	Costo por mes
Meca 1	\$ 814	1	\$ 814	\$ 3,254
Meca 2	\$ 814	1	\$ 814	\$ 3,254
Meca 3	\$ 1,653	1 cada 15 días	-	\$ 3,305
<b>Total</b>	<b>\$ 3,280</b>	<b>6</b>	<b>\$ 1,627</b>	<b>\$ 9,814</b>

Fuente: Elaboración propia, Excel 2013

**Tabla 7.** Ahorros por reducción des-carches

Línea de producción	Mensual	Anual
Meca 1	\$ 9,763	\$ 117,159
Meca 2	\$ 6,509	\$ 78,106
Meca 3	\$ 3,305	\$ 39,664
<b>Total</b>	<b>\$ 19,577</b>	<b>\$ 234,929</b>

Fuente: Elaboración propia, Excel 2013

El otro ahorro para la empresa implementando el proyecto sería en cuanto a tiempos de paro por formación de hielo, al reducir un 50% la cantidad de paros por mes el ahorro sería el presentado en la tabla 8, analizando los datos de estudio obtenidos desde octubre 2018 hasta marzo de 2019.

**Tabla 8.** Ahorro por reducción de paros al 50%, últimos seis meses

mes-año	Reducción de paros 50%			Total	Ahorro
	Meca 1	Meca 2	Meca 3		
	costo total	costo total	costo total		
oct-18	\$ 1,651	\$ 1,096	\$ 1,413	\$ 4,160	\$ 4,160
nov-18	\$ 1,481	\$ 1,559	\$ 1,533	\$ 4,573	\$ 4,573
dic-18	\$ 603	\$ 827	\$ 1,041	\$ 2,472	\$ 2,472
ene-19	\$ 664	\$ 1,865	\$ 2,428	\$ 4,957	\$ 4,957
feb-19	\$ 644	\$ 1,237	\$ 625	\$ 2,507	\$ 2,507
mar-19	\$ 698	\$ 1,622	\$ 824	\$ 3,144	\$ 3,144
<b>Total promedio anual</b>					\$ 7,271

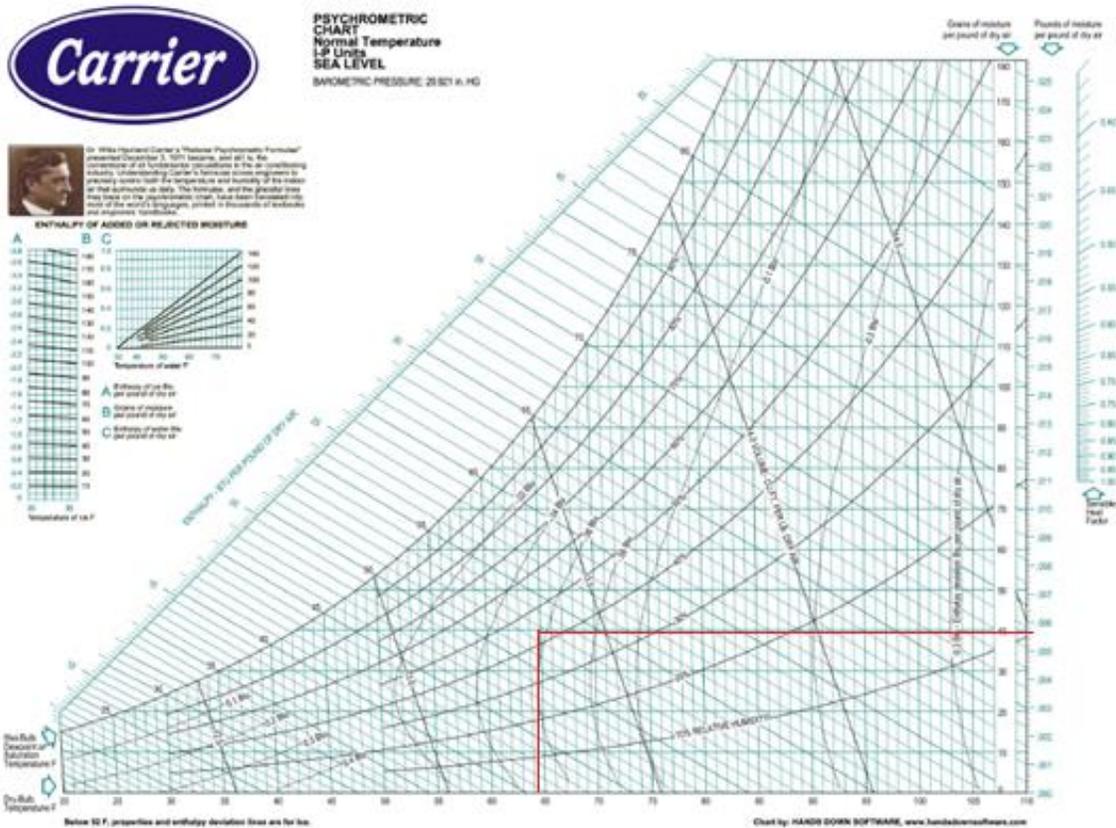
**Fuente:** Elaboración propia, Excel 2013

Se debe tener en cuenta que los factores por los que ingresa humedad a los IQF y se convierte en hielo son los siguientes:

1. Humedad del producto
2. Humedad del ambiente
3. Humedad de las bandejas

Lo que se pretende con la realización de este proyecto es reducir el porcentaje de humedad del ambiente de aproximadamente 75% a un valor controlado de 45%.

Tomando en cuenta el estudio realizado por el Ing. Diego Verzola, la cantidad de aire de infiltración en los IQF (específicamente el de Meca 3) que se transforma en agua es de 262 [l] que corresponde a una masa de aire de 47,177 [lb]; y para las condiciones de diseño propuestas 64.4 °F y 45% humedad relativa de acuerdo a la carta psicrométrica figura 5, la relación de humedad en tales condiciones es de 0.0056 libras de agua por libras de aire seco, la masa de aire de infiltración se obtiene 264 [lb] de agua, equivalente a 120 [l] de agua (asumiendo que 1[l] equivale a 2.2 [lb] de agua).



**Figura 5.** Para cálculo de masa de agua por infiltración con las condiciones de diseño propuestas

**Fuente:** Carrier Corporation, 2009.

Haciendo la relación de que 262 [l] de agua equivale a un 100% y 69 [l] de agua equivale a un “x” porcentaje:

$$\frac{262}{100} = \frac{120}{x} \Rightarrow x = 46\%$$

Por lo tanto, la cantidad de agua convertida en hielo será la resta del 100% menos 46% dando como resultado 54% de disminución de humedad del ambiente convertida en hielo, por ende, los paros este porcentaje. Haciendo la analogía para los IQF de Meca 1 y Meca sería el mismo valor puesto que las dimensiones de las entradas de aire son iguales.

Se llegó a la conclusión con los personeros de la empresa basados en este estudio realizado en el año 2015 que el porcentaje de reducción de paros será del 50%, por lo que se justifican los cálculos presentados previamente. Los des-carches se reducirán de la manera presentada

en las tablas 5, 6 y 7 justificado mediante un estudio hecho previamente en la empresa por un especialista en el tema.

## **4. Objetivos**

### **4.1 Objetivo general**

Desarrollar el diseño del sistema de climatización por amoníaco y agua helada de la planta de producción 2 de la empresa Florida Retail.

### **4.2 Objetivos específicos**

1. Determinar las condiciones óptimas de diseño para la implementación del sistema de climatización de planta producción 2 de la empresa Florida Retail.
2. Seleccionar los equipos del sistema principal de amoníaco y agua helada, así como sus respectivas tuberías y válvulas.
3. Realizar el análisis de factibilidad financiera del diseño del sistema de climatización que justifique la inversión de la empresa en el proyecto.
4. Realizar una recopilación del mantenimiento para los equipos del sistema de climatización.

## **5. Marco teórico**

### **5.1 Breve reseña del origen de la refrigeración industrial**

Durante muchos años el ser humano se ha preocupado por buscar las maneras de tener los alimentos congelados para su preservación durante un período aceptable para su consumo.

La mayoría de las personas han conocido los sistemas de refrigeración convencionales que surgieron en la década de 1920, sin embargo la historia se remonta a años anteriores con el hielo y la nieve donde los romanos y griegos compraban hielo y nieve que llevaban sobre caballos para su almacenamiento, además Hipócrates lo aplicaba en la medicina de hecho en la actualidad se usa para tratar golpes en músculos para ayudar a desinflamar.

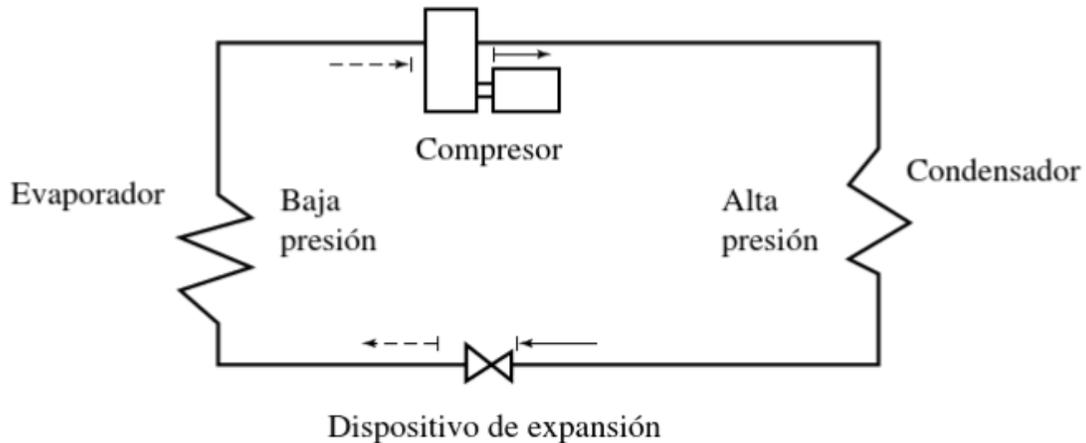
Se dice que en Roma había pozos profundos que se llenaban de nieve y se cubrían con paja que funcionaba como un tipo de aislante, la nieve se hundía y se formaba una capa de hielo en la parte superior, que se comercializaba.

Alejando Magno (356-323 a.C) construyó el primer almacén de hielo en Grecia, se dice que él y el emperador romano Nerón (37-68 d.C) enfriaban sus jugos de fruta y sus vinos con hielo o nieve traídos desde la montaña por sus esclavos.

Posteriormente surgieron los helados en China donde el rey Tang (618-697 d.C) desarrolló un método para hacer mezclas con hielo y leche, de China pasó a la India, a las culturas persas y después a Grecia y Roma. Marcopolo en el siglo XIII llevó la receta a Europa, específicamente en Italia de la baja edad media, al regresar de sus viajes de a Oriente donde rápidamente se popularizó en las cortes italianas. (Isique, 2014).

Con el paso del tiempo se fueron mejorando los procesos de transporte de helados para mantenerlos a una buena temperatura apta para el consumo los primeros recipientes para transportarlos consistían en dos recipientes de madera uno dentro del otro, en el más pequeño es donde se preparaba el helado y el espacio intermedio se llenaba de nieve y por medio de salmueras. Esto evolucionó a lo que conocemos como helado de sorbetera que hacían nuestros abuelos donde el mecanismo la sorbetera era un barril de madera de un metro de alto con 60 centímetros de ancho con zunchos de soportes en sus extremos, dentro se ponía un cilindro de aluminio en el centro y se ponía hielo alrededor, se agregaba crema y hielo sucesivamente y la sal que se encargaba de mantener la refrigeración del hielo y se le daba vuelta a la polea para cortar el helado y endurecer la crema.

La refrigeración convencional surgió con el descubrimiento del ciclo de la refrigeración por parte de Lord Kelvin a finales de XIX que se compone de 4 procesos después que el refrigerante vuelve a su estado original: compresión, condensación, expansión y evaporación, la figura 1 se muestra el diagrama del ciclo de refrigeración.



**Figura 6.** Diagrama del ciclo de refrigeración.

**Fuente:** Franco, J (2012)

Según Franco, J (2012) la función de cada uno de los procesos es la siguiente:

1. Compresión: Aspira el fluido refrigerante a la presión de baja establecida y lo comprime elevando su presión y temperatura hasta un valor específico que permita efectuar la condensación.
2. Condensación: En este proceso el refrigerante pasa de estado gaseoso a estado líquido. El fluido ingresa al condensador como vapor sobrecalentado y sale como líquido a la temperatura que se condensó. El refrigerante cede su calor al agente condensante ya sea aire o agua.
3. Expansión: El fluido que entra en estado líquido sufre una caída de presión y temperatura hasta la necesaria en el evaporador. El dispositivo de expansión también controla la cantidad de refrigerante que ingresa al evaporador.
4. Evaporación: Por medio del evaporador es el encargado de enfriar la cámara por medio del refrigerante que ingresa a baja presión y temperatura, acá el refrigerante se evapora robando el calor del exterior del evaporador debido a una diferencia de temperaturas entre la del refrigerante y la que rodea al evaporador.

## 5.2 Conceptos básicos

- Cadena de frío: Es la serie de etapas de almacenamiento y comercialización de los productos después del proceso de fabricación. Se requiere que la temperatura en todas las etapas sea igual o lo más cercano posible a la temperatura inicial.

- Entalpía: Se refiere a la cantidad energética interna contenida en un producto más la multiplicación de su volumen por la presión exterior.
- Calor latente: Se define como la cantidad de energía necesaria para que cierta sustancia pase de un estado a otro.
- Calor sensible: Es el calor relacionado con un cambio de la temperatura pero sin alterar el estado original de la sustancia.
- Conductividad térmica: corresponde a una propiedad física de los materiales que indica qué tan buen conductor de calor es el material.
- Humedad relativa: Se define como la relación entre la cantidad real de humedad presente en el aire a una temperatura establecida y la máxima cantidad que el aire permite contener a esta temperatura.
- Presión absoluta: Se define como el valor de presión que contempla la presión atmosférica.
- Presión manométrica: Es la diferencia entre la presión absoluta y la presión atmosférica.
- Temperatura: Es la variable física que indica qué tan caliente o frío está un cuerpo mediante un valor numérico asociado.
- Tonelada de refrigeración: Es la cantidad energética requerida para fundir una tonelada de hielo en un lapso de 24 horas que equivale a una potencia en equipos de refrigeración a extraer 12,000 Btu/h.

### **5.3 Aire acondicionado**

Según Pita, E (2005): “El acondicionamiento de aire es el proceso de tratamiento del mismo en un ambiente interior con el fin de establecer y mantener los estándares requeridos de temperatura, humedad, limpieza y movimiento”.

Generalmente se utiliza el aire acondicionado para el confort de las personas en zonas de trabajo o espacios públicos, pero también se puede utilizar en el control de procesos donde las variables de temperatura y humedad son fundamentales para el producto que se maquila.

La temperatura se controla agregando o quitando calor al aire y la humedad relativa se controla agregando o extrayendo vapor de agua del aire, por medio de humidificadores o deshumidificadores.

Un deshumidificador es un equipo que retira humedad del aire mientras que un humidificador agrega humedad al aire. ASHRAE Fundamentals (2009)

Es importante realizar una distribución adecuada del aire, tiene que ser lo más uniforme posible, mediante ventiladores, ductos y difusores; esto con el fin de que toda la zona de acondicionamiento presente una condición homogénea y no sea que en un extremo del recinto la temperatura sea muy diferente a otro punto del mismo.

## **5.4 Condiciones del producto a almacenar**

### **5.4.1 Generalidades**

Se deben tener en cuenta las propiedades térmicas del producto con el que se está trabajando en un sistema frigorífico, como las propiedades térmicas de los alimentos dependen de la composición química y temperatura no se puede lograr tener las propiedades específicas para el producto a todas las condiciones posibles, es por eso que se establecen modelos matemáticos respaldados en fracciones de masa de los principales componentes de los alimentos (agua, proteínas, grasas, carbohidratos, fibra y minerales).

Parte importante a considerar es el contenido de agua en los alimentos dado a que es el componente predominante en la mayoría de los alimentos por lo que es altamente influyente en las propiedades termo-físicas del alimento.

Otro aspecto por considerar es el punto inicial de congelación el cual no solo es importante para determinar las condiciones de almacenamiento sino también para el cálculo de las propiedades termo-físicas. Por ejemplo, para almacenar frutas y verduras frescas la temperatura de los productos debe mantenerse por encima de su punto inicial de congelación para evitar daños de congelación.

### **5.4.2 Productos de panadería**

Las grandes productoras de panaderías producen sus productos y los congelan para su almacenamiento y su posterior distribución a los centros de acopio y luego a las panaderías donde se hornea el producto; de esta manera no pierden sus propiedades.

Se utiliza congelamiento ultrarrápido (IQF por sus siglas en inglés), el pan se congela entre los  $-9^{\circ}\text{C}$  y  $-7^{\circ}\text{C}$  y debe ser enfriado a través de la fase de congelado o de eliminación de calor

latente, lo más rápido posible para conservar la estructura celular. Debido a que la pérdida de humedad se incrementa mientras la temperatura es menor. Se consiguen buenas congelaciones en rangos de temperatura ambiente de -18, -23, -29 y -34°C.

Según el Departamento de Agricultura de EE. UU., los siguientes son los tiempos de enfriado y la temperatura del núcleo de pan respecto a la temperatura del aire dentro de la cámara con un dardo de aire de 3,5 m/s de 21°C a 10°C (figura 6).

Temperatura del Aire en la Cámara de Congelación, °C	Tiempo de enfriado, 21°C a -10°C, h	Temperatura del núcleo del pan al cabo de 2 h, °C
-40	2	-9,4
-34,4	2,25	-8,9
-28,9	3	-7,2
-23,3	3,75	-6,1
-17,8	5	-5,5

**Figura 7.** Condiciones del pan respecto a la temperatura del aire de la cámara

**Fuente:** (ASHRAE, 2010)

## 5.5 Descongelamientos

En los sistemas de refrigeración al trabajar con temperaturas bajas, es imprescindible el realizar el descongelado de manera periódica, debido a que el agua condensada se hará escarcha o hielo sobre los serpentines. Por esto es que las aletas del serpentín de refrigeración están distanciadas de 4 a 8 aletas por pulgada según la aplicación, esto permite una cierta tolerancia a la formación de escarcha y que pueda circular el aire entre los espacios.

Sin embargo, llega un punto en donde la formación de escarcha bloqueará por completo el flujo de aire y por sus propiedades actuará como aislante reduciendo la transferencia térmica. (Air Conditioning and Refrigeration Institute, 1999).

De acuerdo al Manual del Instituto de Aire Acondicionado y Refrigeración (ARI por sus siglas en inglés) se tienen los siguientes tipos de descongelamiento:

### 5.5.1 Descongelado por aire

Funciona para aquellos enfriadores que operan a una temperatura de succión de -2°C a -1°C acumularán la escarcha sobre las aletas de placa. Estos se pueden descongelar simplemente apagando el sistema de refrigeración y dejando que aire sin enfriar circule sobre el serpentín,

dicho aire ronda de 2°C a 4°C y se encarga de fundir la escarcha. Este método es el más lento respecto a los otros tipos de descongelamiento.

### **5.5.2 Descongelado por resistencia eléctrica**

ARI estipula que para unidades de refrigeración que funcionan por debajo de -2°C con temperaturas de por debajo de la temperatura de congelación 0°C no se descongelarán con aire. En este caso se utilizan calentadores de resistencia eléctrica para fundir el hielo sobre el serpentín, el recipiente de drenaje y la tubería de drenaje.

El procedimiento de descongelado eléctrico generalmente inicia mediante un interruptor de tiempo o detectores de presión y temperatura. La válvula solenoide de refrigerante líquido se cierra y el compresor se detiene, así como el ventilador. Se activan los calentadores y finaliza el descongelado por medio de un control de temperatura con un sistema de respaldo por tiempo para evitar que el recipiente se sobrecaliente en caso de que el control de temperatura falle.

### **5.5.3 Descongelado por gas caliente**

Este procedimiento posee la ventaja de aprovechar el gas caliente que genera el compresor, dicho gas al pasar por el evaporador frío se condensa y conforme circula va descongelando, una parte regresa al compresor para ser recirculado como gas comprimido con el agregado de calor de compresión.

## **5.6 Antecámaras**

Son aquellos recintos que permite el tránsito, ya sea la recepción de productos o el despacho de estos, o ambos. Generalmente se busca una temperatura de trabajo entre los 0°C y 10°C para evitar que durante el proceso de carga y descarga de productos las cámaras estén directamente expuestas a la alta temperatura ambiental e ingrese una mayor cantidad de calor a la cámara, es decir la antecámara permite disminuir aquellas pérdidas por el flujo de aire desde la cámara frigorífica al ambiente externo. El espacio de la antecámara también es utilizado como un centro de acopio durante el proceso de tránsito. (REFRICENTRO S.A, 2016).

## 5.7 Cargas térmicas

De acuerdo a ASHRAE (2010) en el capítulo 24; la carga frigorífica total incluye las siguientes cargas:

1. Por transmisión: Calor transmitido al espacio refrigerado a través de sus superficies. Esto incluye el calor sensible a través de paredes, techo y suelo.
2. Carga del producto: Calor eliminado y el que producen los productos introducidos y mantenidos en el espacio refrigerado. Las cargas principales en este apartado son el calor que debe ser extraído para reducir la temperatura del producto hasta la temperatura de almacenamiento y el calor que generan los mismos productos en almacenamiento principalmente frutas y verduras.
3. Carga interna: Se refiere al calor generado por fuentes internas tales como iluminación, motores o personas trabajando en el espacio refrigerado. Hay que tener en cuenta que el calor latente de la carga de calor es muy pequeño comparado a la carga total de refrigeración por lo que habitualmente se toma la carga sensible en la suma de la carga total. El componente de calor latente se debe tomar cuando hay agua involucrada en el proceso.
4. Cargas por infiltración de aire: Ganancias de calor asociadas al aire que ingresa al espacio refrigerado. Estas cargas junto con la carga asociada al equipo constituyen más de la mitad de la carga total de refrigeración en almacenes de distribución.
5. Carga debida al equipo: Son las ganancias de calor creadas por el propio equipo de refrigeración. Las principales son el calor del ventilador cuando se utiliza la circulación forzada de aire, calor de recalentamiento cuando el control de humedad forma parte de la refrigeración y el calor del descongelamiento cuando la batería de refrigeración funciona a una temperatura por debajo de la de congelación y se debe realizar los descongelamientos de forma periódica sin involucrar la temperatura ambiente.

Los primeros cuatro tipos de carga constituyen la llamada carga neta de calor, entonces la carga neta de refrigeración más la carga debida al equipo determinan la carga de refrigeración total con la que debemos seleccionar el compresor del sistema de refrigeración.

## 5.8 Cargas de enfriamiento

La carga de enfriamiento es la cantidad neta de calor que se retira del recinto. Se debe realizar un buen cálculo de las cargas de enfriamiento ya que según este cálculo se procede a la selección de equipos, así como las tuberías y los ductos. La carga de enfriamiento resulta de las ganancias de calor dentro del recinto (Pita, 2005).

Los cálculos de las cargas de enfriamiento se calcularon en base al libro de texto Acondicionamiento de aire, principios y sistemas de Edward Pita, el cual a su vez está basado en la normativa de ASHRAE (Fundamentals Handbook, 1985).

La ganancia de calor del espacio o recinto es la velocidad a la cual se gana calor, dicha ganancia está constituida por diversas fuentes tales como: radiación solar, alumbrado, conducción y convección, personas, equipo e infiltración (Pita, 2005).

Las ganancias de calor se pueden dividir en cargas externas e internas. La transferencia de calor externas será por conducción y radiación, mientras que las internas viene siendo la convección que se da dentro del recinto.

Otro punto a tomar en cuenta es la diferencia entre ganancias de calor sensible y calor latente; una ganancia de calor latente ocasiona un aumento de la humedad debido a la adición de vapor de agua mientras que una ganancia de calor sensible ocasiona un aumento de la temperatura del aire. Las ganancias de calor sensible son:

- Conducción a través de paredes, techo y vidrios al exterior.
- Conducción a través de divisiones internas, cielos rasos y pisos.
- Radiación a través de vidrios.
- Alumbrado.

Las ganancias de calor latente son:

- Personas.
- Infiltración del aire exterior a través de aberturas.

Mientras que el equipo puede considerarse como calor latente o sensible dependiendo del tipo de equipo.

### 5.8.1 Conducción a través de la estructura exterior

En esta sección se toma en cuenta el calor ganado de los ambientes que rodean la planta a través de paredes, techo y piso por conducción de calor. Según la teoría de transferencia de calor influye el diferencial de temperatura entre la parte exterior e interior del recinto recordando que el calor va del ambiente más caliente al más frío, influye el coeficiente global de transferencia de calor según el material y el área de la pared, techo o piso.

La carga de transmisión se calcula por medio de la siguiente ecuación:

$$Q = U * A * DTCE_e$$

#### **Ecuación 1.** Conducción a través de la estructura externa

Donde:

Q= ganancia neta del recinto por conducción a través del techo, paredes o vidrio expresada en kWh.

U= coeficiente general de transferencia de calor para el techo, paredes o vidrios.

A= área del techo, pared o vidrios expresado en metros.

DTCE<sub>e</sub>= Diferencia de temperatura para carga de enfriamiento en °C.

El valor de DTCE<sub>e</sub> se calcula de la siguiente manera, mediante una corrección de datos:

$$DTCE_e = [(DTCE + LM) * K + (78 - t_R) + (t_0 - 85) * f]$$

#### **Ecuación 2.** Corrección de DTCE para paredes y techos

Donde:

- Q= es la ganancia neta del cuarto por conducción a través de paredes [BTU/h]
- U= es el coeficiente general de transferencia de calor para las paredes [BTU/h ft<sup>2</sup> °F]
- K=factor de corrección al color de la superficie (K).
- T<sub>0</sub>= Temperatura de diseño exterior [°F].
- T<sub>1</sub>= Temperatura del recinto [°F].

- $f$ =factor de corrección para ventilación del cielo raso
- $A$ =área de la pared o techo [ $\text{ft}^2$ ]
- $DTCE$ = Diferencia de temperatura para cargas de enfriamiento para paredes y techos.

Se debe aplicar también valores de factor de corrección según el color de la superficie (Pita, 2005) como sigue:

- 1 para superficies oscuras o áreas industriales.
- 0.5 para techos de color claro o en zonas rurales.
- 0.65 para paredes de color claro en zonas rurales.

Además, hay un factor de corrección  $f$  para ventilación del cielo raso y utiliza los siguientes valores según la presencia o ausencia de techo falso (Pita, 2005).

- 0.75 para ventiladores de entrepiso (techo falso).
- 1 para todos los demás casos.

### **5.8.2 Conducción a través de la estructura interior**

Acá se considera el calor que fluye desde los recintos sin acondicionar hasta los espacios acondicionados a través de divisiones, pisos y cielo rasos mediante la siguiente ecuación:

$$Q = U * A * DT$$

#### **Ecuación 3. Conducción a través de la estructura interna**

Donde:

$Q$ = velocidad de transferencia de calor a través de la división, piso o cielo raso.

$U$ = Coeficiente global de transferencia de calor para la división, piso o cielo raso.

$A$ = área de la división, piso o cielo raso.

$DT$ = diferencia de temperatura entre los espacios sin acondicionar y los acondicionados.

Según Pita, E. (2005): “Si no se conoce la temperatura del espacio sin acondicionar, se emplea con frecuencia una aproximación que consiste en suponer que está a 5 °F menos que la temperatura exterior”.

### 5.8.3 Carga térmica por infiltración de aire

Acá se considera principalmente la entrada del aire exterior a través de aberturas en el edificio principalmente las debidas a marcos de puertas y ventanas, así como puertas abiertas.

Para calcular el efecto del aire de infiltración sobre la pérdida de calor sensible, se suele utilizar las unidades de pies cúbicos por minuto (CFM, por sus siglas en inglés) para el flujo de aire, por lo tanto, el calor sensible necesario para el aire de infiltración está dado por la siguiente ecuación:

$$Q_s = 1.1 * CFM * \Delta T$$

**Ecuación 4.** Calor sensible necesario para el aire de infiltración

Donde:

$Q_s$ = calor sensible necesario para el aire de infiltración o ventilación en Btu/h.

CFM=velocidad de infiltración o ventilación del aire, ft<sup>3</sup>/min.

$\Delta T$ = cambio de temperatura entre el aire interior y exterior, °F.

Para considerar el efecto del aire de infiltración sobre pérdidas de calor latente se emplea la siguiente ecuación:

$$Q_L = 0.68 * CFM * (w'_e + w'_i)$$

**Ecuación 5.** Efecto del aire de infiltración sobre pérdidas de calor latente

Donde:

$Q_L$ = calor latente necesario para el aire de infiltración o de ventilación en Btu/h

CFM=velocidad de infiltración o ventilación del aire en ft<sup>3</sup>/min

$w'_i, w'_e$ = relaciones de humedad mayor (interior) y menor (exterior) expresadas en gramos de agua/lb de aire seco

#### **5.8.4 Carga térmica debido a extractores de aire**

La ecuación específica para relacionar la cantidad de pies cúbicos por minuto de aire (CFM) extraídos con las toneladas de refrigeración es la siguiente:

$$Q = 1.08 * f_c * CFM * \Delta T$$

#### **Ecuación 6.** Carga térmica debido a extractores de aire

Donde:

El valor de 1,08 es una constante para aire en condiciones estándar.

$F_c$ =factor de corrección de densidad

CFM=flujo de aire en pies cúbicos por minuto

$\Delta T$ =cambio de temperatura

Según consulta técnica al departamento de Ingeniería de Refrigeración Industrial Beirut el Ingeniero Moisés Mena indicó que como aproximación a la ecuación se suele utilizar en la práctica, por regla general, que 400 CFM equivale a 1 tonelada de refrigeración (TR).

#### **5.8.5 Carga térmica debido al producto**

La carga debido al producto debe de analizarse en los diseños de instalaciones frigoríficas, por lo general esta carga en forma de calor debe ser eliminada del producto con el fin de que la temperatura de este llegue al nivel deseado (Dossat, 1986).

Sin embargo, en algunos casos no es necesario tomar en cuenta la carga del calor del producto debido a la temperatura a la que ingresa a almacenamiento como es el caso de helados que generalmente salen del proceso a una temperatura entre los 0°F y -10°F, para ser almacenados a una temperatura de 10°F, por lo tanto cuando esto ocurre el producto gana calor del recinto hasta calentarse a la temperatura del almacén, en este caso produce una pequeña cantidad de efecto refrigerante, o lo que es lo mismo decir que es una carga negativa del sistema que más bien se resta al cálculo total de la carga de enfriamiento (Dossat, 1986).

Para el producto se debe de considerar el efecto de llevar al producto desde una temperatura alta a una temperatura baja considerando en la llamada curva del agua cuando hay o no

cambios de estado. Se debe tener presente que cuando hay un cambio de temperatura se representa como una ganancia de calor sensible y cuando el proceso es la energía requerida para cambiar de estado a temperatura constante es una ganancia de calor latente.

$$Q_s = m * C_e * \Delta T$$

**Ecuación 7.** Ganancia de calor sensible

$$Q_s = m * C_e$$

**Ecuación 8.** Ganancia de calor latente

### 5.8.6 Carga térmica debido a personas

Para calcular generado por los colaboradores de la planta se debe tomar en cuenta su calor latente (producto de la transpiración) y su calor sensible. La velocidad de ganancia de calor va depender de la actividad física que estos realicen (Pita, 2005).

Para calcular esta ganancia se utilizan las siguientes ecuaciones:

$$Q_s = q_s * n * FCE$$

$$Q_l = q_l * n$$

**Ecuación 9.** Carga térmica debido a personas

Donde:

- $Q_s$  y  $Q_l$ : ganancias de calor sensible y latente, respectivamente.
- $q_s$  y  $q_l$ : ganancias de calor sensible y latente por persona, respectivamente.
- $n$ : número de personas.
- $FCE$ : factor de carga de enfriamiento para las personas.

El factor de carga de enfriamiento ( $FCE$ ) se aplica a la ganancia de calor debido a las personas. Si el sistema de acondicionamiento de aire se apaga durante la noche, no se debe incluir almacenamiento de calor y el  $FCE$  será valor 1 (Pita, 2005).

### 5.8.7 Carga térmica debido al equipo

Para calcular las ganancias de calor por equipos eléctricos se debe calcular su potencia ya sea mediante los datos de placa o consultando los manuales del fabricante. Se debe tomar en cuenta el factor de conversión de watts a unidades inglesas de Btu/h.

$$Q = 3.41 * W$$

#### **Ecuación 10.** Carga térmica debido al equipo

Cuando lo que hay en el recinto son motores eléctricos se emplea la tabla del anexo x, que relaciona para distintas capacidades de los motores su carga térmica respectiva.

### 5.8.8 Carga térmica debido a iluminación

Para calcular la ganancia debida al **alumbrado** se aplica la siguiente ecuación:

$$Q = 3.41 * W * FB * FCE$$

#### **Ecuación 11.** Carga térmica debido a iluminación

Donde:

Q= ganancia neta del recinto por alumbrado, en Btu/h

FB= factor de balastro

FCE= factor de carga por enfriamiento

W= capacidad del alumbrado [W]

El FB toma en cuenta las pérdidas de calor en el balastro de las luces de tipo fluorescente; se tiene que un valor típico de FB es 1.25 para el alumbrado fluorescente y para el alumbrado de tipo incandescente se asume que no hay pérdidas adicionales por lo tanto el FB es de 1. (Pita, 2005).

El FCE toma en cuenta el almacenamiento de parte de la ganancia de calor por alumbrado, y este depende de cuánto tiempo está encendido el alumbrado y trabaja el sistema de enfriamiento, el tipo de las luminarias y la cantidad de ventilación.

En cualquiera de las siguientes condiciones no se puede permitir efecto de almacenamiento:

- 1- Si el sistema de enfriamiento solo trabaja durante las horas de ocupación.
- 2- Si el sistema de enfriamiento trabaja más de 16h.
- 3- Si se permite aumentar la temperatura del recinto durante las horas cuando no se ocupa (oscilación de temperatura).

Si existiese alguna de estas condiciones se debe consultar los valores que brinda ASHRAE (Pita, 2005).

## **5.9 Aislamientos**

Los productos alimenticios se deterioran con mayor rapidez al dejarlos expuestos a temperatura ambiente, por lo tanto, se busca que las cámaras frigoríficas posean una buena barrera que no propicie la transferencia de calor entre el ambiente y el interior de la misma.

Estos materiales utilizados como barrera son llamados aislamientos térmicos y son materiales que se oponen al paso de energía. Según Kayfeci, M & Keçebaş, A (2013): “Todos los costos de inversión para el aislamiento y la refrigeración dependen del grosor óptimo del aislamiento para maximizar la vida útil del edificio. Aunque el costo de enfriamiento disminuye, el costo de aislamiento aumenta con su espesor, por lo tanto, el costo total de aislamiento y enfriamiento será mínimo cuando el espesor de aislamiento es óptimo”.

El espesor óptimo de aislamiento también depende de los costos de material aislante y energía, así como las cargas de refrigeración, el coeficiente de rendimiento del sistema de refrigeración (COP), la vida útil del edificio y las tasas actuales de inflación y descuento.

Las propiedades que deben cumplir los aislamientos son las siguientes:

- Una muy baja conductividad térmica (k).
- Que sea un material no consumible por los roedores.
- Que aseguren la inocuidad del producto, es decir que sean inodoros.
- Que no sean inflamables.

Asimismo, los aislamientos son importantes en las tuberías de climatización con el fin de eliminar las pérdidas hasta donde sea posible y hacer que el sistema sea más eficiente, ya que

el fluido enfriado desde que sale de casa de máquinas, debe recorrer una cierta distancia hasta las manejadoras para poder absorber el calor del recinto.

### **5.9.1 Sistema de barrera de vapor**

En el diseño de baja temperatura se debe asegurar que la barrera de vapor deberá tener una eficiencia cercana al 100% como sea posible. El indicador de una envolvente aislada se basa en la efectividad de la barrera de vapor para evitar la transmisión de vapor de agua a través del aislamiento.

Lo que se desea evitar es que el agua pase al aislamiento debido a una diferencia de presión de vapor a través de la barrera de vapor, ya que dicha agua se puede condensar e incluso congelar reduciendo de tal manera la resistencia térmica del propio aislamiento (aunque se elimine por medio del drenaje de condensados el aislamiento permanece mojado) y destruyendo la envolvente.

Como segunda función la barrera de vapor detiene la infiltración de aire que se puede producir por la diferencia de presión o por la ventilación. También se puede utilizar para aislar zonas calientes una barrera de aire.

### **5.9.2 Tipos de aislamientos**

Según ASHRAE 2010 los siguientes son los tipos de aislamiento:

- Aislamiento rígido: Materiales como poli-estireno, poli-isocianurato y poliuretano son altamente eficientes con una correcta barrera de vapor y acabados de protección contra el fuego y que formen una superficie higiénica.
- Aislamiento con paneles: Implica el uso de paneles prefabricados para la construcción de paredes y techos aislado. Los paneles pueden ser aislados en fábrica con fibra de vidrio o uretano.
- Aislamiento formado in-situ: Es un método que ha ganado popularidad como resultado del desarrollo del poliuretano y de los equipos para realizar la instalación, actualmente hay máquinas portátiles para realizar el proceso.
- Paneles de aislamiento de hormigón prefabricados: Su éxito depende de una barrera de vapor adecuada y otros elementos especializados.

### 5.10 Flujos y distribución de aire

Dentro de la cámara de refrigeración o en la climatización de una sala de proceso es importante considerar la ubicación del evaporador para asegurar una distribución uniforme y velocidad de aire dependiendo de la situación.

La dirección del dardo de aire deberá ser de forma que haya movimiento donde se genere una ganancia de calor o en su defecto para la climatización de una sala de proceso el aire se puede hacer circular por una serie de ductos debidamente aislados que faciliten la distribución uniforme del mismo. No se recomienda ubicar evaporadores cerca de las puertas para evitar infiltraciones ni ubicarlos en las corrientes de aire de otro evaporador porque podría afectar el deshielo. (ASHRAE, 2010)

El Manual de Ingeniería de Bohn en la figura 8 recomienda las siguientes cantidades de cambios de aire según la aplicación.

**Cambios de aire recomendados por hora**

TIPO DE APLICACION	NUMERO DE CAMBIOS DE AIRE RECOMENDADO	
	MINIMO	MAXIMO
Conservación en Congelación	40	80
Conservación al Refrigeración	40	80
Cámaras de corte	20	30
Cámara de enfriamiento de carne	80	120
Maduración de plátano	120	200
Almacenamiento de frutas y vegetales	30	60
Túneles de congelación rápida	150	300
Salas de Proceso	20	30
Almacenamiento de carne sin empacar	30	60

**Figura 8.** Cambios de aire recomendados por hora

**Fuente:** Manual Ingeniería Bohn, 2005

### 5.11 Propiedades psicométricas del aire

La psicrometría es la ciencia que se encarga de estudiar las propiedades termodinámicas del aire, para un adecuado tratamiento del aire es necesario someterlo a unas operaciones de calentamiento, enfriamiento, humidificación o des-humidificación según el estado del aire atmosférico del exterior.

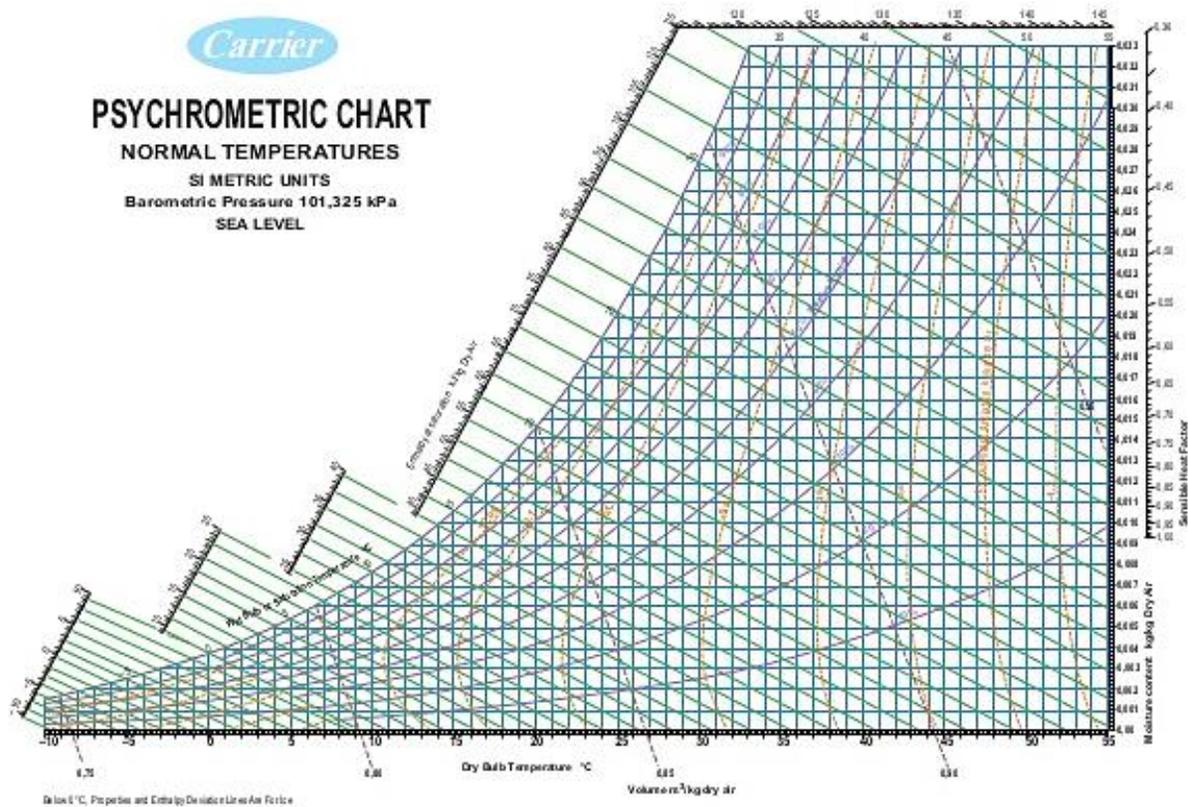
Según Pita, E (2005): “la psicrometría es el nombre que se le ha dado al estudio de las mezclas de aire y vapor de agua”. Describe además las propiedades del aire:

- **Temperatura de bulbo seco (BS):** es la temperatura medida con un termómetro expuesto al aire simplemente.
- **Temperatura de bulbo húmedo (BH):** Es la temperatura que se obtiene con un termómetro cuyo bulbo se encuentra cubierto por una mecha mojada y que se encuentra en movimiento.
- **Temperatura del punto de rocío (PR):** Es la temperatura a la cual el vapor de agua presente en el aire empieza a condensarse enfriando el aire a presión constante.
- **Relación de humedad (W):** Se conoce también con el término de humedad específica. Corresponde al peso de vapor de agua por libra de aire seco.
- **Humedad relativa (HR):** Corresponde a la relación entre la presión parcial del vapor de agua en el aire y la presión de saturación, se expresa en términos de porcentaje.
- **Volumen específico (v):** Se define como el volumen de aire por unidad de peso de aire seco.
- **Entalpía específica (h):** Es el contenido de calor del aire por unidad de peso.

### 5.12 La carta psicométrica

Corresponde a la representación gráfica de las propiedades del aire atmosférico, se utiliza de manera universal ya que presenta una gran cantidad de información en forma muy sencilla y porque ayuda a estudiar los procesos de acondicionamiento de aire (Pita, 2005).

Se presenta a continuación un ejemplo de carta psicométrica, en este caso del fabricante Carrier.



**Figura 9.** Ejemplo de carta psicrométrica

**Fuente:** (Carrier Corporation, 2009)

Podemos hallar en la carta psicrométrica: la temperatura constante de bulbo seco (BS), la relación constante de humedad (W), la humedad relativa constante (HR), líneas de volumen específico constante ( $v$ ), líneas de temperatura constante de bulbo húmedo (BH) y líneas de entalpía constante ( $h$ ).

Cualquier condición del aire se puede representar mediante un punto en la carta psicrométrica. La condición se puede hallar mediante dos propiedades independientes, esto debido a que cada propiedad representa una línea por lo tanto la intersección de dos líneas me definen el punto de estudio y se puede leer las demás propiedades (Pita, 2005).

### 5.13 Refrigerantes

Para la selección del refrigerante se debe de tomar en cuenta aspectos como los costos iniciales, la eficiencia, facilidad de configuración de las instalaciones y el mantenimiento necesario.

Anteriormente se utilizaron refrigerantes naturales como el amoníaco y el CO<sub>2</sub> sin embargo por cuestiones de seguridad se dejó de utilizar. Actualmente se ha retomado el uso de refrigerantes naturales debido a temas climáticos ya que estos se mezclan con el ambiente y no destruyen la capa de ozono, además el Protocolo de Montreal indica que refrigerantes del tipo HCFC deberán ser retirados antes del 2030 (Kapsha & Thomas, 2014).

#### **5.14 Tipos de refrigerantes**

Los refrigerantes se llaman por su combinación de letras y números por ejemplo R404, R134A, R717, entre otros. De acuerdo a Villanueva, R (2004) estos son los tipos de refrigerantes que hay:

1. Refrigerantes CFC: Son los que contienen 2 átomos de cloro, 1 de flúor y 1 de carbono en su molécula, conocidos como clorofluorcarbonados. Dentro de sus características está su baja toxicidad, no son corrosivos, no son inflamables ni explosivos, alto potencial de daño a la capa de ozono y causa efecto invernadero. Fueron retirados por completo desde 1995.
2. Refrigerantes HCFC: Son los refrigerantes formados por hidrógeno, cloro, flúor y carbono. Se conocen como hidroclofluorcarbonados, dentro de sus características destaca que tiene un potencial reducido de destrucción de la capa de ozono. Sin embargo, según el protocolo de Montreal deben estar totalmente retirados antes del 2030.
3. Refrigerante HFC: está compuesto por hidrógeno, flúor y carbono. Su potencial de destrucción de la capa de ozono es de cero (ODP), pero si tiene influencia en el calentamiento global (formación de gases efecto invernadero).
4. Refrigerantes inorgánicos: Son aquellos que se encuentran en la naturaleza y por lo tanto su potencial de destrucción de la capa de ozono (ODP) y de efecto invernadero (GWP) es nulo. Algunos ejemplos son el R717 (Amoníaco), R744 (CO<sub>2</sub>), R600 (isobutano), entre otros.

#### **5.15 Mezclas Azeotrópicas**

Se llama así a las mezclas formadas por dos o más sustancias con similar volatilidad. Esto quiere decir, que cuando estas mezclas se evaporan o se condensan en el sistema de

refrigeración su composición y temperatura de saturación no cambian. (Manual Buenas Prácticas en Refrigeración, 2014).

A su vez cuando se calientan (hierven) en el evaporador, la composición del líquido remanente no cambia, su comportamiento es igual como si fuera una sola sustancia. (Manual Buenas Prácticas en Refrigeración, 2014).

### **5.16 Mezclas Zeotrópicas**

Son aquellas mezclas formadas por dos sustancias refrigerantes de diferente volatilidad, al evaporarse o condensarse en el sistema de refrigeración, su composición y su temperatura de saturación cambian, cuando hierve la mezcla en el evaporador la composición del líquido remanente cambiará; lo cual se refiere que la sustancia más volátil se evapora y conforme sigue hirviendo la mezcla tendrá menos concentración del componente más volátil y mayor concentración del más volátil. Todo el cambio de composición deriva en un cambio en el punto de ebullición.

### **5.17 Unidades de medida del impacto ambiental de los refrigerantes**

Actualmente diferentes fabricantes y entes internacionales se han preocupado por determinar el impacto que tienen los refrigerantes en el ambiente, principalmente se cuantifica su efecto en la capa de ozono y el calentamiento global. Por tal razón se han desarrollado los siguientes indicadores:

1. Potencial de agotamiento de ozono (ODP, por sus siglas en inglés): El ODP se define como la relación del impacto sobre el ozono que posee una sustancia química comparada con el impacto de una masa igual, pero de CFC-11, por lo tanto el ODP del CFC-11 es de valor unitario.
2. Potencial de calentamiento Global (GWP, por sus siglas en inglés): Este indicador se utiliza para comparar la capacidad de diferentes gases de efecto invernadero para contener el calor en la atmósfera. El valor de GWP está basado en la eficiencia radiativa de cada gas respecto al dióxido de carbono, así como la velocidad de descomposición de cada uno (la cantidad eliminada de la atmósfera en un determinado número de años) en relación a la del CO<sub>2</sub>.
3. Tiempo de vida media: Corresponde al tiempo necesario para que la concentración original de esa sustancia en la atmósfera se reduzca a la mitad por acción de las

transformaciones químicas o por remoción. Si un CFC tiene en particular una vida media de 100 años significa que la emisión de una pequeña cantidad de este refrigerante tomará cerca de 700 años hasta que sus efectos ambientales sean despreciables.

Lo ideal entonces para elegir refrigerantes es importante elegir sustancias con una vida media corta, para asegurar un menor impacto ambiental.

### **5.18 Selección de refrigerante**

Durante muchos años la elección del refrigerante no fue una preocupación por parte de los diseñadores de sistemas de aire acondicionado y refrigeración, sin embargo, en las últimas décadas esto ha cambiado radicalmente principalmente por el cambio climático y el impacto ambiental.

Gran cantidad de refrigerantes se han ido eliminando gradualmente tales como HFC y los HCFC debido a su daño a la capa de ozono y algunos que tienen un potencial de calentamiento global alto.

Otra de las acciones que se ha tomado en cuenta para la selección de refrigerantes es utilizar aquellos con propiedades de GWP bajo pero que son inflamables o levemente inflamables como es el caso del propano que requiere de una correcta manipulación por su alta inflamabilidad.

Los refrigerantes naturales a pesar de que sus valores de ODP y GWP son prácticamente nulos presentan problemas tales como inflamabilidad, toxicidad y las altas presiones.

De acuerdo con ASHRAE (2018), la selección y uso responsable de los refrigerantes corresponde a lo siguiente:

1. La selección de refrigerantes y sus sistemas debe basarse en un análisis holístico que incluya eficiencia energética y atributos de desempeño, impactos ambientales, empleados, seguridad y consideraciones económicas. Un refrigerante no debe seleccionarse en base a un solo factor de GWP, presión de operación, inflamabilidad, entre otros. La amplia gama de aplicaciones de refrigeración y aire acondicionado requieren una gran variedad de refrigerantes para satisfacer estas necesidades.

2. Para limitar los impactos directos e indirectos en el medio ambiente, las emisiones de refrigerantes deberían mediante la investigación, educación, diseño mejorado, fabricación y construcción de equipos, puesta en servicio de campo, procedimientos de mantenimiento, desmantelamiento y cumplimiento de las normas y reglamentos aplicables.
3. Siempre que sea posible, los refrigerantes deben recuperarse de manera segura para su reutilización, reciclaje, recuperación o destrucción durante el servicio o al final de la vida útil del equipo.

## **5.19 Selección del sistema**

### **5.19.1 Aire acondicionado con chillers de amoníaco**

Estos equipos son altamente eficientes en el punto de vista energético, pero en comparación a chillers que trabajen con otro refrigerante tienen una inversión inicial alta.

Asimismo los equipos que trabajan con amoníaco son sistemas más robustos, por ejemplo un chiller que trabaje con R134A es un sistema simple con compresores semi-herméticos enfriados por gas de succión, sus evaporadores son inundados con tubos de cobre, se omiten válvulas de servicio en el caso que no sean necesarias, de un control electrónico y poseen una carga total baja (Tychsen, 2003).

Mientras que un chiller de amoníaco son sistemas más robustos, generalmente se opera con compresores tipo tornillo, un motor de alta eficiencia y un bajo nivel de ruido. Se suelen utilizar evaporadores a placas y el sistema cuenta con mayor cantidad de válvulas de servicio.

Para seleccionar el chiller se deben conocer los siguientes factores:

1. Caudal de refrigerante secundario.
2. Temperatura de entrada y salida del refrigerante secundario.
3. Temperatura del amoníaco en el chiller
4. Capacidad térmica.

Según Robert Port de Hixson Inc., Cincinnati: “Las diferencias definitorias que favorecen la elección del amoníaco serán menores costos operativos generales de los sistemas de amoníaco, la flexibilidad para cumplir con la refrigeración compleja y múltiple”.

### **5.19.2 Unidad de enfriamiento tipo chiller**

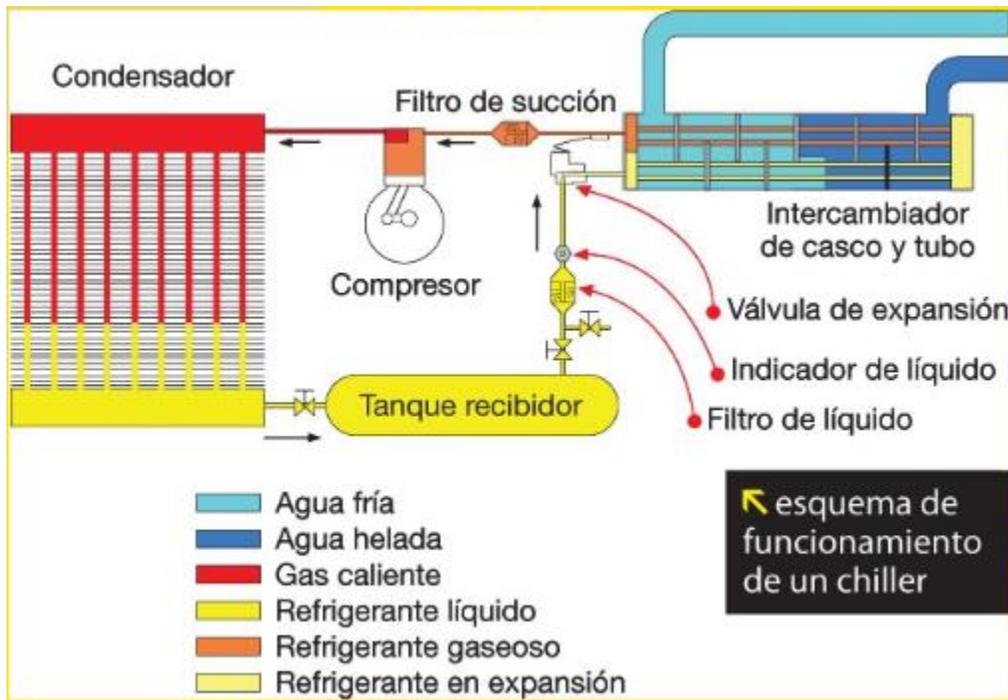
Los chillers pueden ser enfriadores de agua o aire. Los chillers para enfriar el agua incorporan el uso de torres de enfriamiento para mejorar la termodinámica de los chillers, en comparación con los chillers para enfriar aire.

Por lo tanto, un chiller es una gran unidad de enfriamiento utilizado generalmente para proveer de agua helada a un proceso productivo o para el acondicionamiento de aire a gran escala, con el concepto de la refrigeración opera en conjunto con el resto de los equipos para llevar el medio refrigerante hacia el ambiente donde se desea climatizar (Aguilar, 2008).

Un chiller está conformado por los siguientes componentes básicos:

1. Compresor de refrigeración.
2. Intercambiador de calor.
3. Condensador.
4. Circuito de control.
5. Líneas y accesorios.
6. Gabinete.
7. Refrigerante.

Se presenta en la figura 10 el esquema de funcionamiento de un chiller con sus líneas de succión y descarga.



**Figura 10.** Esquema de funcionamiento de un chiller

**Fuente:** René Cárdenas, 2014

Se tienen básicamente dos tipos de chillers aquellos que son enfriados por agua y aquellos que son enfriados por aire, es decir, la forma en que el chiller se deshace del calor.

Cuando sale el agua helada del chiller, por medio de bombas se envía hacia los lugares de la planta donde se requiere utilizar, por medio de tubería generalmente de cobre totalmente aislada de manera que en el trayecto su ganancia de calor sea la mínima posible y así llegue lo más cerca posible a la temperatura de salida del chiller hasta el proceso o lugar donde se requiera.

### 5.19.3 Diferencias entre el chiller enfriado por aire y chiller enfriado por agua

En general, el chiller enfriado por aire tiene una menor capacidad por la menor tasa de transferencia de calor, con la ventaja de que posee menos mantenimiento ya que no le afecta las incrustaciones formadas por el agua producida en los tubos de los intercambiadores de los chiller que son enfriados por agua (IIASE, 2018).

Además, un chiller enfriado por agua requerirá agua de reposición, tratamiento de agua y desagües.

En cuanto a costos iniciales el chiller enfriado por aire tiene menor costo inicial que el chiller enfriado por agua ya que los enfriados por aire no requieren de torres de enfriamiento, bombas de condensación de agua ni otros componentes asociados a los sistemas de aire acondicionado (IIASE, 2018).

El coeficiente de convección “h” es mucho mayor en el agua que en el aire, entre 10 y 100 veces mejor, por tal razón el condensador enfriado por agua es recomendado para instalaciones grandes tipo industrial y el chiller enfriado por aire para aplicaciones más pequeñas (IIASE, 2018).

Se presenta en la figura 11 el diseño típico de un chiller enfriado por aire y en la figura 12 un chiller enfriado por agua.



**Figura 11.** Chiller enfriado por aire

**Fuente:** McQuay (2002)



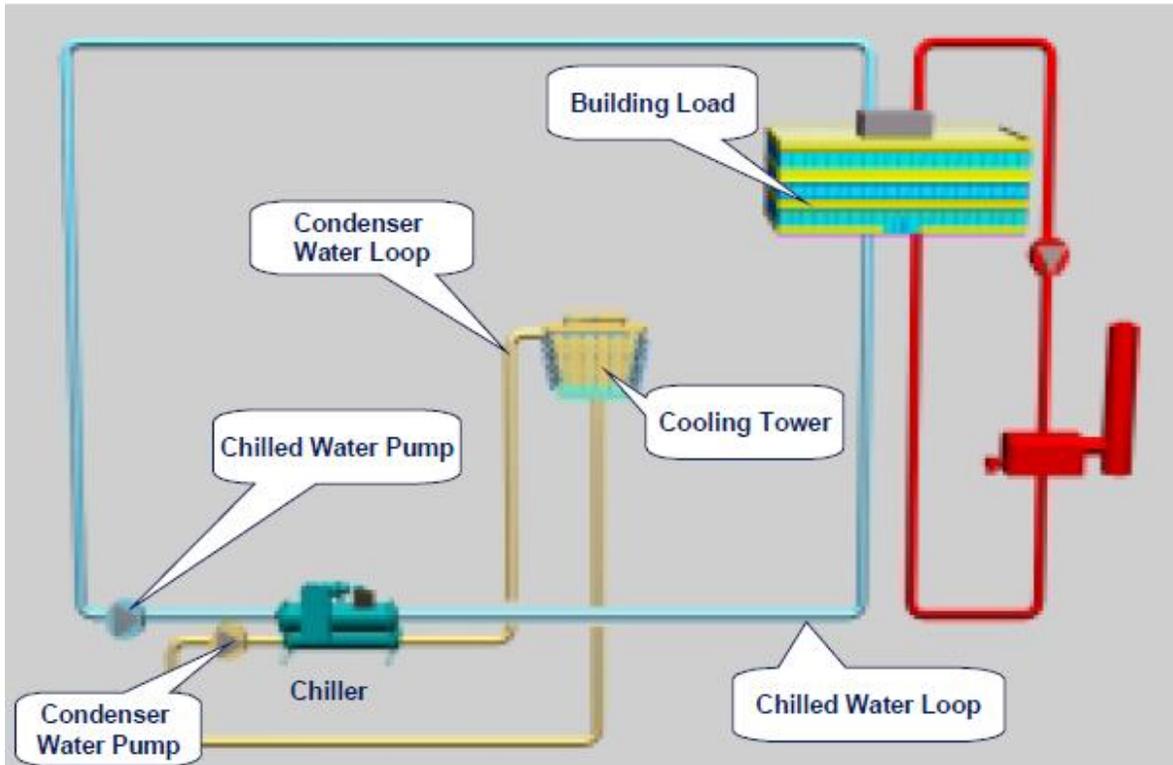
**Figura 12.** Chiller enfriado por agua

**Fuente:** McQuay (2002)

#### **5.19.4 Configuraciones de sistemas con chiller**

Existen tres tipos de configuraciones usadas en la instalación de plantas de enfriamiento con chillers: sistema con chiller único, sistema de chillers en serie y sistema con chillers en paralelo.

El sistema con chiller único es el más fácil de diseñar y de operar, pero es el menos eficiente de los diseños para edificaciones. Además, no posee equipo redundante por lo que si falla el edificio se quedará sin enfriamiento. Se muestra en la figura 13 un sistema típico de chiller único.



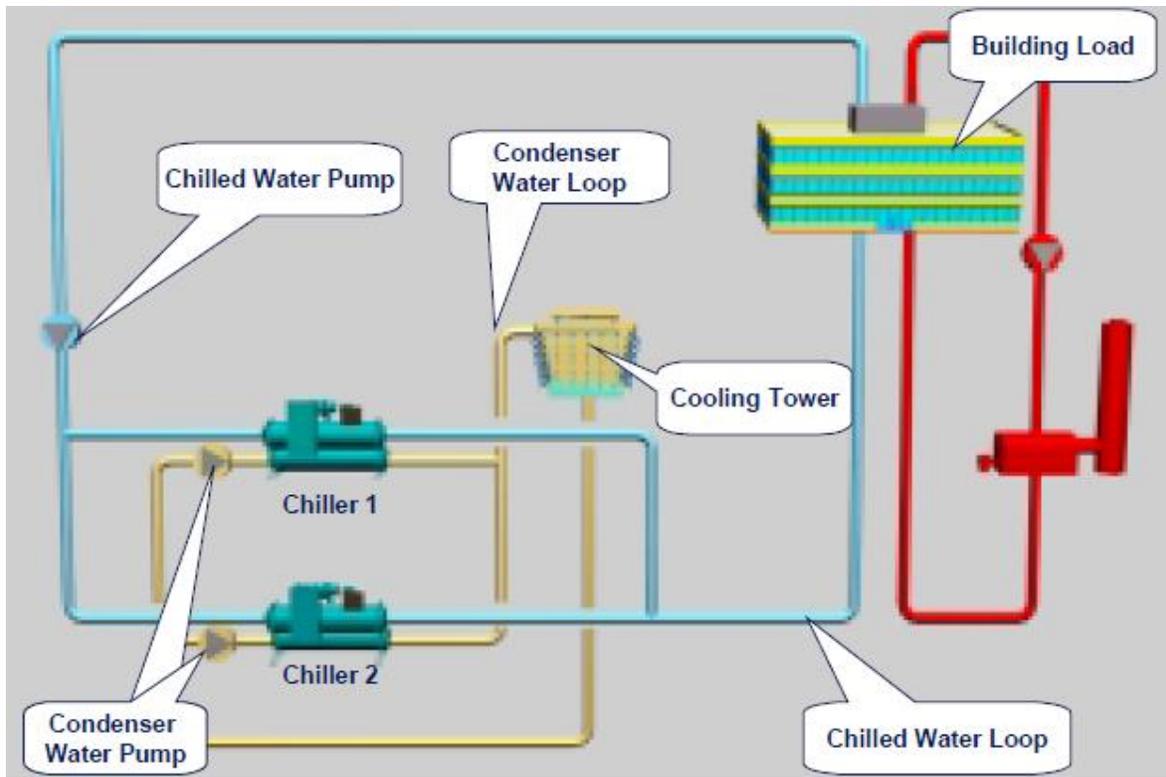
**Figura 13.** Configuración chiller único

**Fuente:** McQuay (2002)

El principio de operación de esta configuración consiste simplemente en proporcionar un flujo de agua para que el chiller entre en operación, entonces lo que se hace es encender las bombas manualmente antes de habilitar los chillers. También se debe de cerciorar que haya flujo, se pueden utilizar interruptores de presión o tipo paleta que, por lo general, se conectan directamente al controlador de la enfriadora; se puede también utilizar dispositivos de detección de corriente.

El sistema con chiller en paralelo proporciona la posibilidad de operar con un equipo redundante. Los enfriadores múltiples también ofrecen la oportunidad de mejorar el rendimiento general de carga parcial del sistema y reducir el consumo de energía.

La configuración en paralelo es fácil de diseñar y se modifica fácilmente para flujo primario variable.



**Figura 14.** Configuración chiller en paralelo

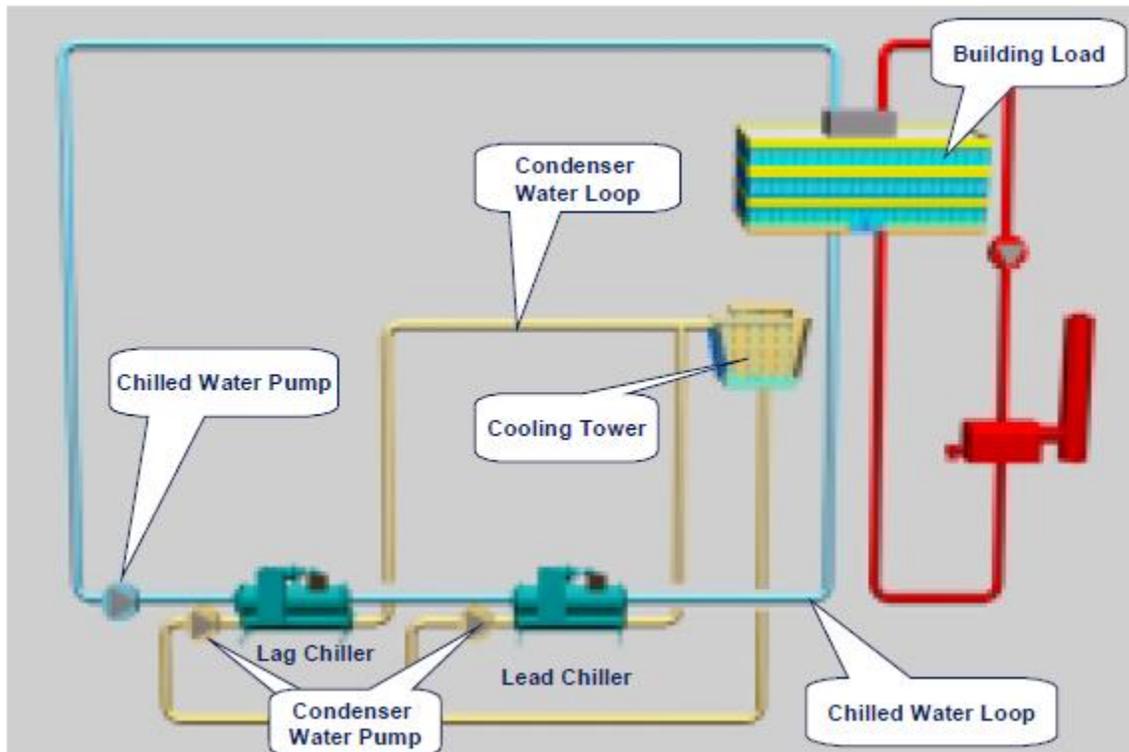
**Fuente:** McQuay (2002)

El principio de operación de este sistema consiste en hacer pasar el agua enfriada por ambos chillers hasta la carga y el regreso a los enfriadores. El circuito de agua enfriada puede ser de flujo constante o flujo variable.

En el caso de un circuito de flujo variable conlleva una mayor complejidad, pero ofrecen ahorros significativos en el trabajo de la bomba.

El sistema con chiller en serie es otra configuración para operar más de un chiller en la planta. Con este diseño se pretende eliminar los problemas de flujo mixto que se presenta en la configuración en paralelo.

En esta configuración todo el flujo del sistema pasa por ambos chiller, por lo tanto, las caídas de presión de agua en los evaporadores son sumadas. Se puede utilizar flujo constante como flujo variable, se requiere un bucle de condensador para enfriadores enfriados por agua. Esto incluye una bomba de condensador, tuberías y una torre de enfriamiento o enfriador de circuito cerrado. El bucle del condensador funciona siempre que funcionen los chillers.



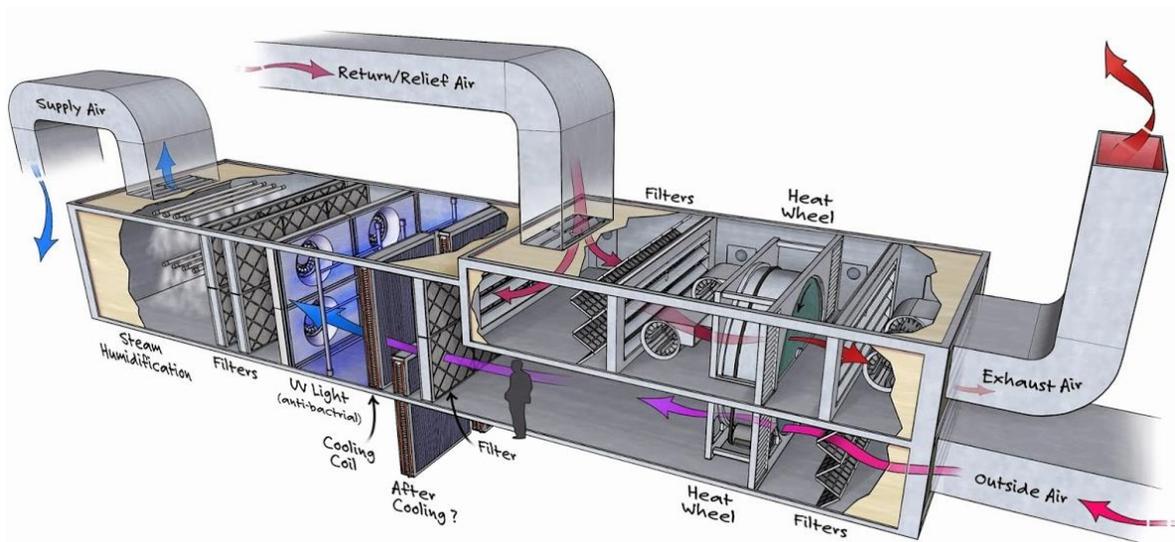
**Figura 15.** Configuración chiller en serie

**Fuente:** McQuay (2002)

### 5.19.5 Unidad manejadora

En todos los casos se debe emplear una unidad manejadora, el cual es un dispositivo que necesita de una fuente de aire acondicionado ya sea frío o caliente para poder funcionar, por ejemplo una caldera para calefacción o un chiller para frío.

La unidad manejadora está compuesta por una serie de filtros, un humidificador o deshumidificador para control de la humedad, una entrada de aire exterior, un retorno de aire y uno o dos intercambiadores de frío/calor como se presenta en la figura 16 (Moratto, 2017).



**Figura 16.** Esquema general de una unidad manejadora de aire

**Fuente:** Moratto, 2017

Para el caso en estudio que se requiere aire frío, la unidad manejadora está conectada para recibir agua helada desde el chiller, también se utiliza aire externo, el aire pasará por una serie de filtros y es movido por medio de un ventilador que lo envía a los intercambiadores de calor en forma de serpentines de cobre con una serie de aletas por donde circula el refrigerante particularmente agua helada de tal manera que el aire que lo atraviesa es enfriado. Se cuenta con un control de temperatura que tradicionalmente oscila en refrigeración en un rango entre los 5°C y -46°C (Moratto, 2017).

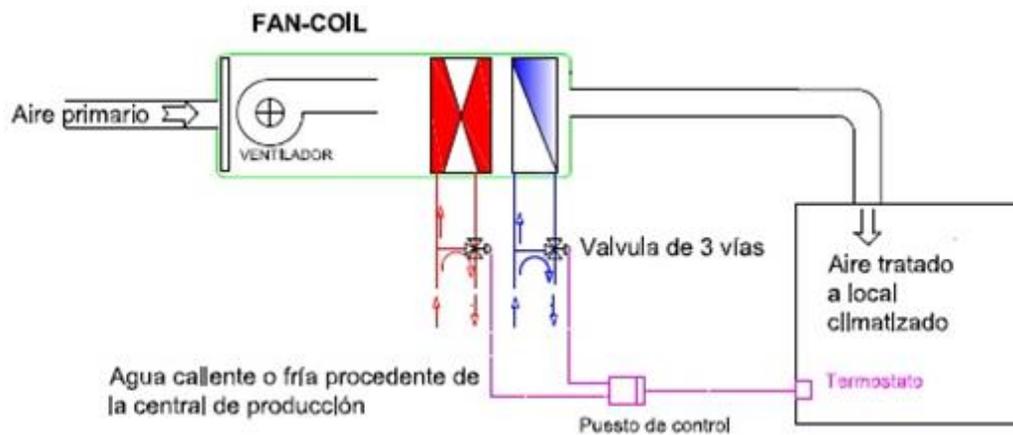
La salida del aire es guiada hacia la zona donde se quiere enfriar por medio de ductos generalmente rectangulares, la temperatura de llegada al usuario ronda entre los 20°C y 25°C (Moratto, 2017).

El aire de retorno entra de nuevo a la unidad manejadora, se utilizan ventiladores centrífugos tanto para atraer el aire de retorno como para enviarlo a pasar por el serpentín nuevamente, en dado caso que se necesiten de aire fresco se cuenta con compuertas para pasar el aire por el serpentín donde se vuelve a enfriar de tal manera que el ciclo se completa (Moratto, 2017).

#### **5.19.6 Unidades fan coil**

Es un sistema de climatización por agua, donde el agua es el refrigerante que se encarga de absorber el calor del recinto.

Está compuesto de una batería de intercambio térmico por donde circula el agua ya sea fría o caliente proveniente de una caldera o de un sistema enfriador principal, y un ventilador. También dispone de un filtro para eliminar aquellas partículas nocivas que puedan entrar al ambiente y una bandeja para recoger los condensados que se forman del intercambio de calor. Se muestra en la figura 17 el esquema típico de una unidad fan coil.



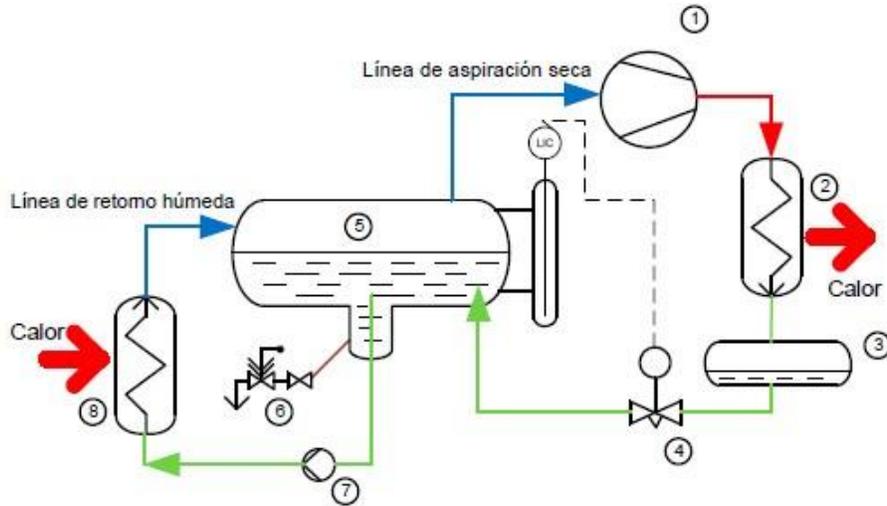
**Figura 17.** Esquema unidad fan coil

**Fuente:** Climatización Cenit, 2016.

El sistema funciona de manera que el ventilador toma el aire del recinto y se hace pasar por medio de la batería donde circula el agua helada para que el aire se enfríe y enviarlo de nuevo al recinto y así sucesivamente.

## 5.20 Equipos sistema amoniaco

Un sistema de amoniaco de etapa simple está compuesto de los elementos que se presenta en la figura 18 para llevar a cabo el ciclo de refrigeración, los cuales se explican a continuación:



**Figura 18.** Sistema de amoníaco de una etapa

**Fuente:** Rodríguez, M. (2017)

### 5.20.1 Compresor

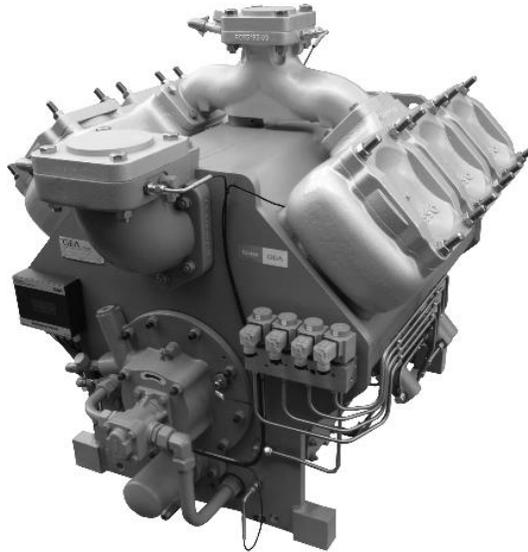
Se encarga de succionar el gas seco que resulta del evaporador por medio del tanque separador a la temperatura de evaporación y por elementos mecánicos lo comprime hasta la temperatura de condensación para ingresarlo al condensador.

Se pueden utilizar compresores reciprocantes como compresores de tornillo, según ASHRAE Refrigeration (2010) el compresor reciprocante es el compresor más utilizado en sistemas pequeños de menos de 75 kW y el compresor de tornillo es el más utilizado por encima de los 75 kW. Los de tornillo se utilizan frecuentemente en etapas de baja presión, donde se debe mover grandes cantidades de gas. Una etapa de alta presión puede realizarse con un compresor reciprocante o tornillo.

Cuando se selecciona un compresor se debe considerar lo siguiente:

- Tamaño del sistema y requisitos de capacidad.
- La ubicación, sea en interior o al aire libre, a nivel de suelo o en cubierta.
- Ruido producido por el equipo.
- Funcionamiento a carga total o carga parcial.
- El tiempo en que alcanzará el régimen necesario para lograr la temperatura deseada.

Se muestra en la figura 19 un ejemplo de compresor recíprocante y en la figura 20 un compresor de tornillo.



**Figura 19.** Compresor recíprocante

**Fuente:** Gea, (2017)



**Figura 20.** Compresor de tornillo

**Fuente:** Coolparts, (s.f)

### **5.20.2 Condensador**

Estos se deben seleccionar basados en la eliminación del calor a máxima carga. El condensador se encarga de transformar el refrigerante de vapor a líquido disipando el calor del refrigerante mediante el sistema de enfriamiento.

Se pueden encontrar condensadores enfriados por agua, enfriados por aire y adiabáticos que es una combinación de agua y aire.

Un condensador enfriado por agua será un equipo de mucho menor tamaño que uno enfriado por aire esto debido a la mayor capacidad de transferencia de calor que nos ofrece el agua.

En cuanto a los condensadores adiabáticos se puede decir que es un condensador que utilizará agua solamente en las horas pico, se puede reducir el consumo de agua un 20% respecto a un condensador convencional enfriado por agua y reducir la demanda de energía en días pico en comparación con un sistema seco (Manual Sistema enfriamiento adiabático Güntner).

Este condensador utiliza paneles de enfriamiento adiabático para maximizar la eficiencia, se regula el agua que utiliza para que el consumo sea lo menor posible, además por sus condiciones de diseño no requiere de agua tratada lo que es ventajoso para la empresa y tampoco se requiere de agua de desagüe.

Entonces en ambientes con picos máximos de temperatura el aire que entra en el intercambiador con aletas se enfría haciéndolo pasar por los paneles de enfriamiento hasta una temperatura próxima a la temperatura de bulbo húmedo sin aplicar agua directamente a la superficie con aletas.

### **5.20.3 Tanque receptor de amoníaco**

Es el encargado de recibir el refrigerante como una mezcla de vapor y líquido. Es un punto crítico ya que el amoníaco absorbe la humedad de su alrededor.

Tienen entre sus componentes una válvula de purga, una válvula de alivio y una válvula principal, las cuales deben llevar un buen mantenimiento sino se formará escarcha sobre la superficie del tanque lo que se conoce como “muñeco de nieve”.

Estos tanques presentan formación de lodos, es decir, una mezcla de amoníaco con aceite; los cuales deben ser purgados.

#### 5.20.4 Evaporadores de placas

El evaporador es uno de los componentes básicos del sistema de refrigeración donde produce el intercambio de calor entre el recinto que requiere ser enfriado hacia el refrigerante que pasa por los serpentines.

Un evaporador de placas es aquel formado por dos placas metálicas acanaladas, unidas mediante soldadura formadas de una forma conveniente para que circule el refrigerante de manera que se forme una estructura interior de tubos donde se produce la vaporización del refrigerante (Departamento de Educación y Ciencia Gobierno de Aragón, s.f).

Otra forma de construcción es mediante una tubería dispuesta en zigzag embutida entre dos chapas metálicas soldadas entre sí en los extremos (Departamento de Educación y Ciencia Gobierno de Aragón, s.f).

Se presenta en la figura 21 ejemplos de un evaporador de placas.



**Figura 21.** Evaporador de placas

**Fuente:** Departamento de Educación y Ciencia Gobierno de Aragón, s.f.

Muchas veces se utiliza una solución eutéctica o un vacío entre las placas de manera que la presión atmosférica que se ejerce sobre la superficie exterior de las placas permite tener un contacto firme entre las placas y la tubería interior.

En el evaporador de placas los fluidos van en contra flujo por una superficie áspera de manera que se logra un alto coeficiente de transferencia de calor, por medio de un tipo de empaque se hace que los fluidos circulen por canales distintos (refrigerante primario y refrigerante secundario). Las placas se intercalan, la primera va en una posición y la siguiente va en la

posición opuesta, para asegurar que los que los fluidos circulen por canales internos con ayuda de las juntas de caucho sintético.

Los evaporadores se clasifican por la forma de alimentación del refrigerante los cuales se explican a continuación.

1. Expansión directa: Se utiliza una válvula de expansión termo estática donde entra el líquido refrigerante, el cual se vaporiza y sale como vapor con sobrecalentamiento de 5 a 7 °C, el flujo se controla con un sensor que mide el grado de sobrecalentamiento.
2. Evaporador inundado: Utiliza el principio de la convección natural, hace que el refrigerante circule a través de los serpentines del evaporador, a diferencia de expansión directa no se tiene sobrecalentado sino saturado. Esta forma de alimentación requiere de un tanque acumulador.

Como ventajas se tiene que se utiliza toda el área para transferir calor al líquido, ofrece una buena estabilidad de temperatura y el compresor aspira vapor saturado (más frío).

3. Recirculación de líquido: El exceso de refrigerante se fuerza a circular por el evaporado. El líquido se alimenta al evaporador por medio de la válvula de expansión. El refrigerante sale saturado del evaporador (se vaporiza parcialmente) hacia un tanque separador gas-líquido desde donde es aspirado por el compresor.

En el tanque separador se mantiene un nivel de líquido por medio de una válvula de flotador. El control se logra mediante una válvula modulante y es sensible a la presión de aspiración o a la temperatura.

Como parte de sus ventajas se tiene que se adapta a las cargas variables (compresores de tornillo) permite la posibilidad de recircular 3 ó 4 veces el refrigerante por el evaporador, se aprovecha toda la superficie de intercambio, entrega vapor saturado al compresor, se puede tener un separador para varios evaporadores y requieren un menor mantenimiento que los inundados porque al ser recirculado su comportamiento es muy estable (las diferencias de presión son menores).

### **5.20.5 Dispositivo de expansión**

En este dispositivo, el refrigerante ingresa en estado líquido a una alta temperatura y alta presión y sale en un estado prácticamente líquido a una baja presión y una baja temperatura. Sirve para alimentar de líquido refrigerante al evaporador.

### **5.21 Bombas hidráulicas**

Según Garro, A. (2012) una bomba: “Es una máquina transformadora de energía, que para funcionar recibe energía mecánica, que puede proceder de un motor eléctrico, térmico u otro; y la bomba la convierte en energía que pasa a un fluido en forma de posición, de presión o de velocidad”.

Típicamente para los sistemas de climatización por agua helada se utilizan las bombas centrífugas, las cuales para operar necesitan primero estar tanto sus tuberías como el cuerpo llenos de líquido (cebado de la bomba), de manera que, el impulso por medio de un rápido movimiento rotativo y con ayuda de la fuerza centrífuga impele el líquido hacia la descarga; al mismo tiempo que por el tubo de succión ingresa el líquido empujado por la presión atmosférica exterior (Garro, 2012).

Según Pita, E (2005) los siguientes son los criterios a tomar en cuenta para la selección de bombas:

- 1- Se debe seleccionar una bomba que trabaje cerca del punto de máxima eficiencia. El punto se ubica generalmente en el rango medio de las capacidades de flujo de la bomba.
- 2- No es aconsejable seleccionar una bomba que trabaje cerca de su capacidad máxima, aun cuando esto conlleve elegir una bomba más pequeña. Si el flujo del sistema que realmente se requiere es mayor que aquel para el que se diseñó, la bomba no tendrá la capacidad adicional necesaria. Se recomienda seleccionar una bomba cuya capacidad esté cerca del 50 al 75% del flujo máximo.
- 3- La pendiente de las curvas carga-flujo varía entre las bombas centrífugas, según su diseño. Se recomienda para sistemas hidrónicos utilizar bombas con curvas características de carga-flujo plana. Por ejemplo, si hay una gran variación en el flujo

también habrá una variación pequeña que le acompañe en la carga de la bomba, de manera que el balanceo y control de los flujos será más fácil.

- 4- Evitar la cavitación, que es la presencia de burbujas de vapor de agua generadas por una presión menor a la presión de vapor.

Para la selección de la bomba centrífuga hay que tener en cuenta los conceptos de presión de succión disponible y requerido (NSPH).

La NSPH requerido es aquella cantidad de energía necesaria para vencer las pérdidas de carga desde la abertura de admisión a los álabes del impulsor y generar la velocidad necesaria para que el fluido pase por los álabes. El NSPH disponible es una característica del sistema y se define como la presión que tiene un líquido en la toma de succión de la bomba por encima de su presión de vapor.

La NSPH disponible se puede calcular de la siguiente manera:

$$NSPH_{disponible} = H_0 - (H_v + h + h_s)$$

#### **Ecuación 12.** Cálculo del NSPH disponible

Donde:

$H_0$ = presión atmosférico (m H<sub>2</sub>O)

$H_v$ : Presión de vapor a la altura correspondiente (m H<sub>2</sub>O)

$h$ = altura geométrica desde la entrada de succión hasta el nivel del líquido.

$h_s$ = pérdida de presión en la tubería de succión (m H<sub>2</sub>O)

Para evitar la cavitación la NSPH disponible debe ser mayor a la requerida.

### **5.22 Tuberías y válvulas**

Dado que el amoníaco ataca al cobre y sus aleaciones, este material no se puede utilizar en tuberías de sistemas de amoníaco. Según ASHRAE (2010) el sistema de tuberías para el amoníaco debe seguir los estándares B31.5 de ASME y el estándar 2 de IIAR que establecen lo siguiente:

- Las líneas de líquido de menos de 40 mm, incluyendo las de 40 mm, deben ser tuberías de acero al carbono de clase superior a 80 (cédula 80).
- Las líneas de líquido de entre 50 y 150 mm, deben ser tuberías de acero al carbono de clase superior a 40 (cédula 40).
- Las líneas de líquido de entre 200 y 300 mm, deben ser tuberías de acero al carbono de clase superior a 20 (cédula 20).
- Las líneas de vapor de menos de 150 mm, así como las de 150 mm, deben ser tuberías de acero al carbono de clase superior a 40 (cédula 40).
- Las líneas de vapor entre 200 y 300 mm, deben ser tuberías de acero al carbono de clase superior a 20 (cédula 20).
- Las líneas de vapor de o más de 350 mm, deben ser tuberías de acero al carbono clase superior a 10 (cédula 10).
- Todos los tubos roscados serán de clase 80 (cédula 80).
- Las tuberías de acero al carbono serán standard A53 grado A o B de ASTM, tipo E (soldadura por resistencia eléctrica) o tipo S (sin costuras), o standard A106 de ASTM (sin costuras), excepto donde los criterios de presión y temperatura requieran una especificación más estricta de material. No se permite utilizar el estándar A53 tipo F en las tuberías de amoníaco.

### **5.22.1 Accesorios**

Las uniones simples, codos y uniones en T para tubos roscados son para un mínimo de 21 MPa de presión y están construidas en acero forjado. Los accesorios deben coincidir con la especificación de las tuberías que se está utilizando, es decir, accesorios tipo estándar con tubería tipo estándar.

En las tuberías para amoníaco pueden utilizarse bridas machihembradas o ANSI. Las bridas soldadas en las tuberías del lado de baja presión han de tener un mínimo de 1 MPa de presión de diseño. En sistemas localizados en ambientes altos, las tuberías y recipientes del lado de baja presión deben diseñarse para valores entre 1,4 y 1,6 MPa. El lado de alta presión será de 1.7 MPa si el sistema utiliza condensación con enfriamiento por agua o mediante enfriamiento evaporativo. En los diseños de enfriamiento por aire hay que utilizar un mínimo de 2,1 MPa.

### **5.22.2 Situación de las tuberías**

Según ASHRAE (2010): “las tuberías deben estar al menos a 2,3 m por encima del suelo. Deben situarse cuidadosamente en relación con otras tuberías y con los elementos estructurales, especialmente si hay que aislar líneas”.

Se recomienda que la distancia entre líneas aisladas sea al menos de tres veces el grosor del aislamiento en los accesorios roscados y cuatro veces en los accesorios con brida, mientras que el espacio entre las superficies colindantes y la tubería debe ser de tres cuartas partes de esas cantidades.

### **5.23 La labor del mantenimiento**

Según García, S (2003): “El mantenimiento se define como el conjunto de técnicas destinado a conservar equipos e instalaciones en servicio durante el mayor tiempo posible (buscando la más alta disponibilidad) y con el máximo rendimiento”.

Es acá donde toma relevancia el poder generar un manual de mantenimiento con las medidas preventivas para asegurar el mejor estado de equipos durante el mayor tiempo posible. Asimismo, con un buen mantenimiento se pretende que influya directamente en la estructuración de costos y por ende en el precio del producto final.

Como resumen el mantenimiento de un equipo durante su vida útil se representa con la llamada curva de la bañera donde se expresa en el eje de las ordenadas la tasa de fallos que directamente se puede relacionar con el costo de mantenimiento y en el eje de las abscisas representa la vida operacional de la máquina. Podemos observar en la figura 22 la curva de manera que en un periodo temprano si se da un fallo corresponde principalmente a errores de diseño y representan un costo medianamente caro, durante su vida útil es un costo normal de mantenimiento y después de cumplir su vida útil empieza a subir el costo de mantenimiento (tasa de fallos) hasta hacerse exponencial y por ende más caro por lo tanto ya no es rentable mantener ese equipo. Se debe tener presente que el manual de mantenimiento siempre va estar en proceso de mejora continua conforme el paso del tiempo y con el uso del equipo es posible que surjan más recomendaciones para asegurar su disponibilidad.



**Figura 22.** Curva de la bañera

**Fuente:** ReliabiltyWeb (s.f)

## 6. Metodología

Se presenta a continuación la propuesta de metodología a seguir durante el desarrollo del proyecto:

### 6.1 Proceso de investigación

Para cualquier proyecto se debe fundamentar todos los conceptos teóricos a aplicar durante su desarrollo, por lo tanto, se presenta en el marco teórico aquellos principios claves relacionados con el tema de la refrigeración para abarcar desde lo macro hasta lo micro.

Asimismo, es de suma importancia tratar aquellos temas relacionados a la aplicación de aspectos ingenieriles para el diseño de la climatización de Planta 2 y sus componentes esto mediante la búsqueda de catálogos e información de los diferentes proveedores de equipos de aire acondicionado y refrigeración que se encuentran actualmente en el país.

### 6.2 Proceso de diseño para climatización de planta 2

El proyecto se sustenta en las normas establecidas por la Sociedad Americana de ingenieros en refrigeración, acondicionamiento de aire y calefacción (ASHRAE). Dado caso que sea necesario utilizar algún complemento se utiliza como referencia también lo que dicte el Instituto Internacional de Refrigeración por Amoniaco (IIR) esto porque la propuesta de

diseño consiste en un chiller de amoníaco como refrigerante primario. Se basa en estas normas debido a que en este momento, aunque hay planes para realizar un código para sistemas de refrigeración, el país no cuenta con ello actualmente.

Se calculan todas las cargas térmicas en función de las temperaturas de trabajo dentro del recinto, acá entra en juego todo lo que permanezca dentro de ella: personas, infiltración de aire, equipo, iluminación y el calor por transmisión de paredes, piso y techo.

Se selecciona todo el equipo del sistema de climatización: refrigerantes a emplear, condensadores, evaporadores, compresores, dispositivos de expansión, recibidor de líquidos y la red de tuberías.

### **6.3 Desarrollo de las oportunidades de mejora**

Una vez hecho el análisis de planta 2 se procede al diseño y selección de equipos ideales para climatizar planta 2 teniendo en cuenta el proceso productivo y las labores de mantenimiento necesarias de manera que la disponibilidad del sistema sea lo más alta posible.

### **6.4 Desarrollo de los planos del sistema**

Se esquematiza toda la selección de equipos en un único plano que muestra todo el flujo del circuito, se especifican todas las válvulas y sus tuberías del sistema de refrigeración.

### **6.5 Estudio técnico financiero de viabilidad**

La aplicación de la ingeniería actualmente debe ser totalmente integral, por lo tanto, no se puede dejar de lado que a la hora de salir a la vida laboral todo se traduce en dinero y a la empresa le interesa ver los números (dinero) y la rentabilidad del proyecto, por lo tanto, se aplican conceptos técnicos financieros para fundamentar la aplicación o no del proyecto.

Se utilizan las herramientas de ingeniería económica el valor actual neto (VAN), la tasa interna de retorno (TIR) y el periodo de recuperación de flujos descontados (PRFID). Dichas herramientas proveen la información necesaria para determinar si el proyecto es rentable para la empresa y si con los ahorros generados se puede justificar la inversión.

## **7. Alcance y limitaciones**

Se desea que con el diseño de la climatización de planta 2 pueda reducir la frecuencia de descarches de los IQF (congelamiento ultrarrápido) que en este momento se realizan cada 72

horas para Meca 3, cada 48 horas para Meca 2 y cada 30 horas para Meca 1, con una duración aproximada de 5 a 6 horas mediante resistencia eléctrica y gas caliente esto provoca atrasos en las líneas de producción, además del alto consumo eléctrico de las resistencias para poder derretir el hielo formado en las aletas de los evaporadores durante mucho tiempo.

Asimismo, se desea que el sistema sea óptimo para las condiciones climatológicas de la zona de la Uruca, San José; mediante la utilización de un sistema de amoníaco como refrigerante primario con agua helada como refrigerante secundario utilizando equipos de bajo consumo energético con certificaciones internacionales del Air Conditioning, Heating and Refrigeration Institute (AHRI) que presenten una eficiencia energética IPLV 10 o superior.

Como limitaciones presentes en el lugar es el espacio físico para la instalación de equipo por lo tanto los equipos deberán instalarse en el techo de la planta mediante una soportería adecuada, además del ambiente harinoso dentro de la planta que conlleva a aislar bien los equipos para que no se vean dañados por la harina.

Otra limitación que se tiene en el proyecto es que actualmente las entradas y salidas de los IQF poseen antecámaras para reducir el ingreso de humedad al IQF, por lo que, para poder medir la cantidad de humedad del ambiente que ingresa al congelador se utilizó el valor calculado por el Ing. Diego Verzola en el momento que no se contaba con las antecámaras instaladas, haciendo uso de las nuevas condiciones de diseño y la carta psicométrica.

## **8. Etapa de diseño**

### **8.1 Ubicación geográfica de la planta Florida Retail**

Para iniciar con la labor de diseño para la climatización de Planta 2 es necesario conocer la ubicación geográfica y la distribución física de la planta con sus respectivas áreas. Con estos datos de referencia se procede a investigar las condiciones más elevadas tanto de temperatura como de humedad relativa para la zona donde se ubica la empresa Florida Retail.

La planta de Florida Retail se ubica en el polígono industrial en la Uruca, San José, Costa Rica. Mediante correo electrónico se hizo la solicitud del resumen climático de la estación del Aeropuerto Tobías Bolaños ubicada en Pavas, esto debido a su cercanía con la zona de estudio, obteniendo lo descrito en la tabla 9.

**Tabla 9.** Características climatológicas de la Uruca, San José, Costa Rica. Años 1996-2014

Variable	Valor promedio Anual
Humedad relativa	75%
Temperatura	27°C

**Fuente:** Instituto Meteorológico Nacional de Costa Rica

Dicha información será la utilizada como referencia en todos los cálculos posteriores que requieran utilizar estos datos.

## **8.2 Distribución física de Planta 2 Florida Retail**

Planta 2 de la empresa Florida Retail se divide en 3 líneas principales de producción que se encargan del pan melcochón y la línea 2 puede realizar también aparte del melcochón, el pan de Subway; y dos líneas secundarias que se encargan de hacer otros productos de la empresa una denominada Polyline que hace diversos productos entre ellos las donas y la línea más nueva llamada Konig donde se produce pan michita y pan piña.

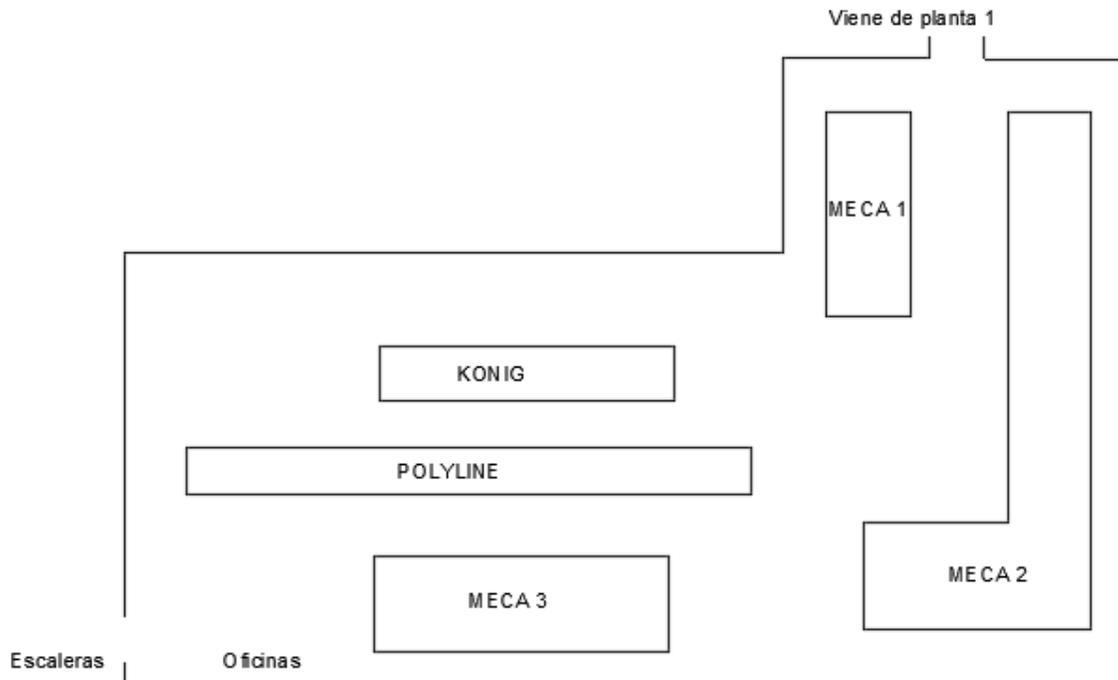
En la empresa se les denomina a las líneas de producción como Mecas, es decir: Meca 1, Meca 2, Meca 3; esto debido a que el fabricante de los equipos es la empresa Francesa Mecatherm dedicada a la fabricación de líneas de producción para productos de panadería.

1. Meca 1 y 2: Se dedica exclusivamente a realizar pan melcochón, se compone de las siguientes partes:
  - Agriflex: Este equipo se encarga de alimentar a la meca con todos los ingredientes para preparar el pan. Mediante un panel de control el operario programa el equipo. Está formado por gran cantidad de sensores, válvulas y tuberías, así como bombas y sistemas de control eléctrico complejos. Al ingresar la receta por parte del operador se accionan las bombas y turbinas para dosificar la cantidad necesaria de los ingredientes para el proceso de mezclado en las cubas (Verzola, 2015).
  - Mezcladora: Este equipo se encarga de mezclar los ingredientes provenientes del agriflex de manera que sea una pasta homogénea. El operario le indica a la máquina el tiempo de mezclado. El operario tiene la opción en esta parte del proceso de adicionar más agua para obtener la consistencia deseada de la masa y no haya variación del producto final (Verzola, 2015).

- Divisora: Este equipo se encarga de dividir la masa proveniente de las mezcladoras en pequeñas porciones, las cuales caen en una tolva que por medio de aceite mineral de grado alimenticio crea un sello. En la parte inferior de la tolva mediante el accionamiento de un pistón neumático se crea un vacío que succiona la masa hacia la cámara de dosificación. El pistón se encarga de comprimir el producto para posteriormente expulsar cantidad de masa necesaria, así por medio de bandas pasa al block de formado (Verzola, 2015).
  - Bloque: Está formado por una serie de bandas por las cuales la masa del melcochón se traslada dándole tiempo a que crezca. Cuando la masa pasa por la última banda se le da la forma final de melcochón por medio de una serie de ligas que le dan el acabado al producto.
  - Transporte: Consiste básicamente en una banda transportadora impulsada por motores que traslada las bandejas con los melcochones provenientes del block hacia el IQF para su congelado.
  - IQF: Es el equipo de refrigeración encargado de congelar el pan en una temperatura que oscila entre los  $-25^{\circ}\text{C}$  y  $-30^{\circ}\text{C}$  en un tiempo aproximado de 30 minutos. El refrigerante con el que trabaja es el amoníaco y posee 6 abanicos de alta potencia que hacen circular el aire a un gran flujo (Verzola, 2015).
2. Meca 3: Es una línea igual a la 1 y 2, la única diferencia es que posee dos líneas paralelas de block de formado.
  3. PolyLine: En esta línea se producen diferentes tipos de productos como donas, quesadillas, láminas, entre otros. Consta de una máquina mezcladora, la masa pasa posteriormente a una extrusora donde sale la masa, luego por una serie de rodillos se le da el grosor a la pasta, por medio de una cortadora se les da el ancho necesario dependiendo el tipo de producto en este proceso hay un carrito de recuperación de sobrantes que posteriormente vuelven al inicio para volver a ser procesados. Hay dos estaciones de cortado en la secundaria se le da la forma final del producto, hay posibilidad de cambiar los troqueles según el producto que se esté fabricando en el momento, acá también se recupera los sobrantes. Después de esta estación depende del producto se pasa directamente a los carros y son llevados al túnel de congelación o si debe ser precocinados pasan al fermentador y posteriormente al horno.

4. Konig: Esta línea es la más nueva sigue el mismo procedimiento de las mecas solo que se encarga de producir otro tipo de productos tales como pan michita y pan piña.

Se presenta en la figura 22 la distribución actual de las líneas de producción de planta 2.



**Figura 23.** Distribución de las líneas actuales de planta 2

**Fuente:** Elaboración propia, AutoCAD 2016

### 8.3 Condiciones de diseño

Basados en las condiciones que establece el fabricante francés Mecatherm para sus equipos en los respectivos manuales la temperatura del recinto debe ser de 18 °C con una humedad relativa entre 40% y 45% esto por dos razones:

1. La primera razón es el producto, se requiere detener el proceso de crecimiento debido a la levadura dado que el pan se debe congelar para su posterior empaque, almacenamiento y distribución a los diferentes puntos de venta.
2. La segunda razón es la eficiencia de los equipos en cuanto a productividad de la línea y así reducir las horas de paro, se desea que por medio de la climatización de planta 2 que la frecuencia de descarches sea menor a la actual; que para Meca 1 es de 30

horas, Meca 2 es de cada 48 horas y para Meca 3 es de cada 72 horas con una duración promedio de 5 a 6 horas por descarche.

#### **8.4 Cálculo de carga térmica**

Se presenta a continuación los cálculos de carga térmica según las diferentes fuentes que aportan calor al recinto, basados en la normativa de ASHRAE.

Para este estudio se ha considerado todo lo que son cargas térmicas por conducción a través de paredes tanto interna como externa, conducción por infiltración de aire, carga térmica generada por equipos principalmente motores, carga térmica generada por el alumbrado, carga térmica por producto y carga térmica por personas.

La carga térmica por conducción debido al piso no se consideró dado que tiene una buena base de relleno y concreto; algunas zonas colindan con una especie de sótano donde está el comedor y parte del piso está aislado dado que antes era una cámara de baja temperatura entonces no será algo que afecte al diseño.

##### **8.4.1 Carga térmica por transmisión estructural**

Para determinar la carga térmica mediante transmisión a la estructura, se determinó el coeficiente global de transferencia de calor [U] de cada una de las paredes que componen planta 2 según las tablas del Pita (Anexo 2) y en el caso que no estuvieran tabuladas lo que se hizo fue acudir a la tabla A4 del Pita (Anexo 5) donde vienen los valores de resistencia térmica de algunos materiales por pulgada de espesor y sacando el inverso se obtuvo el valor de [U], mediante los planos arquitectónicos se obtuvo las dimensiones de las paredes para determinar el área y se pasó a calcular el valor de carga de enfriamiento (DTCE) mediante los factores de corrección tanto de latitud y mes, asumiendo el mes y la hora más críticas como marzo a las dos de la tarde con una latitud de 8°, esto para las paredes que están expuestas al ambiente.

En el caso de las paredes que colindan con otros espacios de la planta se tomó la recomendación del libro Acondicionamiento de aire, principios y sistemas de Edward Pita, donde indica que si no se conoce la temperatura del espacio colindante se utiliza un valor de 5°F menor a la temperatura ambiente.

Se presenta en la tabla 10 el valor de las áreas de cada pared y techo de planta 2, junto al material y su espesor.

**Tabla 10.** Características de las paredes de planta 2

Descripción	Material	Espesor (in)	Área (ft <sup>2</sup> )	Área (m <sup>2</sup> )
Este parte 1	Concreto	8	973	90
Este parte 2 expuesta	Panel refrigeración	8	2186	203
Norte expuesta	concreto	8	534	50
Norte empaque	panel refrigeración	8	1824	169
Norte oficinas	Fibrolit	4	2111	196
Suroeste expuesto	Concreto	8	1236	115
Oeste	Fibrolit	4	2548	237
Sur oficinas	Concreto	8	1362	127
Techo	panel de aislamiento	3	13690	1272

**Fuente:** Elaboración propia (Excel 2013).

En la tabla 11, se presenta los valores de DTCE<sub>c</sub> y ganancia de calor obtenidos para las paredes y techo de planta 2.

**Tabla 11.** Valores de ganancia de calor por paredes y techos

Descripción	Temperatura Externa (°F)	$\Delta T$ (°F)	DTCEc (°F)		U (Btu/h ft <sup>2</sup> °F)	Ganancia Neta de calor (Btu/h)
			Tabla	Corregido		
Este parte 1	75.78	11.38	-	-	0.49	5,423.13
Este parte 2 expuesta	80.78	16.38	-	-	0.03125	1,118.87
Norte expuesta	80.78	16.38	27	33.38	0.49	8,727.18
Norte empaque	56.30	-8.10	-	-	0.03125	-461.66
Norte oficinas	71.60	7.20	-	-	1	15,200.93
Suroeste expuesto	80.78	16.38	13	20.38	0.49	12,345.54
oeste	75.78	11.38	-	-	1	29,001.47
sur oficinas	75.78	11.38	-	-	0.49	75,93.95
Techo	80.78	16.38	79	88.8	0.213	257,722.29
<b>Ganancia Neta de calor (Btu/h)</b>						<b>336,671.71</b>

**Fuente:** Elaboración propia (Excel 2013).

#### 8.4.2 Carga térmica por infiltración de aire

En este caso la única infiltración de aire es debido a dos puertas en la planta, una puerta con cortina plástica que comunica con planta 1 y una puerta por donde ingresa materia prima hacia planta 2, se presenta en la tabla 12 sus dimensiones.

**Tabla 12.** Dimensiones de las puertas de planta 2

Descripción	Alto (m)	Ancho (m)	Área (m <sup>2</sup> )
Puerta con cortina	2.1	0.92	1.93
Puerta materia prima	2.1	1.45	3.05

**Fuente:** Elaboración propia (Excel 2013).

Para la puerta con cortina, la tabla A8 del libro Acondicionamiento de Aire principios y sistemas indica el valor de [U], por lo tanto, se aplica la ecuación 3.

**Tabla 13.** Carga de enfriamiento para la puerta con cortina

Descripción	Área (ft <sup>2</sup> )	U (Btu/h ft <sup>2</sup> °F)	ΔT	Q (Btu/h)
Puerta con cortina	20.80	0.98	11.38	231.92

**Fuente:** Elaboración propia, Excel 2013

Para la puerta de materia prima, se calcula los CFM mediante el método de las fisuras descrito en Pita, E (2005) para el cual los CFM corresponden al perímetro de la puerta, se presenta la información en la tabla 14.

**Tabla 14.** Carga de enfriamiento para puerta materia prima

Descripción	Área (ft <sup>2</sup> )	CFM	ΔT	Q (Btu/h)
Puerta materia prima	32.78	7.1	16.38	4,192.97

**Fuente:** Elaboración propia, Excel 2013

### **Carga térmica debido a extractores de aire**

Planta dos posee 4 extractores de aire en la pared este y un extractor en el freidor Belshaw tipo campana que trabaja una vez a la semana, sin embargo para el diseño se va considerar solo el extractor tipo campana del freidor Belshaw, ya que los extractores de pared están a la par del área de hornos, por lo tanto, se aislará con una cortina de aire esta zona para dejarla como una zona caliente de manera que tanto estos hornos como los extractores no afecten la carga de enfriamiento del recinto. En la figura 24 se muestra la imagen del Freidor Belshaw.



**Figura 24.** Freidor Belshaw

**Fuente:** Elaboración propia

Se presenta en la tabla 15 el valor de los CFM de aire del extractor del freidor Belshaw con su respectiva carga de enfriamiento

**Tabla 15.** Carga de enfriamiento debido al extractor tipo campana del freidor Belshaw

Descripción	Cantidad	Capacidad (CFM)	Q(TR)	Q (W/h)
Extractor freidor	1	3300	8.25	29014

**Fuente:** Elaboración propia (Excel, 2013).

### 8.4.3 Carga térmica por tragaluces

En este caso se utiliza la ecuación de DTCE, los tragaluces ubicados en planta 2 es un estilo de tragaluces en forma de domos de doble lámina plástica, hay dos tamaños cuyas dimensiones se presentan a continuación en la tabla 16.

**Tabla 16.** Dimensiones de los tragaluces en forma de domo

Descripción	Largo (m)	Ancho (m)
Domo grande	2.20	1.30
Domo pequeño	1.25	0.65

**Fuente:** Elaboración propia (Excel, 2013).

Se utilizó para el cálculo de carga de enfriamiento debido a los domos el coeficiente global de transferencia de calor [U] que se presenta en el anexo 6. La tabla 17 presenta la carga de enfriamiento debido a los tragaluces.

**Tabla 17.** Carga de enfriamiento de los tragaluces

Cantidad	Área (ft <sup>2</sup> )	Temperatura exterior (°F)	Temperatura interior (°F)	U (Btu/h ft <sup>2</sup> °F)	DTCEc (°F)		Ganancia Neta de calor (Btu/h)
					tabla	corregido	
17	30.78	80.78	64.40	0.46	13	22.38	5387.69
5	8.75	80.78	64.40	0.46	13	22.38	450.17
<b>Total</b>							5837.86

**Fuente:** Elaboración propia. (Excel, 2013)

### 8.4.4 Carga térmica debido al producto

Dado que la temperatura del producto cuando va por las líneas de transporte es de 18°C, no hay una carga térmica que deba de considerarse por producto puesto que la condición de temperatura de diseño es igual de 18°C, por lo tanto, el cambio de temperatura será de cero y sustituyendo en la ecuación 8 la ganancia de calor será de cero.

#### 8.4.5 Carga térmica por personas, iluminación, motores

Para referenciar la cantidad de personas presentes en Planta 2 en los diferentes turnos de trabajo se consultó al supervisor de producción el dato, obteniendo lo referenciado en la tabla 18.

**Tabla 18.** Cantidad de personas por línea de producción

<b>Línea/Descripción</b>	<b>Cantidad de personas</b>
Meca 1	3
Meca 2	4
Meca 3	4
PolyLine	7
Comodines	4
Personal extra	1
Supervisor producción	1
<b>Total</b>	<b>24</b>

**Fuente:** Elaboración propia (Excel 2013).

Los comodines son aquellos que operan dos líneas pero se turnan un momento están en una de las líneas y luego cambian a otra línea.

En el cálculo del calor debido a personas se utilizó la velocidad de ganancia de calor debida a la gente según su actividad física de acuerdo al anexo 8, se selecciona la ganancia de calor sensible y calor latente para un trabajo ligero de banco en fábricas. También se considera del anexo 9, un factor de carga de enfriamiento de 0,84 por la estancia en el recinto durante 8 horas laborales.

Se muestra a continuación el resultado de las cargas térmicas debido a personas en la tabla 19.

**Tabla 19.** Carga térmica debido a personas

<b>Cantidad personas</b>	<b>Calor sensible por persona (Btu/h)</b>	<b>Calor latente por persona (Btu/h)</b>	<b>Calor sensible (Btu/h)</b>	<b>Calor latente (Btu/h)</b>	<b>Q total (Btu/h)</b>	<b>Q total (W/h)</b>
24	345	435	6955.2	10440	17395.2	5100

**Fuente:** Elaboración propia (Excel 2013)

Se presenta en la tabla 20, el valor de carga térmica para la zona de estudio debida al alumbrado.

**Tabla 20.** Carga térmica debido a alumbrado de planta 2

<b>Tipo</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Potencia nominal (W)</b>	<b>FB</b>	<b>FCE</b>	<b>Q (Btu/h)</b>
Lámparas	16	250	1	1	13600
led tipo 1	12	150	1	1	6120
led tipo 2	11	150	1	1	5610
Fluorescente LED	11	36	1	1	1346,4
<b>Q total</b>					<b>26676.4</b>

**Fuente:** Elaboración propia (Excel 2013).

Las cargas por equipos se calcularon directamente consultando los datos de placa y manuales de los fabricantes, principalmente son motores, un horno y un freidor. Se utilizó la tabla del anexo 7 donde vienen tabulado para ciertas potencias nominales [HP] se asocia la velocidad de ganancia de calor en Btu/h, obteniendo las cargas de enfriamiento de la tabla 21.

**Tabla 21.** Carga de enfriamiento debido a equipos

<b>Descripción</b>	<b>Potencia (Hp)</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Factor (Btu/h)</b>	<b>Q total (Btu/h)</b>
Motores 0.5 HP	0.5	115	1820	209300
Motores de 0.6 HP	0.6	1	2680	2680
Motores de 1 HP	1	1	3220	3220
Motores de 0,18 HP	0.18	5	1000	5000
Motores 0,3 HP	0.3	1	1290	1290
Motores 0,38 HP	0.38	1	1820	1820
Motores 0,42 HP	0.42	1	1820	1820
Motores 0,74 HP	0.74	1	2680	2680
Motores 0,75 HP	0.75	1	2680	2680
Motores 3,62 HP	3.62	1	15600	15600
Motores 4 HP	4	1	15600	15600
Motor turbina Mezcladora 8,6 kW=11,55 HP	11.55	1	44500	44500
Banco resistencias IQF 3.5 kW=4,7HP	4.70	3	15600	46800
Banco resistencias secador meca3 9kW=13,24 HP	13.24	1	15600	15600
Equipo autocontenido	0.75	3	2680	8040
freidor 350000 btu/h	-	1	-	350000
<b>Total</b>				<b>726630</b>

**Fuente:** Elaboración propia (Excel 2013).

Se debe aclarar que en el equipo presente en planta 2 se cuenta con un horno de gas de 8 quemadores (208000 Btu/h cada uno), lo cual representa una ganancia de calor de 828000 [Btu/h] (69 [TR]). Se decide no considerar la carga térmica de este horno en el diseño y se propone aislar la zona del horno con un sistema de extracción de aire de manera que la capacidad de los equipos de refrigeración será menor, principalmente el compresor.

#### 8.4.6 Total de cargas de enfriamiento

Se presenta en la tabla 22 el resumen de las cargas de enfriamiento y su total, considerando un factor de seguridad de 10%, que es lo recomendable en todos los diseños de aire acondicionado y refrigeración.

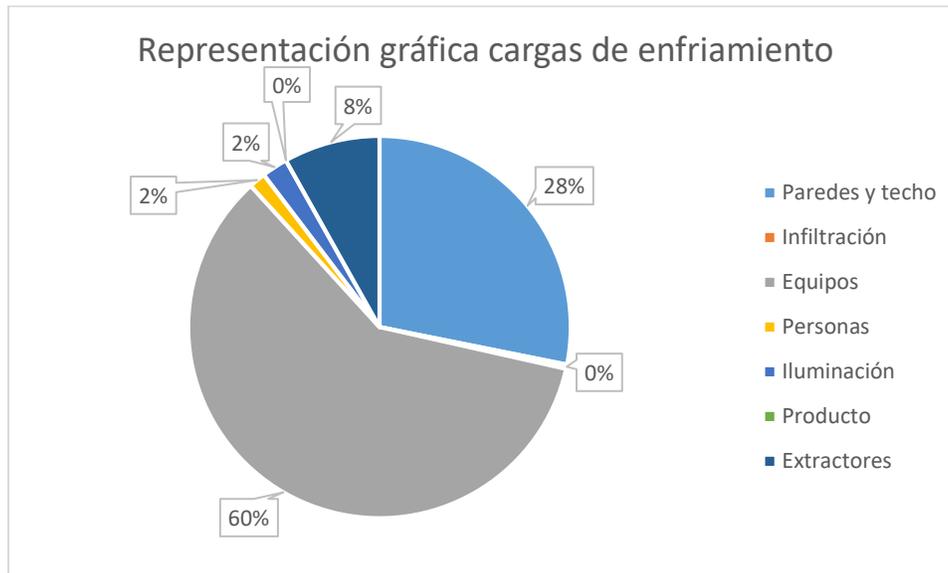
**Tabla 22.** Carga total enfriamiento para planta 2

<b>Tipo carga</b>	<b>Q (Btu/h)</b>	<b>Q (TR)</b>	<b>Q (W/h)</b>
Paredes y techo	342509.57	28.54	100371
Infiltración	4424.89	0.37	1301
Equipos	726630.00	60.55	212945
Personas	17395.20	1.45	5099
Iluminación	26676.40	2.22	7807
Producto	0.00	0,00	0,00
Extractores	99000.00	8,25	29014
<b>Subtotal</b>	<b>1216636.06</b>	<b>101.39</b>	<b>356537</b>
<b>Total FS=10%</b>	<b>1338299.67</b>	<b>111.52</b>	<b>392199</b>

**Fuente:** Elaboración propia (Excel, 2013)

Se muestra en el gráfico 1 la representación visual del aporte de las diferentes cargas, donde claramente se evidencia que el mayor porcentaje de carga de enfriamiento es el aportado por el equipo debido al freidor que generan una gran cantidad de calor que representa un 60%, seguido por la ganancia de calor a través de paredes por un 28%; y como menor aporte estaría el calor generado por las personas e iluminación que es de 2% cada uno.

**Gráfico 1.** Representación gráfica de cargas de enfriamiento



**Fuente:** Elaboración propia (Excel 2013).

### 8.5 Selección de refrigerante

En primera instancia se pensó utilizar refrigerante primario amoníaco del sistema de refrigeración actual con un refrigerante secundario ya sea, agua helada o glicol, sin embargo, se realizó la consulta a los encargados del sistema de refrigeración de la planta e indicaron que el sistema actual está a máxima capacidad y no podría abastecer la carga de enfriamiento calculada para climatizar planta 2 que es de 111.52 [TR] (392.2 [kW]).

Por lo tanto, se plantea una solución totalmente independiente con chiller de amoníaco y refrigerante secundario agua, dado que la empresa quiere seguir apostando por la línea de los refrigerantes verdes.

La selección de agua como refrigerante secundario se justifica por la protección de los colaboradores que trabajan en planta 2, dado que es una sala de proceso, esto previniendo que se pudiese presentar una fuga de refrigerante.

### 8.6 Selección de equipo amoníaco

Se presenta a continuación las condiciones de operación del sistema para poder seleccionar los equipos de este proyecto.

Se aclara que actualmente, para la selección de equipos de un sistema de refrigeración se utilizan softwares de diseño, donde se indican las condiciones de trabajo del sistema y brinda una referencia del equipo para poderlo cotizar a fábrica, asimismo se exige a fábrica una corrida del equipo para tener en cuenta los parámetros de operación.

Las empresas fabricantes manejan esto así principalmente por temas de confidencialidad y por la gran diversidad de equipos que se manejan; catálogos como tal, a disposición de cualquier persona no se encuentran prácticamente en ningún medio, y lo poco que hay son equipos muy antiguos.

Mediante la ayuda de la empresa Refrigeración Industrial Beirute S.A y su experiencia en el diseño de sistemas de aire acondicionado y refrigeración, es que se facilitó la guía para la selección de equipos a instalar.

#### **8.6.1 Intercambiador de placas semisoldadas (Chiller de agua)**

Se pondrá a evaporar el amoníaco a 35°F (1.7°C) para lograr que el agua alcance una temperatura de 44°F (6.67°C), es decir, un diferencial de temperatura de 9°F para alcanzar la temperatura deseada en planta 2 de 64.4 °F (18°C) dado que el intercambio de calor en el recinto será de aire-agua, es que el diferencial de temperatura será del doble alrededor de 20°F. Asimismo, se asegura con esta condición un mejor manejo de la humedad relativa deseada del ambiente.

Para la selección del evaporador se utilizó el software del fabricante Alfa Laval que ofrece un evaporador de placas con alimentación de refrigerante tipo inundado.

En la siguiente tabla se muestran sus datos nominales (más especificación en el anexo 20).

**Tabla 23.** Características intercambiador de placas seleccionado

<b>Característica</b>	<b>Valor</b>
<b>Modelo</b>	Alfa Laval M10-BWFG
<b>Intercambio de calor</b>	111 [TR] (390,371[W/h])
<b>Flujo volumétrico de agua</b>	265 [GPM] (60.20 [m <sup>3</sup> /h])
<b>Flujo volumétrico de amoniaco</b>	5.88 [GPM] (1.34 [m <sup>3</sup> /h])
<b>Temperatura amoniaco</b>	35 [°F] (1.67 [°C])
<b>Temperatura entrada de agua</b>	54 [°F] (10.56 [°C])
<b>Temperatura salida de agua</b>	44 [°F] (5.00 [°C])

**Fuente:** Elaboración propia, Excel 2013

El intercambiador Alfa Laval cumple con la carga obtenida de 111.52 [TR] (392[kW]) dado que está en el rango sobre el 10% del factor de seguridad aplicado.

### 8.6.2 Compresor

En este caso, se tiene la opción de un compresor del tipo recíprocante debido a que para aplicaciones de aire acondicionado (alta temperatura) con amoniaco son más eficientes que un compresor de tornillo, así como, en cuanto a consumo de energía un compresor de tornillo pequeño consume más energía eléctrica que un compresor recíprocante alrededor de 5 a 15% de diferencia.

Teniendo en cuenta la presión de succión y la presión de descarga del compresor se puede, determinar la relación de compresión, es decir, cuantas veces será mayor la presión de descarga que la presión de succión, se presenta en la tabla 24 los datos de entrada para la selección de este compresor con refrigerante amoniaco.

**Tabla 24.** Valores de temperatura evaporación y condensación del amoniaco

<b>Valor temperatura</b>	<b>Temperatura (°C)</b>	<b>Temperatura (°F)</b>
Evaporación	1.67	35.00
Condensación	40.00	104.00

**Fuente:** Elaboración propia, Excel 2013

Utilizando el software de selección de equipos del fabricante Frick llamado Coolware y el software del fabricante Sabroe llamado Sabroe Match Master para los valores de temperatura de evaporación y temperatura de condensación del amoníaco se verificó que específicamente para este diseño dadas las condiciones de operación del sistema que se evapora el amoníaco a un valor de temperatura alto implica que el aceite no se calienta tanto y la potencia del compresor tornillo es menor respecto a un compresor reciprocante.

**Tabla 25.** Selección de compresores para el sistema de climatización

<b>Característica</b>	<b>Valor Compresor RXF-39</b>	<b>Valor Compresor RXF-E-39</b>
<b>Capacidad requerida</b>	111.52 [TR] (392,199 [W/h])	111.52 [TR] (392,199 [W/h])
<b>Capacidad nominal</b>	103.9 [TR] (365,401 ([W/h])	109.9 [TR] (386,502 ([W/h])
<b>Calor de rechazo</b>	1563 [kBtu/h] (458,070 [W])	1641 [kBtu/h] (480,930 [W])
<b>Potencia de compresión</b>	111.7 [HP] (83,295 [W])	113.3 [HP] (84,488 [W])
<b>Potencia de motor</b>	125 [HP] (93,212 [W])	125 [HP] (93,212 [W])

**Fuente:** Elaboración propia, Excel 2013

El compresor para la opción sin economizador (tabla 25 y anexo 14) es del modelo RXF 39, con una capacidad de refrigeración de 103.9 [TR] (365[kW]) y una potencia en el eje de 111.7 [HP] (83.3 [kW]) para la cual corresponde un motor de 125 [HP] (93.25 [kW]), una velocidad de hasta 3550 RPM con enfriamiento por aire y una relación de compresión de aproximadamente 4.

El compresor para la opción sin economizador (tabla 25 y anexo 15) es del modelo RXF 39, con una capacidad de refrigeración de 109.9 [TR] (386[kW]) y una potencia en el eje de 113.3 [HP] (84.5 [kW]) para la cual corresponde un motor de 125 [HP] (93.25 [kW]), una velocidad de hasta 3550 RPM con enfriamiento por aire y una relación de compresión de aproximadamente 4.

La opción del compresor con economizador hace, que al no llegar flash gas, dado que se trampea por medio de un tanque, el compresor puede desplazar más de manera que su aspiración será mayor. A su vez, el efecto refrigerante del evaporador será mayor al subenfriar el líquido refrigerante que ingresa al evaporador pasando de una temperatura de

entrada de 95 [°F] (35[°C]) (sin economizador) a 70.7 [°F] (21.5 [°C]) (con economizador). Esta configuración hace que los equipos sean más eficientes, en este caso, la capacidad del economizador son 6 TR que se logra simplemente con una potencia en el eje de 1 [HP] (746 [W]) más respecto a la configuración sin el economizador.

Por lo tanto, la selección final de compresor será la opción con economizador.

El enfriamiento del aceite será por termosifón, que es el método más ecológico dado que se utiliza el mismo refrigerante licuado proveniente del condensador y que se almacena una pierna de condensado en un recipiente que se dirige hacia un pequeño intercambiador donde se da la transferencia de calor con el aceite.

### **8.6.3 Condensador**

Se ofrece en el mercado tres tipos de condensadores uno evaporativo el cual es enfriado por agua, uno enfriado por aire y el llamado tipo adiabático que es una combinación del evaporativo y el enfriado por aire.

El condensador debe tener la capacidad para liberar el calor total de rechazo que es igual a la carga neta de refrigeración en el evaporador más la energía interna en el refrigerante, generada por el compresor.

El calor de compresión va depender del compresor elegido, sus condiciones de operación y los datos que brinda el fabricante.

Para el caso de la temperatura de condensación, se aplica el criterio de que debe existir un diferencial de temperatura de entre 8°C y 10°C, entre el ambiente donde se libera el calor y el refrigerante que pasa por los serpentines, en este caso al ser una temperatura ambiente de 27°C la temperatura de condensación será de 35°C (95°F), esto si se elige un condensador enfriado por agua.

El calor total de rechazo para el condensador sería el presentado en la tabla 26, tomando en cuenta los resultados ofrecidos por el software Coolware del anexo 15 para el compresor seleccionado.

**Tabla 26.** Calor total de rechazo

Descripción	Calor (kbtu/h)
Calor rechazo sistema, compresor y aceite	1641

**Fuente:** Elaboración propia, Excel 2013

La otra variable por tomar en cuenta es la temperatura de bulbo húmedo del ambiente que según recomendación técnica de la empresa Refrigeración Industrial Beirute debe ser 76°F, lo cual es un valor adecuado para la zona del trópico, donde se encuentra nuestro país.

**Tabla 27.** Selección del condensador

Tipo	Fabricante y modelo	Consumo de agua	Potencia de motores	Calor de rechazo
Evaporativo	Frick XLP2-512-164	260 [GPM] (59.05 [m <sup>3</sup> /h])	6.5[HP] (4.85[kW])	1686[kBtu/h] (493,829.4 [W])
Adiabático	Frick FACS 528-486-11A-31.9-04	4.1 [GPM] (0.93 [m <sup>3</sup> /h])	32[HP] (23.86[kW])	1642 [kBtu/h] (480,942 [W])
Enfriado por aire	Güntner AGVH 090.4B/2X4-ML.M	0 [GPM](0[m <sup>3</sup> /h])	40[HP] (29.83[kW])	1665 [kBtu/h] (487,679 [W])

**Fuente:** Elaboración propia, Excel 2013

En la opción 1 (tabla 27 y anexo 17), se presenta la opción con un evaporador adiabático modelo FACS 528-486 que consume 4.1 [GPM] (0.93 [m<sup>3</sup>/h]) de agua, un calor de rechazo hacia al ambiente de hasta 1642 [kBtu/h] (480,942 [W]) que es mayor al calor calculado y una cantidad de carga de refrigerante de 89 [lbm] ([kg]).

En la opción 2 (figura 27 y anexo 18), se presenta un condensador enfriado por aire del fabricante Güntner modelo AGVH 090.4B/2X4-ML.M que ofrece un calor máximo de rechazo hacia el ambiente de 1665 [kBtu/h] (487,679 [W]), una temperatura de condensación de 104.1 [°F] (40 [°C]) y un caudal de aire de 123,365 [CFM] (209,598 [m<sup>3</sup>/h]).

La selección se da por consumo de agua dada la escasez del líquido y por el criterio de cantidad de refrigerante es mucho más eficiente el equipo adiabático, dado que el consumo de agua y la carga de refrigerante son menores.

Además, que por la operación de un equipo adiabático, ofrece un mejor rendimiento dado que por medio de sensores el condensador determina si las condiciones del ambiente son críticas como para trabajar como si fuese un condensador evaporativo, esto va depender de la carga de refrigeración también. También en el caso de la noche que las condiciones de temperatura son más frescas puede que los motores estén apagados o funcionando según los requerimientos en el momento.

Sin embargo, después de toda esta explicación y consultando con el Ing. Germán Coto (jefe de mantenimiento) a la empresa Florida Retail no le importa pagar más por electricidad mientras se cuide el recurso hídrico hasta donde sea posible, por lo que, se plantea la solución de un condensador enfriado por aire.

Se debe acotar que los condensadores enfriados por aire consumen más electricidad que los evaporativos y los adiabáticos, al tener una mayor presión de condensación el compresor consumirá más potencia eléctrica para lograrlo (Perea, 2015).

La selección final será un condensador enfriado por aire del fabricante Güntner modelo AGVH 090.4B/2X4-ML.M, que posee una amplia trayectoria en el diseño de este tipo de equipos como parte de las ventajas de este equipo en específico es que cuenta con tubos de acero inoxidable AISI 304 que los hace muy resistentes a ambientes corrosivos o contaminados y en el caso de que los tubos estén sucios se puede hacer un lavado químico sin el problema que se afecte las propiedades del material como podría pasar en un condensador con tubos de acero galvanizado por ejemplo, donde la película de protección que posee el tubo se puede dañar. Otra ventaja de este equipo es que funciona con motores electrónicamente conmutados que utilizan un microprocesador que energiza o des-energiza secuencialmente cada devanado del estator con la potencia para generar una corriente eléctrica, por lo tanto, se puede controlar la velocidad de giro del motor suministrando menos o mayor potencia según las condiciones de operación del momento, esto ayudará también al ahorro de energía.

#### 8.6.4 Acumulador de succión del evaporador

El acumulador de succión se encarga de alimentar al evaporador de líquido refrigerante proveniente del condensador, consiste en un tanque horizontal del tipo “surge drum”.

Según el manual de ASHRAE (2010) en el tomo de refrigeración, capítulo 14, para asegurar el flujo por gravedad del refrigerante e inundar completamente superficie interna del serpentín, el nivel de líquido en el tanque debe estar a la misma altura que la parte superior de la batería. El dimensionamiento del tanque depende de los siguientes factores:

- 1- Carga de enfriamiento.
- 2- Temperatura de operación o evaporación.
- 3- Temperatura de alimentación del líquido.
- 4- Flujo máximo de refrigerante.

Mediante el software Coolware de Frick se selecciona este equipo y se presenta en la tabla 28 sus principales características.

**Tabla 28.** Acumulador de succión Frick

<b>Característica</b>	<b>Valor</b>
<b>Modelo</b>	HSDS 30-96
<b>Capacidad Máxima</b>	127.7 [TR] (449[kW])
<b>Diámetro</b>	30 [in] (0.762[m])
<b>Longitud</b>	96 [in] (2.44[m])
<b>Temperatura operación</b>	35 [°F] (1.67[°C])
<b>Temperatura alimentación de líquido</b>	70.7 [°F] (21.5[°C])

**Fuente:** Coolware, 2019

#### 8.6.5 Economizador “flash” tipo surge drum

La selección del economizador se realizó mediante el software Coolware, para este caso, al ser una carga de refrigeración pequeña el fabricante Frick no ofrece un economizador estándar que se ajuste a las necesidades del proyecto, sino que ofrece equipos sobredimensionados.

Otra opción es mandar a cotizar un economizador diseñado específicamente para las condiciones de diseño, sin embargo, esta opción es poco viable porque al no ser un modelo estándar de Frick, la empresa deberá diseñar el equipo y someterlo a diversas pruebas que respalden su confiabilidad, por ende el valor del equipo sería muy elevado.

Por lo tanto, según recomendación del Ing. Gilberto Ayala de Refrigeración Beirute es mejor realizarle al tanque acumulador del evaporador una pequeña división con una chapa metálica apropiada de manera que cuente con dos cabinas una para alimentar el evaporador y la otra para el economizador, siguiendo la norma ASME capítulo VIII div 2.

Los datos del tanque se presentaron en la sección anterior.

Además, el economizador permitiría alojar el refrigerante en caso de que se tenga que hacer una operación de mantenimiento en el acumulador de succión, el residuo de refrigerante se puede alojar en el economizador.

## **8.7 Selección equipo refrigerante secundario**

Se procede entonces a explicar la selección de los equipos que permitirán la climatización de planta de producción 2 del circuito de agua helada, hay que tomar en cuenta que la velocidad del dardo de aire debe ser lo más baja posible por el ambiente harinoso que hay en la planta y también por el tema de salud de las personas, es decir, lo recomendable es que el aire frío baje prácticamente por gravedad.

### **8.7.1 Equipo de bombeo de agua helada**

De acuerdo a la descripción de las manejadoras se obtiene el flujo de agua que sería de 262.1 [GPM] (59.53 [m<sup>3</sup>/h]) (tabla 29). Este valor es el que debe levantar la bomba para llevar el flujo de agua helada al circuito de climatización dentro de la planta.

**Tabla 29.** Flujo total de agua fría

<b>Unidad manejadora</b>	<b>Flujo</b>
UMA 1	47.9 [GPM] (10.88 [m <sup>3</sup> /h])
UMA 2	71.4 [GPM] (16.22 [m <sup>3</sup> /h])
UMA 3	71.4 [GPM] (16.22 [m <sup>3</sup> /h])
UMA 4	71.4 [GPM] (16.22 [m <sup>3</sup> /h])
<b>Total</b>	262.1 [GPM] (59.53 [m <sup>3</sup> /h])

**Fuente:** Elaboración propia, Excel 2013

El valor total de carga dinámica se calcula con el software de Taco Comfort Solutions y es de 125 [ft], asumiendo que la carga estática es de 9.84 [ft] y el caudal total de la tabla 29 se procedió mediante el software en línea de Taco Comfort Solutions a seleccionar la bomba.

**Tabla 30.** Datos de la bomba seleccionada

<b>Característica</b>	<b>Valor</b>
<b>Diámetro Impulsor</b>	7 [in]( 178 [mm])
<b>Potencia</b>	15 [HP] (11.2 [kW])
<b>Eficiencia</b>	62 %
<b>Tensión</b>	230/460V
<b>Velocidad</b>	3450 RPM
<b>Marca</b>	Taco
<b>Modelo</b>	KV2007

**Fuente:** Elaboración propia, Excel 2013

Se utilizarán dos bombas iguales que funcionarán mediante un secuenciador de manera tal que se tiene un respaldo en caso de que una de las dos presente problemas, y también para facilitar la labor de mantenimiento. Así que se pondría a operar una bomba diferente cada semana para prolongar la vida útil del equipo.

Otro aspecto que se debe revisar es que la NPSH disponible del sistema sea mayor a la NSPH requerida por la bomba según el fabricante para asegurar que la bomba no presente problemas de cavitación.

Para circuitos cerrados y asumiendo el tanque de expansión en la succión de la bomba y una presión de llenado para que la presión relativa mínima en el punto más alto de la instalación sea superior a 100000 Pascales. Se utiliza la ecuación:

$$NPSH_D = \frac{P_i - P_v}{\rho g} + \frac{V_e^2}{2g}$$

Donde:

Presión de llenado  $P_i = 200000$  Pa

Presión de vapor a 5°C (Temperatura agua fría)= 873 Pa

Velocidad en la succión:  $V_e=2$  m/s

Sustituyendo en la ecuación:

$$NPSH_D = \frac{200000 - 873}{1000 * 9.81} + \frac{2^2}{2 * 9.81} = 20.5 \text{ mca}$$

La curva de la bomba seleccionada se encuentra en el anexo 26 donde para una cantidad de flujo de 264 [GPM] (60 [m<sup>3</sup>/h]) el  $NPSH_R$  es de aproximadamente 7.32 mca. Por lo tanto, como el  $NPSH_D$  es mayor al requerido se puede asegurar que la bomba no cavitará.

### **8.7.2 Unidades manejadoras de aire**

Se dispondrá de manejadoras del tipo interior dado que el espacio físico dentro de la planta lo permite, además por el factor dinero, sale más económico colocar estas unidades interiores que una exterior, ya que éstas son más costosas, requieren mejores aislamiento, un material más resistente así como una pintura que la proteja más de las inclemencias del tiempo.

Las manejadoras contarán con ventiladores de tipo centrífugo, dado que con este tipo de ventiladores es posible generar un empuje hacia afuera (presión positiva) para evitar entrada de insectos al recinto y eliminar cualquier otro contaminante no deseado. Otra ventaja de los ventiladores centrífugos es que a diferencia de uno axial no generan casi ruido lo cual podría ser molesto para los colaboradores de la planta.

Cada una contará con sus ductos de lona, con la finalidad de que el ambiente harinoso no les afecte. Se deben diseñar estos de manera que el aire caiga prácticamente por gravedad, es

decir, con un dardo de aire bajo esto por la presencia de harina dentro del recinto para no esparcirla más.

Para la selección de las manejadoras, se realizó una división en dos zonas del espacio a climatizar denominadas como zona A (el rectángulo de arriba) y la zona B (el rectángulo de abajo) esto se muestra con más detalle en el anexo 21. La zona A posee una carga de enfriamiento de 19,8 TR. Se muestra de forma resumida este cálculo en la tabla 31.

**Tabla 31.** Carga térmica zona A

<b>Descripción</b>	<b>Calor</b>
paredes y techo	112,577.56 [Btu/h] (32,974 [W])
personas	5,073.60 [Btu/h] (1,486 [W])
iluminación	4,080 [Btu/h] ( 1,195 [W])
equipo	92,820 [Btu/h] (27,187 [W])
puertas	231.92 [Btu/h] (68 [W])
domos	1267.7 [Btu/h] (371 [W])
<b>Sub-Total</b>	216,050.78 [Btu/h] ( 63,281[W])
<b>Subtotal</b>	18.00 [TR] (63,303 [W])
<b>Total</b>	19.80 [TR] (69,634 [W])

**Fuente:** Elaboración propia, Excel 2013

Y por ende la carga de refrigeración de la zona B será la diferencia respecto al total (111.52 [TR] (392 [kW])), por lo que sería de 91.72 [TR] (323 [kW]).

Se decide utilizar para la zona A una manejadora y 3 manejadoras para la zona B que se detallan a continuación, se recuerda que se utiliza para efectos de conversión que una tonelada de refrigeración equivale a aproximadamente 320 [CFM] (544[m<sup>3</sup>/h]), se presenta a continuación los datos de las manejadoras de aire:

**Tabla 32.** Descripción de las unidades manejadoras de aire

Marca y modelo	Ubicación	Cantidad	Capacidad
York XTI-39x69	Zona A	1	6000 [CFM] (10,194[m <sup>3</sup> /h])
York XTI-54x69	Zona B	3	9000 [CFM] (15,291[m <sup>3</sup> /h])

**Fuente:** Elaboración propia, Excel 2013.

El detalle de la ubicación de las unidades manejadoras de aire se presenta en el anexo 21 y sus fichas técnicas en los anexos 23 y 24.

Otro aspecto a tomar en cuenta es que se debió modificar la temperatura a la que se debe enfriar el agua (41[°F] (5[°C])) con el fin de obtener una humedad relativa más cerca a lo requerido en el diseño obteniendo 45% de humedad relativa, se decide no utilizar resistencia eléctrica para alcanzar humedades menores por dos razones: primero que el costo sería mayor y segundo que sin desmeritar el proceso productivo, no es algo crítico como una aplicación de quirófano o farmacéutica que requiere de ambientes sumamente controlados.

En las figuras 25 y 26 se muestran las fotos de la planta y su ubicación aproximada para tener mayor claridad.



**Figura 25.** Ubicación unidad manejadora 1 de 6000 [CFM] (10194 [m<sup>3</sup>/h])

**Fuente:** Elaboración propia



**Figura 26.** Ubicación de las manejadoras de 9000 [CFM] (15291 [m<sup>3</sup>/h])

**Fuente:** Elaboración propia

### 8.7.3 Selección del tanque de expansión

Para seleccionar el tanque de expansión se calculó primero la cantidad de volumen de agua presente en el circuito calculando el volumen de cada tubería según su diámetro y longitud (tabla 32), luego el volumen de agua en los equipos haciendo uso de una hoja electrónica de Excel proporcionada por el Ing, Johan Chinchilla de Refrigeración Industrial Beirute (tablas 33, 34 y 35).

**Tabla 33.** Cálculo del volumen de agua por tuberías

<b>Diámetro Tubería (in)</b>	<b>Longitud Total (metros)</b>	<b>Longitud total (pies)</b>	<b>Agua Tubería Galones/pie</b>	<b>Agua Total (Galones)</b>
4	150.0	492	0.661	352.2
2½	80.0	262.4	0.249	65.3
		Subtotal		390.5
		FS	20%	78.1
		Vs (Tuberías)		469

**Fuente:** Elaboración propia, Excel 2013

**Tabla 34.** Cálculo volumen de agua por equipos

<b>Tipo Equipo</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Volumen Agua (Gal/Equipo)</b>	<b>Volumen Total (Galones)</b>
Chiller	1	750.0	750.0
Separador	1	350.0	350.0
UMA 30 Tons	3	10.0	30.0
UMA 20 Tons	1	10.0	10.0
	Subtotal		1,140.0
	FS	20%	228
	Vs (Equipos)		1,368

**Fuente:** Elaboración propia, Excel 2013

**Tabla 35.** Volumen total de agua en el circuito

Descripción	Unidad	Valor
Temperatura Máxima Diseño	°C	36.0
Volumen Agua Sistema	Galones	1,836.7
Presión Mínima Absoluta TE	Pies abs	87.9
Presión Máxima Absoluta TE	Pies abs	114.9
Factor Expansión Térmica Agua	---	0.0058
Volumen Mínimo Tanque Expansión	Galones	45.3
Volumen Mínimo Tanque Expansión	Litros	171.6

**Fuente:** Elaboración propia, Excel 2013

El volumen total de agua en el sistema es de 993 [Gal].

**Tabla 36.** Condiciones para selección del tanque

Variable	Valor
Temperatura llenado	50 [°F](10 [°C])
Temperatura máxima	80 [°F](27 [°C])
Presión de llenado	60 [psi](413,685[Pa])
Presión máxima	75 [psi](517,107[Pa])
Volumen	1,837 [Gal](6.95 [m <sup>3</sup> ])

**Fuente:** Elaboración propia, Excel 2013

**Tabla 37.** Selección del tanque de expansión

Capacidad del tanque (Gal)	Presión máxima (psi)	Marca	Modelo
57	125	Taco	CX 215-125

**Fuente:** Taco Comfort Solutions, 2019

Se utiliza este tanque debido a que está dentro del rango del factor de seguridad utilizado.

#### 8.7.4 Selección del separador de aire y válvula de venteo

Este equipo es el encargado de extraer las burbujas que se formen las tuberías de agua helada, utilizando el software en línea de Bell & Gossett para separadores de aire se selecciona el equipo, sus características se presentan en la tabla 38, así como la válvula de venteo.

**Tabla 38.** Selección del separador de aire

Marca	Modelo	Capacidad	Presión de trabajo
Bell & Gossette	R5-F	500 [GPM] (114[m <sup>3</sup> /h])	140[psi] (965,266[Pa])
Bell & Gossette	79	500 [GPM] (114[m <sup>3</sup> /h])	90[psi] (620,528[Pa])

**Fuente:** Bell & Gossett, 2019

#### 8.8 Ubicación de cuarto de máquinas

El cuarto de máquinas de este proyecto será ubicado sobre el cuarto de levaduras del edificio, donde hay un entretecho de 3.5 m.

Por su parte, el intercambiador a placas y el compresor cada uno contará con un bastidor donde irán acoplados. A su vez, las bombas de agua también irán en esta zona. La figura 27 muestra la ubicación de los equipos en el cuarto de máquinas de este proyecto.

El condensador, se ubicará justo encima del techo del cuarto de máquinas será necesario la extensión de las vigas H para colocar un mezzanine y realizar una pasarela alrededor para brindarle mantenimiento al equipo.



**Figura 27.** Ubicación de los equipos en el cuarto de máquinas

**Fuente:** Elaboración propia

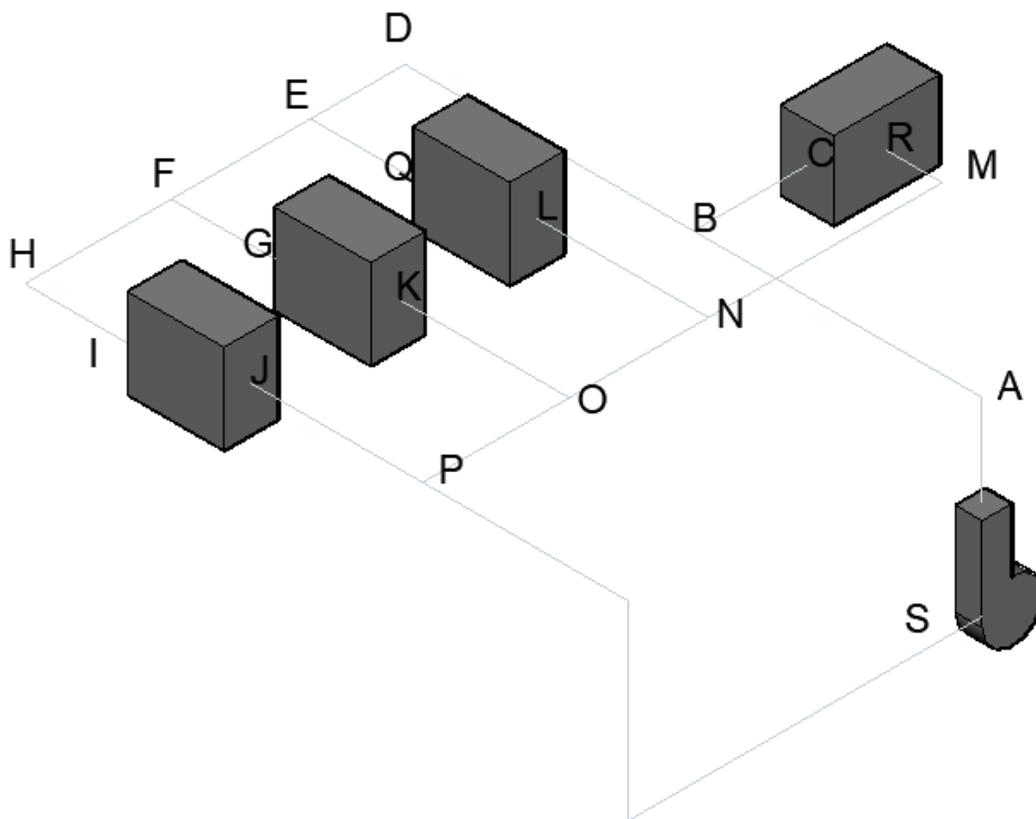
## 8.9 Dimensionamiento de tuberías

### 8.9.1 Tubería sistema agua helada, cálculo manual con System Syzer

Para dimensionar estas tuberías se utilizó la aplicación móvil de System Syzer de Bell & Gosset tomando la recomendación de ASHRAE para sistemas hidráulicos de una pérdida máxima de 1 a 4 metros por cada 100 metros y una velocidad máxima de 3 m/s para evitar situaciones de flujo ruidoso y golpes de ariete. El material utilizado en la tubería será PVC.

Se presenta en la tabla 39 los tramos de tubería con sus respectivas pérdidas y velocidades.

En la siguiente figura se muestra un esquema del sistema de tubería de agua fría.



**Figura 28.** Diseño tuberías de agua fría

**Fuente:** Elaboración propia, AutoCAD 2017.

**Tabla 39.** Cálculo de diámetros de tubería

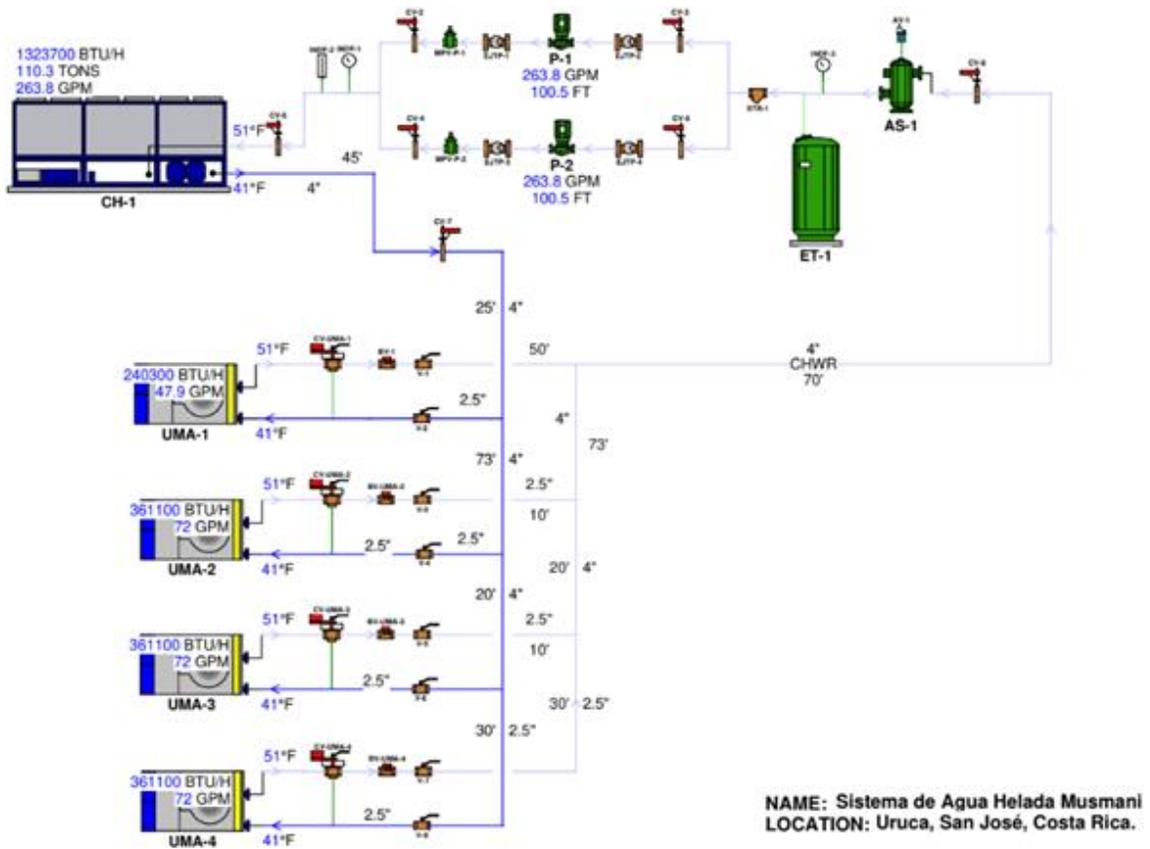
Tramo	Caudal (GPM)	Velocidad (ft/s)	Velocidad (m/s)	perdida (m/100m)	diámetro (in)	SDR
AB	346,8	3.85	1.17	0.82	6	17
BC	62,7	2.85	0.87	1.08	3	17
BD	284,1	7.19	2.19	3.71	4	17
DE	284,1	7.19	2.19	3.71	4	17
EQ	94.7	4.14	1.26	1.89	3	17
EF	189.4	4.8	1.46	1.78	4	17
FG	94.7	4.14	1.26	1.89	3	17
FH	94.7	2.4	0.73	0.51	4	17
HI	94.7	4.14	1.26	1.89	3	17
JP	94.7	4.14	1.26	1.89	3	17
KO	94.7	4.14	1.26	1.89	3	17
LN	94.7	4.14	1.26	1.89	3	17
RM	62.7	2.85	0.87	1.08	3	17
MN	62.7	2.85	0.87	1.08	3	17
NO	346.8	3.85	1.17	0.82	6	17
OP	346.8	3.85	1.17	0.82	6	17
PS	346.8	3.85	1.17	0.82	6	17

**Fuente:** Elaboración propia, Excel 2013

### 8.9.2 Tubería sistema agua, cálculo software Taco System

Realizando el mismo arreglo se comprobó mediante el software de Taco System que los diámetros escogidos manualmente coincidan con el software.

Este software es aún más preciso pues toma en cuenta todas las caídas de presión de las válvulas, de los equipos y del intercambiador de placas que en este caso se simuló como si fuese un chiller. Se presenta en la figura 29 los diámetros obtenidos.



**Figura 29.** Sistema de agua helada

**Fuente:** Elaboración propia, Taco System

Como se observa los diámetros del cálculo manual con System Syzer están sobredimensionados, debido a que no se conocen las caídas de presión de los equipos y los accesorios de manera precisa. Sin embargo, no están lejos de la realidad e igual funcionan aunque económicamente no es rentable.

Se utilizan los diámetros ofrecidos por el software de Taco System que se resumen a continuación. Tanto la tubería de alimentación como los retornos van en paralelo y para cada tramo se utilizan los mismos diámetros.

**Tabla 40.** Comparación entre los métodos de dimensionamiento de tuberías de PVC para sistema agua helada

Tramo	Cálculo diámetro manual (in)	Cálculo diámetro del software (in)
AB	6	4
BC	3	2.5
BD	4	4
DE	4	4
EQ	3	2.5
EF	4	4
FG	3	2.5
FH	4	2.5
HI	3	2.5
JP	3	2.5
KO	3	2.5
LN	3	2.5
RM	3	2.5
MN	3	2.5
NO	6	4
OP	6	4
PS	6	4

**Fuente:** Elaboración propia, Excel 2013

Otro dato importante es el que software calcula el valor de pérdidas totales de la tubería que sería de 100.5 [ft], valor con el cual se puede seleccionar la bomba.

La tubería de PVC utilizada para este proyecto es de tipo pre-aislada, por lo que no es necesario utilizar un aislamiento adicional ya que el tubo posee ya una capa de aislamiento de poliuretano entre las dos capas de tubería de PVC, la capa externa se encarga de proteger el aislamiento. En el anexo 31 se adjunta la ficha técnica del fabricante TUPRECO que muestra el diagrama de la tubería así como sus características de diseño.

Las válvulas del sistema de agua helada se detallan en la siguiente tabla.

**Tabla 41.** Lista detallada de válvulas sistema agua helada

Identificación	Tipo	Diámetro(in)
V-1	Válvula de bola	2.5
V-2	Válvula de bola	2.5
V-3	Válvula de bola	2.5
V-4	Válvula de bola	2.5
V-5	Válvula de bola	2.5
V-6	Válvula de bola	2.5
V-7	Válvula de bola	2.5
V-8	Válvula de bola	2.5
CV-UMA-1	Válvula de bola	2
CV-UMA-2	Válvula de bola	2
CV-UMA-3	Válvula de bola	2
CV-UMA-4	Válvula de bola	2
BV-UMA-1	Válvula de balance	2.5
BV-UMA-2	Válvula de balance	2.5
BV-UMA-3	Válvula de balance	2.5
BV-UMA-4	Válvula de balance	2,5
CV-2	Válvula mariposa	3.5
CV-3	Válvula mariposa	3.5
CV-4	Válvula mariposa	3.5
CV-5	Válvula mariposa	3.5
CV-6	Válvula mariposa	3.5
CV-7	Válvula mariposa	3.5
CV-8	Válvula mariposa	3.5
MVP-P-1	Válvula multipropósito	4
MVP-P-2	Válvula multipropósito	4

**Fuente:** Elaboración propia, Excel 2013.

### 8.9.3 Tubería amoníaco

Para dimensionar las tuberías de la parte de amoníaco se hizo uso de las tablas del fabricante Frick basadas en ASHRAE, estas tablas ofrecen la posibilidad de elegir el diámetro de la tubería de acero al carbono ASTM A53 (recomendada por la IIAR Estándar 2) según las toneladas de refrigeración del sistema para las líneas de descarga y succión, y para la línea de líquidos hacia el sistema o hacia el receptor, indica también la caída de presión en la tubería a razón de los pies por cada 100 pies de tubería (anexo 29).

Se hace el resumen de los diámetros de las tuberías para cada una de las secciones del sistema en la tabla 42.

**Tabla 42.** Diámetros de las tuberías de amoníaco

Sección	Diámetro	SCH
Succión compresor	3	40
Descarga compresor	3	40
Línea líquido enfriamiento aceite termosifón al receptor	2	40
Línea líquido al sistema	4	40
Suministro Enfriamiento aceite	1.5	80
Retorno Enfriamiento Aceite	1.5	40
Línea desocupe de líquido del economizador al receptor	0.5	80
Succión economizador	0.75	40
Descarga economizador	1.25	40

**Fuente:** Elaboración propia, Excel 2013.

Las válvulas generalmente van de acuerdo al diámetro de la tubería, sin embargo, algunas fueron seleccionadas según el fabricante Parker o Danfoss. Se presenta en los anexos 34 y 35 los detalles de las válvulas: reguladora de presión A4A y válvula solenoide S5A, respectivamente, así como su información de selección.

Los tanques receptores según norma IIAR deberán llevar siempre una válvula de seguridad así como una válvula de venteo.

El condensador por disposición de IIAR debe de llevar a su salida una válvula para la eliminación de gases no condensables.

El listado de válvulas para la tubería de amoníaco es el que se enlista a continuación.

**Tabla 43.** Válvulas del sistema de amoníaco

<b>Id.</b>	<b>Tipo</b>	<b>Marca</b>	<b>Descripción</b>	<b>Diámetro (in)</b>
V-1	Cold Start	Frick	Válvula de descarga	3
V-2	Globo	Parker	Válvula succión del compresor	3
V-3	Globo	Parker	Válvula check succión compresor	3
V-4	Globo	Parker	Válvula de succión	1.25
V-5	CK4A-6	Parker	Válvula check	1.25
V-6	Globo	Parker	Válvula de succión	1.25
V-7	Globo	Parker	Válvula venteo termosifón	1.5
V-8	Angular	Parker	Válvula descarga	2.5
V-9	Globo	Danfoss	Válvula expansión flotadora con ecualizador	1.25
V-12	Globo	Parker	Válvula de achique líquido economizador al surge drump	0.5
V-13	Globo	Danfoss	Válvula de expansión flotadora	0.5
V-14	Globo	Parker	Válvula de succión del tanque inundado	4
V-15	Globo	Parker	Válvula reguladora de presión A4A	2.5
V-16	Angular	Parker	Válvula ecualizadora del economizador	1
V-17	Globo	Parker	Válvula ecualizadora	0.75
V-18	Globo	Parker	Válvula Swith Flotador	0.75
V-19	Globo	Parker	Válvula Swith Flotador	0.75
V-20	Globo	Parker	Válvula de succión recibidor líquido	4
V-21	Globo	Parker	Válvula de pierna de líquido	4
V-36	Globo	Parker	Válvula de carga de refrigerante	0.5
V-38	Angular	Parker	Válvula de venteo	0.5
V-39	Angular	Parker	Válvula descarga	2.5
V-40	Angular	Parker	Válvula de alivio	0.5
V-41	Angular	Parker	Válvula de alivio	0.5
V-42	Angular	Parker	Válvula de venteo	0.5
V-43	Globo	Parker	Retorno enfriador de aceite	1.5
V-44	Globo	Parker	Válvula de entrada de líquido	2
V-45	Angular	Parker	Válvula de líquido	1.25
V-46	Angular	Parker	Válvula de líquido	1.25

**Fuente:** Elaboración propia, Excel 2013

**Tabla 44.** Continuación lista válvulas sistema amoníaco

<b>Id.</b>	<b>Tipo</b>	<b>Marca</b>	<b>Descripción</b>	<b>Diámetro (in)</b>
V-47	Globo	Parker	Válvula de toma de no condensables	0.5
V-48	Globo	Parker	Válvula de toma de no condensables	0.5
V-49	Globo	Parker	Salida líquido al economizador surge drump	2
V-50	Globo	Parker	Válvula de venteo	0.5
V-51	Angular	Parker	Válvula de alivio	0.5
V-52	Globo	Parker	Entrada líquido al enfriador de aceite	1.5
V-53	Angular	Parker	Válvula suministro de líquido	1.5
V-54	Angular	Parker	Válvula retorno de vapor	1.5
V-55	Solenoides	Parker	Válvula solenoide S5A con filtro y flanges	1.25
V-56	Globo	Parker	Válvula de venteo del economizador	0.5
V-57	Angular	Parker	Válvula de alivio del economizador	0.5
V-58	Globo	Parker	Válvula de venteo	0.5
V-59	Angular	Parker	Válvula de alivio	0.5
V-60	Angular	Parker	Válvula suministro de líquido	1.5
V-61	Globo	Parker	Drenaje tanque	0.5

**Fuente:** Elaboración propia, Excel 2013

El diagrama de flujo del sistema de climatización se presenta en el anexo 33.

### **8.10 Dimensionamiento de ductos**

Debido al ambiente en el que estarán sometidos los ductos se decide trabajar con ductos de lona, de manera de facilitar el mantenimiento ya que simplemente se podrían tener dos juegos y en el momento de la limpieza se retiran para lavarlos y colocar el juego de reserva y así sucesivamente.

Para dimensionar estos ductos, ya que son de un material especial, se envía a fábrica la solicitud con los datos de caudal de aire de las manejadoras y la aplicación en que serán utilizados, que en este caso, es la elaboración de pan, se selecciona la velocidad del aire y distribución del aire. El material utilizado para los ductos es el que se especifica en el anexo 37.

La tabla 45 indica el diámetro requerido de los ductos.

**Tabla 45.** Diámetros de los ductos

Capacidad Unidad Manejadora (TR)	Flujo de aire (CFM)	Diámetro (in)
20	6000	32
30	9000	26

**Fuente:** Elaboración propia, Excel 2013

En la figura 30 se presenta a detalle la especificación de cada uno de los ductos y sus accesorios.

Cant	Descripción
1	Ducto textil, marca DTI, 100% lavable, hecho a base de poliéster DTI-Full Color (85 g/m <sup>2</sup> ), color Blanco, retardante al fuego, certificado por UL (2518), 5 años de garantía, sección circular de 26 in de diámetro, longitud de 6.74 m., sujeción 9:00 y 3:00 con Gancho Plástico Giratorio, difusión MultiFlow 8 y 4, para un caudal de 6000 cfm, incluye cuello para conexión a equipo
1	Codo textil, marca DTI, 100% lavable, hecho a base de poliéster DTI-Full Color (85 g/m <sup>2</sup> ), color Blanco, retardante al fuego, certificado por UL (2518), 5 años de garantía, sección circular de 26 in de diámetro, para un caudal de 4000 cfm.
1	Ducto textil, marca DTI, 100% lavable, hecho a base de poliéster DTI-Full Color (85 g/m <sup>2</sup> ), color Blanco, retardante al fuego, certificado por UL (2518), 5 años de garantía, sección circular de 26 in de diámetro, longitud de 12.24 m., sujeción 9:00 y 3:00 con Gancho Plástico Giratorio, difusión MultiFlow 8 y 4, para un caudal de 4000 cfm, seccionado con cremallera, incluye fondo o tapa.
3	Ducto textil, marca DTI, 100% lavable, hecho a base de poliéster DTI-Full Color (85 g/m <sup>2</sup> ), color Blanco, retardante al fuego, certificado por UL (2518), 5 años de garantía, sección circular de 32 in de diámetro, longitud de 11 m., sujeción 9:00 y 3:00 con Gancho Plástico Giratorio, difusión MultiFlow 8 y 4, para un caudal de 9000 cfm, seccionado con cremallera, incluye cuello para conexión a equipo, así como fondo o tapa

**Figura 30.** Especificación de los ductos y accesorios

**Fuente:** Difusión textil integral

La difusión de los ductos será tipo Multiflow que consiste en agujeros en los ductos por donde saldrá el dardo de aire hacia la sala de proceso en las posiciones 8 y 4 que vendría siendo las mismas posiciones 8 y 4 de un reloj de tipo análogo.

### 8.11 Cambios de aire por hora

Por razones de salud e higiene, el aire de suministro debe ser renovado. La relación se establece mediante el volumen del recinto y la velocidad del aire (ASHRAE, ASHRAE Handbook: HVAC Applications, 2011) y se calcula de la siguiente manera:

$$\frac{\text{Cambios}}{h} = \frac{\text{CFM} * 60}{V}$$

**Ecuación 12.** Cálculo de los cambios de aire por hora

Donde:

Cambios/h= cambios de aire por hora

CFM=flujo de aire en el recinto en pies cúbicos por minuto

V=volumen del recinto [ft<sup>3</sup>]

Por lo tanto, para la planta de producción 2 se tiene:

$$\frac{\text{Cambios}}{h} = \frac{35500 * 60}{275847} \approx 8$$

La cantidad de cambios de aire por hora recomendados según ASHRAE es de 8.

### 8.12 Recopilación de información de mantenimiento

Se presenta en este apartado las labores básicas de mantenimiento a realizar en los equipos seleccionados cuyo fin es asegurar la máxima disponibilidad del equipo y evitar grandes averías que conlleven a grandes gastos para la empresa

#### 8.12.1 Compresor

El equipo más crítico del sistema será el compresor, por lo que se consulta la información del fabricante Frick.

Según el material didáctico del profesor Óscar Monge (presentaciones del curso de refrigeración) se recomienda:

- 1- Verificar y llevar un control de las variables de presión y temperatura.
  - Presión de descarga
  - Presión de succión

- Presión de aceite del compresor
  - Temperatura de la camisa de agua del compresor (interior y exterior).
  - Temperatura del aceite.
  - Temperatura descarga y succión del compresor.
- 2- Llevar el control de horas de operación del compresor
  - 3- Verificar el nivel de aceite del compresor.
  - 4- Control de reparaciones, cambio o ajustes, ya sea de mantenimiento preventivo o correctivo.

### **8.12.2 Intercambiador a placas**

1. Limpiar regularmente las placas (casetes).
  - Cepillar con un cepillo de acero las roscas de los pernos.
  - Lavar con agua y cepillo los casetes.
2. Cambiar la junta de estanqueidad.

### **8.12.3 Condensador enfriado por aire**

1. Revisar que el motor y los ventiladores giren libremente, sin ruidos ni vibraciones.
2. Realizar la limpieza de los serpentines con agua jabonosa o dependiendo la situación realizar un lavado químico.

### **8.12.4 Unidades manejadoras**

1. Revisar el estado de los filtros, se deben de lavar o sustituir para mantener una calidad de aire y consumo de energía adecuados.
2. Verificar la tensión de las correas del ventilador y el ajuste de los prisioneros de las poleas, para mantener los rodamientos del ventilador en buen estado. Si no se puede tensar más la correa se debe reemplazar.
3. Verificar y corregir desalineamientos en las correas.
4. Verificar que el motor del ventilador gire libremente, sin vibraciones.
5. Lubricar el motor según lo indique la etiqueta del motor o la placa de identificación.
6. Revisar presencia de fugas en las tuberías de refrigerante.
7. Drenar la bandeja de condensado bajo el serpentín así como la línea de desagüe.

8. Limpiar los serpentines al menos una vez por año para prevenir la formación de suciedad en las aletas que dificulte la transferencia de calor.

### **8.13 Estudio técnico financiero de viabilidad**

Se presentan los precios base de los equipos y todo lo referente al sistema de climatización. Debido a que algunos equipos se consiguen en el extranjero pueden haber algunas variaciones, solamente es un presupuesto base ofrecido por Refrigeración Industrial Beirute S.A y cotizaciones independientes en otras empresas nacionales de las tuberías de PVC, tuberías de acero al carbono (transporte de amoníaco), bomba centrífuga del sistema agua helada y el tanque de expansión.

**Tabla 46.** Costo base del proyecto

Descripción	Cantidad	Precio unitario	Precio total
Compresor Frick	1	\$ 99,555	\$ 99,555
Condensador Güntner	1	\$ 43,047	\$ 43,047
Intercambiador AlfaLaval	1	\$ 9,932	\$ 9,932
Tanque termosifón	1	\$ 6,149	\$ 6,149
Manejadora York 20 TR	1	\$ 17,415	\$ 17,415
Manejadora York 30 TR	3	\$ 19,510	\$ 58,530
Lote válvulas	1	\$ 18,000	\$ 18,000
Acumulador succión más economizador	1	\$ 30,944	\$ 30,944
Bomba 15 HP	2	\$ 2,210	\$ 4,420
Tanque de expansión	1	\$ 262	\$ 262
Tubería sin costura acero al carbono ASTM A53 SCH 80, ½ ”	1	\$ 19	\$ 19
Tubería sin costura acero al carbono ASTM A53 SHC 40, ¾ ”	1	\$ 20	\$ 20
Tubería sin costura acero al carbono ASTM A53 SHC 40, 1 ¼ ”	1	\$ 32	\$ 32
Tubería sin costura acero al carbono ASTM A53 SHC 80, 1 ½ ”	1	\$ 52	\$ 52
Tubería sin costura acero al carbono ASTM A53 SHC 40, 3 ”	2	\$ 107	\$ 214
Tubería sin costura acero al carbono ASTM A53 SHC 40, 4 ”	1	\$ 153	\$ 153
Tubería PVC pre aislada 2 ½ ”	19	\$ 182	\$ 3,467
Tubería PVC pre aislada 4 ”	6	\$ 256	\$ 1,535
Mano de obra	1	\$ 76,371	\$ 76,371
<b>Total I.V.I</b>			<b>\$ 386,641</b>

**Fuente:** Elaboración propia, Excel 2013

El costo total de este proyecto es de \$386,641, la empresa Florida Retail declara que lo haría con inversión propia, justificando que el proyecto se pagaría con los ahorros en descarches y por paros del IQF obtenidos de la sección 3.2.

Se presenta en la tabla 47, el costo del consumo eléctrico para los equipos, asumiendo que están en operación durante 16 horas diarias y tomando en cuenta la tarifa T-MT actual de la Compañía Nacional de Fuerza y Luz.

**Tabla 47.** Consumo Eléctrico de los equipos

<b>Equipo</b>	<b>Consumo (kwh)</b>	<b>Costo kwh</b>	<b>Costo Operación por mes</b>	<b>Total anual</b>
<b>Compresor</b>	93.25	61.88	₡ 2,769,749	₡ 33,236,986
<b>Condensador</b>	23.20	61.88	₡ 689,096	₡ 8,269,148
<b>Bomba</b>	11.20	61.88	₡ 332,667	₡ 3,992,003
<b>Manejadora 20TR</b>	5.60	61.88	₡ 166,185	₡ 1,994,219
<b>Manejadora 30TR</b>	7.46	61.88	₡ 221,580	₡ 2,658,959
<b>Total (colones)</b>				₡ 50,151,314
<b>Total (dólares)</b>				\$ 83,170

**Fuente:** Elaboración propia, Excel 2013

Se realizó un análisis EVA del proyecto tomando en cuenta la depreciación del proyecto a un período de 10 años y contabilizando un ahorro anual por descarches de \$235,540 y por paros debidos a la formación de hielo en el IQF de \$7,271. No se toma en cuenta los mantenimientos debido a que el equipo es nuevo, por lo tanto serán mantenimientos muy básicos que se compensarían con los gastos de mantenimiento que se hacen actualmente a las antecámaras a la salida y entrada de los IQF, el cálculo de este flujo de efectivo se presenta en la tabla 48.

**Tabla 48.** Flujo neto de efectivo

<b>1. Inversión inicial</b>	<b>\$ 386,641</b>							
<b>2. Valor en Libros de la Inversión</b>	<b>2020</b>	<b>2021</b>	<b>2022</b>	<b>2023</b>	<b>2024</b>	<b>2025</b>	<b>2026</b>	<b>2027</b>
Valor en Libros Inicio de Año	\$ 386,641	\$ 347,977	\$ 309,313	\$ 270,649	\$ 231,985	\$ 193,321	\$ 154,656	\$ 115,992
Depreciación	\$ 38,664	\$ 38,664	\$ 38,664	\$ 38,664	\$ 38,664	\$ 38,664	\$ 38,664	\$ 38,664
<b>Valor en Libros Final de Año</b>	<b>\$ 347,977</b>	<b>\$ 309,313</b>	<b>\$ 270,649</b>	<b>\$ 231,985</b>	<b>\$ 193,321</b>	<b>\$ 154,656</b>	<b>\$ 115,992</b>	<b>\$ 77,328</b>
<b>3. NOPAT</b>								
<b>Margen Utilidad</b>	<b>2020</b>	<b>2021</b>	<b>2022</b>	<b>2023</b>	<b>2024</b>	<b>2025</b>	<b>2026</b>	<b>2027</b>
Ahorros por Reducción de descarches	\$ 234,929	\$ 234,929	\$ 234,929	\$ 234,929	\$ 234,929	\$ 234,929	\$ 234,929	\$ 234,929
Ahorros por Reducción de paros	\$ 7,271	\$ 7,271	\$ 7,271	\$ 7,271	\$ 7,271	\$ 7,271	\$ 7,271	\$ 7,271
Costos de operación (electricidad)	\$ (83,170)	\$ (83,170)	\$ (83,170)	\$ (83,170)	\$ (83,170)	\$ (83,170)	\$ (83,170)	\$ (83,170)
<b>NOPBT</b>	<b>\$ 159,030</b>							
Impuesto de Renta	\$ 47,709	\$ 47,709	\$ 47,709	\$ 47,709	\$ 47,709	\$ 47,709	\$ 47,709	\$ 47,709
<b>NOPAT</b>	<b>\$ 111,321</b>							
<b>4. Capital de Trabajo y Costo de Capital</b>	<b>2020</b>	<b>2021</b>	<b>2022</b>	<b>2023</b>	<b>2024</b>	<b>2025</b>	<b>2026</b>	<b>2027</b>
Activo Fijo	\$ 367,309	\$ 328,645	\$ 289,981	\$ 251,317	\$ 212,653	\$ 173,988	\$ 135,324	\$ 96,660
<b>Capital</b>	<b>\$ 367,309</b>	<b>\$ 328,645</b>	<b>\$ 289,981</b>	<b>\$ 251,317</b>	<b>\$ 212,653</b>	<b>\$ 173,988</b>	<b>\$ 135,324</b>	<b>\$ 96,660</b>
Trema	9.20%	9.20%	9.20%	9.20%	9.20%	9.20%	9.20%	9.20%
Costo de Capital	\$ 33,792	\$ 30,235	\$ 26,678	\$ 23,121	\$ 19,564	\$ 16,007	\$ 12,450	\$ 8,893
<b>5. Utilidad Económica y EVA</b>	<b>\$ 77,528</b>	<b>\$ 81,085</b>	<b>\$ 84,643</b>	<b>\$ 88,200</b>	<b>\$ 91,757</b>	<b>\$ 95,314</b>	<b>\$ 98,871</b>	<b>\$ 102,428</b>

**Fuente:** Contabilidad Florida Retail, Excel 2013

**Tabla 49.** Continuación de tabla 44

<b>2. Valor en Libros de la Inversión</b>	<b>2028</b>	<b>2029</b>
Valor en Libros Inicio de Año	\$ 77,328	\$ 38,664
Depreciación	\$ 38,664	\$ 38,664
<b>Valor en Libros Final de Año</b>	<b>\$ 38,664</b>	<b>\$ -</b>
<b>3. NOPAT</b>		
<b>Margen Utilidad</b>	<b>2028</b>	<b>2029</b>
<b>Ahorros por Reducción de descarches</b>	\$ 234,929	\$ 234,929
<b>Ahorros por Reducción de paros</b>	\$ 7,271	\$ 7,271
<b>Costos de operación (electricidad)</b>	\$ (83,170)	\$ (83,170)
<b>NOPBT</b>	\$ 159,030	\$ 159,030
Impuesto de Renta	\$ 47,709	\$ 47,709
<b>NOPAT</b>	<b>\$ 111,321</b>	<b>\$ 111,321</b>
<b>4. Capital de Trabajo y Costo de Capital</b>	<b>2028</b>	<b>2029</b>
Activo Fijo	\$ 57,996	\$ 19,332
<b>Capital</b>	<b>\$ 57,996</b>	<b>\$ 19,332</b>
Trema	9.20%	9.20%
Costo de Capital	\$ 5,336	\$ 1,779
<b>5. Utilidad Económica y EVA</b>	<b>\$ 105,985</b>	<b>\$ 109,542</b>

**Fuente:** Contabilidad Florida Retail, Excel 2013

Se puede observar en la tabla 48, que se recupera la inversión al cabo de 5 años (casillas marcadas en verde) ya que si se suman estos valores de utilidad económica da como resultado \$ 425,353, que es superior a la inversión del proyecto.

Se procede a calcular las herramientas financieras del VAN (Valor actual neto), la TIR (Tasa Interna de retorno), en la tabla 50 se presenta este cálculo.

**Tabla 50.** Cálculo herramientas de evaluación financiera

<b>Variable</b>	<b>Valor</b>
<b>VAN</b>	\$ 578,809
<b>TIR</b>	15.71%
<b>Periodo de Recuperación (años)</b>	5
<b>Índice de Deseabilidad</b>	2.50

**Fuente:** Contabilidad Florida Retail, Excel 2013

El VAN indica que si se realiza el proyecto al cabo de 10 años la empresa será \$ 578,809 más rica a día de hoy. Como el VAN es mayor a 0 el proyecto es conveniente hacerlo, quiere decir, que el dinero invertido en el proyecto tiene un rendimiento mayor al interés utilizado al valor presente y mayor que la tasa de interés de oportunidad.

La TIR refleja el rendimiento de los fondos invertidos en términos de porcentaje, en este caso es de 15.71%, como es mayor a 9.2%, que es la TREMA de la empresa, el proyecto se acepta.

El índice de deseabilidad es una medida relativa de rendimiento, en contraste con el VAN, que indica en términos absolutos la contribución económica de la inversión al patrimonio de la empresa. Si este índice es mayor a 1, el proyecto de inversión se acepta, en este caso se realiza este cálculo para justificar aún más la inversión en el proyecto, ya que tradicionalmente esta herramienta se utiliza cuando se quieren jerarquizar diferentes proyectos. Por lo tanto, al ser el índice de deseabilidad de 2.50 el proyecto se acepta.

## **9. Conclusiones**

1. Se determinaron las condiciones óptimas de diseño según las necesidades de la empresa en cuanto a humedad y temperatura, así como el cálculo de la carga térmica dentro del recinto.
2. Se seleccionaron los equipos necesarios para el sistema de climatización tanto del sistema de amoníaco como del sistema de agua helada, es decir, compresor, intercambiador, condensador, acumulador de succión, unidades manejadoras y bomba centrífuga; así como las tuberías de amoníaco y de la red agua helada junto con sus respectivas válvulas
3. Se verificó que económicamente hablando tomando el costo de oportunidad de la empresa de 9.20% respecto a la del proyecto que es de 15.71%, analizando el VAN de \$ 578,809 que es mayor que 0 y un periodo de recuperación de 5 años, el proyecto de climatización es conveniente hacerlo ya que con los ahorros generados se paga el proyecto y que el dinero invertido en el proyecto tiene un rendimiento mayor al interés en valor presente.
4. Se recopiló la información de las tareas básicas de mantenimiento de los equipos principales según manuales del fabricante.

## **10. Recomendaciones**

1. Realizar el modelo de gestión de mantenimiento para los equipos de climatización de planta 2.
2. La zona de los hornos de piso y del horno de 2 celdas presente en Meca 2, deberá de aislarse y colocar un extractor de aire; de manera tal que estas zonas queden como zonas calientes y no aumenten la carga térmica del recinto.
3. Identificar correctamente las tuberías tanto con la normativa de colores así como las direcciones de los flujos.
4. Implementar un sistema de cortina de aire a lo largo de la campana del extractor de aire del freidor Belshaw de manera que el aire acondicionado se vaya lo menos posible por ahí hacia el exterior, además que serviría como toma de aire fresco para el recinto.

5. Realizar el instructivo del proceso de descarche de los IQF con sus respectivas tareas y la duración de cada una de las mismas con el fin de tener un parámetro de comparación con los siguientes descarches y encontrar oportunidades de mejora.
6. El área de tránsito entre Zona A y Zona B se debe de cerrar y solo dejar una pasada de 1,5 m aproximadamente con cortina plástica para el tránsito de los operarios, de manera que, no se interfieran las cargas térmicas entre las zonas.

## **11. Bibliografía**

Air Conditioning and Refrigeration Institute ARI. (1999). Manual de Refrigeración y Aire Acondicionado Tomo 1, ARI, New Jersey

Airzone, (2016). ¿Qué son los sistemas VRF de climatización? Recuperado desde <http://www.airzone.es/blog/climatizacion/que-son-los-sistemas-vrv-de-climatizacion/>

ASHRAE. (2018). ASHRAE position document on refrigerants and their responsible use. Recuperado desde <https://www.ashrae.org/File%20Library/About/Position%20Documents/Refrigerants-and-their-Responsible-Use.pdf>

ASHRAE. (2008). American Society of Heat, Refrigeration and Air Conditioned Engineers. Tomo de refrigeración.

ASHRAE. (2008). American Society of Heat, Refrigeration and Air Conditioned Engineers. Tomo HVAC Systems and equipments.

ASHRAE. (2008). American Society of Heat, Refrigeration and Air Conditioned Engineers. Tomo Fundamentals.

Asociación Técnica Española de Climatización y refrigeración. (2012). Guía Técnica: Selección de equipos de transporte de fluidos. España: Madrid.

AlfaLaval, (2014). Manual de Instalación y mantenimiento Intercambiador de calor de placas semisoldadas.

- Cenit Climatización, (2016). ¿Qué es un fan coil? Recuperado desde <http://www.cenitclimatizacion.com/fan-coil/>
- Cárdenas, R. (2014). El chiller y su funcionamiento. Recuperado desde <https://prezi.com/weaq8no4ggni/el-chiller-y-su-funcionamiento/>
- Dossat, R. (1986). Principios de refrigeración. México: Editorial Continental.
- Franco, L. J. M. (2012). *Manual de refrigeración*. Recuperado desde <https://ebookcentral.proquest.com>
- Frigus Bohn. (2005). Manual de Ingeniería. Recuperado desde <http://www.bohn.com.mx/ArchivosPDF/BCT-025-H-ENG-1APM-Manual-Ingenieria.pdf>
- Garro, A. (2012). Bombas hidráulicas. Cartago
- Isique, J. (2014). Elaboración de Helados. Perú, Lima: Empresa Editora Macro EIRL
- Revista dominical. (2013). Helados de sorbetera: El postre de los abuelos. *La Nación*. Recuperado desde: <https://www.nacion.com/revista-dominical/helados-de-sorbetera-el-postre-de-los-abuelos/BNNYLMYEFBAVZM375FCPHWY26A/story/>
- Refricentro S.A. (2016). *Antecámaras frigoríficas*. Recuperado desde <https://www.refricentro.cl/product-detail/antecamaras-frigorificas/>
- Fundación Red de Energía. (2007). *Buenas prácticas en eficiencia energética*. Recuperado desde <http://bun-ca.org/publicaciones/fasciculos/espanol/FasciculoRefrigeracion.pdf>
- IIAR. (2000). International Institute of Ammonia Refrigeration, Refrigeration Piping handbook.
- IIASE. (2018). Diferencias entre chiller enfriado por agua y chiller enfriado por aire en los sistemas de aire acondicionado. Recuperado desde <http://iaase.com.mx/diferencias-entre-chiller-enfriado-por-agua-y-chiller-enfriado-por-aire-en-los-sistemas-de-aire-acondicionado/>
- Intercal, (2012). Manual de instalación y mantenimiento de manejadoras de aire.

- Kapsha, C., & Thomas, C. (2014). Refrigerant Selection for Industrial Refrigeration. *Process Cooling*, 2(2), 24–27. Retrieved from <http://search.ebscohost.com/login.aspx?direct=true&db=bth&AN=94445052&lang=es&site=ehost-live>
- Kayfeci, M., & Keçebaş. A. (2013). Effect of Optimum Insulation Thickness on Refrigeration Costs for Different Climate Zones. *Journal of Energy Engineering*, 139(1), 54-59
- McQuay Air Conditioning, (2002). Chiller plant design, Application Guide AG 31-003-1.
- MINAE (2015). *Plan Nacional de Energía, periodo 2015-2030*. San José, Costa Rica.
- Ministerio de Ambiente y Desarrollo Sostenible de Colombia, (2014). Manual de buenas prácticas en refrigeración. Recuperado desde <http://www.minambiente.gov.co/images/AsuntosambientalesySectorialyUrbana/Manual-Buenas-Practicas-Refrigeraci%C3%B3n.pdf>
- Moratto, V. (2017). Funcionamiento de UMA (Unidad manejadora de aire) y mantenimiento. Recuperado desde <https://ingenierovalemoratto.blogspot.com/2017/12/funcionamiento-de-uma-unidad-manejadora.html>
- Nergiza, (2014). ¿Qué es un sistema de climatización VRF?. Recuperado desde <https://nergiza.com/que-es-un-sistema-de-climatizacion-vrf>
- Ostos, P. (2015). Caracterización y selección del equipamiento frigorífico. España: Editorial Elearning S.L.
- Perea, R. (2015). Condensadores híbridos y sus ventajas en los sistemas de amoníaco. 37ma Reunión Anual del Instituto Internacional de Refrigeración por amoníaco.
- Pita, E. (2005). Acondicionamiento de aire principios y sistemas, un enfoque energético. México DF, México: Compañía Editoría Continental.
- Powell, P. (2003). Chiller comparisons: Ammonia vrs R-134A. Recuperado desde <https://www.achrnews.com/articles/89851-chiller-comparisons-ammonia-vs-r-134a>

Trane, (2005). Instalación, Operación y mantenimiento Manejadora de Aire Modelo LPC.

Verzola, D. (2015). Mejora de disponibilidad de la línea de producción Mecatherm 3 (Tesis de licenciatura). Tecnológico de Costa Rica, Cartago, Costa Rica.

## 12. Anexos

### Anexo 1. Valor de U y DTCE para techos

**TABLA 6.1** DIFERENCIAS DE TEMPERATURA PARA CARGAS DE ENFRIAMIENTO (DTCE) PARA CALCULAR CARGAS DEBIDAS A TECHOS PLANOS, 1°F

Techo No.	Descripción de la construcción	Hora Peso, lb/ft <sup>2</sup>	Valor de U, BTU/h Ft <sup>2</sup> ·°F	Hora solar, h																							
				1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
				Sin cielo raso suspendido																							
1.	Lámina de metal con aislamiento de 1 o 2 in (8)	7	0.213 (0.124)	1	-2	-3	-3	-5	-3	6	19	34	49	61	71	78	79	77	70	59	45	30	18	12	8	5	3
2.	Madera de 1 in con aislamiento de 1 in	8	0.170	6	3	0	-1	-3	-3	-2	4	14	27	39	52	62	70	74	74	70	62	51	38	28	20	14	9
3.	Concreto ligero de 4 in	18	0.213	9	5	2	0	-2	-3	-3	1	9	20	32	44	55	64	70	73	71	66	57	45	34	25	18	13
4.	Concreto pesado de 2 in con aislamiento de 2 in	29	0.206 (0.122)	12	8	5	3	0	-1	-1	3	11	20	30	41	51	59	65	66	66	62	54	45	36	29	22	17
5.	Madera de 1 in con aislamiento de 2 in	19	0.109	3	0	-3	-4	-5	-7	-6	-3	5	16	27	39	49	57	63	64	62	57	48	37	26	18	11	7
6.	Concreto ligero de 6 in	24	0.158	22	17	13	9	6	3	1	1	3	7	15	23	33	43	51	58	62	64	62	57	50	42	35	28
7.	Madera de 2.5 in con aislamiento de 1 in	13	0.130	29	24	20	16	13	10	7	6	6	9	13	20	27	34	42	48	53	55	56	54	49	44	39	34
8.	Concreto ligero de 8 in	31	0.126	35	30	26	22	18	14	11	9	7	7	9	13	19	25	33	39	46	50	53	54	53	49	45	40
9.	Concreto pesado de 4 in con aislamiento de 1 o 2 in (52)	52	0.200 (0.120)	25	22	18	15	12	9	8	8	10	14	20	26	33	40	46	50	53	53	52	48	43	38	34	30
10.	Madera de 2.5 in con aislamiento de 2 in	13	0.093	30	26	23	19	16	13	10	9	8	9	13	17	23	29	36	41	46	49	51	50	47	43	39	35
11.	Sistema de terrazas de techo	75	0.106	34	31	28	25	22	19	16	14	13	13	15	18	22	26	31	36	40	44	45	46	45	43	40	37
12.	Concreto pesado de 6 in con aislamiento de 1 o 2 in (75)	75	0.192 (0.117)	31	28	25	22	20	17	15	14	14	16	18	22	26	31	36	40	43	45	45	44	42	40	37	34
13.	Madera de 4 in con aislamiento de 1 o 2 in (18)	17	0.106 (0.078)	38	36	33	30	28	25	22	20	18	17	16	17	18	21	24	28	32	36	39	41	43	43	42	40
				Con cielo raso suspendido																							
1.	Lámina de acero con aislamiento de 1 o 2 in (10)	9	0.134 (0.092)	2	0	-2	-3	-4	-4	-1	9	23	37	50	62	71	77	78	74	67	56	42	28	18	12	8	5
2.	Madera de 1 in con aislamiento de 1 in	10	0.115	20	15	11	8	5	3	2	3	7	13	21	30	40	48	55	60	62	58	51	44	37	30	37	25
3.	Concreto ligero de 4 in	20	0.134	19	14	10	7	4	2	0	0	4	10	19	29	39	48	56	62	65	64	61	54	46	38	30	24
4.	Concreto pesado de 2 in con aislamiento de 1 in	30	0.131	28	25	23	20	17	15	13	13	14	16	20	25	30	35	39	43	46	47	46	44	41	38	35	32
5.	Madera de 1 in con aislamiento de 2 in	10	0.083	25	20	16	13	10	7	5	5	7	12	18	25	33	41	48	53	57	57	56	52	46	40	34	29
6.	Concreto ligero de 6 in	26	0.109	32	28	23	19	16	13	10	8	7	8	11	16	22	29	36	42	48	52	54	54	51	47	42	37
7.	Madera de 2.5 in con aislamiento de 1 in	15	0.096	34	31	29	26	23	21	18	16	15	15	16	18	21	25	30	34	38	41	43	44	44	42	40	37
8.	Concreto ligero de 8 in	33	0.093	39	36	33	29	26	23	20	18	15	14	14	15	17	20	25	29	34	38	42	45	46	45	44	42
9.	Concreto pesado de 4 in con aislamiento de 1 o 2 in (54)	53	0.128 (0.090)	30	29	27	26	24	22	21	20	20	21	22	24	27	29	32	34	36	38	38	38	37	36	34	33
10.	Madera de 2.5 in con aislamiento de 2 in	15	0.072	35	33	30	28	26	24	22	20	18	18	18	20	22	25	28	32	35	38	40	41	41	40	39	37
11.	Sistema de terrazas de techo	77	0.082	30	29	28	27	26	25	24	23	22	22	22	23	23	25	26	28	29	31	32	33	33	33	33	32
12.	Concreto pesado con aislamiento de 1 a 2 in (77)	77	0.125 (0.088)	29	28	27	26	25	24	23	22	21	21	22	23	25	26	28	30	32	33	34	34	34	33	32	31
13.	Madera de 4 in con aislamiento de 1 o 2 in (20)	19	0.082 (0.064)	35	34	33	32	31	29	27	26	24	23	22	21	22	22	24	25	27	30	32	34	35	36	37	36

Reproducido con permiso del 1985 *Fundamentals ASHRAE Handbook & Product Directory*.

**Fuente:** Acondicionamiento de aire: Principios y sistemas Pita, 2005.

## Anexo 2. Descripción de grupos de construcción de paredes

1. TABLA 6.3. DESCRIPCIÓN DE GRUPOS DE CONSTRUCCIÓN DE PAREDES

Grupo No.	Descripción de la construcción	Peso, lb/ft <sup>2</sup>	Valor de U, BTU/(h-ft <sup>2</sup> -°F)	Capacidad calorífica, BTU/(ft <sup>2</sup> -°F)
<b>Ladrillo de vista de 4 in + (Ladrillo)</b>				
	C Espacio de aire + ladrillo de vista de 3 in	83	0.358	18.3
	D Ladrillo común de 4 in.	90	0.415	18.4
	C Aislamiento de 1 in o espacio de aire + ladrillo común de 4 in	90	0.174-0.301	18.4
	B Aislamiento de 2 in + ladrillo común de 4 in	88	0.111	18.5
	B Ladrillo común de 8 in	130	0.302	26.4
	A Aislamiento o espacio de aire + ladrillo común de 8 in	130	0.154-0.243	26.4
<b>Ladrillo de vista de 4 in + (Concreto pesado)</b>				
	C Espacio de aire + concreto de 2 in	94	0.350	19.7
	B Aislamiento de 2 in + concreto de 4 in	97	0.116	19.8
	A Espacio de aire o aislamiento + concreto de 8 in o más	143-190	0.110-0.112	29.1-38.4
<b>Ladrillo de vista de 4 in + (bloque de concreto ligero o pesado)</b>				
	E Bloque de 4 in	62	0.319	12.9
	D Espacio de aire o aislamiento + bloque de 4 in	62	0.153-0.246	12.9
	D Bloque de 8 in	70	0.274	15.1
	C Espacio de aire o aislamiento de 1 in + bloque de 6 u 8 in	73-89	0.221-0.275	15.5-18.5
	B Aislamiento de 2 in + bloque de 8 in	89	0.096-0.107	15.5-18.6
<b>Ladrillo de vista de 4 in + (azulejo de barro)</b>				
	D Azulejo de 4 in	71	0.381	15.1
	D Espacio de aire + azulejo de 4 in	71	0.281	15.1
	C Aislamiento + azulejo de 4 in	71	0.169	15.1
	C Azulejo de 8 in	96	0.275	19.7
	B Espacio de aire o aislamiento de 1 in + azulejo de 8 in	96	0.142-0.221	19.7
	A Aislamiento de 2 in + azulejo de 8 in	97	0.097	19.8
<b>Pared de concreto pesado + (acabado)</b>				
	E Concreto de 4 in.	63	0.585	12.5
	D Concreto de 4 in + aislamiento de 1 o 2 in	63	0.119-0.200	12.5
	C Aislamiento de 2 in + concreto de 4 in	63	0.119	12.7
	C Concreto de 8 in	109	0.490	21.9
	B concreto de 8 in + aislamiento de 1 o 2 in	110	0.115-0.187	22.0
	A Aislamiento de 2 in + concreto de 8 in	110	0.115	21.9
	E Concreto de 12 in	156	0.421	31.2
	A Concreto de 12 in + aislamiento	156	0.113	31.3
<b>Bloque de concreto ligero y pesado + (acabado)</b>				
	F Bloque de 4 in + espacio de aire o aislamiento	29-36	0.161-0.263	5.7-7.2
	E Aislamiento de 2 in + bloque de 4 in	29-37	0.105-0.114	5.8-7.3
	E Bloque de 8 in	41-57	0.294-0.402	6.3-11.3
	D Concreto de 8 in + espacio de aire o aislamiento	41-57	0.149-0.173	8.3-11.3
<b>Azulejo de barro + (acabado)</b>				
	F Azulejo de 4 in	39	0.419	7.8
	F Azulejo de 4 in + espacio de aire	39	0.303	7.8
	E Azulejo de 4 in + aislamiento de 1 in	39	0.175	7.9
	D Aislamiento de 2 in + azulejo de 4 in	40	0.110	7.9
	D Azulejo de 8 in	63	0.296	12.5
	C Azulejo de 8 in + espacio de aire o aislamiento de 1 in	63	0.151-0.231	12.6
	B Aislamiento de 2 in + azulejo de 8 in	63	0.099	12.6
<b>Pared de lámina (cortina metálica)</b>				
	G Con o sin espacio de aire + 1, 2 o 3 in de aislamiento	5-6	0.091-0.230	0.7
<b>Pared de bastidor</b>				
	G Aislamiento de 1 a 3 in	16	0.081-0.178	3.2

Reproducido con permiso de 1985 *Fundamentals ASHRAE Handbook & Product Directory*

Fuente: Acondicionamiento de aire: Principios y sistemas Pita, 2005.

Anexo 3. Diferencias de temperatura para cargas de enfriamiento (DTCE) en paredes

**TABLA 6.2** DIFERENCIAS DE TEMPERATURA PARA CARGA DE ENFRIAMIENTO (DTCE) PARA CÁLCULO DE CARGA DE PAREDES AL SOL, 1°F

Latitud norte, orientación de pared	Hora solar, h																								Hora de la DTCE máxima	DTCE mínima	DTCE máxima	Diferencia de DTCE		
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24						
<b>Paredes grupo A</b>																														
N	14	14	14	13	13	13	12	12	11	11	10	10	10	10	10	10	11	11	12	12	13	13	14	14		2	10	14	4	
NE	19	19	19	18	17	17	16	15	15	15	15	15	16	16	17	18	18	18	19	19	20	20	20	20		22	15	20	5	
E	24	24	21	21	22	21	20	19	19	18	19	19	20	21	22	23	24	24	23	23	23	25	25	25		22	18	25	7	
SE	24	23	23	22	21	20	20	19	18	18	18	18	19	20	21	22	23	23	24	24	24	24	24	24		22	18	24	6	
S	20	20	19	18	18	17	16	16	16	15	14	14	14	14	14	15	16	17	18	19	19	20	20	20		23	14	20	6	
SW	23	23	23	24	24	23	22	21	20	19	19	18	17	17	17	17	18	19	20	22	23	24	25	25		24	17	25	8	
W	27	27	26	26	25	24	24	23	22	21	20	19	19	18	18	18	18	19	20	22	23	25	26	26		1	18	27	9	
NW	21	21	21	20	20	19	19	18	17	16	16	15	15	14	14	15	15	16	17	18	19	20	21		1	14	21	7		
<b>Paredes grupo B</b>																														
N	15	14	14	13	13	12	11	11	10	9	9	9	8	8	9	10	11	12	13	14	14	15	15	15		24	8	15	7	
NE	19	18	17	16	15	14	13	12	12	12	13	14	15	16	17	18	19	19	20	20	21	21	21	20	20		21	12	21	9
E	23	22	21	20	18	17	16	15	15	15	17	19	21	22	24	25	26	26	27	27	26	26	25	24		20	15	27	12	
SE	23	22	21	20	18	17	16	15	14	14	15	16	18	20	21	23	24	25	26	26	26	26	25	24		21	14	26	12	
S	21	20	19	18	17	15	14	13	12	11	11	11	11	12	14	15	17	19	20	21	22	22	22	21		23	11	22	11	
SW	27	26	25	24	22	21	19	18	16	15	14	14	13	13	14	15	17	20	22	25	27	28	28	28		24	13	28	15	
W	29	28	27	26	24	23	21	19	18	17	16	15	14	14	14	15	17	19	22	25	27	29	29	30		24	14	30	16	
NW	23	22	21	20	19	18	17	15	14	13	12	12	12	11	12	12	13	15	17	19	21	22	23	23		24	11	23	12	
<b>Paredes grupo C</b>																														
N	15	14	13	12	11	10	9	8	8	7	7	8	8	9	10	12	13	14	15	16	17	17	17	16		22	7	17	10	
NE	19	17	16	14	13	11	10	10	11	11	15	17	19	20	21	22	23	23	23	23	23	22	21	20		20	10	23	13	
E	22	21	19	17	15	14	12	12	14	16	19	22	25	27	29	29	30	30	29	28	27	26	24	18		18	12	30	18	
SE	22	21	19	17	15	14	12	12	14	16	19	22	24	26	28	29	29	29	29	28	27	26	24	19		19	12	29	17	
S	21	19	18	16	15	13	12	10	9	9	9	10	11	14	17	20	22	24	25	25	25	24	22	20		20	9	26	17	
SW	29	27	25	22	20	18	16	15	13	12	11	11	13	15	18	22	26	29	32	33	33	32	31	22		22	11	33	22	
W	31	29	27	25	22	20	18	16	14	13	12	12	13	14	16	20	24	29	32	35	35	35	33	23		22	12	35	23	
NW	25	23	21	20	18	16	14	13	11	10	10	10	10	11	12	13	15	18	22	25	27	27	26	21		22	10	27	17	
<b>Paredes grupo D</b>																														
N	15	15	12	10	9	7	6	6	6	6	6	7	8	10	12	13	15	17	18	19	19	19	18	-6		21	6	19	13	
NE	17	15	13	11	10	8	7	8	10	14	17	20	22	23	23	24	24	25	25	24	23	23	20	18		19	7	25	18	
E	19	17	15	13	11	9	8	9	12	17	22	27	30	32	33	33	32	32	31	30	28	26	24	22		16	8	33	24	
SE	20	17	15	13	11	10	8	8	10	13	17	22	26	29	31	32	32	32	31	30	28	26	24	22		17	8	32	24	
S	19	17	15	13	11	9	8	7	6	6	7	9	12	16	20	24	27	29	29	29	27	26	24	22		19	6	29	23	
SW	28	25	22	19	16	14	12	10	9	8	8	8	10	12	16	21	27	32	36	38	37	34	31	20		21	8	34	30	
W	31	27	24	21	18	15	13	11	10	9	9	9	10	11	14	18	24	30	36	40	41	40	38	34		21	9	41	32	
NW	25	22	19	17	14	12	10	9	8	7	7	8	9	10	12	14	18	22	27	31	32	32	30	27		22	7	32	25	
<b>Paredes grupo E</b>																														
N	12	10	8	7	5	4	3	4	5	6	7	9	11	13	15	17	19	20	21	23	20	18	16	14		20	3	22	19	
NE	13	11	9	7	6	4	3	5	9	15	20	24	25	25	26	26	26	26	25	24	22	19	17	15		16	4	26	22	
E	14	12	10	8	6	5	6	11	18	26	33	36	38	37	36	34	33	32	30	28	25	22	20	17		13	5	38	33	
SE	15	12	10	8	7	5	5	8	12	19	25	31	35	37	37	36	34	33	31	28	26	23	20	17		15	5	37	32	
S	15	12	10	8	7	5	4	3	4	5	9	13	19	24	29	32	34	33	31	29	26	23	20	17		17	3	34	31	
SW	22	18	15	12	10	8	6	5	5	6	7	9	12	18	24	32	38	43	45	44	40	35	30	26		19	5	45	40	
W	26	21	17	14	11	9	7	6	6	6	7	9	11	14	20	27	36	43	49	49	45	40	34	29		20	6	49	43	
NW	20	17	14	11	9	7	6	5	5	5	6	8	10	13	16	20	26	32	37	38	36	32	28	24		20	5	38	33	
<b>Paredes grupo F</b>																														
N	8	6	5	3	2	1	2	4	6	7	9	11	14	17	19	21	22	23	24	23	20	16	13	11		19	1	24	23	
NE	9	7	5	3	2	1	5	14	23	28	30	29	28	27	27	27	27	26	24	22	19	15	13	11		11	1	30	20	
E	10	7	6	4	3	2	6	17	28	38	44	45	43	39	36	34	32	30	27	24	21	17	15	12		12	2	45	43	
SE	10	7	6	4	3	2	4	10	19	28	36	41	43	42	39	36	34	31	28	25	21	18	15	12		13	2	43	41	
S	10	8	6	4	3	2	1	3	7	13	20	27	34	38	39	38	35	31	26	22	18	15	12		16	1	39	38		
SW	15	11	9	6	5	3	2	2	4	5	8	11	17	26	35	44	50	53	52	45	37	28	23	18		18	2	53	51	
W	17	13	10	7	5	4	3	3	4	6	8	11	14	20	28	39	49	57	60	54	43	34	27	21		19	3	60	57	
NW	14	10	8	6	4	3	2	2	3	5	8	10	13	15	21	27	35	42	46	43	35	28	22	18		19	2	46	44	
<b>Paredes grupo G</b>																														
N	3	2	1	0	-1	2	7	8	9	12	15	18	21	23	24	24	25	26	22	15	11	9	7	5		18	-1	26	27	
NE	3	2	1	0	-1	9	27	36	39	35	30	26	26	27	27	26	25	22	18	14	11	9	7	5		9	-1	39	40	
E	4	2	1	0	-1	11	31	47	54	55	50	40	33	31	30	29	27	24	19	15	12	10	8	6		11	-1	55	56	
SE	4	2	1	0	-1	5	18	32	42	49	51	48	42	36	32	30	27	24	19	15	12	10	8	6		11	-1	51	52	
S	4	2	1	0	-1	0	1	5	12	22	31	39	45	46	43	37	31	25	20	15	12	10	8	5		14	-1	46	47	
SW	5	4	3	1	0	0	2	5	8	12	16	26	38	50	59	63	61	52	37	24	17	13	10	8		16	0	63	63	
W	6	5	3	2	1	1	2	5	8	11	15	19	27	41	56	67	72	67	48	29	20	15	11	8		17	1	72	71	
NW	5	3	2	1	0	0	2	5	8	11	15	18	21	27	37	47	55	55	41	25	17	13	10	7		18	0	55	55	

Reproducido con permiso del 1985 Fundamentals, ASHRAE Handbook

**Anexo 4.** Factores de corrección DTCE por latitud y mes

**TABLA 6.4.** CORRECCIÓN DE LA DTCE POR LATITUD Y MES, PARA APLICAR A PAREDES Y TECHOS, LATITUDES NORTE, °F

Latitud	Mes	N	NNE	NE	ENE	E	ESE	SE	SSE	S	HORA
0	Dic	-3	-5	-5	-5	-2	-0	3	6	9	-1
	Ene/Nov	-3	-5	-4	-4	-1	-0	2	4	7	-1
	Feb/Oct	-3	-2	-2	-2	-1	-1	0	-1	0	0
	Mar/Sept	-3	0	1	-1	-1	-3	-3	-5	-8	-1
	Abr/Ago	5	4	3	0	-2	-5	-6	-8	-8	-2
	May/Jul	10	7	5	0	-3	-7	-8	-9	-8	-4
	Jun	12	9	5	0	-3	-7	-9	-10	-8	-5
8	Dic	-4	-6	-6	-6	-3	0	4	8	12	-5
	Ene/Nov	-3	-5	-6	-5	-2	0	3	6	10	-4
	Feb/Oct	-3	-4	-3	-3	-1	-1	1	2	4	-1
	Mar/Sept	-3	-2	-1	-1	-1	-2	-2	-3	-4	0
	Abr/Ago	2	2	2	0	-1	-4	-5	-7	-7	-1
	May/Jul	7	5	4	0	-2	-5	-7	-9	-7	-2
	Jun	9	6	4	0	-2	-6	-8	-9	-7	-2
16	Dic	-4	-6	-8	-8	-4	-1	4	9	13	-9
	Ene/Nov	-4	-6	-7	-7	-4	-1	4	8	12	-7
	Feb/Oct	-3	-5	-5	-4	-2	0	2	5	7	-4
	Mar/Sept	-3	-3	-2	-2	-1	-1	0	0	0	-1
	Abr/Ago	-1	0	-1	-1	-1	-3	-3	-5	-6	0
	May/Jul	4	3	3	0	-1	-4	-5	-7	-7	0
	Jun	6	4	4	1	-1	-4	-6	-8	-7	0

**Fuente:** Acondicionamiento de aire: Principios y sistemas Pita, 2005.

**Anexo 5.** Resistencia térmica de materiales de construcción y aislantes

**TABLA A.4.** RESISTENCIA TÉRMICA DE MATERIALES AISLANTES Y DE CONSTRUCCIÓN (h-ft<sup>2</sup>-°F/BTU)

Descripción	Densidad lb/ft <sup>3</sup>	Resistencia (R)	
		Por pulgada	Por espesor nominal
<b>TABLEROS</b>			
Tableros, paneles, contrapisos, recubrimientos			
Productos de tabla de madera			
Tablero de asbesto cemento .....	120	0.25	--
Tablero de asbesto cemento ..... 0.125 in	120	--	0.03
Tablero de asbesto cemento ..... 0.25 in	120	--	0.06
Tablero de yeso ..... 0.375 in	50	--	0.32
Tablero de yeso ..... 0.5 in	50	--	0.45
Tablero de yeso ..... 0.625 in	50	--	0.56
Triplay .....	34	1.25	--
Triplay ..... 0.25 in	34	--	0.31
Triplay ..... 0.375 in	34	--	0.47
Triplay ..... 0.5 in	34	--	0.62
Triplay ..... 0.625 in	34	--	0.77
Triplay o tableros de madera ..... 0.75 in	34	--	0.93
Tablero de fibra vegetal			
Recubrimiento, densidad regular ..... 0.5 in	18	--	1.32
..... 0.78125 in	18	--	2.06
Recubrimiento, densidad intermedia ..... 0.5 in	22	--	1.22
Recubrimiento para clavar ..... 0.5 in	25	--	1.14
Respaldo de tejamanil ..... 0.375 in	18	--	0.94
Respaldo de tejamanil ..... 0.3125 in	18	--	0.78
Tablero antirruido ..... 0.5 in	15	--	1.35
Tableros de cerámica, simples o acústicos .....			
..... 0.5 in	18	2.50	--
..... 0.75 in	18	--	1.25
..... 0.75 in	18	--	1.89
Laminados de papel .....			
Cartón homogéneo de papel reciclado	30	2.00	--
Tablero Duro .....			
Densidad media .....	30	2.00	--
Densidad media .....	50	1.37	--
Alta densidad, servicio de temperatura, servicio sobrepuesto .....	63	1.00	--
Alta densidad, templado normal .....	55	1.22	--
Alta densidad, templado normal .....	63	1.00	--
Aglomerados			
Baja densidad .....	37	1.85	--
Densidad media .....	50	1.06	--
Alta densidad .....	62.5	0.85	--
Base ..... 0.625 in	40	--	0.82
Contrapiso de madera ..... 0.75 in		--	0.94

**Fuente:** Acondicionamiento de aire: Principios y sistemas Pita, 2005.

## Anexo 6. Coeficiente global de transferencia de calor para vidrios

**TABLA A.8.** COEFICIENTE GLOBAL  $U$  DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA EL VIDRIO (BTU/hr-ft<sup>2</sup>-°F)

Paneles verticales (ventanas exteriores, puertas corredizas de vidrio y particiones) Vidrio plano, tragaluz y lámina de plástico				Paneles horizontales — vidrio plano, tragaluz y domos de plástico			
Descripción	Invierno	Exterior		Descripción	Invierno	Exterior	
		Verano	Interior			Verano	Interior
Vidrio plano vidrio sencillo	1.10	1.04	0.73	Vidrio plano vidrio sencillo	1.23	0.83	0.96
vidrio aislante - doble espacio de aire de 1/4" <sup>a</sup>	0.58	0.61	0.49	vidrio aislante — doble espacio de aire de 1/4" <sup>a</sup>	0.65	0.54	0.59
espacio de aire de 1/2" <sup>b</sup>	0.49	0.56	0.46	espacio de aire de 1/2" <sup>b</sup>	0.59	0.49	0.56
recubrimiento de baja emisión <sup>c</sup>				recubrimiento de baja emisión <sup>c</sup>			
e = 0.20	0.32	0.38	0.32	e = 0.20	0.48	0.36	0.39
e = 0.40	0.38	0.45	0.38	e = 0.40	0.42	0.42	0.45
e = 0.60	0.43	0.51	0.42	e = 0.60	0.56	0.46	0.50
Vidrio aislante - triple <sup>d</sup>				Tragaluz <sup>e</sup>			
Espacio de aire de 1/4" <sup>a</sup>	0.39	0.44	0.38	11 x 11 x 3 in espesor con divisor de cavidad	0.53	0.35	0.44
espacio de aire de 1/2" <sup>b</sup>	0.31	0.39	0.30	12 x 12 x 4 in espesor con divisor de cavidad	0.51	0.34	0.42
ventanas dobles espacio de aire de 1" a 4" <sup>a</sup>	0.50	0.50	0.44	Domos de plástico <sup>f</sup> de pared sencilla	1.15	0.80	--
Lámina de plástico sencilla				de pared doble	0.70	0.46	--
1/8" espesor	1.06	0.98	--	Factores de ajuste para paneles verticales y horizontales			
1/4" espesor	0.96	0.89	--	Descripción	Vidrio sencillo	Vidrio doble o triple	Ventanas dobles
1/2" espesor	0.81	0.76	--	Ventanas Todas de vidrio	1.00	1.00	1.00
unidad aislante - doble				Marco de madera - 80% vidrio	0.90	0.95	0.90
espacio de aire de 1/4" <sup>a</sup>	0.55	0.56	--	Marco de madera - 60% vidrio	0.80	0.85	0.80
espacio de aire de 1/2" <sup>b</sup>	0.43	0.45	--	Marco de metal - 80% vidrio	1.00	1.20 <sup>g</sup>	1.20 <sup>g</sup>
Tragaluz <sup>e</sup>				Ventanas y puertas corredizas de vidrio	0.95	1.00	--
6 x 6 x 4 in espesor	0.60	0.57	0.46	Marco de madera	1.00	1.10 <sup>g</sup>	--
8 x 8 x 4 in espesor	0.56	0.54	0.44	Marco de metal			
— con divisor del hueco	0.48	0.46	0.38				
12 x 12 x 4 in espesor	0.52	0.50	0.41				
— con divisor del hueco	0.44	0.42	0.36				
12 x 12 x 2 in espesor	0.60	0.57	0.46				

<sup>a</sup> vidrio de 1/8"  
<sup>b</sup> vidrio de 1/4"  
<sup>c</sup> recubrimiento en ambas superficies del vidrio que dan al espacio de aire  
<sup>d</sup> diseño de la ventana: vidrio de 1/4" - vidrio de 1/8" - vidrio de 1/4"  
<sup>e</sup> dimensiones nominales  
<sup>f</sup> basados en la superficie de la abertura  
<sup>g</sup> con aislamiento térmico

**Fuente:** Acondicionamiento de aire: Principios y sistemas Pita, 2005.

**Anexo 7.** Producción de calor de equipo motorizado en Btu/h

**TABLA 6.14.** PRODUCCIÓN DE CALOR DE EQUIPO MOTORIZADO, BTU/H

Potencia del motor	Ubicación del equipo con respecto a la corriente de aire o al espacio acondicionado		
	Motor y máquina dentro	Motor fuera, dentro máquina	Motor dentro, máquina fuera
1/8	580	320	260
1/6	710	430	280
1/4	1,000	640	360
1/3	1,290	850	440
1/2	1,820	1,280	540
3/4	2,680	1,930	750
1	3,220	2,540	880
1-1/2	4,770	3,820	950
2	6,380	5,100	1,280
3	9,450	7,650	1,800
5	15,800	12,800	2,800
7-1/2	22,500	19,100	3,400
10	30,000	26,500	4,500
15	44,500	38,200	6,300
20	58,500	51,000	7,500
25	72,400	63,800	8,800

**Fuente:** Acondicionamiento de aire: Principios y sistemas Pita, 2005.

## Anexo 8. Tasas de ganancia de calor debida a ocupantes del recinto

**TABLA 6.11. TASAS DE GANANCIA DE CALOR DEBIDA A LOS OCUPANTES DEL RECINTO ACONDICIONADO\***

Actividad	Aplicaciones típicas	Calor total por adulto masculino			calor total ajustado <sup>b</sup>			Calor sensible			Calor latente		
		Watts	Btuh	kcal/h	Watts	Btuh	kcal/h	Watts	Btuh	kcal/h	Watts	Btuh	kcal/h
Sentado en reposo	Teatro, cine	115	400	100	100	350	90	60	210	55	40	140	30
Sentado, trabajo muy ligero, escritura	Oficinas, hoteles, apartamentos	140	480	120	120	420	105	65	230	55	55	190	50
Sentado, comiendo	Restaurante	150	520	130	170	580 <sup>c</sup>	145	75	255	60	95	325	80
Sentado, trabajo ligero, mecanografía	Oficinas, hoteles, apartamentos	185	640	160	150	510	130	75	255	60	75	255	65
Parado, trabajo ligero o camina despacio	Tiendas minoristas, bancos	235	800	200	185	640	160	90	315	80	95	325	80
Trabajo ligero de banco	Fábricas	255	880	220	230	780	195	100	345	90	130	435	110
Caminando 3 mph trabajo ligero		305	1040	260	305	1040	260	100	345	90	205	695	170
Trabajo con máquinas pesadas	Fábricas	350	1200	300	280	960	240	100	345	90	180	615	150
Boliche	Salón de baile	400	1360	340	375	1280	320	120	405	100	255	875	220
Trabajo pesado, trabajo con máquinas pesadas, levantar pesas	Fábricas	470	1600	400	470	1600	400	165	565	140	300	1035	260
Trabajo pesado, ejercicios atléticos	Gimnasios	585	2000	500	525	1800	450	185	635	160	340	1165	290

\* Nota: Los valores de la tabla se basan en una temperatura de bulbo seco de 78°F. Para 80°F BS, el calor total queda igual, pero el valor del calor sensible se debe disminuir en aproximadamente 8% y los valores del calor latente se deben aumentar proporcionalmente.

<sup>b</sup> La ganancia total ajustada de calor se basa en el porcentaje normal de hombres, mujeres y niños en la aplicación que se menciona, bajo la hipótesis de que la ganancia por mujer adulta representa un 85% de la del hombre adulto, y la de un niño el 75%.

<sup>c</sup> Calor total ajustado para comer en un restaurant, que incluye 60 BTU/h del alimento por individuo (30 BTU sensibles y 30 BTU latentes).

<sup>d</sup> Para el boliche, se considera una persona por pista tirando y las demás sentadas (400 BTU/h) o paradas y caminando lentamente (970 BTU/h).  
Reproducido con permiso del 1985 *Fundamentals, ASHRAE Handbook & Product Directory*.

**Fuente:** Acondicionamiento de aire: Principios y sistemas Pita, 2005.

## Anexo 9. Factores de calor sensible debido a personas

**TABLA 6.12. FACTORES DE CALOR SENSIBLE PARA CARGAS DE ENFRIAMIENTO DEBIDO A PERSONAS**

Horas totales en el recinto	Horas después de cada entrada al recinto																							
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
2	0.49	0.58	0.17	0.13	0.10	0.08	0.07	0.06	0.05	0.04	0.04	0.03	0.03	0.02	0.02	0.02	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01
4	0.49	0.59	0.66	0.71	0.27	0.21	0.16	0.14	0.11	0.10	0.08	0.07	0.06	0.06	0.05	0.04	0.04	0.03	0.03	0.03	0.02	0.02	0.02	0.01
6	0.50	0.60	0.67	0.72	0.76	0.79	0.34	0.26	0.21	0.18	0.15	0.13	0.11	0.10	0.08	0.07	0.06	0.06	0.05	0.04	0.04	0.03	0.03	0.03
8	0.51	0.61	0.67	0.72	0.76	0.80	0.82	0.84	0.38	0.30	0.25	0.21	0.18	0.15	0.13	0.12	0.10	0.09	0.08	0.07	0.06	0.05	0.05	0.04
10	0.53	0.62	0.69	0.74	0.77	0.80	0.83	0.85	0.87	0.89	0.42	0.34	0.28	0.23	0.20	0.17	0.15	0.13	0.11	0.10	0.09	0.08	0.07	0.06
12	0.55	0.64	0.70	0.75	0.79	0.81	0.84	0.86	0.88	0.89	0.91	0.92	0.45	0.36	0.30	0.25	0.21	0.19	0.16	0.14	0.12	0.11	0.09	0.08
14	0.58	0.66	0.72	0.77	0.80	0.83	0.85	0.87	0.89	0.90	0.91	0.92	0.93	0.94	0.47	0.38	0.31	0.26	0.23	0.20	0.17	0.15	0.13	0.11
16	0.62	0.70	0.75	0.79	0.82	0.85	0.87	0.88	0.90	0.91	0.92	0.93	0.94	0.95	0.95	0.96	0.49	0.39	0.33	0.28	0.24	0.20	0.18	0.16
18	0.66	0.74	0.79	0.82	0.85	0.87	0.89	0.90	0.92	0.93	0.94	0.94	0.95	0.96	0.96	0.97	0.97	0.97	0.50	0.40	0.33	0.28	0.24	0.21

Reproducido con permiso de 1985 *Fundamentals ASHRAE Handbook & Product Directory*.

**Fuente:** Acondicionamiento de aire: Principios y sistemas Pita, 2005.

**Anexo 10.** Promedios mensuales de datos climáticos estación aeropuerto Tobías Bolaños, Pavas.

**INSTITUTO METEOROLOGICO NACIONAL  
DEPARTAMENTO DE INFORMACION  
PROMEDIOS MENSUALES DE DATOS CLIMATICOS  
(estaciones automáticas)**

ESTACION : 84 195 AEROP. PAVAS OESTE			Latitud: 09 ° 57 ' N Longitud: 84 ° 08 ' O Altitud. 997 m.s.n.m													
Elementos	Periodos		Ene.	Feb.	Mar.	Abr.	May.	Jun.	Jul.	Ago.	Set.	Oct.	Nov.	Dic.	Prom.	Total
LLUVIA	1996	2014	10.2	12.8	11.7	66.5	223.3	204.3	157.8	205.3	297.2	279.1	132.5	30.2	135.9	<b>1630.9</b>
TEM.MAX.	1996	2014	26.1	26.9	27.8	28.6	27.9	27.5	27.1	27.4	27.3	26.5	26.1	26.0	27.1	
TEM.MIN.	1996	2014	18.1	18.1	18.3	19.0	19.1	18.9	19.1	18.8	18.3	18.4	18.5	18.4	18.6	
TEM.MED.	1996	2014	22.1	22.5	23.1	23.8	23.5	23.2	23.1	23.1	22.8	22.5	22.3	22.2	22.9	
HUMEDAD	1996	2014	68.6	67.0	66.7	68.7	77.8	80.3	77.3	78.7	83.3	84.1	78.6	71.9	75.3	
VIENTO VEL.	1996	2014	22.5	22.1	20.8	17.8	12.6	10.9	13.2	11.8	8.9	9.3	13.8	19.2	15.2	
RADIACION	1996	2014	14.8	15.8	16.5	15.9	12.5	12.3	12.8	12.4	12.7	11.9	10.9	12.7	13.4	
PRESION	1999	2015	902.7	902.6	902.4	902.3	902.2	902.2	902.5	902.4	902.3	902.0	901.7	902.4	902.3	
VIENTO DIR. PREDOMINANTE			3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	<b>Total</b>	
Promedio días con lluvia >= 0.1 mm.			3	4	4	9	21	22	20	22	25	25	18	8	<b>183</b>	

Lluvia en milímetros: 1mm = 1 litro de agua por m<sup>2</sup>. Radiación Solar global en Megajulios(MJ/m<sup>2</sup>)  
 Temperatura en Grados Celsius (°C). Evaporación en mm. Viento en km/h. Humedad Relativa en Porcentaje (%).  
 VIENTO DIR PREDOM : 1 Norte, 2 Noreste , 3 Este, 4 Sureste, 5 Sur, 6 Suroeste, 7 Oeste, 8 Noreste, 9 Variable  
 Brillo Solar en horas y décimas de horas. Presión hPa.

**Fuente:** Instituto Meteorológico Nacional, 2018

## Anexo 11. Propiedades termodinámicas del amoniaco a diferentes temperaturas (parte 1)

Table A-1 Saturation Properties of Ammonia — IP Units (continued)

Temperature (°F)	Pressure (psia)	Enthalpy (Btu/lb)		Entropy (Btu/lb-R)		Liq. Density (lbm/ft <sup>3</sup> )	Vapor Sp. Vol. (ft <sup>3</sup> /lbm)
		Liquid	Vapor	Liquid	Vapor		
5	34.25	48.203	613.135	0.1089	1.3246	41.12	8.1483
6	35.07	49.290	613.445	0.1112	1.3227	41.07	7.9699
7	35.90	50.378	613.754	0.1135	1.3207	41.03	7.7962
8	36.75	51.466	614.061	0.1158	1.3188	40.98	7.6271
9	37.61	52.555	614.366	0.1181	1.3169	40.94	7.4624
10	38.49	53.644	614.669	0.1205	1.3150	40.89	7.3020
11	39.38	54.734	614.970	0.1228	1.3131	40.84	7.1457
12	40.29	55.825	615.269	0.1251	1.3112	40.80	6.9935
13	41.22	56.917	615.566	0.1274	1.3093	40.75	6.8451
14	42.16	58.009	615.861	0.1297	1.3074	40.71	6.7006
15	43.13	59.103	616.154	0.1320	1.3055	40.66	6.5597
16	44.10	60.196	616.445	0.1343	1.3037	40.61	6.4224
17	45.10	61.291	616.734	0.1366	1.3018	40.57	6.2885
18	46.11	62.386	617.022	0.1388	1.3000	40.52	6.1580
19	47.15	63.482	617.307	0.1411	1.2981	40.48	6.0308
20	48.19	64.579	617.590	0.1434	1.2963	40.43	5.9067
21	49.26	65.676	617.871	0.1457	1.2945	40.38	5.7857
22	50.35	66.774	618.150	0.1479	1.2927	40.34	5.6677
23	51.45	67.873	618.427	0.1502	1.2909	40.29	5.5526
24	52.58	68.972	618.701	0.1525	1.2891	40.24	5.4403
25	53.72	70.072	618.974	0.1547	1.2873	40.20	5.3307
26	54.88	71.173	619.244	0.1570	1.2855	40.15	5.2238
27	56.06	72.275	619.513	0.1593	1.2837	40.10	5.1195
28	57.27	73.378	619.779	0.1615	1.2819	40.05	5.0176
29	58.49	74.481	620.043	0.1638	1.2802	40.01	4.9183
30	59.73	75.585	620.305	0.1660	1.2784	39.96	4.8213
31	60.99	76.689	620.565	0.1682	1.2767	39.91	4.7266
32	62.28	77.795	620.823	0.1705	1.2749	39.87	4.6341
33	63.58	78.901	621.078	0.1727	1.2732	39.82	4.5438
34	64.91	80.008	621.331	0.1749	1.2715	39.77	4.4556
35	66.26	81.116	621.582	0.1772	1.2698	39.72	4.3695
36	67.62	82.224	621.831	0.1794	1.2680	39.67	4.2854
37	69.02	83.334	622.078	0.1816	1.2663	39.63	4.2033
38	70.43	84.444	622.322	0.1838	1.2646	39.58	4.1230
39	71.86	85.555	622.564	0.1861	1.2629	39.53	4.0446
40	73.32	86.666	622.803	0.1883	1.2613	39.48	3.9680
41	74.80	87.779	623.041	0.1905	1.2596	39.43	3.8931
42	76.31	88.892	623.276	0.1927	1.2579	39.39	3.8199
43	77.84	90.006	623.509	0.1949	1.2562	39.34	3.7484
44	79.39	91.121	623.739	0.1971	1.2546	39.29	3.6785
45	80.96	92.237	623.967	0.1993	1.2529	39.24	3.6102
46	82.56	93.353	624.193	0.2015	1.2513	39.19	3.5434
47	84.19	94.471	624.416	0.2037	1.2496	39.14	3.4780
48	85.83	95.589	624.637	0.2059	1.2480	39.09	3.4142
49	87.51	96.708	624.855	0.2081	1.2463	39.04	3.3517

(Continued on next page)

Fuente: Instituto Internacional de refrigeración por amoniaco, 2008.

## Anexo 12. Propiedades termodinámicas del amoniaco a diferentes temperaturas (parte 2)

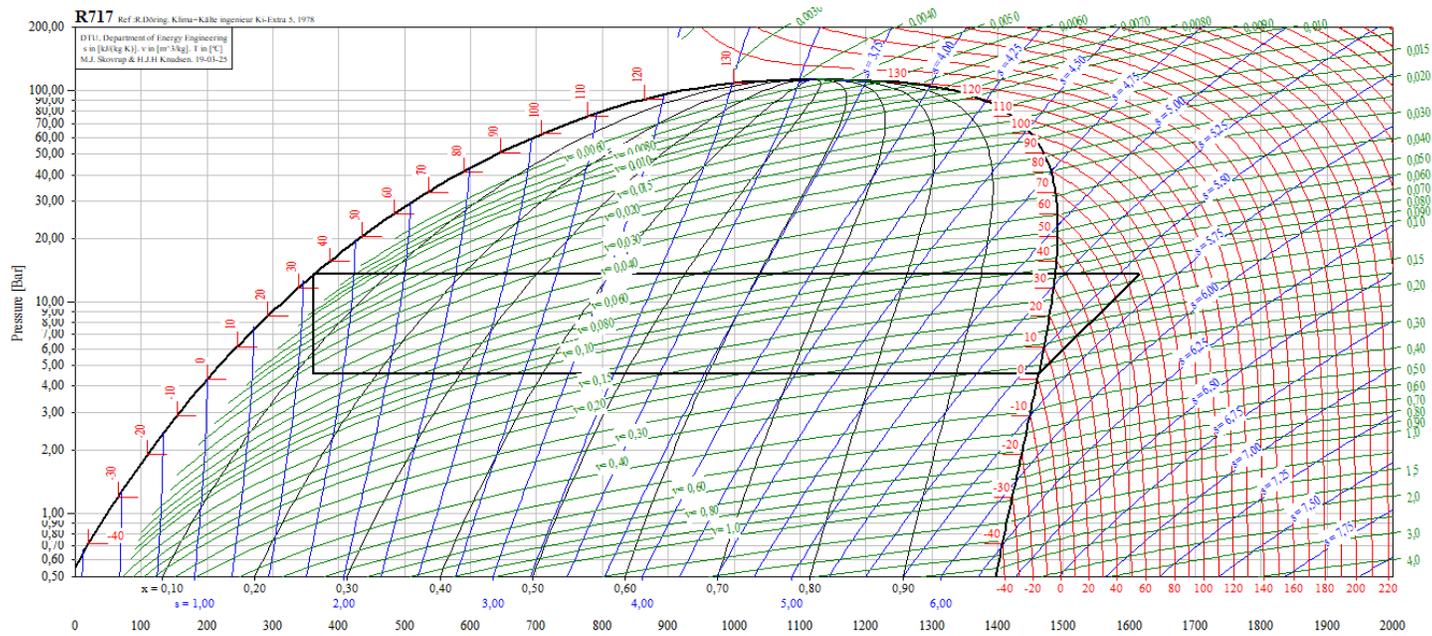
Table A-1 Saturation Properties of Ammonia — IP Units (continued)

Temperature (°F)	Pressure (psia)	Enthalpy (Btu/lb)		Entropy (Btu/lb-R)		Liq. Density (lbm/ft <sup>3</sup> )	Vapor Sp. Vol. (ft <sup>3</sup> /lbm)
		Liquid	Vapor	Liquid	Vapor		
95	195.91	149.240	632.052	0.3059	1.1763	36.67	1.5319
96	199.06	150.410	632.140	0.3080	1.1749	36.62	1.5079
97	202.24	151.580	632.225	0.3101	1.1735	36.56	1.4844
98	205.46	152.750	632.307	0.3121	1.1720	36.51	1.4612
99	208.71	153.920	632.385	0.3142	1.1706	36.45	1.4386
100	212.01	155.100	632.460	0.3163	1.1692	36.40	1.4163
101	215.35	156.270	632.532	0.3183	1.1678	36.34	1.3944
102	218.72	157.450	632.600	0.3204	1.1664	36.29	1.3729
103	222.14	158.630	632.665	0.3225	1.1649	36.23	1.3519
104	225.59	159.810	632.727	0.3245	1.1635	36.17	1.3311
105	229.09	160.990	632.785	0.3266	1.1621	36.12	1.3108
106	232.63	162.170	632.840	0.3287	1.1607	36.06	1.2908
107	236.21	163.360	632.891	0.3307	1.1593	36.01	1.2712
108	239.83	164.540	632.939	0.3328	1.1579	35.95	1.2519
109	243.49	165.730	632.984	0.3348	1.1565	35.89	1.2330
110	247.19	166.920	633.024	0.3369	1.1551	35.84	1.2144
111	250.93	168.110	633.062	0.3389	1.1537	35.78	1.1961
112	254.72	169.300	633.095	0.3410	1.1523	35.72	1.1782
113	258.55	170.490	633.125	0.3430	1.1509	35.66	1.1605
114	262.43	171.690	633.152	0.3451	1.1495	35.61	1.1432
115	266.34	172.890	633.175	0.3471	1.1481	35.55	1.1262
116	270.31	174.090	633.194	0.3492	1.1467	35.49	1.1094
117	274.31	175.290	633.209	0.3512	1.1453	35.43	1.0930
118	278.36	176.490	633.220	0.3533	1.1439	35.37	1.0768
119	282.46	177.690	633.228	0.3553	1.1425	35.32	1.0609
120	286.60	178.900	633.232	0.3574	1.1411	35.26	1.0452
121	290.78	180.100	633.232	0.3594	1.1398	35.20	1.0299
122	295.01	181.310	633.228	0.3615	1.1384	35.14	1.0148
123	299.29	182.520	633.220	0.3635	1.1370	35.08	0.9999
124	303.61	183.730	633.209	0.3655	1.1356	35.02	0.9853
125	307.98	184.950	633.193	0.3676	1.1342	34.96	0.9710
126	312.40	186.170	633.173	0.3696	1.1328	34.90	0.9568
127	316.86	187.380	633.149	0.3716	1.1315	34.84	0.9429
128	321.38	188.600	633.121	0.3737	1.1301	34.78	0.9293
129	325.94	189.830	633.089	0.3757	1.1287	34.72	0.9158
130	330.54	191.050	633.053	0.3778	1.1273	34.66	0.9026
131	335.20	192.280	633.012	0.3798	1.1260	34.60	0.8896
132	339.91	193.500	632.967	0.3818	1.1246	34.54	0.8768
133	344.66	194.730	632.918	0.3839	1.1232	34.48	0.8643
134	349.47	195.970	632.865	0.3859	1.1218	34.41	0.8519
135	354.32	197.200	632.807	0.3879	1.1204	34.35	0.8397
136	359.23	198.440	632.745	0.3900	1.1191	34.29	0.8277
137	364.18	199.670	632.678	0.3920	1.1177	34.23	0.8159
138	369.19	200.910	632.607	0.3940	1.1163	34.16	0.8043
139	374.25	202.160	632.531	0.3961	1.1149	34.10	0.7929

(Continued on next page)

Fuente: Instituto Internacional de refrigeración por amoniaco, 2008.

### Anexo 13. Diagrama de Molliere amoníaco



Fuente: Elaboración propia, Coolpack

Anexo 14. Compresor opción 1: sin economizador, aceite enfriado por termosifón



**RXF 39**



Musmanni  
Run 1  
RXF 39- 104TR (35\_104)F

Gilberto Ayala  
Date: **March 29, 2019**  
Gauge Ref: **14.7 psi**

<b>PACKAGE</b>		<b>PERFORMANCE</b>		<b>CONDITIONS</b>	
Model	<b>RXF 39</b>	Capacity	<b>103.9 TR</b>	Refrigerant	<b>R717 Ammonia</b>
Compressor	<b>XJF 120L</b>	Shaft Power	<b>111.7 hp</b>	Comp Ratio	<b>3.49</b>
Vi Range	<b>2.2 - 5.0</b>	Capacity %	<b>100.0 %</b>	Ideal Vi	<b>3.11</b>
Casing	<b>Gray Cast Iron</b>	Perf Factor	<b>1.075 hp/TR</b>	Actual Vi	<b>3.50</b>
Rotors	<b>Standard</b>	Slide Valve Pos	<b>100.0 %</b>	Disc T	<b>183.5 °F</b>
Bearings	<b>Standard</b>	Speed	<b>100.0 %</b>	Disc DewT	<b>105.2 °F</b>
		Speed	<b>3550 rpm</b>		
<b>EVAPORATOR</b>		<b>CONDENSER</b>			
Capacity	<b>103.9 TR</b>	Heat Reject	<b>1563 mbh</b>		
DewT/BubbleT	<b>35.0 °F/ 35.0 °F</b>	DewT/BubbleT	<b>104.0 °F/ 104.0 °F</b>		
Pressure	<b>51.5 psig</b>	Pressure	<b>210.8 psig</b>		
Superheat	<b>9.0 °F</b>	Subcooling	<b>9.0 °F</b>		
Inlet T	<b>95.0 °F</b>	Ext Subcooling	<b>0.0 °F</b>		
Line Superheat	<b>10.0 °F</b>	Line Superheat	<b>9.0 °F</b>		
Line Pres Drop	<b>0.2 psi</b>	Line Pres Drop	<b>2.0 psi</b>		
<b>OIL COOLING</b>		<b>OIL FLOWS</b>			
Type	<b>Frick #3</b>	Total Flow	<b>11.8 gpm</b>		
Cooling Type	<b>Thermosyphon</b>	Pump Type	<b>None</b>		
Heat Reject	<b>138 kbtu/hr</b>	System dP	<b>10.0 psi</b>		
Bearing Oil T	<b>130.0 °F</b>				
<b>FLOW</b>		<b>SUCTION VALVE</b>		<b>DISCHARGE VALVE</b>	
Suction	<b>43.5 lbm/min</b>	Type	<b>Standard</b>	Type	<b>Standard</b>
Discharge	<b>43.5 lbm/min</b>	Pres Drop	<b>0.2 psi</b>	Pres Drop	<b>0.2 psi</b>
		Stop	<b>4.0 in</b>	Stop	<b>3.0 in</b>
		Check	<b>4.0 in</b>	Check	<b>3.0 in</b>
<b>OIL SEPARATOR</b>		<b>MOTOR</b>		<b>DESIGN</b>	
Orientation	<b>Horizontal</b>	Power	<b>125 hp</b>	Min Cond	<b>98.0 °F /98.0 °F</b>
Diameter	<b>16.0 in</b>	Nominal SF	<b>1.15</b>	Mx Oil HR	<b>138 kbtu/hr</b>
Coalescers	<b>1</b>	Actual SF	<b>1.29</b>		
Design Pres	<b>300.0 psi</b>	Volt	<b>460/3/60</b>		
Velocity Ref	<b>0.52</b>	FLA	<b>133</b>		
Saver CR	<b>3.18</b>	Starter	<b>Solid State Mounted</b>		

**⚠ WARNINGS**

No Warnings

Fuente: Frick, Coolware 2019

Anexo 15. Compresor opción 2: con economizador, enfriamiento del aceite por termosifón



**RXF 39**



Musmanni  
Run 1  
RXF 39E- 110TR (35\_104)F

Gilberto Ayala  
Date: **March 29, 2019**  
Gauge Ref: **14.7 psi**

<b>PACKAGE</b>		<b>PERFORMANCE</b>		<b>CONDITIONS</b>	
Model	<b>RXF 39</b>	Capacity	<b>109.9 TR</b>	Refrigerant	<b>R717 Ammonia</b>
Compressor	<b>XJF 120L</b>	Shaft Power	<b>113.3 hp</b>	Comp Ratio	<b>3.49</b>
Vi Range	<b>2.2 - 5.0</b>	Capacity %	<b>100.0 %</b>	Ideal Vi	<b>2.95</b>
Casing	<b>Gray Cast Iron</b>	Perf Factor	<b>1.031 hp/TR</b>	Actual Vi	<b>3.50</b>
Rotors	<b>Standard</b>	Slide Valve Pos	<b>100.0 %</b>	Disc T	<b>182.4 °F</b>
Bearings	<b>Standard</b>	Speed	<b>100.0 %</b>	Disc DewT	<b>105.2 °F</b>
		Speed	<b>3550 rpm</b>		
<b>EVAPORATOR</b>		<b>CONDENSER</b>		<b>ECONOMIZER</b>	
Capacity	<b>109.9 TR</b>	Heat Reject	<b>1641 mbh</b>	Capacity	<b>6.1 TR</b>
DewT/BubbleT	<b>35.0 °F/ 35.0 °F</b>	DewT/BubbleT	<b>104.0 °F/ 104.0 °F</b>	DewT/BubbleT	<b>70.7 °F /70.7 °F</b>
Pressure	<b>51.5 psig</b>	Pressure	<b>210.8 psig</b>	Pressure	<b>115.7 psig</b>
Superheat	<b>9.0 °F</b>	Subcooling	<b>9.0 °F</b>	Superheat	<b>0.0 °F</b>
Inlet T	<b>70.7 °F</b>	Ext Subcooling	<b>0.0 °F</b>	Approach	<b>0.0 °F</b>
Line Superheat	<b>10.0 °F</b>	Line Superheat	<b>9.0 °F</b>	Ln SH	<b>0.0 °F</b>
Line Pres Drop	<b>0.2 psi</b>	Line Pres Drop	<b>2.0 psi</b>	Ln Pr Drop	<b>0.0 psi</b>
<b>OIL COOLING</b>		<b>OIL FLOWS</b>			
Type	<b>Frick #3</b>	Total Flow	<b>11.8 gpm</b>		
Cooling Type	<b>Thermosyphon</b>	Pump Type	<b>None</b>		
Heat Reject	<b>135 kbtu/hr</b>	System dP	<b>10.0 psi</b>		
Bearing Oil T	<b>130.0 °F</b>				
<b>FLOW</b>		<b>SUCTION VALVE</b>		<b>DISCHARGE VALVE</b>	
Suction	<b>43.5 lbm/min</b>	Type	<b>Standard</b>	Type	<b>Standard</b>
Economizer	<b>2.5 lbm/min</b>	Pres Drop	<b>0.2 psi</b>	Pres Drop	<b>0.2 psi</b>
Discharge	<b>46.0 lbm/min</b>	Stop	<b>4.0 in</b>	Stop	<b>3.0 in</b>
		Check	<b>4.0 in</b>	Check	<b>3.0 in</b>
<b>OIL SEPARATOR</b>		<b>MOTOR</b>		<b>DESIGN</b>	
Orientation	<b>Horizontal</b>	Power	<b>125 hp</b>	Min Cond	<b>98.0 °F /98.0 °F</b>
Diameter	<b>16.0 in</b>	Nominal SF	<b>1.15</b>	Mx Oil HR	<b>135 kbtu/hr</b>
Coalescers	<b>1</b>	Actual SF	<b>1.27</b>		
Design Pres	<b>300.0 psi</b>	Volt	<b>460/3/60</b>		
Velocity Ref	<b>0.55</b>	FLA	<b>133</b>		
Saver CR	<b>3.18</b>	Starter	<b>Solid State Mounted</b>		

**⚠ WARNINGS**

No Warnings

Fuente: **Fuente:** Frick, Coolware 2019

## Anexo 16. Opción1: Condensador evaporativo XLP2-512-164



### XLP2-512-164



Musmanni  
XLP2-512-164 1686 MBH (7695)

Gilberto Ayala  
Date: **April 04, 2019**  
Gauge Ref: **14.7 psi**

MODEL		WET RATING		AIR/WATER	
<b>XLP2-512-164</b>		Refrigerant	<b>R717 Ammonia</b>	Fans	<b>1</b>
Length	<b>184.4 in</b>	Wet Bulb T	<b>76.0 °F</b>	Motor Type	<b>NEMA</b>
Width	<b>61.8 in</b>	Cond T	<b>95.0 °F</b>	Fan Motors	<b>(1)5.0 hp</b>
Height	<b>162.8 in</b>	Heat Rejection	<b>1686 mbh</b>	Pump Motors	<b>(1)1.5 hp</b>
		Cond Pres	<b>181.1 psig</b>	Air Flow	<b>24500 cfm</b>
				Water Flow	<b>260.0 gpm</b>
WEIGHTS/VOLUMES		DRY RATING		NOISE	
Shipping	<b>7270 lbm</b>	Dry Bulb Temp	<b>86.0 °F</b>	Top @ 5ft	<b>77.6 dBA</b>
Operating	<b>10420 lbm</b>	Cond Temp	<b>104.0 °F</b>	Back @ 5ft	<b>69.9 dBA</b>
Heavy Section	<b>5220 lbm</b>	Heat Rejection	<b>290 mbh</b>	End @ 5ft	<b>74.2 dBA</b>
Coil Volume	<b>12.4 ft<sup>3</sup></b>			End @ 5ft	<b>74.2 dBA</b>
Refrig Charge	<b>229 lbm</b>			Air Inlet @ 5ft	<b>87.3 dBA</b>
				Top @ 50ft	<b>61.6 dBA</b>
				Back @ 50ft	<b>57.9 dBA</b>
				End @ 50ft	<b>61.1 dBA</b>
				End @ 50ft	<b>61.1 dBA</b>
				Air Inlet @ 50ft	<b>69.4 dBA</b>

#### ⚠ WARNINGS

No Warnings

Fuente: Frick, Coolware 2019

## Anexo 17. Opción 2: Condensador adiabático FACS 528-486-11A-31.9-04



Musmanni  
FACS 528-486-11A-31.9-04

### FACS 528-486-11A-31.9-04



Gilberto Ayala  
Date: April 04, 2019  
Gauge Ref: 14.7 psi

FACS 528-486-11A-31.9-04		COIL		DIMENSIONS	
Refrigerant	<b>R717 Ammonia</b>	Fin Spacing	<b>10.6 fpi</b>	Total Length	<b>376.6 in</b>
Air Pres	<b>14.7 psi</b>	Fin Material	<b>Aluminum</b>	Length	<b>332.8 in</b>
Wet Bulb T	<b>76.0 °F</b>	Tube Material	<b>304L SS</b>	Width	<b>56.1 in</b>
Dry Bulb Temp	<b>86.0 °F</b>	Coil Volume	<b>9.24 ft³</b>	Height	<b>68.6 in</b>
Refrig Enter T	<b>180.0 °F</b>	Refrig Charge	<b>89 lbm</b>	Shipping	<b>7603 lbm</b>
Cond T	<b>95.0 °F</b>	Inlet Connection	<b>(2) 2.00 in (typical)</b>	Operating	<b>6759 lbm</b>
Cond Pres	<b>181.1 psig</b>	Outlet Connection	<b>(2) 1.00 in (typical)</b>	Legs	<b>16</b>
<b>WET PERFORMANCE</b>		<b>MOTOR FAN ASSEMBLY</b>		<b>WATER</b>	
Wet Heat Reject	<b>1642 mbh</b>	Fans	<b>7</b>	Design Flow	<b>4.1 gpm</b>
Refrig Pres Drop	<b>1.0 psi</b>	Air Flow	<b>122567 cfm</b>	Inlet Pres Min	<b>45.0 psi</b>
Precooled Air T	<b>79.0 °F</b>	Motor Type	<b>EC w/ Spd Ctrl</b>	Inlet Pres Max	<b>75.0 psi</b>
Wet/Dry Switch	<b>79.0 °F</b>	Motor(each)	<b>4.56 hp</b>	Inlet Connection	<b>1.00 in</b>
Evap Rate	<b>1.8 gpm</b>	Motor Total	<b>32.0 hp</b>	Outlet	<b>2.00 in</b>
Equiv Cycles	<b>1.8</b>	Motor Volt	<b>460/3/60</b>	Connection	
		Motor FLA	<b>39.9 A</b>		
<b>DRY PERFORMANCE</b>		<b>NOISE</b>			
Heat Rejection	<b>931 mbh</b>	<b>Maximum SPL (5ft above unit base):</b>			
Refrig Pres Drop	<b>0.3 psi</b>	<b>@3ft 80.0 dBA</b>			
		<b>@30ft 68.0 dBA</b>			

#### ⚠ WARNINGS

No Warnings

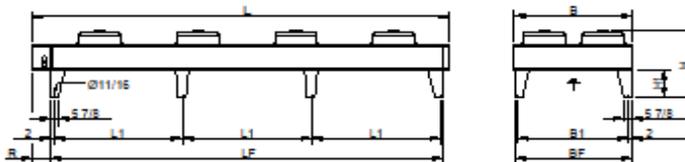
Fuente: Frick, Coolware 2019

**Anexo 18.** Opción 3: Condensador Güntner enfriado por aire S-AGVH 0.090-4B/2x4-ML.M



Fecha: 2019-04-04  
 Solicitud del:  
 Proyecto:  
 No. de oferta:  
 Posición:  
 Responsable:

<b>Condensador</b>		<b>S-AGVH 090.4B/2x4-ML.M</b>	
Circuito no.:	1		
Refrigerante:	NH3 (R717)		
Capacidad [Btu/h]:	1607000 / 58623		1665623 Btu/h
Capacidad por dif. de temp. [Btu/(h·°F)]:	88968		
Temp. del gas caliente [°F]:	185.0		
Temp. de condensación [°F]:	104.1		
Subenfriamiento [°F]:	17.1		
Entrada [in]:	2x2.875 / 2.375		
Conexión de salida [in]:	2.375 / 2.375		
Volumen de tubos [ft <sup>2</sup> ]:	9.774		9.774 ft <sup>2</sup>
Caudal de aire:	123365 cfm	Entrada del aire:	86.0 °F
Velocidad del aire:	547 ft/min		
Altura de instalación:	0.000 ft		
Ventiladores:	8 Unidad(es) 3~460V 60HzY/(-)	Diámetro del ventilador:	35 7/16 in
Datos por motor (datos nominales):		Nivel de presión sonora:	62 dB(A)
Revoluciones:	800 rpm / (-)	a una distancia de:	32.8 ft
Capacidad:	2.90 kW, 2 hp mecánico		
Corriente:	4.70 A		
Caja:	Acero galvanizado, gris claro	Tubos intercambiador:	Acero inox. AISI 304 <sup>(1)</sup>
Superf. de intercambio:	26115 ft <sup>2</sup>	Aletas:	Aluminio <sup>(1)</sup>
Paso de aleta:	10.6 FPI	Número de pasos:	4 / 2
Peso vacío:	4835 lb <sup>(2)</sup>	Distribuciones:	60 / 15
Presión de servicio máxima:	464.1 psi		
<b>Dimensiones:</b>			
L =	380 11/16 in		
B =	89 3/16 in		
H =	59 1/16 in		
R =	13 11/16 in		
L1 =	120 3/16 in		
LF =	364 5/16 in		
B1 =	85 3/16 in		
BF =	89 1/8 in		
H1 =	23 5/8 in		



Atención: ¡Dibujo y dimensiones pueden variar dependiendo de los accesorios incluidos!

(S = Integrated subcooler(s) without tube connection)

Accesorios	Unidad(es)
Pies amortiguadores de vibración SMA1	6
Enfriador(es) inferior(es) integrado(s)	1

**Important remarks / explanatory notes:**

- (1) The unit may not be suitable for very corrosive atmospheres (close to shores, in smoke rooms, etc.). For further information see program menu "7", "Material recommendations brochure", or ask your sales partner.
- (2) Peso y dimensiones no aplican para todos los modelos, ya que pueden variar para unidades especiales (S- ...)

GFCAM Customer: 2018\_41-151/2019-03-21\_PL 32019 - Unnamed - Página 1 de 1

**Fuente:** Güntner Software

## Anexo 19. Acumulador de succión Frick HSDS 30-96



### HSDS 30-96



Musmanni  
Surge Drum

Gilberto Ayala  
Date: April 04, 2019  
Gauge Ref: 14.7 psi

VESSEL		CONDITIONS		PERFORMANCE	
Model	<b>HSDS 30-96</b>	Refrigerant	<b>R717 Ammonia</b>	Max Capacity	<b>127.3 TR</b>
Diameter	<b>30 in</b>	Operating	<b>35.0 °F</b>	Max Flow	<b>50.9 lbm/min</b>
Length	<b>96.0 in</b>	Liq Feed	<b>70.7 °F</b>	Max Velocity	<b>95.4 ft/min</b>
DWP	<b>300 psi</b>	Recirc Ratio	<b>3.0</b>		
LEVELS		NOZZLES			
Operating Level	<b>4.0 in</b>		<b>Dia</b>	<b>Mass Flow</b>	<b>Pres Drop</b>
High Level	<b>15.0 in</b>		<b>(in)</b>	<b>(lbm/min)</b>	<b>(psi/100ft)</b>
Surge	<b>15.3 ft³</b>	Gas Outlet	<b>4.00</b>	<b>50.9</b>	<b>0.23</b>
Refrig Charge	<b>96 lbm</b>	Wet Return	<b>5.00</b>	<b>141.4</b>	<b>0.25</b>
		Liq Makeup	<b>1.25</b>	<b>50.9</b>	<b>8.21</b>
		Liq Outlet	<b>4.00</b>	<b>141.4</b>	<b>0.01</b>
		Relief	<b>0.75</b>		
		Level Col	<b>1.25</b>		
		Drain	<b>1.00</b>		

#### ⚠ WARNINGS

No Warnings

Fuente: Frick, Coolware 2019

## Anexo 20. Intercambiador a placas semisoldadas Alfa Laval M10-BWGF



### Plate Heat Exchanger

#### Technical Specification

**Customer** :  
**Model** : M10-BWFG  
**Project:** : BEIRUTE  
**Item** : PHE-1 ENF 111TR

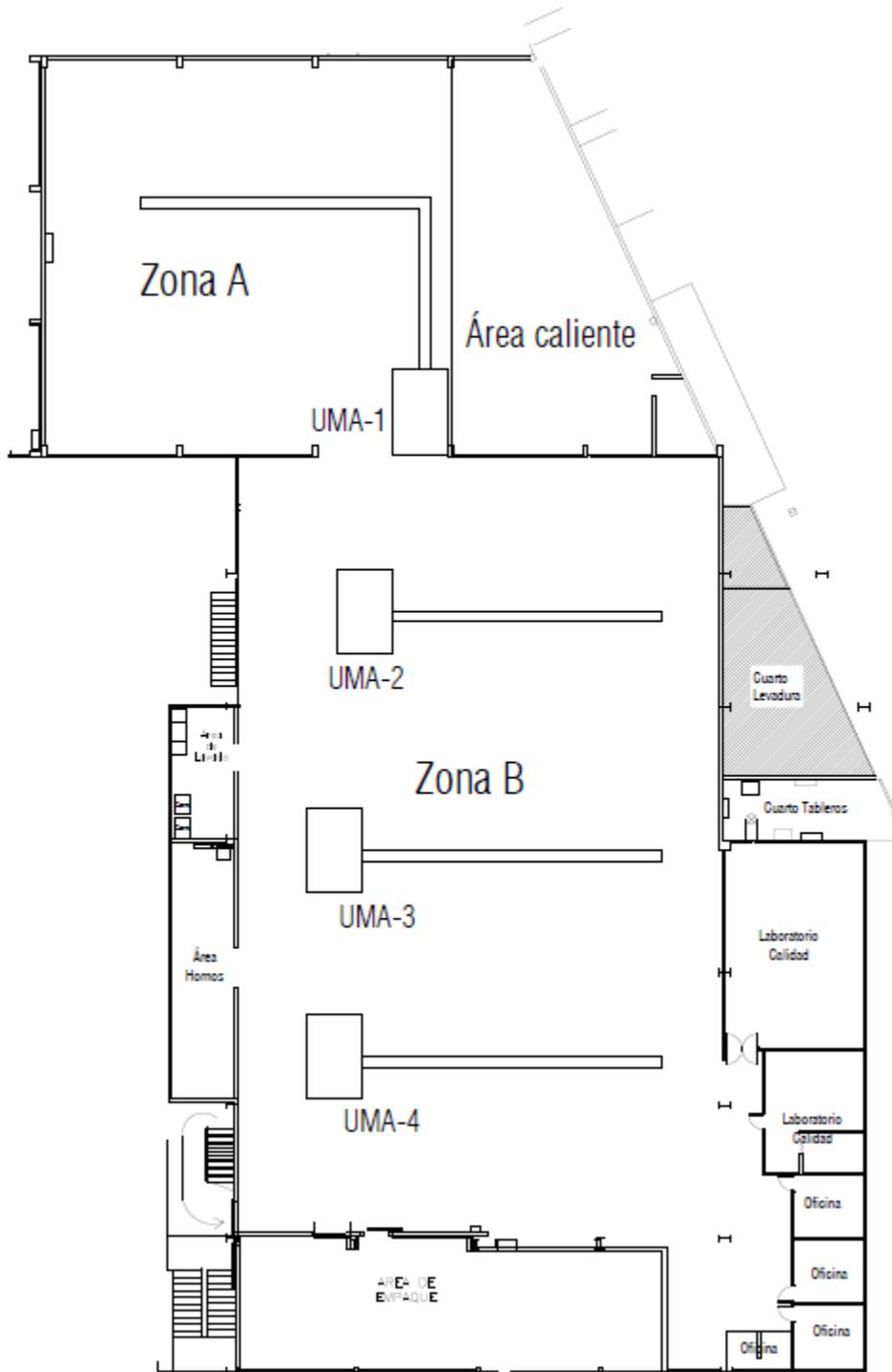
**Date** : 12/04/2019

Fluid		Water	Ammonia
Mass flow rate	lb/h	132600	3536
Fluid Condensed/Vapourized	lb/h	0.000	2475
Inlet temperature	°F	54.0	34.0
Dew p.	°F		34.0
Outlet temperature (vapor/liquid)	°F	44.0	34.0
Operating pressure (in/out)	psia	/	64.9/64.1
Pressure drop (Perm/Calculate)	psi	/0.91	/0.821
Velocity Connection (in/out)	ft/s	6.99/6.98	0.293/37.9
Heat exchanged	kBtu/h	1332	
Mean Temperature Difference	°F	*2	
Relative directions of fluids		Cocurrent	
Nozzle orientation		S2 -> S1	S3 -> S4
ConnectionsPlural S1, S2, S3, S4:		Flange EN1092-1 DN100 PN16, lining SS	
Plate material / thickness		ALLOY 304 / 0.50 mm	
Sealing material		NBRP Clip-on	Welded
Ring Gasket			CR
Pressure vessel code		PED	
Design pressure	psi	145.0	232.1
Test pressure	psi	207.4	331.8
Design temperature	°F	122.0/14.0	122.0/14.0
Overall length x width x height	in	35 x 19 x 43	
Flooded weight	lb	943	
Packed weight	lb	1020	
TypePackage		WOOD OCEAN LYING	
length x width x height	in	45 x 24 x 43	

\*2) Recalculation needed

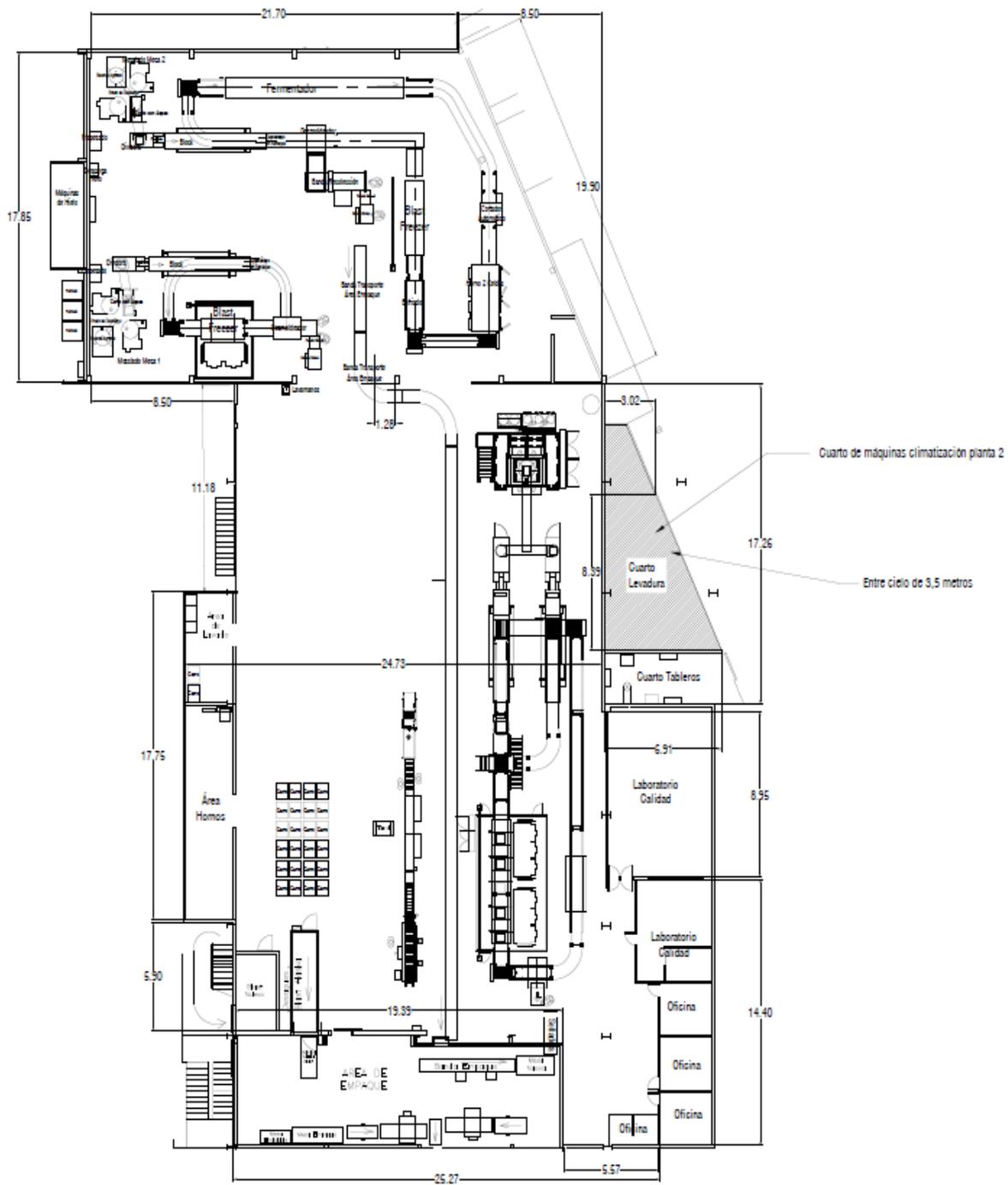
**Fuente:** Software Alfa Laval, 2019

**Anexo 21.** Ubicación aproximada de las manejadoras



**Fuente:** Elaboración propia, AutoCAD 2016

## Anexo 22. Ubicación del cuarto de máquinas



Fuente: Elaboración propia, AutoCAD 2016

Anexo 23. Ficha técnica unidad manejadora de 6000 CFM



YORK® Solution™ Air Handling Unit  
Performance Report

Job Summary

Project Name:	Gilberto Ayala, Ref. Beirut		
Unit Tag(s):	UMA-01a		
Quantity:	1	Environment:	Indoor



Unit Overview

Model	Cabinet Performance	Airflow (CFM)	Altitude (ft)	Weight (lbs)
XTI-39x69	Solution	6,000	3,700	2,393

Segment Sequence

(FS EH CC RF MB)

Unit Construction

Casing Details						
Segment	Thickness (in)	Exterior Paint	Exterior Gauge and Material	Interior Gauge and Material	Insulation Thickness and Material	Bulkhead Material
MB, RF, CC, EH, FS	2	None	STD Ga. G-90 Galvanized	STD Ga. G-90 Galvanized	2" Foam	Galvanized

Base Details								
Segment	Base		Floor					
	Gauge and Material	Paint	Gauge and Material	Paint	Insulation	Thermal Break	Attachment	Tread Plate
MB, RF, CC, EH, FS	None	None	STD Ga. G-90 Galvanized	None	N/A	-	-	None

Unit Electrical

Circuit Details					
Circuit #	Component	V/Ph/Hz	FLA (Amps)	Minimum Current Ampacity (MCA)	Maximum Overcurrent Protection (MOP)
1	Electric Heat1 left Element	460 / 480/3/60	-	-	50.0

Electrical Details			
Minimum Unit SCCR	5 kA rms Symmetrical	ETL Label (UL1995/NEC-2002)	Yes
Unit Light Type	Unit Light Switch		
-	-		

Supply Fan(s)

Performance Details												
Fan Manufacturer	Model	Class	Size	% Wheel Width	% Wheel Diameter	Quantity	Total Airflow (CFM)	Altitude (ft)	TSP (in w.g)	ESP (in w.g)	Fan Speed (RPM)	Fan Power (BHP)
Comefri	ATZAF	S	15-15	100	100	1	6,000	3,700	3.98	1.00	2,475	6.10
Max RPM	BHP w/ Drive Loss	Wheel Type	Blade Type	Wheel Material	Base Material	Fan Flow Isolation	AirFlow Monitoring	Inverter Drive Balancing	Isolation Type	Thrust Restraints		
2,900	6.44	DWDI	Airfoil	Steel	Galvanized Steel	None	-	-	1" Spring	-		



## YORK® Solution™ Air Handling Unit Performance Report

Drive Type	Drive SF	Spare Belts	Spare Sheave	Inlet Screen	Fan Cage	Belt Guard	Lube Lines	Bearings	Fan Stand	Motor Removal Rail	Seismic Snubber
Belt Drive - Adjustable	1.5	-	-	-	-	-	Extended Lube Lines	-	-	-	-

### Motor Details

Type/MFG	Motor Power (HP)	V/Ph/Hz	Quantity	Insulation Class	RPM	Frame Size	FLA (Amps)	Efficiency	Location	SGR
ODP/WEG	7.5	460/3/60	1	F	1,800	213	9.25	Premium	Left	-

### Water Coil(s)

#### Performance Details

Coil	Fluid Type	Rows	FPI	TPC	TMBH	SMBH	EAT (°F)		LAT (°F)		Airflow (CFM)	FV (ft/min)	APD	Flow (GPM)	EWT (°F)	LWT (°F)	Fluid Vel. (ft/s)	WPD	Alt. (ft)
							DB	WB	DB	WB									
CC	Water	10	12	6	240	174	77.0	62.0	46.2	46.1	6,000	504	0.97	47.9	41.0	51.0	2.1	2.6	3,700

#### Construction Details

Coil	Location		Offset (in)	Connection Material <sup>1</sup>	Connection Rotation (degrees)	Connection Type	Supply Connection (Per Coil)		Coil Stack Rack		
	Coil Index <sup>2</sup>	Connection					Qty	Size (in)			
CC	0	Left	0	Steel	0	MPT	1	3	-		
Coil	# of Coils High	Face Type	Total Fin Height (in)	Fin Length (in)	Coil Face Area (ft <sup>2</sup> )	Fin Material	Fin Thickness	Fin Type	Tube Diameter (in)	Tube Material	Tube Wall Thickness (in)
CC	1	Full	30.00	57	11.9	AL	.006	Corrugated	1/2	Copper	.016
Coil	Coil Coating		Dry Weight (lbs)	Fluid Weight (lbs)	Fluid Volume (ft <sup>3</sup> )	Header Material	Casing Material	Intermediate Drain Pan Material	Fouling Factor (hr.ft <sup>2</sup> .°F/BTU)		
CC	-		328	116	1.9	Copper	Galvanized	304 Stainless Steel	-		

#### Notes

<sup>1</sup>Performance is shown for the entire coil bank. Performance is not per coil.

<sup>2</sup>Coil index indicates position in segment. Example: CC-1, index 0; Spacer, index 1; CC-2, index 2

<sup>3</sup>Johnson Controls suggests using red brass or copper connectors when the coil is to be attached to a copper or brass piping system.

All coils are rated with a fouling factor of 0.00000 hr.ft<sup>2</sup>.°F/BTU unless otherwise noted

Ratings are for coils manufactured by Johnson Controls, Inc., 507 E. Michigan St., Milwaukee WI 53202.

Coil DLL Version: 7.7d.004

BDW Tube Spacing: 1.25 x 1.08

CC[1][0]: This coil is certified in accordance with the AHRI Forced-Circulation Air-Cooling and Air-Heating Coils Certification Program which is based on AHRI Standard 410 within the range of Standard rating conditions listed in Table 1 of the Standard. Certified units may be found in the AHRI Directory at [www.ahridirectory.org](http://www.ahridirectory.org).

## Anexo 24. Ficha técnica unidad manejadora de 9000 CFM



## YORK® Solution™ Air Handling Unit Performance Report

### Job Summary

Project Name:	Gilberto Ayala, Ref. Beirut		
Unit Tag(s):	UMA-02a, UMA-03a, UMA-04a		
Quantity:	3	Environment:	Indoor



### Unit Overview

Model	Cabinet Performance	Airflow (CFM)	Altitude (ft)	Weight (lbs)
XTI-54x69	Solution	9,000	3,700	2,829

### Segment Sequence

(FS EH CC RF MB)

### Unit Construction

Casing Details								
Segment	Thickness (in)	Exterior Paint	Exterior Gauge and Material	Interior Gauge and Material	Insulation Thickness and Material	Bulkhead Material		
MB, RF, CC, EH, FS	2	None	STD Ga. G-90 Galvanized	STD Ga. G-90 Galvanized	2" Foam	Galvanized		
Base Details								
Segment	Base			Floor				
	Gauge and Material	Paint	Gauge and Material	Paint	Insulation	Thermal Break	Attachment	Tread Plate
MB, RF, CC, EH, FS	None	None	STD Ga. G-90 Galvanized	None	N/A	-	-	None

### Unit Electrical

Circuit Details					
Circuit #	Component	V/Ph/Hz	FLA (Amps)	Minimum Current Ampecty (MCA)	Maximum Overcurrent Protection (MOP)
1	Electric Heat 1 left Element	460 / 480/3/60	-	-	70.0
Electrical Details					
Minimum Unit SCCR	5 kA rms Symmetrical	ETL Label (UL1995/NEC-2002)			Yes
Unit Light Type			Unit Light Switch		
-			-		

### Supply Fan(s)

Performance Details												
Fan Manufacturer	Model	Class	Size	% Wheel Width	% Wheel Diameter	Quantity	Total Airflow (CFM)	Altitude (ft)	TSP (in w.g)	ESP (in w.g)	Fan Speed (RPM)	Fan Power (BHP)
Comefri	ATLI	S	18-18	100	100	1	9,000	3,700	3.72	1.00	1,150	7.95
Max RPM	BHP w/ Drive Loss	Wheel Type	Blade Type	Wheel Material	Base Material	Fan Flow Isolation	AirFlow Monitoring	Inverter Drive Balancing	Isolation Type	Thrust Restraints		
1,215	8.39	DWDI	Forward Curved	Steel	Galvanized Steel	None	-	-	1" Spring	-		



# YORK® Solution™ Air Handling Unit Performance Report

Drive Type	Drive SF	Spare Belts	Spare Sheave	Inlet Screen	Fan Cage	Belt Guard	Lube Lines	Bearings	Fan Stand	Motor Removal Rail	Seismic Snubber
Belt Drive - Adjustable	1.5	-	-	-	-	-	Permanently Sealed	-	-	-	-

Motor Details										
Type/MFG	Motor Power (HP)	V/Ph/Hz	Quantity	Insulation Class	RPM	Frame Size	FLA (Amps)	Efficiency	Location	SGR
ODP/WEG	10.0	460/3/60	1	F	1,800	215	12.40	Premium	Left	-

## Water Coil(s)

Performance Details																			
Coil	Fluid Type	Rows	FPI	TPC	TMBH	SMBH	EAT (°F)		LAT (°F)		Airflow (CFM)	FV (ft/min)	APD	Flow (GPM)	EWT (°F)	LWT (°F)	Fluid Vel. (ft/s)	WPD	Alt. (ft)
							DB	WB	DB	WB									
CC	Water	8	12	6	361	260	77.0	62.0	46.5	46.1	9,000	506	0.96	71.4	41.0	51.1	2.6	4.2	3,700

Construction Details										
Coil	Location		Offset (in)	Connection Material <sup>1</sup>	Connection Rotation (degrees)	Connection Type	Supply Connection (Per Coil)		Coil Stack Rack	
	Coil Index <sup>2</sup>	Connection					Qty	Size (in)		
CC	0	Left	0	Steel	0	MPT	1	3	-	

Coil	# of Coils High	Face Type	Total Fin Height (in)	Fin Length (in)	Coil Face Area (ft²)	Fin Material	Fin Thickness	Fin Type	Tube Diameter (in)	Tube Material	Tube Wall Thickness (in)
CC	1	Full	45.00	57	17.8	AL	.010	Corrugated	1/2	Copper	.016

Coil	Coil Coating	Dry Weight (lbs)	Fluid Weight (lbs)	Fluid Volume (ft³)	Header Material	Casing Material	Intermediate Drain Pan Material	Fouling Factor (hr.ft².°F/BTU)
CC	-	475	143	2.3	Copper	Galvanized	304 Stainless Steel	-

Notes
<sup>1</sup> Performance is shown for the entire coil bank. Performance is not per coil.
<sup>2</sup> Coil index indicates position in segment. Example: CC-1, index 0; Spacer, index 1; CC-2, index 2
<sup>3</sup> Johnson Controls suggests using red brass or copper connectors when the coil is to be attached to a copper or brass piping system.
All coils are rated with a fouling factor of 0.00000 hr.ft².°F/BTU unless otherwise noted
Ratings are for coils manufactured by Johnson Controls, Inc., 507 E. Michigan St., Milwaukee WI 53202.
Coil DLL Version: 7.7d.004
BDW Tube Spacing: 1.25 x 1.08
CC[1][0]: This coil is certified in accordance with the AHRI Forced-Circulation Air-Cooling and Air-Heating Coils Certification Program which is based on AHRI Standard 410 within the range of Standard rating conditions listed in Table 1 of the Standard. Certified units may be found in the AHRI Directory at <a href="http://www.ahridirectory.org">www.ahridirectory.org</a> .

## Drain(s)

Details			
Segment	Drain Pan		
	Liner Material	Connection Location	Liner Coating
CC	Stainless Steel	Left	None

## Anexo 25. Selección del tanque de expansión



### Submittal Data Information

# CX Expansion Tanks

401-021

SUPERSEDES: 401-021 dated March 1, 2009 EFFECTIVE: December 1, 2009

Job: \_\_\_\_\_ Engineer: \_\_\_\_\_ Contractor: \_\_\_\_\_ Rep: \_\_\_\_\_

Quantity	Item No.	Model No.	Precharge*	Working Pressure

\*Standard precharge is 12 PSIG. (83 KPa)

### FOR USE IN CLOSED SYSTEMS ONLY.

#### CONSTRUCTION

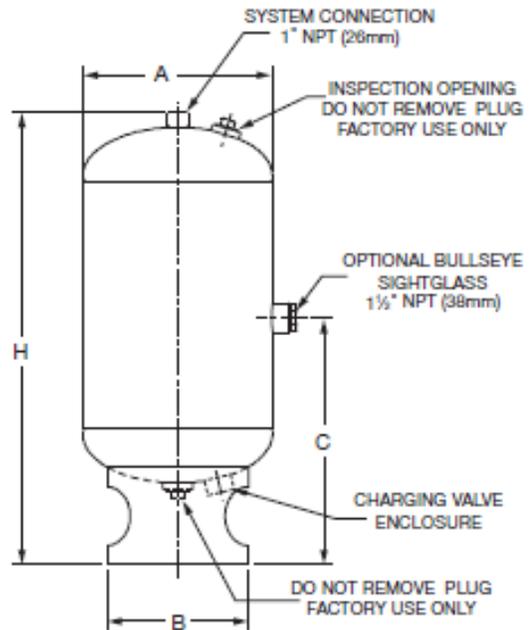
- Diaphragm type for permanent separation of air and water.
- Water expands into upper tank volume, deflecting diaphragm downward. Air precharge is in the lower tank volume.

#### SPECIFICATIONS

- Shell – Fabricated Steel designed and constructed per ASME Section VIII, Div. 1.
- Diaphragm – Heavy Duty Butyl (Non Replaceable).
- Working Pressure – 125 PSIG (862 KPa) only.
- Operating Temperature – 240°F (116°C) Max.

#### OPTIONS

- California Sight Glass
- Seismic Clips (4)



#### DIMENSIONS

All dimensions shown are subject to change and should not be used for pre-piping. Contact your local Taco representative should certified dimensional drawings be required.

MODEL NUMBER	TANK VOLUME		ACCEPT. VOLUME		H HEIGHT		A DIAMETER		B DIAMETER		C DIM.		APPROX. SHIPPING WEIGHT	
	GAL.	LIT.	GAL.	LIT.	INCH	MM	INCH	MM	INCH	MM	INCH	MM	LBS.	Kg
CX30-125	8	30	5	17	22½	572	14	356	12	305	12½	318	45	20
CX42-125	11	42	5	17	27½	699	14	356	12	305	16¼	413	51	23
CX84-125	23	84	10	36	37	940	16	406	12	305	16⅝	510	83	38
CX130-125	35	130	15	56	51¼	1302	16	406	12	305	19⅜	492	110	50
CX170-125	45	170	15	56	63¾	1619	16	406	12	305	28⅞	733	135	61
CX215-125	57	215	27	102	54	1372	20	508	16	406	20	508	186	85
CX254-125	67	254	27	102	61¾	1568	20	508	16	406	26¼	679	205	94
CX300-125	79	300	41	155	53⅞	1356	24	610	20	508	19¼	489	260	119
CX350-125	92	350	41	155	60¼	1530	24	610	20	508	26⅞	664	280	128

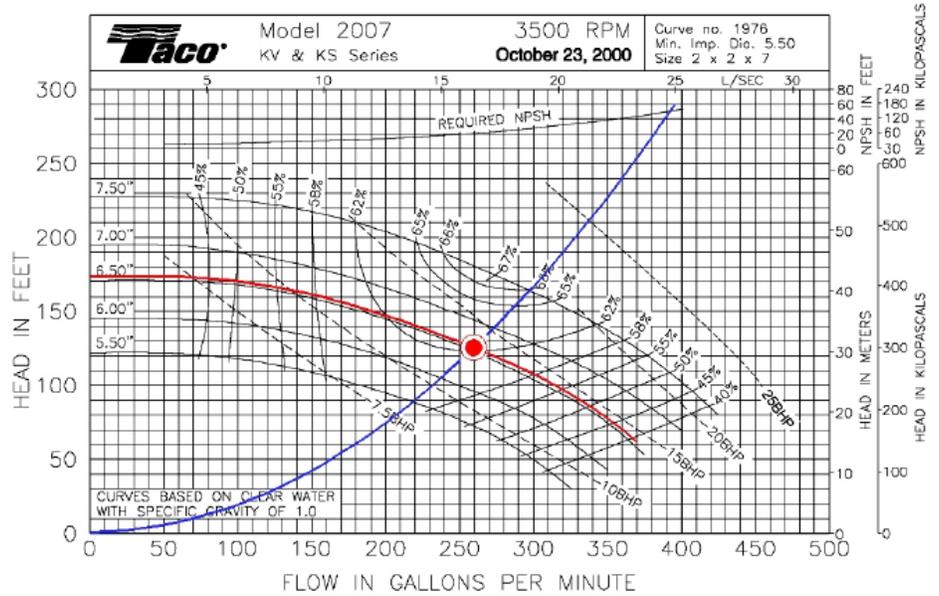
**Anexo 26.** Curva de bomba seleccionada



**Vertical Pumps Model: KV2007**

**Tag: Bombas Musmanni**

Flow Rate (Gpm): 260  
 Head Loss (Ft): 125  
 Working Fluid: Water @ 60 F  
 Efficiency (%): 62%  
 Construction: Iron  
 Design Hp: 13.26  
 Nol Hp: 14.54  
 Motor Hp: 15  
 Npsh (Ft): 24  
 Rpm: 3500  
 Imp Dia: 6.6  
 Volt/Ph/Hz: 480/3/60  
 Notes:



# Anexo 27. Ficha técnica del separador de aire



## Submittal

Job/Project:	Representative:	
ESP-Systemwize: WIZE-12A49D	05/03/2019	Phone:
Location/Tag:	Email:	
Engineer:	Submitted By:	Date:
Contractor:	Approved By:	Date:

### Rolairtrol Air Separator Hot & Chilled Water Bell & Gossett Model: R-5F

The Bell & Gossett Rolairtrol is a patented air separator with significant advantages. The Rolairtrol is capable of removing the air that commonly causes problems in commercial hot and chilled water systems. The Rolairtrol provides air free flow, improving efficiency and performance of the HVAC system



Designed and constructed per ASME Section VIII, Division 1

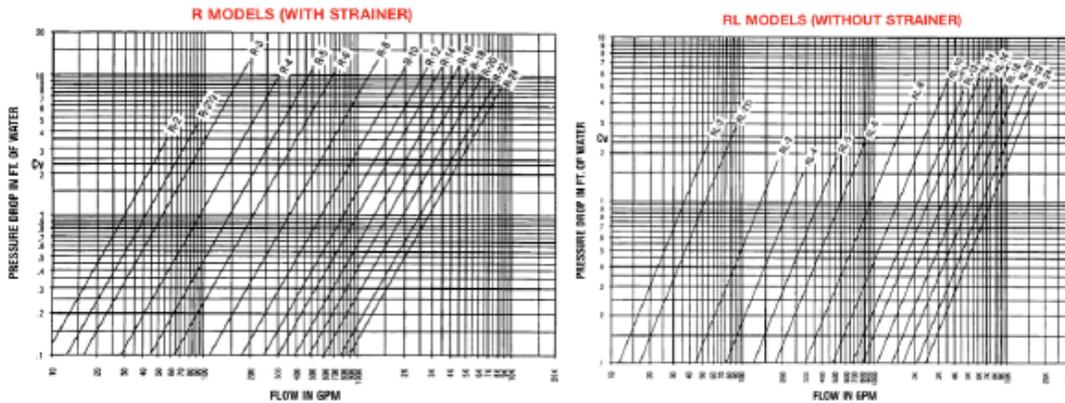
#### Separator Selection

Model	R-5F
Size	5.0 in
Recommended Max Flow	500.0 gpm
ASME Certified	true
Pressure Drop @ Design Flow	1.76'
Shipping Weight	220.0 lbs
Flooded Weight	429.0 lbs

Type of Separator: Centrifugal, With Strainer

### Performance Coverage Chart:

R-5F



#### Standard Materials of Construction

<b>Body</b>	Models R-2, RL-2, R-21 /2, and RL-21 /2: Cast Iron
<b>Shell</b>	All other models: Steel
<b>System Strainer ("R" Models only):</b>	galvanized steel strainers with 3 /16" (4.8mm) diameter perforations with 51% open area
<b>Air Collector Tube</b>	Stainless steel with 5 /32" (4mm) diameter perforations and 63% open area.
<b>Baffle/Collector Tube Support Assembly</b>	Steel

#### Maximum Working Pressure

Max Working Pressure	125psig
Max Operating Temperature	350°F

Consult local rep for higher working pressures and temperatures.

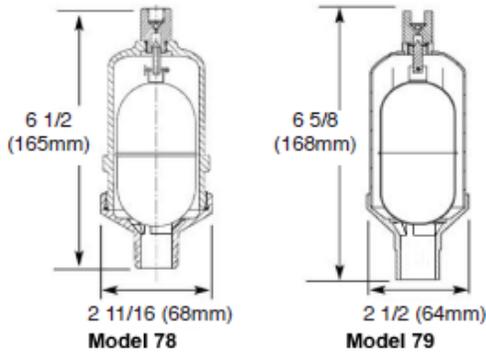
Anexo 28. Ficha técnica válvula de venteo



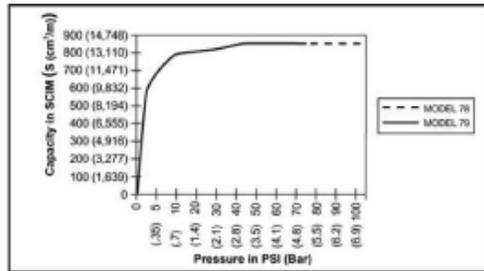
**SUBMITTAL**

  
**HS-102C**

<b>JOB:</b>	<b>REPRESENTATIVE:</b>
<b>UNIT TAG:</b>	<b>ORDER NO.:</b>
<b>ENGINEER:</b>	<b>SUBMITTED BY:</b>
<b>CONTRACTOR:</b>	<b>APPROVED BY:</b>
	<b>DATE:</b>
	<b>DATE:</b>
	<b>DATE:</b>



## Hoffman Speciality® Model 78 and 79 Water Main Vent Valve



**Capacities**

Materials of Construction		
Part	Specifications	
	Model 78	Model 79
Shell	Cast Brass	Brass Stamping
Base	Cast Brass	Brass Forging
Float	Stainless Steel	Stainless Steel
Seat	Brass	Brass
Pin	Stainless Steel	Brass

**RATINGS**

Model	NPT Inlet Size in.	NPT Outlet Size in.	Maximum Operating Pressure psig (bar)	Maximum Hydrostatic Pressure psig (bar)	Maximum Operating Temperature °F (°C)
78	3/4 male	1/8	150 (10.3)	450 (31.1)	250 (121)
79	1/2 female	1/8	75 (5.2)	200 (13.8)	250 (121)
	3/4 male				

**SCHEDULE**

MODEL NUMBER	PART NUMBER	TAGGING INFORMATION	QTY.
78	401485		
79	401488		

Anexo 29. Selección de tuberías amoníaco, manual de Frick

AIR-CONDITIONING										REFRIGERATION							
SECTION I - AMMONIA																	
SUCTION LINE CAPACITIES - TONS																	
LINE SIZE <sup>2</sup> (Inches)	Saturated Suction Temperature—F																
	—30			—20			0			20			40				
	Pressure Drop, Psi/100 ft																
IPS	1/2	1	2	1/2	1	2	1/2	1	2	1/2	1	2	3	1/2	1	2	3
1/2	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
3/4	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
1 1/4	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
1 1/2	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
2 1/2	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.

<sup>1</sup> Based on fluid flow at 90F saturated condensing temperature.  
<sup>2</sup> Data based on schedule 40 steel pipe, except that 1" and smaller are based on Schedule 80.

Reprinted by permission, from Refrigerant Piping Data, published by the Air-Conditioning and Refrigeration Institute.

DISCHARGE AND LIQUID LINE CAPACITIES - TONS

LINE SIZE <sup>2, 3, 4</sup> (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	1/2	1	2	3	100	2
3/8	—	—	—	—	—	8.5	11.6
1/2	1.28	1.85	2.65	3.25	13.6	23.5	
3/4	2.84	4.03	5.83	7.15	25.2	53.2	
1	5.68	8.06	11.6	14.2	42.1	105.	
1 1/4	14.7	21.1	30.4	37.2	75.3	225.	
1 1/2	22.2	31.5	45.0	55.0	103.	351.	
2	43.0	61.4	87.6	107.	197.	805.	
2 1/2	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.	—	—	

<sup>1</sup> Based on fluid flow at 90F saturated condensing temperature and 20F saturated evaporating temperature.  
<sup>2</sup> Data on sizes 2" and over based on Schedule 40 steel pipe.  
<sup>3</sup> Data on sizes 1" and smaller based on Schedule 80 steel pipe.

Data for discharge line sizes 1 1/4" and 1 1/2" based on Schedule 40 steel pipe — for liquid line sizes 1 1/4" and 1 1/2" based on Schedule 80 steel pipe.

Reprinted by permission, from Refrigerant Piping Data, published by the Air-Conditioning and Refrigeration Institute.

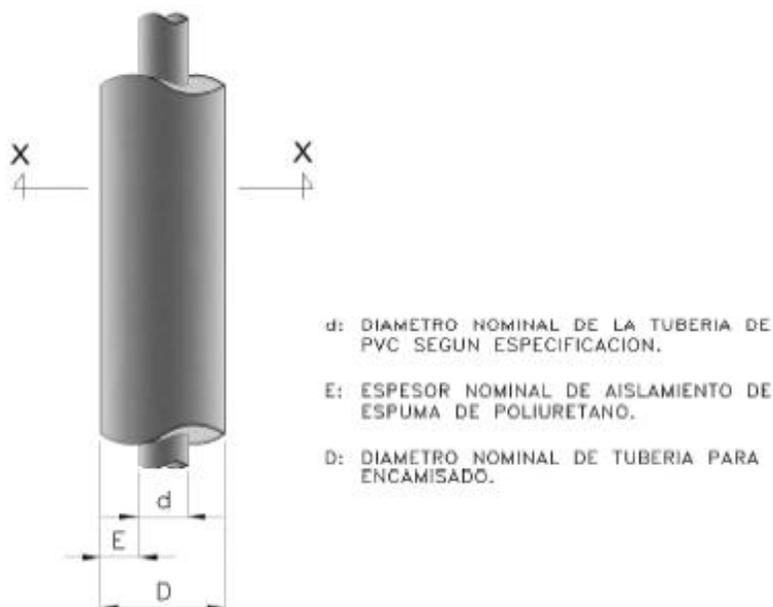
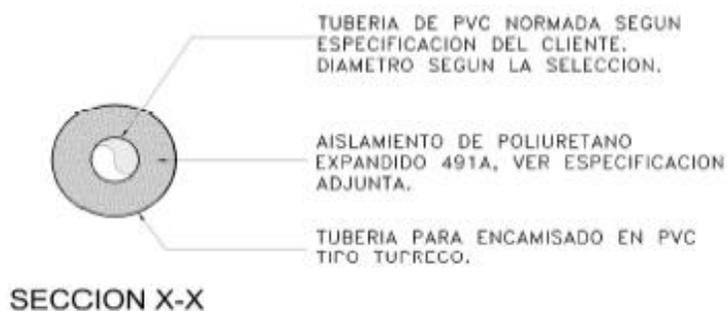
## Anexo 30. Ficha Técnica tubería Pre-aislada

FICHA TECNICA				
PRODUCTO:		Tubería Pre Aislada TUPRECO		
FECHA:		may-17		
Revisada por :		Ing. Ricardo Vargas IM 8097		
Versión:		TUPRECO 0114-03		

### 1. Descripción General del Producto

Tubería aislada con espuma de Poliuretano.

La tubería es de material PVC \*, según la especificación que se adjunta.



**DIAGRAMA ESQUEMATICO TUBERIA TUPRECO**  
SIN ESCALA

2. Especificaciones Generales:

<b>Tubería interna:</b>	Será de PVC *, certificada		
especificación*:	SDR 17		
diámetro:	Según requerimiento de cada proyecto.		
Longitud:	6	mts	
norma:	ASTM-2241**		
tipo:	Junta campana de cementar†		

<b>tubería camisa externa:</b>	Será de PVC especificación TUPRECO		
especificación:	SDR64 , color BLANCO, a prueba de rayos UV, con		
	pruebas de impacto tipo TUPRECO		
diámetro:	Según requerimiento de cada proyecto.		
Longitud:	6	mts	
norma:	ASTM según cada tubería.		
tipo:	sin campana		

<b>accesorios para tubería lado presión:</b>	Será de PVC *, certificada, Cédula según requerimientos		
especificación*:	SCH 40 o SCH 80 según selección		
diámetro:	Según requerimiento de cada proyecto.		
norma:	ASTM-2241**		
tipo:	Junta campana de cementar†		

<b>aislamiento:</b>	Espuma de Poliuretano Inyectada en cámara presurizada.		
especificación:	ELASTOPOR MX 1821/101 (V0) / ELASTOPOR P1001U ISOCYANATE		
espesor:	De acuerdo al cálculo de cada proyecto, con las condiciones puntuales		
características			
base de poliuretano	HFC 362/227 ECOLÓGICO		
comportamiento al fuego	AGENTE ANTIFLAMA INCORPORADO		
propiedades típicas			
	METODO	UNIDAD	VALOR
Densidad Core Empacada:	ASTM D 1622	kg/m3	> 36
Conductividad Térmica:	ASTM C 518	BTU-in/F-hr-ft2	= o < 0.16
Resistencia a la compresión 10%:	ASTM D 1621	kg/cm2	= o > 1.0
Estabilidad dimensional @ -29°C/48 hrs	ASTM D 2126	%	= o > 1.0

NOTAS

\* La tubería interna puede ser de otro material o cédula, según especificación del cliente.

\*\* Esta norma no aplica para SDR 50 / puede aplicar otra norma para otros materiales.

Toda la información de esta ficha técnica corresponde a la brindada por los fabricantes de cada elemento.

\*\*\*Nuestra tubería interna es normada según corresponda.

APROBADO POR :	
PROYECTO:	
FECHA:	
INSTALADOR:	



### Anexo 31. Cotización base para equipos de refrigeración

**Estimado Señor Michael Morales**

**El desglose de precios aproximado de los equipos para el sistema de aire acondicionado de la sala de proceso es el siguiente.**

Unidad de compresor Frick RXF 39E-TSOC 110TR (35 104)F	\$ 99,555
Condensador por aire marca Guntner S-AGVH 090.4B_2x4-ML.M	\$ 43,047
Tanque termosifón VTSR 8-42 1.2 ft3 49lb	\$ 6,149
Tanque surge drump HSDS 30-108 126 TR (34-70 Feed) más economizador.	\$ 30,944
Enfriador Alfa Laval M10-BWFG 111 TR 265 gpm (54~44)°F	\$ 9,932
Lote de válvulas (estimado) para efectos de tu estudio.	\$ 18,000
Unidad manejadora XT1-39x69 de 20 TR Una unidad.	\$ 17,415
Unidad manejadora XT1-54x69 de 30 TR tres (3) unidades.	\$ 58,530
<hr/>	
Total equipos en planta Musmanni, más IV	\$ 265,572
	+IV (13%)

**Observación.**

He recalculado el tamaño de las manejadoras para la consistencia con el enfriador de agua.

Queda pendiente el costo de la tubería y válvulas del sistema de agua helada y los ductos de lona y los plenum de retorno;

Sin otro particular.

Atentamente,

Ing. Gilberto Ayala

## Anexo 32. Cotización tubería PVC preaislada



Tel 2239-5627  
[info@tupreco.net.com](mailto:info@tupreco.net.com)

8 de mayo de 2019

Oferta # 346AT-2019-TEC

**Compañía:** TECNOLÓGICO DE CR  
**Atención:** Michael Moras.  
**Proyecto:** AGUA HELADA

**Celular:** 0000-0000  
**Teléfono:** 0000-0000  
**E-mail:** <[mmorales17@gmail.com](mailto:mmorales17@gmail.com)>

Item	Código	Cant	Descripción	Unitario	Total
	010100121200005	1	Tubo preaislado PVC SDR 17 2 1/2" camisa de 5"	161,46	161,46
	010100140000006	1	Tubo preaislado PVC SDR 17 4" camisa de 6"	226,44	226,44
				<b>Sub Total</b>	<b>\$ 387,90</b>
				<b>Imp. Venta</b>	<b>\$ 50,43</b>
				<b>Total</b>	<b>\$ 438,32</b>

**Notas:**

Vigencia de la oferta: 8 días hábiles a partir de esta fecha

Forma de Pago: 50% adelanto 50% contra entrega

Tiempo de Entrega: A convenir y sujeto a la programación de trabajo

Lugar de entrega: Nuestras instalaciones en la Asunción de Belén

La aplicación de pinturas sobre la camisa puede variar el comportamiento de la misma, no se recomienda pinturas oscuras del todo.

<p>Ing. Ricardo Vargas Morales Gerencia ☎ (506) 2239-5627 ☎ (506) 8878-5763 ✉ <a href="mailto:rvargas@tupreco.net">rvargas@tupreco.net</a> 🌐 <a href="http://www.tupreco.net">www.tupreco.net</a></p>	 <p><b>TUPRECO</b> <small>INDUSTRIA PLÁSTICA CALIENTE S. A.</small></p>
---	--

**Anexo 33.** Cotización tubería de acero al carbono ASTM A53 para amoníaco



**FÁBRICA CENTROAMERICANA DE NIPLES, S.A.**  
 400 NORTE, 200 OESTE DEL PASEO DE LAS FLORES, HEREDIA CP 40103, COSTA RICA.  
 TELÉFONO: +506 2260-4994 FAX: +506 2260-0607  
 CEDULA JURICADA: 3-101-012490

**COTIZACION**

CLIENTE: MICHAEL MORALES ARIAS

FECHA: 16/05/2019 13:53:09

PEDIDO No: 185458

MONEDA: CRC COLONES

ATENCION :

GENERADO:FAC10

LN	CODIGO	DESCRIPCION	CANT	KG/UD	PRECIO / UD	% DESC	% I.V.	SUBTOTAL
1	TB1620	TUBO NEGRO C40 S/C 6 MTS 3/4" LISO	1.00	10.38	10,510.00	0.00	13	10,510.00
2	TB1630	TUBO NEGRO C40 S/C 6 MTS 1-1/4" LISO	1.00	20.66	17,185.00	0.00	13	17,185.00
3	TB1650	TUBO NEGRO C40 S/C 6 MTS 3" LISO	1.00	68.82	57,235.00	0.00	13	57,235.00
4	TB1655	TUBO NEGRO C40 S/C 6 MTS 4" LISO	1.00	98.06	81,455.00	0.00	13	81,455.00
5	TB1715	TUBO NEGRO C80 S/C 6 MTS 1/2" LISO	1.00	9.72	10,000.00	0.00	13	10,000.00
6	TB1735	TUBO NEGRO C80 S/C 6 MTS 1-1/2" LISO	1.00	32.40	27,885.00	0.00	13	27,885.00

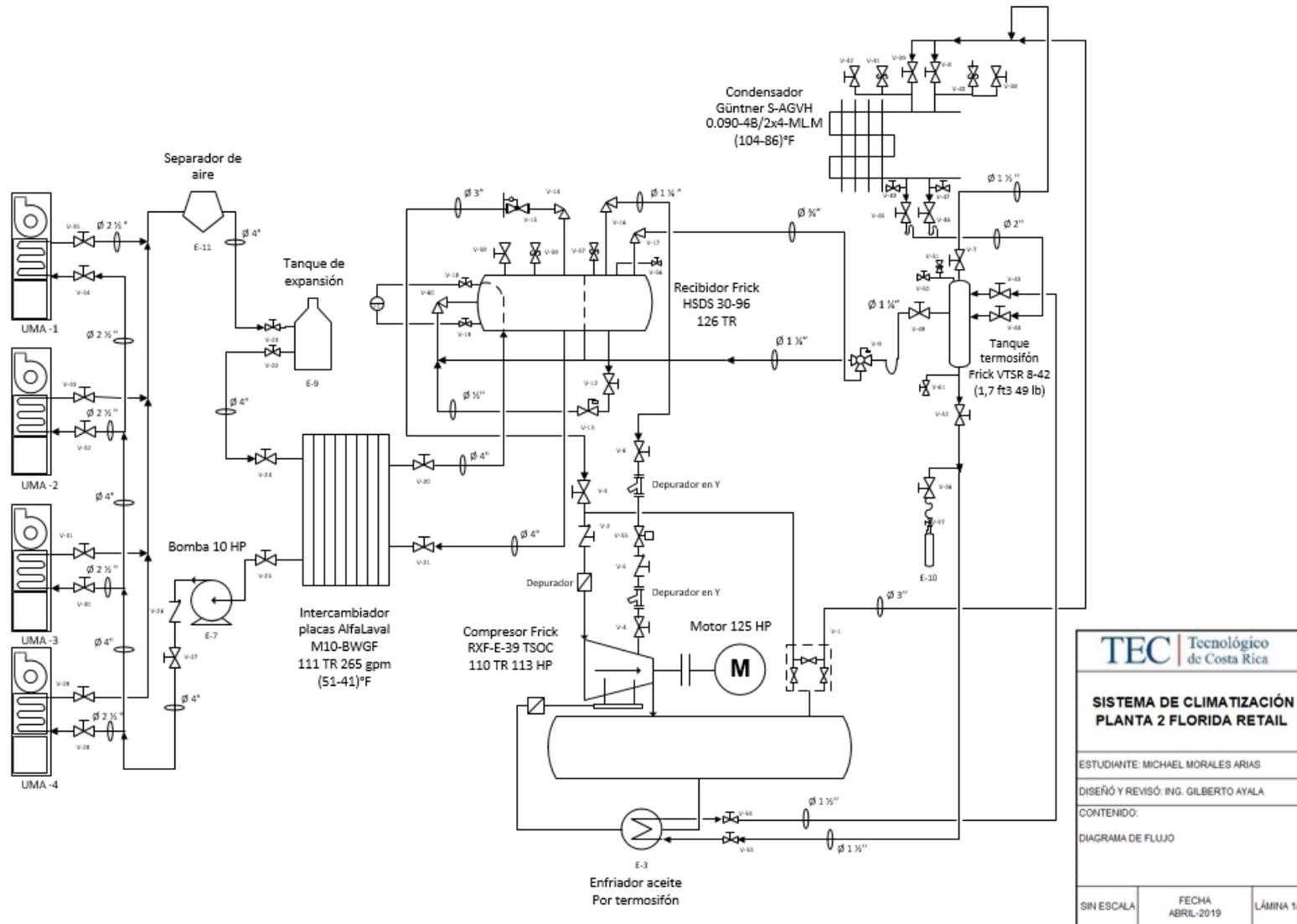
240.04 <b>KG</b>	SUBTOTAL	204,270.00
	DESCUENTO	0.00
	SUBTOTAL 2	204,270.00
	IMPUESTO	26,555.10
	TRANSPORTE	0.00
	TOTAL	230,825.10

TERMINOS DE PAGO: CONTADO

VIGENCIA PROFORMA: 1 DIAS NATURALES CONTRA FECHA COTIZACION

OBSERVACIONES:

**Anexo 34.** Diagrama de flujo del sistema climatización



## Anexo 35. Ficha técnica y de selección de válvula A4A reguladora de presión Parker

Catalog CC-11c/US

**A4 Adaptomode® Series**

Industrial Products  
**Pressure Regulators**



**Flanged Body Style**  
20-100mm (¾" - 4") Ports



**Weld End Body Style**  
125-200mm (5" - 8") Ports

### Description

The A4 family of regulators includes valves that control inlet, outlet or differential pressure. Each regulator is available with an assortment of additional variations which enable one regulator to perform several functions. The most common arrangements are shown on the following pages.

These compact, heavy-duty, pilot-operated regulators are suitable for use with Ammonia, R-22, R-134a, R-404A, R-507 and other common refrigerants and fluids approved for use in refrigeration systems. Capacity charts within this industrial catalog cover Ammonia and R-22 exclusively. Please contact the factory for information concerning capacities for other refrigerants.

A4 regulators with variations are normally ordered factory assembled and tested. However, the A4Z regulators and the Adaptomode® modules are available separately for stock or field conversions.

The A4R regulators are available for remote pilot operation. The pilot regulator (A2B) and pilot solenoid must be ordered separately.

### Materials

Body:

20-100mm ..... Gray Iron (ASTM A126 Class B)  
125-200mm ..... Cast Steel (A-352 GR, LCB)

Seat ..... Lapped Metal to Metal  
except A4AK 20-32mm (¾" to 1¼") ..... PTFE

Pilot Seat ..... Chrome Plated Steel

Diaphragm ..... Stainless Steel, Prefomed

### Specifications

Maximum Fluid Temperature ..... 105°C (220°F)

Minimum Fluid Temperature:

20-32mm (¾" to 1¼") ..... -45°C (-50°F)

40-200mm (1½" to 8") ..... -50°C (-60°F)

Design Pressure (MRP) ..... 27.6 bar (400 psig)

## Hot Gas Bypass Capacities (US Tons)

Typical Application: Compressor suction loading

<b>R22</b>	Condensing Temp, °F	Discharging Temp, °F	3/4" A4AO <sup>①</sup>	1" A4AO	1 1/4" A4AO	1 5/8" A4AO	2" A4AO	2 1/2" A4AO	3" A4AO
	86°	180°	35	58	99	160	290	380	550
	100°	180°	41	67	110	190	330	440	630
	110°	180°	44	73	130	200	370	480	690
	120°	180°	48	79	140	220	400	530	750

Capacities are average for the condensing temperatures and the corresponding discharge temperatures listed. Liquid temperature is the same as condensing temperature; evaporator temperature 40°F or less. Use at other reasonable conditions usually requires no capacity correction.

① The 3/4" Port Size Type A4AO Regulator is available with reduced throttling plug capacities equivalent to approximately 50% and 17% of the ratings shown here.

	Port Size <sup>②</sup>	Inlet Pressure	
		30 psig	150 psig
		Outlet Pressure Range	
		0-15 in Hg	45 psig to 15 in Hg
<b>R717</b>	3/4"	34	110
	1"	47	150
	1 1/4"	82	270
	1 5/8"	160	510
	2"	230	760
	2 1/2"	330	1100
	3"	470	1500

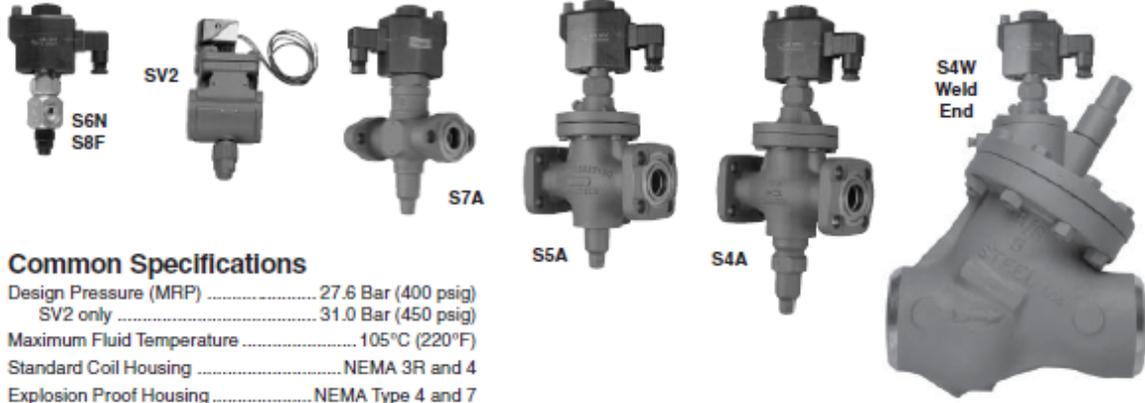
Based on saturated inlet gas.

② For capacities of larger regulators or other conditions, contact factory. Flow coefficients for all sizes are shown on page 8 and may be used for other flow calculations and for larger regulators.

## Anexo 36. Ficha técnica y de selección de válvula S5A solenoide de Parker

Catalog CC-11c/US  
S6N, S8F, SV2, S4A, S5A, S7A, S4W

Industrial Products  
Solenoid Valves



### Common Specifications

Design Pressure (MRP) ..... 27.6 Bar (400 psig)  
 SV2 only ..... 31.0 Bar (450 psig)  
 Maximum Fluid Temperature ..... 105°C (220°F)  
 Standard Coil Housing ..... NEMA 3R and 4  
 Explosion Proof Housing ..... NEMA Type 4 and 7

### Application Guide

Valve Type	Refrigerant Application	Refrigerant Temperature Range	VALVE MOST RECOMMENDED – Listed by Port Size											
			5mm 3/16"	13mm 1/2"	20mm 3/4"	25mm 1"	32mm 1 1/4"	40mm 1 1/2"	50mm 2"	65mm 2 1/2"	75mm 3"	100mm 4"	125-200mm 5" - 8"	
Solenoid	Liquid	Conventional warm high pressure	S6N	S8F SV2	S4A SV2	S4A SV2	S4A SV2	S4A	S4A	S4A	S4A	S4A	S4A	S4W
		Above -50°C (-60°F)	S6N	S8F	—	—	—	S4A	S4A	S4A	S4A	S4A	S4A	S4W
		Above -45°C (-50°F)	S6N	S8F SV2	S4A SV2	S4A SV2	S4A SV2	S4A	S4A	S4A	S4A	S4A	S4A	S4W
Solenoid	Suction*	Above -30°C (-25°F)	S6N	S8F	S7A	S7A	S5A	S5A	S5A	S5A	S5A	S5A	S4A	S4W
Solenoid	Hot Gas Defrost	Below 105°C (220°F)	S6N	S8F SV2	S4A SV2	S4A SV2	S4A SV2	S4A	SA4	S4A	S4A	S4A	S4A	S4W
	Bypass Compressor Unloading	Below 105°C (220°F)	S6N	S8F	S7A	S7A	S4AE	S4AE	S4AE	S4AE	S4AE	S4AE	S4AE	—
Solenoid	Equalizing Lines		S6N	—	S7A	S7A	—	—	—	—	—	—	—	—

### Specifications

Type	S6N	S8F	S7A	SV2	S5A	S5A	S4A	S4A	S4W	
Port Size	mm	5	13	20-25	13-32	32	40-75	20-32	40-100	125-200
	inch	3/16"	1/2"	3/4" - 1"	1/2" - 1 1/4"	1 1/4"	1 1/2" - 3"	3/4" - 1 1/4"	1 1/2" - 4"	5" - 8"
Seat Material	PTFE	PTFE	PTFE	PTFE	PTFE	Metal	PTFE	Metal	Metal	
Body Material	Ductile Iron	Ductile Iron	Gray Iron	Ductile Iron	Gray Iron	Gray Iron	Gray Iron	Gray Iron	Cast Steel	
Minimum Pressure Drop to Open Wide	bar	0	0.7	0	.24	0.07	0.07	0.14	0.28	0.14
	psi	0	1	0	3.5	1	1	4	2	2
Minimum Fluid Temperature	°C	-50°	-50°	-30°	-45°	-30°	-30°	-45°	-50°	-50°
	°F	-60°	-60°	-25°	-50°	-25°	-25°	-50°	-60°	-60°
Bulletin for Reference	30-90	30-91	30-92	30-06	30-93	30-93	30-94	30-94	30-05	

Port Size (inch)	Type	Liquid Capacities <sup>①</sup>		Suction Capacities <sup>②</sup>				Hot Gas Reclaim <sup>③</sup>						
		2 psi pressure drop	4 psi pressure drop	1 psi pressure drop		2 psi pressure drop		90°F Condensing		110°F Condensing		130°F Condensing		
				20°F	0°F	20°F	0°F	3.5 psi pr. drop	5 psi pr. drop	3.5 psi pr. drop	5 psi pr. drop	3.5 psi pr. drop	5 psi pr. drop	
R22	3/16	S6N	2.6	3.7	0.22	0.18	0.31	0.25	—	—	—	—	—	—
	1/2	S6F	12	17	1.0	0.79	1.4	1.1	—	—	—	—	—	—
		SV2	—	18	—	—	—	—	49	59	53	63	56	66
	3/4	S4A <sup>④</sup>	35	49	—	—	—	—	130	160	140	170	150	180
		S7A SV2	35	49 43	2.9 —	2.4 —	4.1 —	3.3 —	— 110	— 140	— 120	— 150	— 130	— 160
	1	S4A	43	60	—	—	—	—	160	190	170	210	180	220
		S7A SV2	43	61 73	3.7 —	2.9 —	5.2 —	4.2 —	— 200	— 230	— 210	— 250	— 220	— 270
	1½	S4A	87	120	—	—	—	—	330	390	350	420	370	440
		S5A SV2	82	120 120	6.9 —	5.6 —	9.8 —	7.9 —	— 310	— 370	— 330	— 400	— 350	— 420
	1¾	S4A	140	190	—	—	16	13	520	620	560	670	590	710
		S5A	160	230	14	11	19	15	—	—	—	—	—	—
	2	S4A	230	330	—	—	28	22	870	1040	940	1120	990	1180
		S5A	220	310	19	15	26	21	—	—	—	—	—	—
2½	S4A	320	460	—	—	39	31	1200	1500	1300	1600	1400	1700	
	S5A	350	500	30	24	42	34	—	—	—	—	—	—	
3	S4A	430	610	—	—	52	42	1600	2000	1800	2100	1900	2200	
	S5A	500	700	42	34	59	48	—	—	—	—	—	—	
4	S4A	630	900	—	—	—	—	2400	2900	2600	3100	2700	3200	
5	S4W	—	—	—	—	—	—	3300	3900	3500	4200	3700	4400	
6	S4W	—	—	—	—	—	—	5900	7000	6300	7600	6700	8000	
8	S4W	—	—	—	—	—	—	9000	11000	9700	12000	10200	12000	
R717								70°F Condensing		86°F Condensing				
								3.5 psi	5 psi	3.5 psi	5 psi			
	3/16	S6N	16	22	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
	1/2	S6F	70	99	2.8	2.2	4.0	3.0	—	—	—	—	—	—
		SV2	—	110	—	—	—	—	120	140	130	160	—	—
	3/4	S4A <sup>④</sup>	—	300	—	—	—	—	320	380	350	420	—	—
		S7A SV2	210	290 260	8.3 —	6.6 —	12 —	9.0 —	— 280	— 330	— 310	— 370	—	—
	1	S4A	—	360	—	—	—	—	390	470	430	520	—	—
		S7A SV2	260	370 440	10 —	8.3 —	15 —	11 —	— 480	— 570	— 530	— 630	—	—
	1½	S4A	—	740	—	—	—	—	790	950	880	1050	—	—
		S5A SV2	490	700 700	20 —	16 —	28 —	21 —	— 750	— 900	— 830	— 1000	—	—
	1¾	S4A	830	1200	—	—	47	36	1300	1500	1400	1700	—	—
		S5A	960	1400	38	31	54	41	—	—	—	—	—	—
2	S4A	1400	2000	—	—	78	60	2100	2500	2300	2800	—	—	
	S5A	1300	1900	53	42	75	57	—	—	—	—	—	—	
2½	S4A	2000	2800	—	—	110	84	3000	3600	3300	3900	—	—	
	S5A	2100	3000	85	68	120	92	—	—	—	—	—	—	
3	S4A	2600	3700	—	—	150	110	4000	4700	4400	5200	—	—	
	S5A	3000	4200	120	95	170	130	—	—	—	—	—	—	
4	S4A	3800	5400	Use CK-2 or S6A <sup>⑤</sup>		220	160	5800	6900	6400	7700	—	—	
5	S4W	—	—	Use CK-2 or S6W <sup>⑤</sup>		290	220	7900	9500	8800	10000	—	—	
6	S4W	—	—	Use CK-2 or S6W <sup>⑤</sup>		530	400	14000	17000	16000	19000	—	—	
8	S4W	—	—	Use CK-2 or S6W <sup>⑤</sup>		810	620	22000	26000	24000	29000	—	—	

All capacities are maximum for the conditions listed and have no reserve for excess loads.

- ① Liquid capacities for R22 are based on 100°F Condensing and 40°F evaporator temperatures with no flashing through the valve for the pressure drops listed. For each 10°F liquid is below 100°F, INCREASE values by 5%. R717 capacities are based on 20°F liquid with no flashing, 5°F evaporator temperature and no liquid overfeed. For liquid overfeed, multiply evaporator tons by recirculating rate and size valve to the tons result. Use of 20°F liquid for capacities in this table is sufficiently accurate for most liquid overfeed systems. To convert to 86°F liquid, multiply values in the table by 0.9.
- ② Suction capacities for R22 are based on 100°F liquid and 10°F superheat entering the valve at the pressure drops and evaporator temperatures listed. For each 10°F liquid is below 100°F, INCREASE values by 5%. R717 capacities are based on 86°F condensing temperature and the evaporator temperatures listed. See A4A suction capacities on page 11 for other pressure drops and for corrections for liquid overfeed and sub-cooled liquid.
- ③ Hot gas heat reclaim capacities are in terms of heat of condensation rejected at the condenser and are based on saturated inlet conditions at pressures equivalent to the condensing temperatures and for the pressure drops listed.
- ④ CK-2 and S6A. See page 22 for low pressure drop at temperatures below 20°F.
- ⑤ The 20mm port size S4A is available with capacities equal to 50% of the ratings shown.

**Anexo 37.** Ficha Técnica material de los ductos

<b>Información técnica del Material</b>		
<b>Material textil 100% poliéster</b>		
<b>Peso</b>	85	g/m <sup>2</sup>
<b>Resistencia al rasgado</b>	<b>Urdimbre</b>	<b>Trama</b>
NMX-A-109-INNTEX-2005	13,7 N	11,7 N
<b>Resistencia a la tracción</b>	<b>Urdimbre</b>	<b>Trama</b>
NMX-A-059/2-INNTEX-2008	640,0 N	580,0 N
<b>Resistencia a la Flama (Prueba vertical)</b>	<b>Urdimbre</b>	<b>Trama</b>
ASTM-D-6413-08		
Longitud de quemado	12,04 cm	13,54 cm
Tiempo después de la flama	0,0 s	0,0 s
Post-Luminiscencia	0,0 s	0,0 s
<b>Temperatura de operación</b>	<b>Máxima</b>	<b>Minima</b>
	60° C	-10° C