

Escuela de Ingeniería Electromecánica

Ingeniería en Mantenimiento Industrial

**“Diseño de un sistema de refrigeración por amoníaco a
diferentes temperaturas para una industria de proceso de carne
bovina y porcina”**



Informe de Práctica de Especialidad para optar por el título Ingeniera en
Mantenimiento Industrial, grado Licenciatura

Andrés Mora Peraza

Costa Rica, Cartago, Junio 2017



engineerscanada

Escuela Acreditada por el
Canadian Engineering Accreditation Board (CEAB)

a. Información general de estudiante, proyecto y empresa

- **Estudiante:**

Nombre: Andrés Mora Peraza.

Cédula: 1-1578-0207

Carné TEC: 201233471

Residencia en tiempo lectivo: Santa Bárbara, Heredia.

Residencia en tiempo no lectivo: Aguas Zarcas, San Carlos, Alajuela.

Teléfono / correo electrónico: (506) 8518-0782 / andresmoraperaza@gmail.com

- **Proyecto:**

Nombre del proyecto: Diseño de un sistema de refrigeración por amoníaco a diferentes temperaturas para para una industria de proceso de carne bovina y porcina.

Asesor industrial: Ing. Lisandro Salas Mora.

Profesor asesor: Ing. Óscar Monge Ruíz.

Horario de trabajo: Lunes a viernes, de 8:00 am a 5:00 pm.

- **Empresa:**

Nombre: Refrigeración y soluciones de frío S.A.

Ubicación: Condominio comercial Terrum, bodega #13, Río Segundo, Alajuela.

Teléfono: +(506) 2441-8162

Actividad principal: consultoría en refrigeración industrial.

Dedicatoria

No existe mejor forma de reatribuir el esfuerzo dado por mi familia para hacerme llegar a este punto de la vida, que ser feliz y proyectar mi futuro para dar lo mejor de mi a ellos: mi ejemplar padre Alex, mi dedicada madre Hellen, mi amiga y hermana Katherine, y a mi amado perro Nassim. Ellos que han estado siempre presente.

Agradecimiento

Agradezco profundamente por todos mis logros a Costa Rica, esta gran nación que entregó recursos de bien común para mi formación; al Tecnológico de Costa Rica por ser más que un centro universitario, también un hogar en conjunto a toda aquella persona que hizo de esta etapa una de las mejores. Al Ing. Lisandro Salas

Mora por dar la oportunidad y el apoyo constante que siempre anhelé para desarrollarme en este campo de la ingeniería, al Ing. Oscar Monge Ruíz por su guía y apoyo incondicional en mi preparación y al universo por permitirme vivir tanta felicidad con mi familia; los más importantes.

Índice General

a. Información general de estudiante, proyecto y empresa.....	2
Índice General.....	5
a. Resumen.....	16
b. Abstract.....	17
Capítulo 1: Introducción	17
1.1 Reseña de la empresa	17
1.1 Descripción del proceso productivo de empresa.....	18
Capítulo 2: Descripción del proyecto.....	19
2.1 Descripción del proyecto	19
2.2 Situación actual.....	19
2.3 Situación final proyectada	19
2.4 Justificación del proyecto	20
Capítulo 3: Objetivos.....	20
3.1 Objetivo General.....	20
3.2 Objetivos Específicos.....	21
Capítulo 4: Metodología	21
4.1 Procedimiento para desarrollo de este proyecto.....	21
a. Programa de necesidades	21
b. Estudio de caso	21
c. Cálculos de ingeniería	21
d. Selección de refrigerante y equipos.....	22

e.	Diseño de red de tuberías.....	22
f.	Desarrollo de planos	22
4.2	Alcance del proyecto	22
4.3	Limitaciones del proyecto.....	23
Capítulo 5: Marco teórico		23
5.1	Conceptos básicos	23
5.2	Estado del arte.....	26
5.2.1	La refrigeración	26
5.2.2	Aplicaciones de la refrigeración	27
5.2.3	La refrigeración, proceso termodinámico	27
5.2.4	Tipos de ciclo de refrigeración	28
5.2.5	Ciclo de refrigeración por compresión.....	29
5.2.6	Descripción general equipos del ciclo de refrigeración	32
5.2.7	Refrigerantes.....	35
5.2.8	Criterios para la selección del refrigerante	36
5.2.9	Cadena de frío	37
Capítulo 6: Etapa de diseño		38
6.1	Ubicación geográfica de la planta Carnes Ibiza.....	38
6.2	Distribución física de la planta Carnes Ibiza	39
6.3	Temperaturas por área (acorde a requerimientos según SENASA)	41
6.4	Dimensionamiento de panelería	44
6.4.1	Escogencia de material y tipo de panelería.....	47
6.4.2	Estimación de espesores para el aislamiento	49
6.4.3	Estimación de cantidades de panelería.....	58
6.5	Cálculo de carga térmica	65

6.5.1	Carga térmica por transmisión estructural	66
6.5.2	Carga térmica por infiltración de aire.	69
6.5.3	Carga térmica de los productos.	74
6.5.4	Carga térmica por respiración y embalajes.	78
6.5.5	Carga térmica por personas, motores, iluminación.....	79
6.5.6	Carga térmica horaria por zona	83
6.6	Selección de refrigerante	86
6.6.1	Criterio análisis de ahorro energético:	88
6.6.2	Criterio análisis de impacto ambiental:	94
6.6.3	Criterio análisis de seguridad personal:.....	95
6.6.4	Comparación de criterios para la selección del refrigerante:	96
6.7	Tipos de sistema para el manejo de la carga térmica.....	97
6.7.1	Consideraciones para la selección de refrigerante secundario	98
6.7.2	Selección de la mezcla de refrigerante secundario	104
6.8	Ubicación de unidades enfriadoras de aire.....	105
6.9	Sistema de refrigeración, parte glicol propileno – amoníaco	110
6.9.1	Equipos enfriadores de aire	110
6.9.2	Sistema de bombeo de glicol propileno.....	114
6.9.3	Selección del enfriador y sistema de expansión de glicol	122
6.9.4	Accesorios de la red de glicol.....	127
6.10	Sistema de refrigeración, parte con amoníaco.....	132
6.10.1	Equipos sistema amoníaco	133
6.10.2	Sistema de alimentación de refrigerante	134
6.10.3	Consideraciones para el diseño del sistema de manejo de la carga refrigerativa (compresión)	142

6.10.4 Consideraciones para el diseño del sistema de manejo de la carga refrigerativa (condensación).....	147
6.11 Diseño del cuarto de máquinas	149
6.11.1 Selección de Compresores	149
6.11.2 Sistema de enfriamiento de aceite	152
6.11.3 Selección de unidad condensadora	154
6.11.4 Selección de economizer y trampas de succión	156
6.11.5 Selección del recibidor de líquido.....	159
6.11.6 Diseño de la red de tuberías de refrigerante	160
6.11.7 Cálculo de aislamientos	180
6.12 Oportunidad de ahorro energético	182
Capítulo 7. Recopilación de información mantenimiento.....	186
Capítulo 8. Análisis financiero	189
Capítulo 8. Conclusiones y recomendaciones	197
8.1 Conclusiones	197
8.2 Recomendaciones	197
9. Bibliografía	198
Sección: anexos.....	201
Tablas de interés	201
Ver conjunto de anexos “información técnica”	202
A1- Plano de distribución arquitectónica.....	203
A3- Plano de alturas de planta.....	204
A4- Plano diagrama unifilar.....	205
A5- Plano distribución de panelería	206

A6- Plano diagrama unifilar (casa máquinas)	207
A7- Plano diagrama unifilar, especificación de válvulas y tuberías.....	208
A8 – Ubicación unidades enfriadoras de aire.	209
A9 - Representación 3D planta.....	210
A9-Carta psicométrica del aire (fuente: Coolerado).....	211
A10 - Diagrama de Moeller R-404 (fuente: Coolpack)	212
A11 - Diagrama de Moeller R-507 (fuente: Coolpack)	213
A12 - Diagrama de Moeller R-717 (fuente: Coolpack)	214

Índice de Figuras

Figura 1. Diagrama del proceso productivo en RSFcr.....	19
Figura 2. Representación del proceso de refrigeración como bomba de calor.	26
Figura 3.Representación comportamiento de un fluido a cambiar de estado sólido a gaseoso.....	28
Figura 4. Ciclo básico de refrigeración por compresión.	29
Figura 5. Diagrama de Moeller para el ciclo de refrigeración por compresión..	31
Figura 6. Rango de temperaturas típicas para el crecimiento bacteriano.....	38
Figura 7. Espesor de panel PUR sandwich Italpanelli en función del flujo térmico y diferencial de temperatura.....	50
Figura 8.Selección de espesor de aislante Italpanelli para la pared norte de la cámara RMB.	52
Figura 9. Relación entre el costo anual por espesor de aislamiento.	67
Figura 10. Cambios de aire recomendados para cuartos fríos con temperatura mayor a 0 [°C]	71
Figura 11. Cambios de aire recomendados para cuartos fríos con temperatura menor a 0 [°C].	71
Figura 12. Carga térmica por infiltración de aire para la cámara de materia prima en canal, sección bovino.	72

Figura 13. Carga térmica por infiltración en cambios de aire para todas las áreas frías de Carnes Ibiza.	72
Figura 14. Características térmicas de los productos de carne bovina	76
Figura 15. Características térmicas de los productos de carne porcina.	76
Figura 16. Calor equivalente diario por persona en función de la temperatura del ambiente.....	80
Figura 17. Carga térmica por potencia para motores eléctricos	83
Figura 18. Diferencial de temperatura recomendado para productos alimenticios.	89
Figura 19. Diagrama de Moeller del R-404 con las condiciones de operación dadas.	90
Figura 20. Diagrama de Moeller del R-507 con las condiciones de operación dadas.	92
Figura 21. Diagrama de Moeller del R-717 con las condiciones de operación dadas.	93
Figura 22. Ubicación recomendada para evaporadores en aplicaciones de una y dos unidades.....	106
Figura 23. Ubicación recomendada para evaporadores en aplicaciones de más de dos unidades.....	107
Figura 24. Ejemplo de uso de evaporador de doble flujo en sala SPB.....	108
Figura 25. Representación de los componentes básicos de un sistema hidrónico de enfriamiento.....	115
Figura 26. Selección de bomba opción de un solo equipo.	121
Figura 27. Selección de bomba opción de dos equipos	122
Figura 28. Válvula de balance para el equipo enfriador de aire RMB.	128
Figura 29. Representación de la conexión de los enfriadores de aire con las válvulas correspondientes.....	132
Figura 30. Características del tanque de recirculado para abastecer al frigorífico de congelado.....	137
Figura 31. Características del tanque de inundado para abastecer al frigorífico de congelado.....	137

Figura 32. Representación del flujo de aire en sentido positivo en unidad evaporadora reversible.....	141
Figura 33. Representación del flujo de aire en sentido negativo en unidad evaporadora reversible.....	141
Figura 34. Comparación entre la capacidad en flujo volumétrico contra diferencial de temperatura operación en compresores de una etapa.....	144
Figura 35. Agrupamiento de la carga térmica por temperatura de evaporación e índice de compresión necesario correspondiente.	145
Figura 36. Representación de los compresores RXF 68, RXF 85 y RXF 24 respectivamente.	152
Figura 37. Representación en diagrama unifilar de conexión del condensador evaporativo seleccionado.	156
Figura 38. Conexión del economizer.....	157
Figura 39. Conexión de las trampas de succión para las cargas de baja temperatura	159
Figura 40. Recibidor de líquido en diagrama unifilar de conexiones. Fuente: elaboración propia.....	160
Figura 41. Diagrama unifilar de conexiones casa máquinas. Fuente: elaboración propia.	163
Figura 42. Diagrama unifilar de conexiones evaporadores inundados y con descongelamiento por gas caliente.....	164
Figura 43. Diámetros de tubería por carga térmica línea de líquido a alta presión.	167
Figura 44. Vista de las variables de entrada para la selección de válvulas Parker.	172
Figura 45. Conexión unifilar del descongelamiento en los evaporadores inundados con amoniaco.	179
Figura 46. Tarifa T-M-T del ICE vigente para el 2017.	184
Figura 47. Progama de mantenimiento base según fábrica para compresores RXF.	187

Figura 48. Representación del menú principal de información de los equipos de refrigeración	188
Figura 49. Programación del mantenimiento preventivo para el paquete de compresión RWF.....	189
Figura 50. Programación del mantenimiento preventivo para los motores eléctricos de los equipos	189
Figura 51. Cambios de aire en función de volumen de cámara fría.	201
Figura 52. Cambios de aire en función de volumen de cámara fría.	201
Figura 53. Calor equivalente de motores eléctricos.	202
Figura 54. Calor equivalente de personas.....	202

Índice de Tablas

Tabla 1. Etapas del ciclo de refrigeración por compresión en el diagrama de Moellere.....	31
Tabla 2. Características climatológicas de la zona del Coyo de Alajuela, Costa Rica.	39
Tabla 3. Tabla __. Secciones de la planta Carnes Ibiza con necesidad de frío.	40
Tabla 4. Temperaturas en cada sección de la planta Carnes Ibiza con relación a estipulaciones de SETENA.	43
Tabla 5. Criterio de aceptación para selección de la panelería según flujo térmico.	47
Tabla 6. Dimensión del aislamiento preseleccionado para cada sección de la cámara RMB según condiciones de trabajo.....	53
Tabla 7. Dimensión del aislamiento preseleccionado para cada zona de la sección de bovinos de la planta Carnes Ibiza según condiciones de trabajo.	54
Tabla 8. Dimensión del aislamiento preseleccionado para cada zona de la sección de porcinos de la planta Carnes Ibiza según condiciones de trabajo.....	54
Tabla 9. Dimensión del aislamiento preseleccionado para cada zona de las secciones generales de proceso de la planta Carnes Ibiza según condiciones de trabajo.	55

Tabla 10. Dimensión del aislamiento seleccionado para cada zona de la planta Carnes Ibiza.	56
Tabla 11. Dimensión rectangular de los paneles de aislamiento seleccionados. ...	59
Tabla 12. Cantidad de paneles a utilizar por zona para las paredes de la nave industrial de Carnes Ibiza.	61
Tabla 13. Cantidad de paneles a utilizar por zona para el cielo de la nave industrial de Carnes Ibiza.	63
Tabla 14. Cantidad de panel total a utilizar por espesor.	65
Tabla 15. Área superficial por paredes, cielo y piso de la cámara de recibo de materia prima en canal de la sección bovino.....	67
Tabla 16. Carga térmica por transmisión para la cámara de recibo de materia prima en canal de la sección bovino.	68
Tabla 17. Carga térmica diaria por transmisión por zona.	69
Tabla 18. Tipo de producto por sección de la planta y sus características de relevancia.....	76
Tabla 19. Carga térmica diaria por producto por sección de la planta.	77
Tabla 20. Carga térmica por embalajes.	79
Tabla 21. Carga térmica diaria por personas.	80
Tabla 22. Demanda de luminosidad y carga eléctrica por zona con frío de la planta Carnes Ibiza.	81
Tabla 23. Ciclo diario de trabajo del sistema de refrigeración por zona.	84
Tabla 24. Carga térmica final por zona para la planta de proceso Carnes Ibiza. ...	85
Tabla 25. Comparación entre las características de eficiencia, GWP, ODP y peligrosidad de los tres refrigerantes en análisis.....	96
Tabla 26. Tipo de sistema de refrigeración a usar por sección de la planta Carnes Ibiza.....	100
Tabla 27. Comparación de las propiedades de interés entre los refrigerantes secundarios considerados.....	102
Tabla 28. Punto de congelación de la mezcla acuosa de glicol propileno en función de la concentración volumen volumen.	104

Tabla 29. Cantidad y tipo de equipos enfriadores de aire a utilizar por sección fría.	109
Tabla 30. Datos de las unidades enfriadoras de aire por medio de glicol propileno.	112
Tabla 31. Distribución ramificada de caudales y distancia por sección de la red de glicol propileno.	115
Tabla 32. Diámetro, velocidad, caída de presión por longitud y carga de presión por tramo de tubería.	117
Tabla 33. Diámetro de tubería para la conexión de los equipos enfriadores de aire.	119
Tabla 34. Características de operación del sistema de bombeo de glicol.	120
Tabla 35. Volumen por tramo de tubería y equipo de la red de glicol. Volumen por tramo de tubería y equipo de la red de glicol.	124
Tabla 36. Características del enfriador de glicol propileno con amoníaco como refrigerante.	126
Tabla 37. Válvulas seleccionadas para la red de glicol por sección enfriada con el sistema de glicol propileno.	129
Tabla 38. Temperatura de evaporación de amoníaco para cada sección.	133
Tabla 39. Tipo de alimentación de amoníaco a unidades evaporadoras por sección.	138
Tabla 40. Unidades evaporadoras y tanques de inundado seleccionados para cada sección.	139
Tabla 41. Datos de compresores seleccionados.	151
Tabla 42. Calor de rechazo total del sistema de compresión.	154
Tabla 43. Modelo y condiciones de operación para el economizer seleccionado.	157
Tabla 44. Modelo y condiciones de operación para las trampas de succión seleccionadas.	158
Tabla 45. Flujo másico y capacidad térmica por línea de tubería principal de amoníaco.	164
Tabla 46. Diámetro de tubería en hierro negro para la red de amoníaco.	167

Tabla 47. Modelo, cantidad y diámetro de las válvulas seleccionadas, parte 1. .	172
Tabla 48. Tabla_. Modelo, cantidad y diámetro de las válvulas seleccionadas, parte 2.	175
Tabla 49. Diagrama de funcionamiento para el descongelamiento en sistemas inundados. Fuente: Boletín 90-11 ^a Parker.....	178
Tabla 50. Cálculo de la carga total de amoniaco para el sistema de refrigeración en general.	179
Tabla 51. Aislamiento en tuberías de succión de amoniaco y de glicol.....	181
Tabla 52. Potencia consumida por los compresores seleccionados al 100 [%] de su capacidad.....	184
Tabla 53. Costo mensual por consumo eléctrico por compresores, caso base. .	184
Tabla 54. Costo total (consumo + demanda) mensual eléctrico por compresores, caso base.....	185
Tabla 55. Potencia consumida por los compresores seleccionados con la configuración del puerto lateral.	185
Tabla 56. Potencia consumida por los compresores seleccionados con la configuración del puerto lateral.	185
Tabla 57. Costo total (consumo + demanda) mensual eléctrico por compresores, caso puerto lateral.....	186
Tabla 58. Costo total de la panelería estructural para este proyecto.	190
Tabla 59. Costo total de los equipos enfriadores de aire para este proyecto.	190
Tabla 60. Costo total de los equipos varios para este proyecto.	191
Tabla 61. Costo total de las tuberías para este proyecto.	192
Tabla 62. Costo total de la valvulería para la red de glicol propileno de este proyecto.	192
Tabla 63. Costo total de la valvulería para la red de amoniaco de este proyecto.	193
Tabla 64. Costo total del proyecto.....	195
Tabla 65. Costo utilidad neta por kilogramo de proceso diario.....	195
Tabla 66. Amortización de la deuda en 36 meses al 8 [%] de interés anual.	196

Tabla 67. Flujo neto de efectivo para los tres años de proyección de reintegración de la inversión.	196
--	-----

a. Resumen

La refrigeración industrial responde a las demandas de frío en procesos de alta producción en diferentes campos de aplicación, como el procesamiento de alimentos para el consumo humano. Carnes Ibiza es una empresa dedicada al proceso de carne de origen bovino y porcino, la cual busca la expansión de su capacidad de producción; por ello se desarrolla el diseño de una planta que responde a la necesidad del cliente en función de las disposiciones sanitarias del Ministerio de Agricultura y Ganadería (MAG) y el Servicio de Nacional de Sanidad y Calidad Agroalimentaria (SENASA) para la inocuidad y aseguramiento de la calidad de los productos de Carnes Ibiza. Este diseño se enfoca en mitigar el impacto de la planta de refrigeración al medio ambiente, el ahorro energético y la seguridad laboral en sus instalaciones, para brindar una solución factible de acuerdo a las recomendaciones de la Sociedad Americana de Ingenieros en Calefacción,

Refrigeración y Aire Acondicionado (ASHRAE) y el Instituto Internacional de Refrigeración por Amoniaco (IIAR).

Palabras clave: Refrigeración industrial, bovino, porcino, Carnes Ibiza, MAG, SENASA, ASHRAE, IIAR, ahorro energético, seguridad laboral, medio ambiente.

b. Abstract

The industrial refrigeration comes to answer the high production cold demand in various application fields, like in the human feed product processing. Carnes Ibiza is a bovine and porcine meat processing company that is looking for an expansion in its productive capacity; for this reason is developed an refrigeration instalation that answers the client's needs in function of MAG and SENASA sanitary provisions to ensure the Carnes Ibiza's product quality and safety. This design focuses to mitigate the refrigeration environmental impact, the energy saving and the working safety in its instalations, to give a workable solution in agree to the recommendations given by ASHRAE and IIAR.

Key words: Industrial refrigeration, bovine, porcine, Carnes Ibiza, MAG, SENASA, ASHRAE, IIAR, energetic saves, working safety, environment.

Capítulo 1: Introducción

1.1 Reseña de la empresa

La empresa Refrigeración y Soluciones de Frío de Costa Rica (RSFCr) se ubica en Río Segundo de Alajuela en el condominio comercial Terrum, bodega #13. Se dedica a brindar soluciones integrales para sistemas de refrigeración destinadas al sector industrial y comercial, con el objetivo de satisfacer las necesidades de los clientes de la manera más óptima, con un enfoque de armonía ambiental y eficiencia energética.

Los clientes de esta empresa se enfocan principalmente a las áreas comerciales de la industria cárnica, pesquera, láctea, hortícola y avícola entre otros, además de sectores de producción con necesidad de frío e industria alimenticia en general, a lo largo de Centroamérica, Panamá, México y Colombia. Con soluciones

que se solventan por medio del diseño y asesoría en ingeniería, servicio técnico para el mantenimiento correctivo, preventivo y predictivo en el desarrollo de proyectos seccionados (necesidad de diseño, suministro de equipos y repuestos) hasta la realización de proyectos bajo el concepto de “llave en mano”, con una constante actualización de conocimientos para brindar soluciones en las áreas de desarrollo de la empresa, asegurándose la vanguardia en sistemas de refrigeración industrial.

1.1 Descripción del proceso productivo de empresa.

El producto para el que esta empresa trabaja es esencialmente la venta de servicios en refrigeración industrial, por lo el proceso para la realización de estos comienza desde varios puntos en el desarrollo total de un proyecto, dado a que se satisfacen las necesidades específicas de los clientes, así como el inicio de estos desde la etapa de desarrollo de ingeniería, instalación y puesta en marcha; para lo que se enfoca en la especialidad en proyectos tipo “llave en mano”, lo que implica la realización, logística, instalación y puesta en marcha de todas las acciones, equipos y demás, que se necesita para que el cliente reciba la solución a su necesidad totalmente lista para su utilización.

Además, en RSFcr se han creado alianzas estratégicas con proveedores que, en conjunto con el amplio conocimiento del personal de trabajo, se brinda servicios de refrigeración industrial con especialidad en sistemas por freón y amoníaco, por lo que se puede especificar el proceso de solución para las necesidades de los clientes comenzando por el contacto y descripción de la necesidad del cliente, propuesta de objetivos a alcanzar con la solución, desarrollo de ingeniería, diseño ingenieril, dirección técnica, logística, construcción, preparación de las instalaciones, instalación de equipos y supervisión, puesta en marcha del proyecto y de forma opcional capacitaciones para el personal de operación sobre el manejo y utilización del sistema instalado. Este proceso se puede apreciar de la siguiente manera:

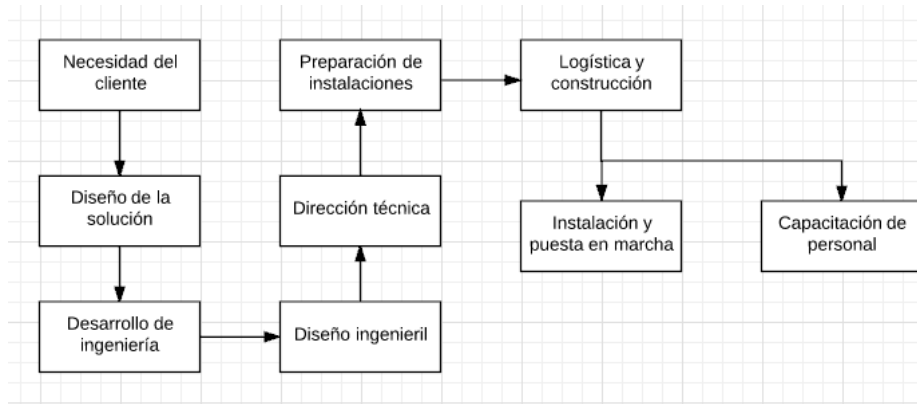


Figura 1. Diagrama del proceso productivo en RSFcr. Fuente: Elaboración propia.

Capítulo 2: Descripción del proyecto

2.1 Descripción del proyecto

En esta sección se tiene una descripción general de este proyecto, el cual consta de un proceso de diseño de refrigeración por amoníaco y una recolección de información de interés para la futura proyección del mantenimiento de dicho sistema.

2.2 Situación actual

Según la descripción del proceso productivo de RSFcr, se tiene la asesoría en ingeniería en refrigeración industrial como eje principal. Por esto, la labor de diseño en este proyecto parte desde la necesidad del cliente Carnes Ibiza, de construir una planta de proceso para carne bovina y porcina según los requerimientos de producción, reglamentaciones sanitarias para Costa Rica y especificaciones de la ASHRAE e IIAR; en concordancia con el trabajo de arquitectura y obra civil con desarrollo previo.

2.3 Situación final proyectada

La proyección de objetivos para este proyecto se enfoca en la preparación en materia de ingeniería para la construcción, puesta en marcha y futuro mantenimiento del proyecto de refrigeración de la planta Carnes Ibiza según los requerimientos antes mencionados y descritos en secciones posteriores de este documento.

2.4 Justificación del proyecto

El diseño de un sistema refrigeración por parte de la empresa RSFcr está en función de las necesidades del cliente que lo amerita, por lo cual, las características del mismo se plantean en busca de la máxima eficiencia y eficacia para la operación de las instalaciones de frío.

Según lo anterior, se tiene para este proyecto el propósito de dar solución para la construcción de la planta “Carnes Ibiza”, la cual procesará carne de origen bovino y porcino, con lo que se precisa el diseño del sistema de refrigeración especializado en estos dos tipos de producto ya que según Hardenburg & Watada & Wang (1988), el proceso y almacenamiento en frío para la conservación de la calidad de los productos de interés está en función del requerimiento de temperatura característico de las distintas mercancías a tratar. Lo que hace mención a la necesidad de proveer una solución apta para el manejo y conservación de los dos tipos de producto animal manipulados por la planta cárnica.

Además, el proyecto se apoya con el diseño de refrigeración enfocado en sistemas de ahorro energético y seguridad laboral para los usuarios de la instalación de planta; esto ya que según Mora (2016), un sistema de refrigeración industrial es una actividad de alto consumo energético que posee gran potencial para la optimización y la reducción de este. Con lo que se hace mención al uso del amoníaco como refrigerante principal para el sistema, el cual posee diversas cualidades que se describen en la sección de marco teórico.

Capítulo 3: Objetivos

3.1 Objetivo General

- Diseñar el sistema de refrigeración por amoníaco a diferentes temperaturas para una industria de proceso de carne bovina y porcina de acuerdo con las especificaciones de ASHRAE e IIAR para la planta “Carnes Ibiza”.

3.2 Objetivos Específicos

- Seleccionar el modelo de equipo óptimo según los índices de eficiencia en refrigeración para los equipos evaporadores, condensadores, compresores y otros en función de la carga térmica de operación y las capacidades comerciales.
- Diseñar los sistemas de tuberías para esta instalación de refrigeración por amoníaco de acuerdo con las especificaciones del ASHRAE e IAR.
- Recopilar la información técnica acerca los equipos y accesorios del sistema de refrigeración para la implementación del software de gestión de mantenimiento TRICOM®.
- Realizar el análisis de factibilidad financiera del diseño del sistema de refrigeración.

Capítulo 4: Metodología

4.1 Procedimiento para desarrollo de este proyecto

a. Programa de necesidades

Dado el tipo de proceso que se lleva a cabo en la empresa RSFcr, comienza la planificación de este proyecto por parte de la búsqueda de una solución de ingeniería para satisfacer las necesidades del cliente Carnes Ibiza; por ello se parte de una reunión con las partes involucradas para el entendimiento total de las demandas y la recolección de información para brindar la solución óptima.

b. Estudio de caso

En esta sección se tiene el estudio de las posibilidades de respuesta ante los requerimientos y condiciones de producción del cliente, así como las condiciones convenientes para el procesamiento y conserva del producto porcino y bovino. Con lo que se permite comenzar el trabajo de ingeniería con horizontes bien definidos.

c. Cálculos de ingeniería

Es necesario el calcular las cargas térmicas en función a las temperaturas deseadas dentro del rango de los lineamientos de ley costarricense para plantas de

procesamiento de alimentos, lo cual se utiliza como punto de partida para los posteriores pasos del diseño.

d. Selección de refrigerante y equipos

Una vez estimadas las cargas térmicas de cada una de las secciones, se selecciona el refrigerante y con base en este, el tipo, modelo y cantidad de equipos evaporadores, condensadores, compresores y otros, para abastecer el sistema de frío total.

e. Diseño de red de tuberías

De forma siguiente, se realiza el diseño de la red de tuberías para conectar y relacionar en funcionamiento a todos los equipos seleccionados, con la consideración de los componentes necesarios en la red (filtros, válvulas y otros).

f. Desarrollo de planos

Para la preparación de la información necesaria para la construcción del proyecto por parte de la empresa RSFcr, es precisa la creación de planos de distribución y conexión del sistema de refrigeración.

g. Recopilación de información para el mantenimiento

Con el enfoque del desarrollo de una instalación responsable para el mantenimiento, se debe recoger la información técnica acerca de los equipos seleccionados, para así entregar a la empresa RSFcr una plataforma en el software TRICOM para el servicio de Carnes Ibiza.

h. Análisis financiero

El análisis financiero se realiza para el cumplimiento y entendimiento de la viabilidad y ventaja monetaria de la construcción de la planta de refrigeración Carnes Ibiza con las especificaciones dadas para este proyecto.

4.2 Alcance del proyecto

El horizonte de este proyecto se enfoca en el diseño y preparación de la instalación de refrigeración, a un nivel apto para que la empresa RSFcr realice la

construcción, instalación y puesta en marcha del mismo. Se toma en cuenta que los objetivos del proyecto se basan en lineamientos acorde a los tratados mundiales sobre la conservación del medio ambiente, reducción de contaminación, eficiencia energética y seguridad para los usuarios de la instalación; por lo cual será posible una construcción con impacto positivo en la producción eficiente y segura de la industria alimenticia de Carnes Ibiza.

4.3 Limitaciones del proyecto

La limitante de mayor importancia para este proyecto es el conocimiento específico en el área de refrigeración industrial y manejo del software TRICOM. Estos aspectos son solventados por parte de una nivelación de conocimientos por parte de la empresa RSFcr, que posee un equipo laboral de gran experiencia y profesionalidad, donde cada colaborador desempeña un conjunto de actividades especializadas en su campo de conocimiento, los cuales logran compartir sus logros entre el equipo y así se permite el alcance de los objetivos.

Capítulo 5: Marco teórico

5.1 Conceptos básicos

- a) **Transferencia de calor:** La transferencia de calor es el mecanismo de interacción energética entre dos o más estados de energía calorífica distintos entre sí; por lo cual la ciencia de la transferencia de calor se basa en el estudio de los niveles y flujos energéticos que ocurren en el universo.
- b) **Energía calorífica:** Este tipo de energía es referente al estado cinético de las partículas que componen un cuerpo y se manifiesta en la transferencia de energía en forma de calor.
- c) **Temperatura:** Es la cuantificación de la energía cinética producto de la vibración de partículas componentes de un cuerpo.
- d) **Mecanismos de transferencia de calor:** El calor como manifestación del flujo de energía se puede clasificar según el modo de transferencia que se experimenta, como lo es la **conducción** que ocurre entre cuerpos en contacto físico directo y está en función de la conductividad térmica de los materiales involucrados y el espesor de estos. La **convección** es mediada

por un cuerpo el cual transfiere energía a través de un área superficial a otro cuerpo; y por último se tiene la **radiación**, la cual corresponde al mecanismo de transferencia de calor por medio de ondas electromagnéticas y está en función del área de incidencia y la opacidad de las mismas.

- e) **Calor específico:** Este es una relación entre la magnitud por unidad de energía que se ha de aplicar a un cuerpo para incrementar una unidad de temperatura en este.
- f) **Cambio de fase:** es el proceso en el cual ocurre un cambio energético que varía las características de equilibrio físico y térmico de un cuerpo, es decir, se ordena la estructura (espacio inter e intra molecular) según el estado cinético molecular del mismo.
- g) **Cambio de estado:** en este tipo de fenómeno, ocurre un cambio energético en el cuerpo, pero no existe una variación en la estructura molecular de este.
- h) **Calor latente:** Es la magnitud de energía a aplicar a un cuerpo para causar un cambio fase en este.
- i) **Calor sensible:** Es la magnitud de energía a aplicar a un cuerpo para causar un cambio de estado en este.
- j) **Punto de ebullición:** Representa la magnitud encontrada en la curva de presión contra temperatura para el fluido en análisis, al ocurrir una igualdad entre la presión de vapor del líquido con la presión del medio circundante, y ocurre un cambio de fase de líquido a gas.
- k) **Punto de condensación:** Representa la magnitud encontrada en la curva de presión contra temperatura para el fluido en análisis, cuando la presión del medio supera a la del gas y ocurre la licuefacción que provoca la transformación al estado líquido.
- l) **Estado de Saturación:** Este representa el rango delimitado según la relación entre presión y temperatura de un fluido en el cual estas condiciones se mantienen constantes y la energía es consumida en la transición entre las fases líquida y gaseosa.
- m) **Mezcla de saturación:** Durante el estado de saturación existe una relación entre la cantidad de masa de un fluido en estado líquido y gaseoso, en

función del nivel energético que se posee. Es usual representar a las mezclas de forma numérica como la relación entre la masa líquida entre la gaseosa.

- n) Entalpía:** Representa la magnitud energética presente en un cuerpo al sufrir cambios en su estado termodinámico, como lo es una variación en la temperatura, presión ó volumen.
- o) Líquido, vapor saturado:** Estos dos estados de los fluidos existen al presentarse una condición antes justo antes de la saturación, donde se la presencia de una sola fase del fluido, ya sea líquida o gaseosa.
- p) Vapor sobrecalentado:** Corresponde al estado energético de un fluido en estado gaseoso con una cantidad de energía que sobrepasa su punto de saturación, por lo su temperatura y presión aumenta drásticamente.
- q) Conservación de productos:** hace mención a la mantención de productos por lapsos de tiempos fuera de la capacidad a temperatura ambiente, por medio de la reducción de la temperatura a magnitudes ya sea de congelamiento (menos de 0°C) ó refrigeración (menos de temperatura ambiente, pero más de 0°C).
- r) Inocuidad:** Consiste en el control de la proliferación bacteriana en espacios de alta sensibilidad al efecto de estas.
- s) Refrigeración:** Proceso en el cual la transferencia de energía calórica se lleva a cabo con el efecto de disminución de temperatura en un cuerpo de interés.
- t) Refrigerante:** Este es un fluido con facilidad para ceder y ganar energía térmica (bajo punto de evaporación y condensación) y se emplea como un medio de transporte de calor entre un sistema de mayor temperatura y el medio con deseo de refrigerar.
- u) Expansión termoestática:** Este es el proceso en el cual se fuerza un cambio de presión en el refrigerante para adecuar su estado termodinámico a la absorción de calor a la magnitud de interés en un proceso de refrigeración.
- v) Unidades de potencia térmica:** La cuantificación de la energía térmica se da a través de los watts (W) según el sistema internacional de medidas, en [BTUh] según el sistema inglés.

w) **Tonelada de refrigeración:** Esta es una unidad específica para el dimensionamiento de sistemas de refrigeración, la cual equivale a 12000 [BTUh] y se utiliza mayoritariamente por los fabricantes de equipos y componentes en refrigeración.

5.2 Estado del arte

5.2.1 La refrigeración

El proceso de refrigeración puede ser definido como el fenómeno necesario para lograr disminuir la temperatura de un cuerpo y mantenerla así en un intervalo de tiempo; y representa en sí un estado energético de menor magnitud al basal o estado ambiente a presión atmosférica. Esta definición es en forma general debido a que es posible incluir gran cantidad de sistemas que cumplen estas funciones, se estratifica dichos sistemas según Beiser (2009), un sistema de refrigeración es en términos termodinámicos una bomba de calor que extrae energía térmica por acción de compresión desde un medio a temperatura baja hacia uno de temperatura alta, existiendo el transporte de energía en el proceso, ejemplificado así:

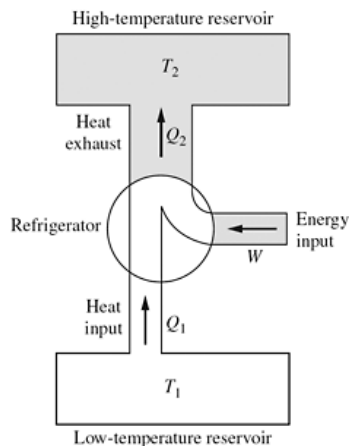


Figura 2. Representación del proceso de refrigeración como bomba de calor.

Fuente: Beiser (2009).

La refrigeración implica muchos más implementos para lograr su efecto sobre el ambiente o cuerpo que se busca enfriar o congelar, la representación anterior es sólo la explicación física del fenómeno que lleva a cabo el efecto de la reducción de

la temperatura; por ello es de vital importancia adentrar en las diversas formas que existen para lograr dicho objetivo.

5.2.2 Aplicaciones de la refrigeración

Si se toma en cuenta el hecho de que el refrigerar es un fenómeno que permite reducir la temperatura de un cuerpo es posible pensar en gran cantidad de aplicaciones en las cuales sea de beneficio enfriar y mantener la temperatura; las clasificaciones generales son la refrigeración doméstica, comercial, industrial y la climatización, que son descritas a continuación:

- **Refrigeración doméstica:** Esta es la rama que se enfoca en satisfacer las necesidades de frío en la conserva de alimentos principalmente, su uso se enfoca en refrigeradoras domésticas, por eso son sistemas pequeños y simplificados para trabajar bajo cargas de conserva y congelado.
- **Refrigeración comercial:** Se encarga de abastecer de sistemas de frío al sector comercial y de servicios, tal como es la industria de venta de alimentos, medicamentos y demás; también se puede encontrar en sistemas de conserva y congelación simplificados como en cámaras de exposición al cliente, islas (unidad para la disposición de alimentos en supermercados) y otros.
- **Refrigeración industrial:** Esta es la rama de interés para este proyecto debido a que trata de necesidades de refrigeración a gran escala, refrigeración y congelación e implica la utilización de sistemas para la optimización del consumo energético debido a su altos valores característicos.
- **Climatización:** Refiere a la rama encargada de mantener espacios volumétricos a una temperatura más baja de la ambiente, enfocado a la ergonomía de las personas en áreas de trabajo.

5.2.3 La refrigeración, proceso termodinámico

El proceso físico que describe el fenómeno de la refrigeración se modela con criterios de transferencia de calor entre un fluido refrigerante y el aire en movimiento

proveniente de un medio con una magnitud energética mayor a la del refrigerante (expresado con temperaturas) entonces se da según Çengel (2007), un flujo de energía entre dos sistemas en sentido de mayor energía al de menor; entonces el refrigerante que está a menor temperatura recibe el calor del medio refrigerado con la tendencia de igualar sus estados energéticos; por ello se precisa que el refrigerante se encuentre a condiciones físicas que propicien dicho intercambio energético.

Esencialmente se tiene al refrigerante en el proceso de aceptar energía, el cual gana calor y lo transmite como calor latente de vaporización, es decir pasa de ser un líquido a ser vapor de refrigerante en un proceso que se describe gráficamente de la siguiente forma:

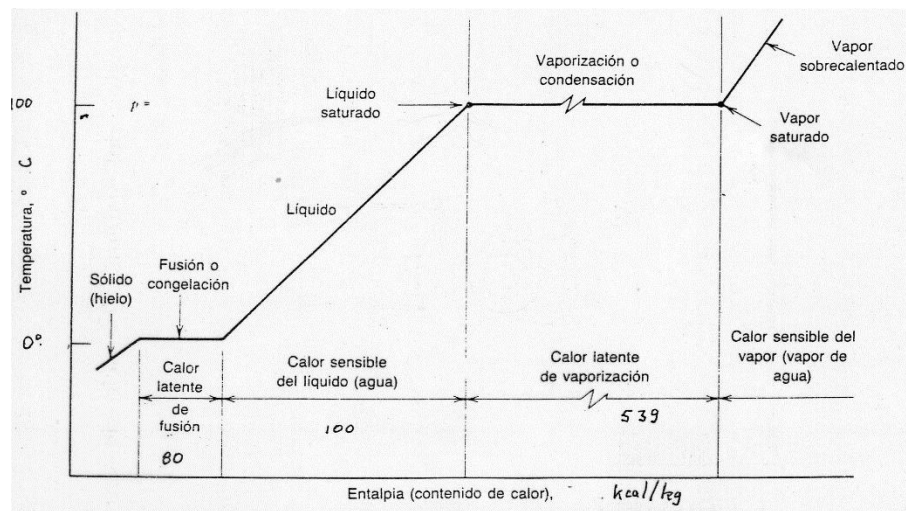


Figura 3. Representación comportamiento de un fluido a cambiar de estado sólido a gaseoso. Fuente:

5.2.4 Tipos de ciclo de refrigeración

El ciclo de refrigeración como proceso implica la utilización de componentes y equipos que hacen posible el aprovechamiento del efecto refrigerante; según Chandra (2010), el tipo de ciclo depende de la forma en que se entrega la potencia requerida por el sistema. Básicamente se tiene tres tipos generales de proceso de refrigeración:

- **Compresión de vapor de refrigerante:** Este tipo de ciclo depende de la acción de compresión de un compresor de vapor de refrigerante, succiona el vapor y lo descarga a una presión más alta posteriormente al aprovechamiento del efecto refrigerante.
- **Refrigeración por absorción:** la entrada de energía para este tipo de ciclo proviene de una fuente de calor que entrega energía desde el medio refrigerado hacia la absorción por una solución que por efecto del calor de otra fuente de energía para la vaporización final.
- **Expansión de aire o gas:** el gas o aire es comprimido a un nivel de presión mayor por medio de energía mecánica, posterior a esto el gas es sometido a una expansión y enfriado, donde la disminución de la presión provoca el efecto refrigerante.

5.2.5 Ciclo de refrigeración por compresión

El ciclo de refrigeración por compresión de vapor de refrigerante es comunmente utilizado para aplicaciones industriales debido a la facilidad encontrada para la compresión con efecto de energía mecánica. Este ciclo implica el uso de equipos esenciales para llevar a cabo el efecto refrigerante y el retorno de las condiciones del fluido para el inicio del ciclo de nuevo. Dichos componentes del ciclo son los siguientes según Dossat (1986):

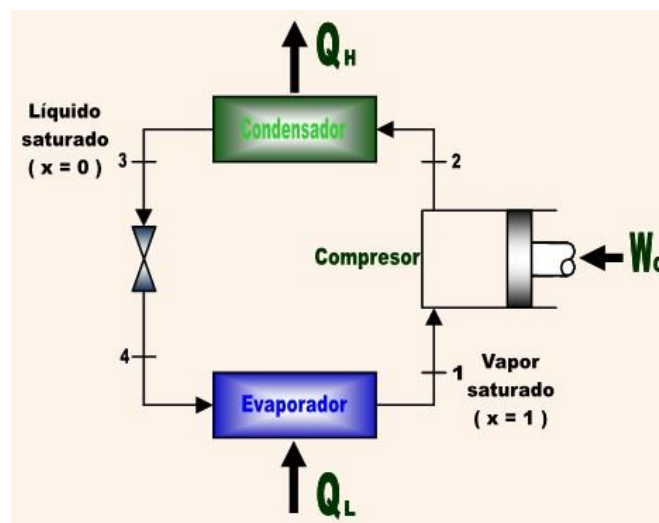


Figura 4. Ciclo básico de refrigeración por compresión.

Estos componentes son el compresor de vapor, el intercambiador de calor donde se da el proceso de evaporación, el intercambiador de calor donde se da la condensación, válvula de expansión y receptor de líquido. Sin estos equipos el proceso de enfriamiento no ocurre, cabe destacar que para las aplicaciones industriales como la del presente proyecto, el ciclo de refrigeración se compone además por otros equipos que aseguran la eficiencia e integridad del proceso de refrigeración para grandes capacidades térmicas.

Se puede explicar este tipo de proceso como un ciclo donde el efecto refrigerante ocurre con el acondicionamiento del refrigerante a una presión de saturación líquida en función de la temperatura de evaporación, el cual alimenta al evaporador donde se ocurre la transferencia de calor desde el medio frío hacia el refrigerante que admite energía térmica como calor latente para el cambio de fase desde líquido a gaseoso, para ser succionado por el compresor y cambiar el estado desde vapor a baja presión a vapor de alta presión, que es condensado a líquido saturado por equipo condensador que descarga hacia un reservorio receptor de refrigerante líquido. El ciclo de este proceso se representa por los diagramas de moellier, que según Pita (2005), describe el comportamiento del refrigerante con respecto a la saturación y la relación entre la entalpía y presión de este en el ciclo de refrigeración. Este diagrama es de gran importancia ya que permite representar el cambio energético del refrigerante en los procesos del ciclo de refrigeración:

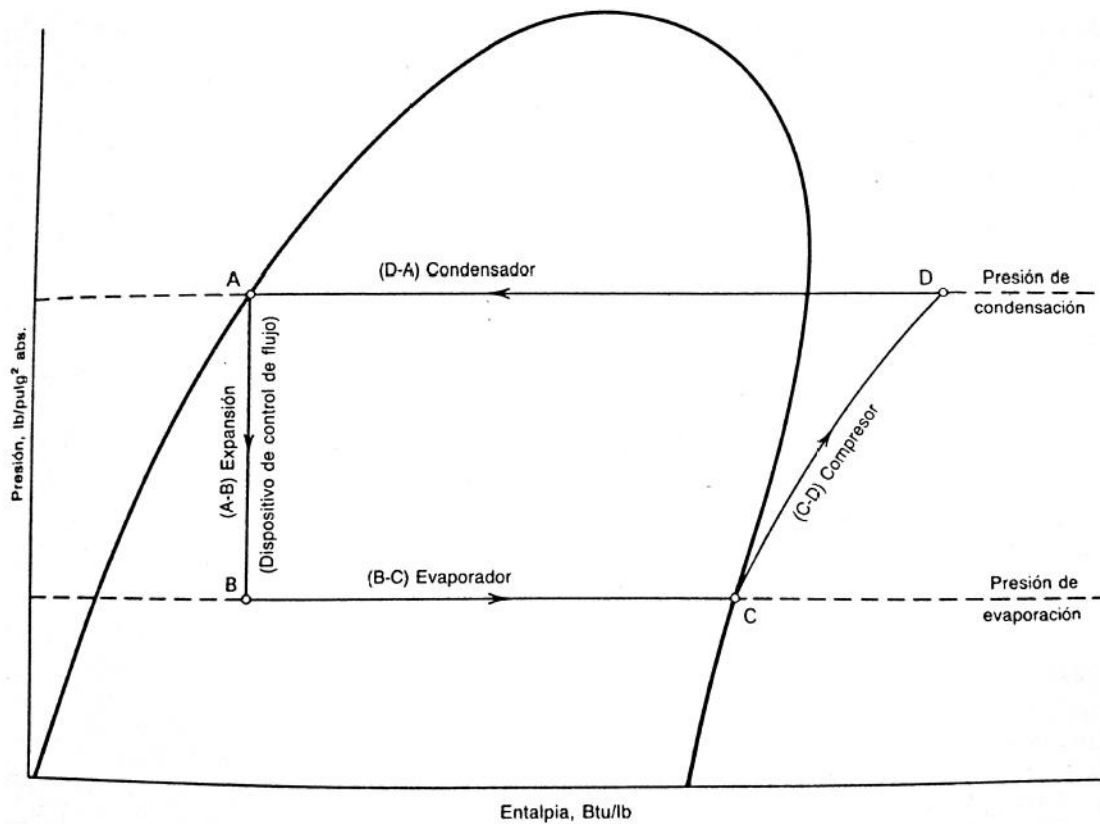


Figura 5. Diagrama de Moeller para el ciclo de refrigeración por compresión.
Fuente: Pita (2005).

Se describe el proceso según la siguiente tabla, donde se aprecia el cambio energético en cada proceso:

Tabla 1. Etapas del ciclo de refrigeración por compresión en el diagrama de Moellere.

Línea	Proceso Termodinámico	Equipo en donde ocurre
A-B	Entalpia constante	Dispositivo de control de flujo (de Expansión)
B-C	Presión Constante	Evaporador
C-D	Entropía constante	Compresor
D-A	Presión constante	Condensador

Fuente: Pita (2005).

De este diagrama se puede obtener las siguientes relaciones de importancia: el efecto refrigerante ocurre en la sección de evaporación y corresponde en magnitud a la diferencia de entalpía entre el punto C y el B en el diagrama; el calor de compresión se encuentra entre los puntos D y C para la elevación de presión del vapor de refrigerante. Con estos parámetros se puede dimensionar los equipos térmicos encargados de llevar a cabo el ciclo de refrigeración.

5.2.6 Descripción general equipos del ciclo de refrigeración

Los equipos para el funcionamiento del ciclo de compresión de vapor de refrigerante para el efecto de enfriamiento existen con diversas posibilidades de escogencia, por eso es necesario explicar superficialmente los tipos de equipos existentes más relevantes.

- **Compresores de vapor**

Los compresores de vapor funcionan bajo un sistema mecánico para la elevación de presión, la forma en que este efecto se lleva a cabo es la razón primordial de las diferencias operativas de cada tipo, según ASHRAE tomo HVAC lo compresores se tienen:

- ✓ Compresores desplazamiento positivo: la compresión se da por la reducción del volumen interno del equipo, se puede encontrar de tipo rotatorios y reciprocantes.
- ✓ Compresores dinámicos: la compresión se da por medio de la transferencia de energía cinética desde el rotor del compresor hacia el refrigerante.

- **Unidades evaporadoras**

En estos equipos es donde ocurre el proceso principal de transferencia de calor entre el ambiente interno de los recintos de interés a enfriar, donde existe un flujo de aire forzado que se encarga poner en contacto a los productos y demás cuerpos fuentes de calor con la superficie de transferencia de calor donde el

refrigerante fluye como líquido saturado a la presión de evaporación definida. Las características de estos equipos están en función de la aplicación de los mismos, debido a que existe una amplia gama de usos que van desde capacidades pequeñas como en la refrigeración comercial hasta las grandes demandas en la refrigeración industrial, en ambientes con alta exposición a polución, necesidad de inocuidad. Esencialmente los evaporadores se diseñan con respecto a los siguientes criterios:

- ✓ Temperatura de saturación para la evaporación eficiente del refrigerante.
- ✓ Capacidad térmica referente a la magnitud de y tasa de transferencia de calor desde los productos hacia el refrigerante.
- ✓ La humedad relativa deseada para el ambiente interno de los recintos, en relación inversa con la diferencia de temperatura entre el refrigerante y el ambiente.
- ✓ Tipo de alimentación del refrigerante, que puede ser por expansión directa (el líquido proviene del recipiente de líquido y subalimenta al evaporador), inundación (el líquido sobrealimenta al evaporador por gravedad) y recirculación (el evaporador se sobrealimenta con el bombeo del refrigerante expandido desde un tanque de acumulación); los cuales se definen y se analizan en la sección de selección del tipo de alimentación del refrigerante para los evaporadores que se establecen para este diseño.
- ✓ Ubicación de la entrada de líquido al evaporador, puede ser tipo “bottom feed” que refiere a acceder el refrigerante por la parte inferior del intercambiador para que al ocurrir la evaporación el vapor ascienda por diferencia de densidad; ó “top feed” que es el caso contrario.

Los parámetros descritos dependen de condiciones operativas y de la naturaleza de los productos; tal como la humedad relativa que por defecto y según los estudios de calidad de la conserva y enfriamiento de productos alimenticios, se tienen valores predefinidos para cada tipo de producto cárnico, como el caso de este proyecto.

- **Válvula de expansión**

El elemento de expansión es de gran importancia debido a que se encarga de expandir el volumen del refrigerante justo antes de entrar al sistema de alimentación de refrigerante a los evaporadores para reducir la presión hasta la temperatura de evaporación adecuada. La forma en que ocurre la expansión depende del funcionamiento mecánico de la válvula, ya que se les puede encontrar de tipo: termostática, manual, electrónica y termostática con compensación de presión.

- **Condensadores**

Los condensadores son la unidad que se encarga de entregar al ambiente como sumidero de calor, la energía proveniente del enfriamiento de los volúmenes fríos y compresión del refrigerante. El tipo de sistema para alcanzar la condensación depende de igual forma de las características de operación deseadas:

- ✓ Calor de rechazo total necesario para condensar el vapor a alta presión de refrigerante.
- ✓ La temperatura superficial del intercambiador de calor que tiende a igualarse a la del medio ambiente de condensación.

La variación en las condiciones de operación y la forma en que se extrae el calor desde el refrigerante hacia el sumidero depende del promotor que media esta transferencia de calor, ya sea de tipo enfriado por aire, enfriado por agua ó evaporativo; el funcionamiento de cada uno se especifica en la sección de diseño donde se escoge el tipo de condensador que mejor se ajusta para la instalación refrigerativa.

5.2.7 Refrigerantes

El refrigerante es el fluido que hace posible el proceso de enfriamiento en un sistema de frío, su función consiste en aceptar energía calórica como fuente de acción para la evaporación; donde el efecto refrigerante está relacionado con cuánta energía en diferencial el refrigerante cambia de fase, por ello un refrigerante que ocupa un mayor calor latente posee un efecto refrigerante de mayor impacto y rango de utilización. Los tipos de refrigerantes existentes son diversos según la fuente de la que provienen, ya que les existen de tipo natural (se encuentran en estado estable como una mezcla gaseosa heterogénea), los inorgánicos (son sintetizados con procesos químicos forzados) y las mezclas. La selección del refrigerante apto para la aplicación de interés depende de:

- ✓ Calor latente de evaporación, define la capacidad refrigerante.
- ✓ Relción de compresión característica de operación, cuántas veces se puede elevar su presión sin perder sus características esenciales.
- ✓ Volumen específico, para tener en cuenta el comportamiento del refrigerante para ser trasegado por tuberías confinadas.
- ✓ Calor específico en fase líquida y gaseosa, para conocer la capacidad de subenfriamiento y sobrecalentamiento en las condiciones de operación.

Los refrigerantes han sido modificados por una trazabilidad histórica, donde el agua fue el primer refrigerante natural utilizado y se llegó al amoníaco, butano, propano y otros como respuesta a las demandas existentes y al deseo de mejorar la eficiencia energética y las cualidades del fluido. Por ello es entendible la razón de la sintetización química de algunos refrigerantes, que por el desconocimiento práctico de los efectos de estos al medio ambiente se utilizaron por muchos años; la debilitación de la capa de ozono y el efecto invernadero son los motivos para que los refrigerantes hayan pasado de ser Clorofluorocarbonados (CFC) a Hidrofluorocarbonados (HCFC) y por último los Hidrofluorocarbonados; con lo que se tiende a la eliminación del uso de Cloro y Flúor, potenciales radicales libres por su alta electronegatividad.

5.2.8 Criterios para la selección del refrigerante

La selección del tipo de refrigerante que se utiliza para la instalación de refrigeración en diseño depende de los criterios energético, ambiental y de seguridad. En el desarrollo del diseño se especifica el criterio energético que depende del efecto refrigerante a las condiciones de operación de interés y la seguridad laboral que conlleva el refrigerar zonas donde hay contacto con personas. Esta sección se enfoca en el criterio ambiental, para identificar a profundidad la importancia de considerar las disposiciones internacionales que Costa Rica cumple en cuanto al tema de refrigeración para salvaguardar la integridad de la capa de ozono y la mitigación del efecto invernadero.

Según Aguiló (1998), en el tratado de Montreal se acuerda que para el año 1996 la producción de refrigerantes de tipo Clorofluorocarbonados “CFCs”. Esto para evitar el deterioro de la capa de ozono estratosférica a causa de la descomposición química que acontece cuando este tipo sustancias tienen contacto con el ozono y los radicales libres producto de la desintegración de estos refrigerantes. Costa Rica es un país que rige su legislación con respecto a los motivos de protección ambiental firmados internacionalmente, y reconoce la importancia de eliminar el impacto a la capa de ozono para preservar la estabilidad del planeta. Se puede resumir las disposiciones de los tratados internacionales más importantes a los cuales Costa Rica ha acordado respetar y seguir con conciencia:

- ✓ **Protocolo de Montreal:** este dicta las acciones mitigantes en contra del deterioro de la capa de ozono de la atmósfera terrestre, dejando por fuera los efectos sobre el calentamiento global por el efecto invernadero. Esto significa que los refrigerantes CFCs son promovidos a reducir su uso hasta la desaparición, pero los HCFC al ser más estables químicamente no tienen efecto de desintegración del ozono y por lo tanto no son limitados; según Aguiló (1998), este protocolo permite el uso de refrigerantes que aportan al efecto invernadero del planeta Tierra por medio del efecto directo del refrigerante gaseoso libre, si no, también por el consumo de energía característico necesario para el efecto refrigerante.

- ✓ **Protocolo de Kioto:** ante el avance en la investigación de la problemática ambiental se determinó que evitar la destrucción de la capa de ozono no es suficiente para mitigar los efectos de la industria y procesos humanos; por eso este protocolo define según Vicente (2010), que los países de mayor desarrollo eliminen el uso de los productos HCFC para reducir el efecto invernadero, acualmente no sólo países potencia industrial se adaptan a este compromiso, como Costa Rica.

Ante estas jurisdicciones y otras que el país toma como compromiso ambiental, se tiene el mandato internacional del reglamento de gases fluorados con el cual desde el año 2015 se comenzó la restricción del uso de HFC y CFC para que desde el año 2020 la comercialización de estos refrigerantes sea regulada al punto que obligue el cambio de sistemas fríos para el uso de refrigerantes con efecto invernadero y de producción de CO₂ menores a 2500 unidades.

5.2.9 Cadena de frío

El proceso térmico al que se somete los productos alimenticios depende directamente de la necesidad existente para la inocuidad y la seguridad de consumo para el comercio de estos a nivel nacional e internacional. Cadena de frío según Heldman (1975), es la trazabilidad de la calidad para el consumo de productos que se asegura con el enfriamiento adecuado de para cada caso. Para hacer referencia a la necesidad de refrigerar productos alimenticios por ser destinados para el consumo, por eso no es permitido permanencia de estos a temperaturas fuera de los rangos definidos por el riesgo del crecimiento y proliferación bacteriana; tal a como se muestra a continuación:

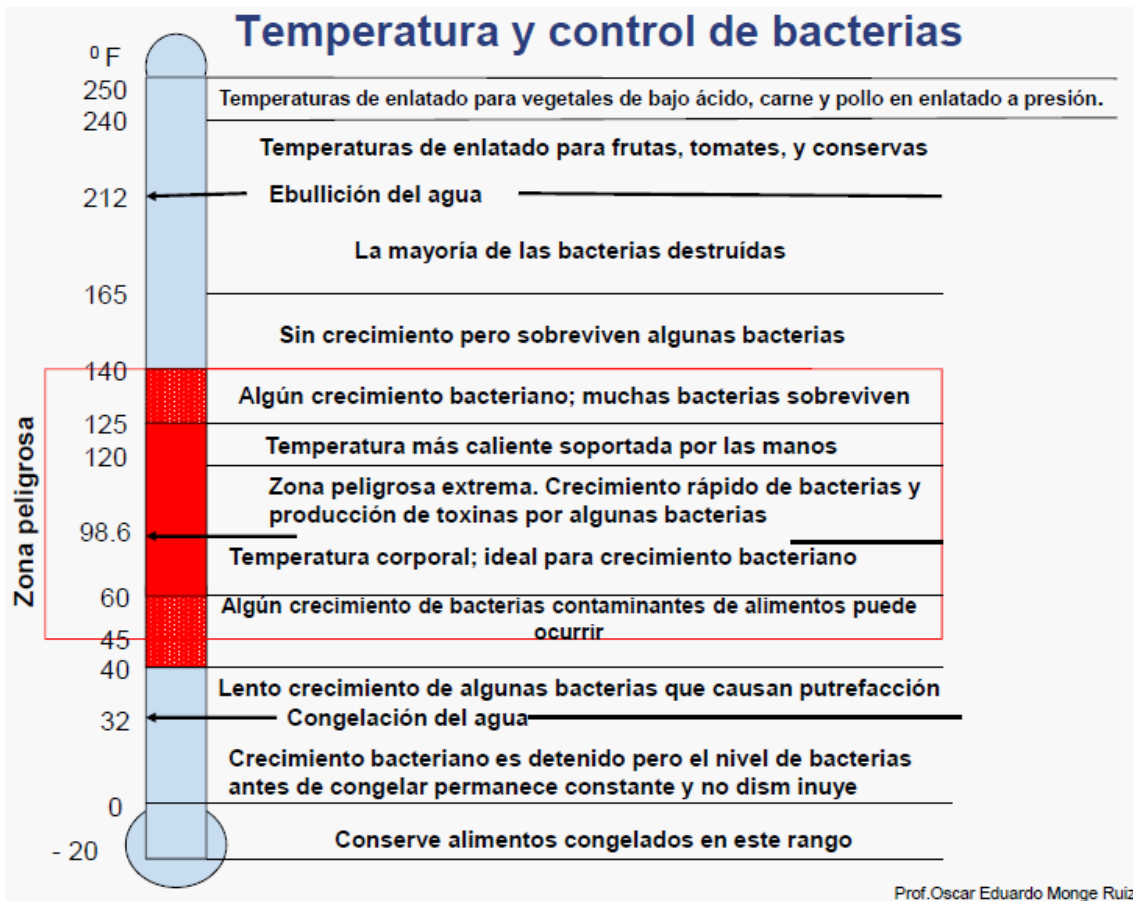


Figura 6. Rango de temperaturas típicas para el crecimiento bacteriano. Fuente: Extraído de presentaciones del Ing. Oscar Monge.

En la figura anterior se aprecia la llamada zona peligrosa, donde el crecimiento de las bacterias está asegurado y por lo tanto es sumamente peligroso arriesgar productos de consumo humano o animal a estas condiciones, por eso para los productos cárnicos en proceso y conserva se debe procurar mantener la temperatura en el rango de 0 [°C] a lo largo del camino de estos productos desde su preparación, almacenaje, transporte y comercio; siendo esta la importancia de la preservación de las condiciones esenciales para la cadena de frío.

Capítulo 6: Etapa de diseño

6.1 Ubicación geográfica de la planta Carnes Ibiza

Para el inicio de la labor de diseño para esta instalación de refrigeración, es preciso conocer la ubicación geográfica y la distribución física de la planta y sus

áreas. Con lo anterior es posible el cálculo adecuado de las cargas térmicas que se estiman en secciones posteriores de este proyecto, ya que permite obtener las condiciones del tiempo climatológico (temperatura y humedad ambiente) así como la cantidad y dimensión de cámaras, túneles, pasillos y demás secciones de planta con necesidad de frío.

La planta Carnes Ibiza se desarrolla como proyecto en construcción en la zona del Coyo de Alajuela, Costa Rica. Esta zona posee características meteorológicas según lo expresado por el Instituto Meteorológico Nacional de Costa Rica de la forma siguiente:

Tabla 2. Características climatológicas de la zona del Coyo de Alajuela, Costa Rica.

Característica	Valor promedio anual
Humedad relativa	[75] %
Temperatura	30 [°C]

Fuente: Instituto Meteorológico Nacional de Costa Rica.

Esta información será tomada como referencia para todas las consideraciones de diseño que están en función de la temperatura y humedad relativa ambiente en la localidad de esta planta.

6.2 Distribución física de la planta Carnes Ibiza

Uno de los aspectos iniciales para dar inicio a las disposiciones de diseño de la sección de refrigeración de una planta consiste en plantear la distribución física de esta, para así cuantificar los tipos de secciones de proceso y conserva que el cliente amerita para satisfacer sus necesidades de producción.

Cabe destacar que, el tipo de proceso productivo de esta planta consiste en el manejo y conserva de los dos tipos de carne, de res y porcina. Es por ello que se debe hacer mención a la cita bibliográfica expresada en la justificación de este proyecto, dado a que según Hardenburg & Watada & Wang (1988), el proceso y almacenamiento en frío para la conservación de la calidad de los productos de

interés está en función del requerimiento de temperatura característico de las distintas mercancías a tratar. Esta filosofía se fundamenta en aspectos de sanidad y calidad en el procesamiento y conservación de productos alimenticios; tal y como es dictado por SENASA y recomendado por ASHRAE, temas que serán tratados en secciones siguientes de este proyecto, pero a su vez respalda la razón y necesidad de distribuir la planta de Carnes Ibiza en dos secciones distintas, la zona de proceso bovino y porcino.

Según lo anterior, es posible representar el plano arquitectónico de la planta, la cual cabe destacar fue creado según las disposiciones del cliente y fue entregado al desarrollador de este proyecto, y se emplea como punto de partida para definir el horizonte de diseño; lo que corresponde según el anexo A1- Plano de distribución arquitectónica y se resume en la siguiente tabla:

Tabla 3. Secciones de la planta Carnes Ibiza con necesidad de frío.

Sección del proceso de bovinos	Sección del proceso de porcinos
Recepción de materia prima (RMB)	Recepción de materia prima (RMP)
Cámara materia prima canal (CMB)	Cámara materia prima canal (CMP)
Cámara descongelado (CDB)	Cámara descongelado (CDP)
Recepción materia prima fresca y congelada (RMFB)	Recepción materia prima fresca y congelada (RMFP)
Cámara de producto fresco (CPB)	Cámara de producto fresco (CPP)
Sala despiece (SDB)	Sala despiece (SDP)
Sala empaque (SEB)	Sala empaque (SEP)
Sala de porcinos (SPB)	Sala de porcinos (SPP)
Sala producto desecho (SPDB)	Sala producto desecho (SPDP)
Sala deshuese (SDEB)	Sala deshuese (SDEP)
Túnel frío (T01)	Túnel frío (T02)

Secciones únicas
Pasillo producto terminado (PAS)
IQF (IQF)
Cámara mantenimiento 01 (CM1)
Cámara mantenimiento 02 (CM2)
Cámara mantenimiento 03 (CM3)
Cámara mantenimiento 04 (CM4)
Frigorífico (FRI)
Andén de despacho (AND)

Fuente: Carnes Ibiza. Nota: en paréntesis la abreviación a emplear para el proyecto.

Con la tabla anterior se puede apreciar la simetría en cantidad y tipo de áreas a abastecer de frío en esta planta, dado a que las características de los dos productos (carne bovina y porcina) y el tipo de materia prima que se recibe para ambos casos, permite distribuir los procesos de preparación del producto de forma paralela; y de forma final se tiene secciones aptas para la conserva, transporte interno, y despacho de los productos finales de interés; lo que completa y mantiene la cadena de frío en condiciones aptas para el comercio.

6.3 Temperaturas por área (acorde a requerimientos según SENASA)

El desarrollo de industria en Costa Rica en la cual se manipulan productos de origen animal es regulada por SENASA, dado a que el aseguramiento de la calidad y seguridad del consumo depende directamente del tipo y forma de tratamiento postsacrificio de los animales. Es esta la razón de realizar el diseño de una planta de este tipo con la proyección de una construcción y funcionamiento que satisfaga los reglamentos impuestos por las autoridades a fines al tratamiento de productos y subproductos animales, como lo son las presentaciones de consumo de carne bovina y porcina.

Entonces, es necesario verificar el cumplimiento de las directrices estipuladas por SENASA en los requerimientos deseados por el cliente Carnes Ibiza, con lo que cabe destacar, se toma en cuenta para este proyecto los lineamientos para las instalaciones con necesidad de frío. Los requisitos mencionados anteriormente son aplicables a este caso dado a que, según el MAG (Ministerio de Agricultura y Ganadería) N° 29588 en su artículo 7° especifica que, se deben apegar a las disposiciones de este reglamento aquellas instalaciones dedicadas al sacrificio, deshuese, embutido, empaque, almacenamiento, proceso y expendio de especies bovinas y porcinas.

Según lo anterior, se puede profundizar en las características de la instalación de frío presentes en los distintos tipos de recintos que se desean construir para Carnes Ibiza, tal a como dicta el artículo 49 del reglamento N° 29588 del MAG que, se debe contar con áreas refrigeradas en cantidad necesaria para asegurar el almacenamiento e inocuidad de productos cárnicos, donde no se puede exceder los 5°C en general, con las siguientes consideraciones: se toma en cuenta el artículo 115 para las salas de deshuese, dado a que se precisa una temperatura no mayor a 10 °C. El artículo 177 indica que en los frigoríficos no se debe exceder los 7°C. El artículo 181 en su inciso b reglamenta el no sobrepasar una temperatura de 10°C para las salas de despiece, así como en el inciso l con cota en la misma temperatura para las salas de empaque; se debe alcanzar una temperatura de -18°C para sistemas de congelado según el artículo 55; en las áreas de mantenimiento fresco, según el artículo 56 inciso B del decreto 37548 no se puede exceder los 4,4°C. Para las cámaras de congelado no se puede exceder según el artículo 56 inciso C del decreto 37548 los -18°C, de igual manera en este decreto, la sección 56.A exige que, para áreas con parte del proceso no puede exceder 10°C.

Para enfocar de forma objetiva las reglamentaciones vistas, se tiene la siguiente tabla, donde se tiene las temperaturas propuestas por el cliente para trabajar en cada una de las secciones de la planta, con relación a lo visto según SENASA:

Tabla 4. Temperaturas en cada sección de la planta Carnes Ibiza con relación a estipulaciones de SENASA.

Sección Bovinos	Temp (°C)	Rango SENASA (°C)	Cumple	Sección porcinos	Temperatura (°C)	Aceptación SENASA	Rango SENASA (°C)
RMB	0	<5	Sí	RMP	0	<5	Sí
CMB	0	<5	Sí	CMP	0	<5	Sí
CDB	4,4	<5	Sí	CDP	4,4	<5	Sí
RMFB	0	<5	Sí	RMFP	0	<5	Sí
CPB	0	<4,4	Sí	CPP	0	<4,4	Sí
SDB	4,4	<10	Sí	SDP	4,4	<10	Sí
SEB	5,5	<10	Sí	SEP	0	<10	Sí
SPB	5,5	<10	Sí	SPP	5,5	<10	Sí
SPDB	4,4	<10	Sí	SPDP	4,4	<10	Sí
SDEB	5,5	<10	Sí	SDEP	5,5	<10	Sí
T01	-34,4	>-18	Sí	T02	-34,4	>-18	Sí
Secciones únicas							
Sección	Temperatura		Rango	Temperatura		Rango	Cumple
	(°C)			(°C)		SENASA (°C)	
PAS	4,4			4,4		<10	Sí
IQF	5,5			5,5		<10	Sí
CM1	0			0		4,4	Sí
CM2	0			0		4,4	Sí

CM3	0	4,4	Sí
CM4	0	4,4	Sí
FRI	-23,3	>-18	Sí
AND	5,5	<10	Sí

Fuente: elaboración propia.

Tal a como se puede apreciar en la tabla anterior, las temperaturas deseadas por el cliente para cada una de las áreas a refrigerar o congelar se ven determinadas acorde a las especificaciones necesarias para producir y tratar los productos de origen animal; este concepto se refuerza con el decreto N° 25705 del MINAE donde se concuerda con los artículos 140 incisos 3 y 18 la Ley Orgánica del Ambiente N° 7554 que refiere a la necesidad de realizar un estudio de impacto ambiental para la ejecución de actividades que alteren o destruyan recursos del medio ambiente (como los animales de consumo humano) generen residuos tóxicos o peligrosos que puedan afectar el medio ambiente (como los desechos de una planta de producción animal, huesos, sangre, entre otros). Es decir, las entidades gubernamentales de Costa Rica tal como lo son el MAG (que comanda a SENASA) en respuesta a situaciones delimitadas por el MINAET y otros, tiene la responsabilidad de indagar las especificaciones de operación de la planta Carnes Ibiza; por lo cual es de gran beneficio este análisis, el cual concuerda con las necesidades de la ley de Costa Rica y asegura productos de calidad para el consumo humano; por lo cual es posible dar inicio al diseño de las instalaciones de refrigeración como tal.

6.4 Dimensionamiento de panelería

El proceso de diseño de una instalación de refrigeración consiste en el cálculo de cada uno de los componentes que esta posee; tal es el caso de la llamada panelería, la cual consiste en la estructura que compone las cámaras, túneles, frigoríficos y diversos tipos de áreas frías; con lo cual sobresale la más importante utilidad de estos, que corresponde a funcionar como una barrera física entre dos ambientes con distintas condiciones de temperatura y humedad relativa, y a su vez

regular la transferencia de calor por conducción entre las dos condiciones energéticas a través del cuerpo aislante. Pero no sólo se tiene a los paneles aislantes en refrigeración para dichas funciones, también son de vital utilidad para la simplificación de la construcción de las estructuras que delimitan los espacios a enfriar, ya que es usual encontrar a las soluciones de panelería de forma tal que, se permite ensamblar las cámaras de diversos tamaños a partir de unidades de panel con características físicas estandarizadas; además propician una barrera en contra de las condensaciones por vapor del agua implícito en el aire, mejoran las condiciones de limpieza al no propiciar el crecimiento microorganismos sobre su superficie, entre otras funciones de importancia para las instalaciones de frío. Entonces, según lo anterior se entiende de forma clara la necesidad de realizar una estimación de la necesidad de aislamiento térmico y con base en esto hacer una selección de las características de panelería que mejor se ajusten a las condiciones de operación de las instalaciones.

El análisis de la transmisión de calor por medio de las paredes de una cámara depende directamente de la temperatura de los ambientes que separa la panelería, así como el área transversal que debe atravesar el flujo de energía para llegar de un lado al otro y un coeficiente de transferencia global de energía; es decir, es un fenómeno profundamente estudiado por la termodinámica y se puede expresar de la siguiente forma:

$$Q = U \times A_t \times dT \quad (1)$$

Donde se tiene a Q como la cantidad de energía calórica que está en función de U: el coeficiente global de transferencia de calor, A_t: área transversal del panel aislante y dT: diferencial de temperatura entre un lado del panel y otro.

Con la ecuación (1) se entiende claramente que el fenómeno que influye directamente a la función ideal de mantener el espacio refrigerado a la temperatura deseada de forma perpetua es la conducción a través del aislante; dado esto es como se tiene toda industria productora de aislantes especializados para cada uno de los tipos de escenarios que se presentan en el desarrollo de instalaciones de

refrigeración. Según AHSRAE tomo Refrigeration capítulo 33, se puede desarrollar el dimensionamiento del aislamiento para espacios de refrigeración con la consideración del flujo de calor a través de esta barrera de forma tal que es posible la comparación de un factor “F” con unidades de energía por unidad de tiempo y área, en tablas con valores desarrollados de forma experimental por los fabricantes de panelería para refrigeración, donde se tiene de forma usual los materiales más comunes para el aislamiento de espacios refrigerados: el poliuretano y el poliestireno.

Con el desarrollo siguiente se conceptualiza de forma matemática lo expresado anteriormente:

$$\frac{Q}{A} = U \times dT \quad (2)$$

En (2) se tiene por medio del despeje del producto del coeficiente de transferencia global de transferencia de calor por el diferencial de temperatura entre las paredes del panel aislante; una relación entre las características de la transferencia de calor en ambos lados del panel, así como a través del área transversal del panel; esto en concordancia con el desarrollo matemático según Çengel (2011):

$$F \left[\frac{W}{m^2} \right] = U \times dT = \frac{1}{\frac{1}{h_{ext}} + \frac{1}{h_{int}} + \frac{e}{K}} \times dT = \frac{k}{e} \times dT \quad (3)$$

Con h_{ext} : coeficiente de transferencia de calor parte externa, h_{int} : coeficiente de transferencia de calor parte interna, K : conductividad térmica propia del material, e : espesor del material aislante y F = factor de flujo térmico. Con esto es posible realizar una simplificación para la selección de las dimensiones para el aislante requerido en cada una de las instalaciones, la que consiste en representar la cantidad de energía que se transmite a través de las superficies en unidades de potencia por unidad de área, el criterio de selección según ASHRAE en su capítulo “Aislamientos para sistemas mecánicos” especifica el balance entre el costo económico de un panel por su espesor y su capacidad aislante, para así definir los

parámetros óptimos de selección de estos componentes. Para esto se representa la cantidad de energía que se puede transferir por conducción por parte de un cuerpo, como la ganancia de calor en un sistema comprendido entre el exterior de un recinto frío y su ambiente interno con el siguiente criterio para la aceptación con respecto a los estudios de transferencia de calor representados por el fabricante Italpanelli con relación al factor de flujo térmico F:

Tabla 5. Criterio de aceptación para selección de la panelería según flujo térmico.

Aceptación	Flujo térmico F $\left[\frac{W}{m^2}\right]$
Baja	17,44 < F
Media	13,95 < F ≤ 17,44
Aceptable	11,63 < F ≤ 13,95
Buena	9,30 < F ≤ 11,63
Excelente	F ≤ 9,30

Fuente: ASHRAE Refrigeration capítulo 33.

Es entonces, como se fundamenta la estimación del espesor del aislamiento en la panelería que conformará la estructura aislante térmica de la nave industrial de Carnes Ibiza, con lo que se da seguimiento al primer paso para esta labor: escogencia del tipo y material de estos componentes.

6.4.1 Escogencia de material y tipo de panelería

Para escoger el espesor de material que compone los aislamientos según las condiciones descritas en este documento, es necesario definir el material a emplear, es por esto que se fija el interés en los dos materiales más comunes de enfoque frigorífico, como lo es el poliuretano y el poliestireno, según la información técnica de los fabricantes de estos componentes, dado a que poseen diversas características de manufactura, instalación, aislamiento y seguridad, que convierten a estos dos materiales en los principales candidatos a considerar. Pero, inicialmente es preciso reconocer las características de cada uno para la conducción térmica,

con base en el criterio que se puede apreciar matemáticamente en las ecuaciones (1) y (3), donde el flujo térmico a través de un cuerpo se transfiere por medio de la conducción energética, la cual está en función de la resistencia al paso de dicha energía por medio de la estructura del mismo, por lo que un material al poseer una mayor resistencia térmica, permite el paso de un flujo de energía térmica menor en comparación a un material con una resistencia menor.

Según esto, se asimila el punto de comparación para identificar y escoger con criterio físico la efectividad del uso de un aislante. Para el caso de este sistema de refrigeración, es de mayor beneficio el empleo de aislantes que posean una resistencia térmica alta (baja conductividad térmica) dado el objetivo de conservar la ausencia de energía térmica (frío) dentro de los espacios refrigerados; además de la ventaja de necesitar menor espesor de material para lograr el efecto deseado. Por ello, se debe comparar la conductividad térmica del poliuretano y el poliestireno, para que de esta forma la selección del material aislante esté en función de la oferta comercial disponible y una optimización del espacio y recursos, tal como se plantea en todas las selecciones y dimensionamientos para esta planta de refrigeración.

Se tiene al poliuretano rígido y al poliestireno expandido en sus presentaciones para la aplicación en paneles frigoríficos (esto debido al espacio interestructural lleno de aire como resultado de la técnica de conformado de los paneles) las que poseen una conductividad térmica de $0,0244 \text{ [W/m}^\circ\text{C]}$ y $0,0325 \text{ [W/m}^\circ\text{C]}$. Con esto es apreciable que el poliestireno tiende a resistirse menos a la transmisión del calor que el poliuretano; implícitamente se dispone de un espesor de material mayor para aislar en las mismas condiciones que el poliuretano. Por lo tanto para la posterior escogencia de espesores para los aislamientos estructurales se emplea el poliuretano.

En cuanto al tipo de panel aislante es posible encontrar varias presentaciones del mismo, como lo es poliuretano esparado y rígido. Ambos tipos poseen este material como núcleo de acción termo aislante, a diferencia de la técnica de conformado de estos; donde se tiene al poliuretano esparado para una colocación espumosa de forma atomizada, lo que implica construir las superficies aislantes en

el sitio de su aplicación, y de forma implícita se obtiene una resistencia mecánica no recomendada para las aplicaciones frigoríficas en comparación al poliuretano rígido en placas “sandwich” que según la Asociación del Poliuretano Rígido (PUR) en su serie informativa edición 2015, indica un conjunto de ventajas en la utilización del poliuretano en paneles sandwich:

- **Composición mecánica:** se forma con dos láminas finas de metal adaptado para el contacto con el poliuretano dispuesto como espuma fuertemente unida a estas placas metálicas.
- **Aislante orgánico:** el poliuretano es un compuesto orgánico polimérico (poliol y isocianato) con características termoestables; es decir, no se funde bajo los efectos del fuego, con temperaturas de autoignición en el rango de los 500°C, y una descomposición térmica a los 200°C; características inmensamente interesantes para aplicaciones industriales.
- **Facilidad de instalación:** se tiene a los paneles sandwich con lados que acoplan con otras unidades, haciendo posible una prefabricación y armado sencillo en el sitio de la instalación.
- **Capacidad aislante superior:** se tiene una comparación para la transferencia de calor del poliuretano con los materiales aislantes comunes, que evidencia una equivalencia en espesor de 50 [mm] de poliuretano contra 200 [mm] de madera.
- **Absorción baja de agua:** al existir una barrera metálica entre el aislante y el ambiente, la posibilidad de degradación por humedad es casi nula y permite una vida útil sin disminución del efecto aislante.
- **Resistencia mecánica:** el poseer las láminas de metal en su recubrimiento, se aporta inercia que mejora la resistencia a los esfuerzos de compresión y tensión a los que se someten los componentes estructurales, así como la resistencia a esfuerzos cortantes, tal como el alma de una viga estructural.

6.4.2 Estimación de espesores para el aislamiento

En la sección anterior se justificó la utilización de paneles sandwich de poliuretano, con este paso aclarado es posible realizar un análisis de la oferta

comercial existente para este tipo de aislamientos estructurales; existe grandes fabricantes de panelería ubicados en distintas partes del mundo, con gran variedad de calidades, tipos y usos específicos para la refrigeración. Para los efectos de este diseño se emplea los paneles sandwich PUR de Italpanelli, dado a que es un productor de alto renombre mundial y posee conexión de comercio con Costa Rica; cabe destacar que esta selección de fabricante de panelería dirige las dimensiones a seleccionar según las estandarizadas por Italpanelli.

Italpanelli maneja dos tipos de panelería sandwich PUR, cuyas dimensiones están en función del rango de temperatura a aislar, ya sea baja temperatura (negativa) ó temperatura media (positiva), pero ambos con la misma característica de conducción térmica, espesor definido en función del siguiente comportamiento:

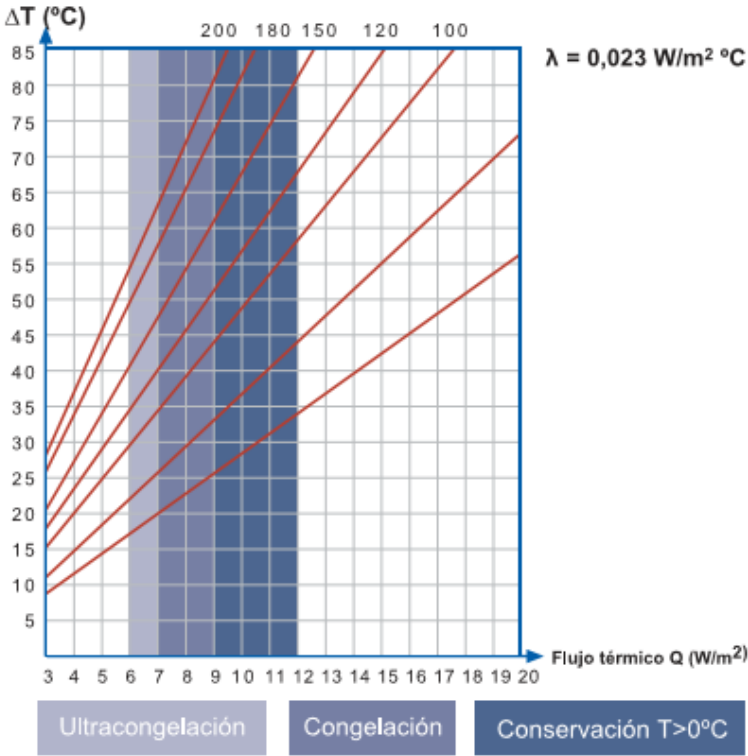


Figura 7. Espesor de panel PUR sandwich Italpanelli en función del flujo térmico y diferencial de temperatura. Fuente: Italpanelli.

La gráfica anterior relaciona el flujo térmico que se desea tener a través del aislamiento y el diferencial de temperatura entre las paredes del panel sandwich,

esto es un abstracción de las ecuaciones (1) y (3) y el criterio de aceptación vistos en la sección inicial 6.3, plasmados en una gráfica del fabricante Italpanelli para la selección de las dimensiones específicas ofrecidas por este proveedor; el cual tiene una gama de espesores dedicados a la congelación y refrigeración, llamados frigomec TP y BT respectivamente.

Para el desarrollo numérico del diseño se realiza una muestra del cálculo para cada caso que implica una diferencia sustancial en sus consideraciones de ingeniería. Con esto claro, es preciso retomar la distribución de la planta de Carnes Ibiza (ver sección 6.2) para tomar en cuenta en conjunto con la tabla de temperaturas por sección, la temperatura a la que se expone cada una de las caras de la pared para cada cuarto frío, de la siguiente manera:

- **Muestra de cálculo espesor de aislamiento: sección proceso bovino, cámaras de media temperatura:**

Como muestra de la estimación del espesor de los paneles PUR para las cámaras de media temperatura pertenecientes al proceso de bovinos, se toma a “Recepción de materia prima proceso bovino” (RMB) con la información de operación descritas en las secciones anteriores y el análisis para la pared norte:

$$dT = T_{ext} - T_{int} \quad (4)$$

$$dT = 30^{\circ}C - 0^{\circ}C = 30^{\circ}C$$

Donde se considera a T_{ext} como la temperatura al lado externo del espacio refrigerado ($30^{\circ}C$ temperatura ambiente para la zona del Coyol de Alajuela) y a T_{int} como la temperatura del ambiente dentro del espacio refrigerado. Para el caso de la cámara RMB se obtuvo un diferencial de $30^{\circ}C$, esto representa el gradiente de estados energéticos de los ambientes que están separados físicamente por el panel aislante. Seguidamente es preciso definir el parámetro de flujo de calor que se desea tener a través del aislamiento; se toma un máximo de $9,30 [W/ m^2 \text{ }^{\circ}C]$ a interpretar como el flujo de ganancia de calor hacia el espacio frío, tal como se especificó en los inicios de esta sección, ya que según la Asociación del Poliuretano

Rígido (PUR) en su serie informativa edición 2015, la tendencia a disminuir la ganancia de energía calórica por parte de los espacios refrigerados dirige al sistema a una eficiencia energética mayor.

Entonces, se toma la gráfica de comportamiento del aislamiento para uso refrigerativo de Italpanelli y se ubica el punto de intersección entre la curva que describe la relación entre el gradiente de temperatura y la ganancia energética deseada para el espesor (en [mm]) de PUR, seleccionando la curva superior más cercana:

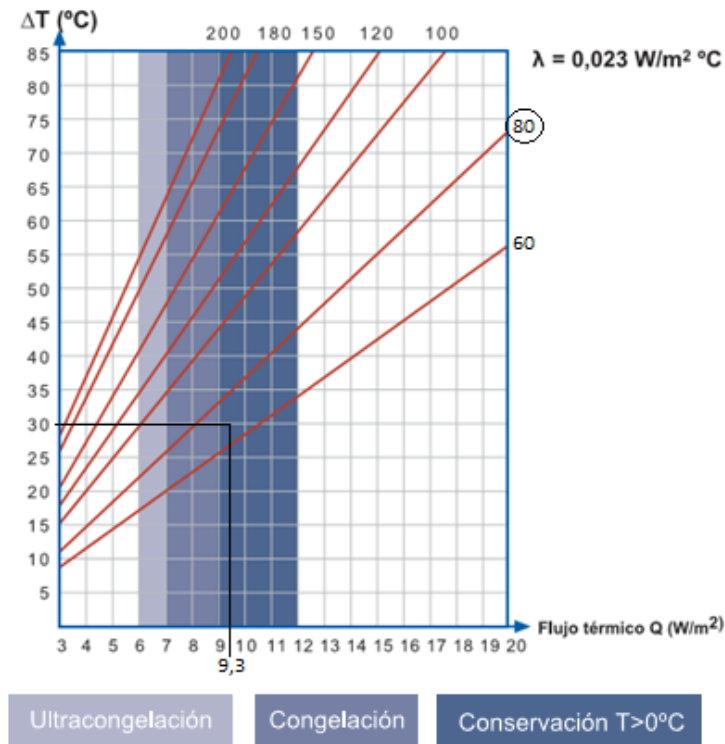


Figura 8. Selección de espesor de aislante Italpanelli para la pared norte de la cámara RMB. Fuente: elaboración con base en Italpanelli.

Con la gráfica anterior, se tiene una aproximación de los valores deseados para el diferencial de temperatura y el flujo térmico, con lo que se determina un espesor de 80 [mm] para este panel PUR. Es preciso aclarar la metodología de análisis para cada cuarto frío, dado que cada lado de esta tiene distintas condiciones

de operación, que se traduce a la necesidad ideal de utilizar distintos espesores de panel para cada lado (cielo, norte, sur, este, oeste), pero por facilidad de montaje y logística se utiliza el caso más conveniente (que incluye al diferencial de temperatura más crítico en caso de existir más de una condición de operación por pared) ya que se toma en cuenta que la selección se da por medio una aproximación gráfica, además, la escogencia por pared se da por conveniencia al parámetro del flujo térmico. Esto se aprecia en la siguiente tabla que resume la dimensión de aislamiento para el cuarto RMB:

Tabla 6. Dimensión del aislamiento preseleccionado para cada sección de la cámara RMB según condiciones de trabajo.

Sección	dT [°C]	Espesor preselección x10⁻³ [m]	Espesor selección x10⁻³ [m]
Norte	36	100	80
Sur	36	100	80
Este	0	0 *	80
Oeste	36	100	80
Cielo	36	100	80

Fuente: elaboración propia.

La aclaración señalada en la tabla anterior con * refiere a la sección este de la cámara RMB que está junto a la cámara de materia prima en canal (CMB), que trabajan a la misma temperatura, por lo que el gradiente de temperatura es cero, pero por funcionalidad del acople entre los paneles sandwich de esta cámara se utiliza el perfil de aislamiento de 80 [mm]. También es de utilidad enfatizar que la planta Carnes Ibiza está planeado para ser una nave industrial, entonces el cielo de las cámaras están cubiertas por un techo que bloquea el impacto de los rayos solares; y se considera a temperatura ambiente la parte exterior del panel de cielo.

De esta manera se puede reproducir el análisis para las demás zonas de la planta, pero a como fue notorio, por las razones de montaje y uniformidad de la instalación de la panelería es de gran funcionalidad seleccionar el espesor del aislamiento de cada lugar en función de su lado con gradiente de temperatura más crítico (fundamento de transferencia de calor al existir esta condición hay más transferencia, por lo tanto una tasa de infiltración de calor mayor). Con la especificación de ciertos casos, dada la relación entre la congelación y refrigeración. Por lo tanto se desarrolla la siguiente tabla para el dimensionamiento del aislamiento estructural por sección general, la bovina y porcina respectivamente:

Tabla 7. Dimensión del aislamiento preseleccionado para cada zona de la sección de bovinos de la planta Carnes Ibiza según condiciones de trabajo.

Sección	Lado	dT [°C]	Espesor x10⁻³ [m]
CMB	Norte	30	80
CDB	Oeste	30	80
RMFB	Oeste	30	80
CPB	Sur	5,5	40
SDB	Sur	25	40
SEB	Sur	4,4	40
SPB	Oeste	30	80
SPDB	Oeste	30	80
SDEB	Sur	25	40
T01	Norte	65	150

Fuente: elaboración propia.

Tabla 8. Dimensión del aislamiento preseleccionado para cada zona de la sección de porcinos de la planta Carnes Ibiza según condiciones de trabajo.

Sección	Lado	dT [°C]	Espesor x10⁻³ [m]
RMP	Sur	30	80
CMP	Sur	30	80
CDP	Oeste	30	80
RMFP	Oeste	30	80
CPP	Este	5,5	40
SDP	Sur	25	40
SEP	Este	30	80
SPP	Oeste	0	80*
SPDP	Oeste	30	80
SDEP	Norte	26	40
T02	Sur	65	150

Fuente: elaboración propia. *se emplea panel de 80 [mm] por aspectos de homogenidad.

Tabla 9. Dimensión del aislamiento preseleccionado para cada zona de las secciones generales de procesoo de la planta Carnes Ibiza según condiciones de trabajo.

Sección	Lado	dT [°C]	Espesor x10⁻³ [m]
PAS	Norte	25	40
IQF	Norte	25	40
CM1	Norte	5,5	40
CM2	Norte	5,5	40
CM3	Norte	5,5	40

CM4	Norte	5,5	40
FRI	Sur	53	120
AND	Este	25	40

Fuente: elaboración propia. *se emplea panel de 80 [mm] por aspectos de homogenidad constructiva.

Tal a como se ha mencionado en este análisis, por criterios constructivos no es factible la utilización de diferentes espesores de panel para la instalación, debido a que si se colocaran estos con diferencias abruptas de espesor, sería necesario hacer retrabajos con perfiles metálicos para asegurar la impereabilización sobre las superficies en los puntos de sujeción entre un panel de mayor dimensión y otro de menor; dado esto se homogeniza la estructura con el perfil de panel más crítico para cada caso, que corresponde al de mayor espesor; con esta selección definitiva se asegura el asilamiento óptimo con relación al espesor y costo, una construcción continua y sencilla de la estructura de panelería. Con referencia a estas decisiones se determina la selección definitiva de los perfiles de panel PUR italpanelli a instalar, correspondiendo de la siguiente forma:

Tabla 10. Dimensión del aislamiento seleccionado para cada zona de la planta Carnes Ibiza.

Sección	Espesor x10⁻³ [m]
RMB	80
CMB	80
CDB	80
RMFB	80
CPB	80
SDB	80
SEB	80

SPB	80
SPDB	80
SDEB	80
T01	150
RMP	80
CMP	80
CDP	80
RMFP	80
CPP	80
SDP	80
SEP	80
SPP	80
SPDP	80
SDEP	80
T02	150
PAS	80
IQF	80
CM1	80
CM2	80
CM3	80
CM4	80
FRI	120
AND	80

Fuente: elaboración propia.

La selección del espesor del aislamiento PUR en paneles sandwich es de notoria ventaja para una instalación de frío como la de Carnes Ibiza; las razones del uso de este tipo de estructura ya han sido determinadas, pero cabe destacar la diferencia entre las cámaras de congelado y las de mantenimiento refrigerado, dado a que al existir una demanda de frío superior en las de congelamiento se precisa un aislante más grande para cumplir con los parámetros de infiltraciones; es esta la causa general del por qué no es posible edificar la totalidad de la nave industrial con el mismo espesor de aislamiento; además de la no idealización de los parámetros de selección tomados en cuenta para esta selección, a razón de la escogencia de las curvas de comportamiento para cada espesor estandarizado por el fabricante tomado como referencia, ya que se ha permitido el exceder el límite inferior de aceptación llamada como “excelente” según los comportamientos de fábrica de la panelería, por total conveniencia financiera y de instalación para ciertos casos. Como lo es en la cámara de frigorífico, que el espesor de aislamiento según la selección con la curva inmediatamente superior de Italpanelli se debe utilizar panel de 150 [mm], pero a causa de la cercanía con la curva de 120 [mm], se escoge este espesor para optimizar el costo ante la sobredimensión si se seleccionara uno de 150 [mm], decisión que apoya a la optimización de los costos de construcción, dado a que el precio del panel de 120 [mm] es de \$47,19 por metro cuadrado y el de 150 [mm] es de \$ 55,30 por metro cuadrado, que implica una disminución del costo de la estructura aislante para el frigorífico de \$8,11, que convierte al espesor seleccionado ventajoso desde el punto de vista financiero y energético.

6.4.3 Estimación de cantidades de panelería

Una vez determinado el tipo y espesor de panel aislante a utilizar tal a como se desarrolló en las secciones 6.4.2 y 6.4.3 de este proyecto, es posible determinar la cantidad de unidades de panel que se deben instalar para cumplir los objetivos del proyecto de refrigeración de Carnes Ibiza. Para esto se debe trabajar con respecto a la información y características de los paneles escogidos; siendo estos marca Italpanelli, modelo Frigomec TP y Frigomec BT (para temperatura de

conservación y congelación respectivamente). Entonces, se debe basar toda esta sección en las dimensiones rectangulares estandarizadas que ofrece este fabricante, para asegurar una estimación totalmente apegada a la realidad, de esta manera:

Tabla 11. Dimensión rectangular de los paneles de aislamiento seleccionados.

Panel	Altura [m]	Ancho [m]
Frigomec TP	11,90	1,09
Frigomec BT	11,90	1,09

Fuente: Italpanelli.

La instalación de panelería se da de manera tal que, el aprovechamiento de cada unidad de panel se maximiza para evitar el desperdicio y los acabados con unidades incompletas. Estas razones permiten calcular la cantidad de paneles sandwich a usar en función del perímetro y altura de los recintos de interés; de la siguiente manera:

- **Muestra de cálculo cantidad de paneles: cámara de recibo de materia prima en canal proceso porcino.**

La determinación del perímetro para la de recibo de materia prima en canal del proceso porcino se obtiene mediante la sumatoria de longitudes de este recinto (ver anexo A2), y este se analiza en relación con el ancho de base de los paneles PUR estandarizados:

$$\text{Perímetro} = \text{lado norte} + \text{lado este} + \text{lado sur} + \text{lado oeste} \quad (6)$$

$$\text{Perímetro} = (9,20 + 2 + 6 + 2 + 3,20 + 4) [m] = 26,60 [m]$$

Entonces según la ecuación (4) se obtiene el perímetro de la cámara, este valor se emplea para relacionar el ancho de base estandarizado de los paneles sandiwch con la dimensión de la cámara, donde se toma en cuenta la altura del cuarto, ya que los paneles se despachan de fábrica con la altura de 11,90 [m]; y en

este caso la altura deseada para la edificación es de 4 [m] (ver anexo A3), pero por razones constructivas referentes al piso de las cámaras frías, se tiene la penetración de paneles de pared en el suelo, que resulta en paneles de pared más largos que la altura efectiva de las cámaras. Para el caso de las áreas con temperaturas positivas no se precisa de esto; tal a como se hace para las zonas de congelado, donde se penetran 30 [mm] para los túneles y 25 [mm] para el frigorífico; y estas distancias extra se consideran en el despiece de las unidades de panel para construir las cámaras de alturas específicas.

Cabe destacar que para el análisis del área superficial de las paredes se consirió el hecho de que existe recintos que comparten pared con otros, por lo que las paredes compartidas sólo se tomaron en cuenta para el cálculo sólo de una de las zonas; el método de análisis se hizo desde la cámara de recibo de materia prima en canal barriendo hasta la simetría (mitad de la planta). Es esta la razón por la que el cálculo de la cantidad de paneles varía si se hace tomando en cuenta todas las paredes o las paredes no compartidas.

Para retomar la muestra de cálculo, se tiene que cada panel tiene 1,09 [m] de ancho que se encargan de cubrir el perímetro de la cámara, por lo tanto:

$$\text{Cantidad paredes} = \text{perímetro cámara [m]} / 1,09 / 2 [\text{m}] \quad (7)$$

$$\text{Cantidad paredes} = 26,60 [\text{m}] / 1,09 [\text{m}] = 24,40 / 2 [\text{unidades}]$$

Esta ecuación representa la cantidad de paneles a usar para conformar las paredes, donde resalta que la dimensión de ancho sólo representa el cubrir el perímetro, la altura por su parte corresponde a la cantidad de veces que un panel sandwich es capaz de satisfacer la altura específica de cada recinto; en este caso a ser de 4 [m] de altura, y se tiene que $11,90 [\text{m}] / 4 [\text{m}] = 2,975$ que implica la posibilidad de utilizar sólo dos partes de cuatro metros por cada unidad de panel; esto genera un trozo de 3,90 [m] por cada panel, que se pretende emplear para otras estructuras con aislante para la planta, como lo es los cielos de cada zona. Todo esto se reproduce para todas las áreas frías de la instalación:

Tabla 12. Cantidad de paneles a utilizar por zona para las paredes de la nave industrial de Carnes Ibiza.

Sección	Perímetro paredes [m]	Altura cuarto [m]	Partes por panel	Sobrante por panel [m]	Cantidad paneles
RMB	26,60	4	2	3,90	13
CMB	25,40	4	2	3,90	12
CDB	16,50	4	2	3,90	8
RMFB	14,70	4	2	3,90	7
CPB	15,80	4	2	3,90	8
SDB	19,10	4	2	3,90	9
SEB	28,10	4	2	3,90	13
SPB	16,30	4	2	3,90	8
SPDB	8,50	4	2	3,90	4
SDEB	10,10	4	2	3,90	10
T01	22,00	4,30	2	3,30	11
RMP	26,60	4	2	3,90	13
CMP	25,40	4	2	3,90	12
CDP	16,50	4	2	3,90	8
RMFP	14,70	4	2	3,90	7
CPP	15,80	4	2	3,90	8
SDP	19,10	4	2	3,90	9
SEP	28,10	4	2	3,90	13

SPP	16,30	4	2	3,90	8
SPDP	8,50	4	2	3,90	4
SDEP	10,10	4	2	3,90	10
T02	22,00	4,30	2	3,30	11
PAS	72,10	4	2	3,90	33
IQF	34,30	5	2	1,90	16
CM1	4,30	4	2	3,90	2
CM2	4,30	4	2	3,90	2
CM3	4,30	4	2	3,90	2
CM4	4,30	4	2	3,90	2
FRI	61,00	9,25	1	2,65	56
AND	53,40	4	2	3,90	25
Sobro espesor x10⁻³[m]		Tamaño [m]			Cantidad
80		3,90			258
80		1,90			16
120		2,65			28
150		3,30			22

Fuente: elaboración propia.

Este desarrollo evidencia la cantidad de trozos de panel que resultan a partir de la formación de las paredes de las instalaciones, los cuales se pretenden utilizar para los cielos, dado a que los detalles de cortes y demás son de menos impacto estético y permite a su vez la reutilización de los desperdicios del proceso de paredes. En la siguiente tabla se especifica el área de cielo por zona, y la cantidad aproximada de trozos de panel por dimensión a usar para la instalación de los cielos:

Tabla 13. Cantidad de paneles a utilizar por zona para el cielo de la nave industrial de Carnes Ibiza.

Sección	Área cielo [m²]	Sobro panel tamaño [m]	Cantidad	Paneles completos	Total cielo
RMB	24,80	3,90	6	-	6
CMB	63,36	3,90	15	-	15
CDB	30,14	3,90	7	-	7
RMFB	16,00	3,90	4	-	4
CPB	15,30	3,90	4	-	4
SDB	91,20	3,90	22	-	22
SEB	71,11	3,90	17	-	17
SPB	60,55	3,90	15	-	15
SPDB	16,24	3,90	4	-	4
SDEB	12,74	3,90	3	-	3
T01	30,00	3,30	9	-	9
RMP	24,80	3,90	6	-	6
CMP	63,36	3,90	15	-	15
CDP	30,14	3,90	7	-	7
RMFP	16,00	3,90	4	-	4
CPP	15,30	3,90	4	-	4
SDP	91,20	3,90	22	-	22
SEP	71,11	3,90	17	-	17

SPP	60,55	3,90	15	-	15
SPDP	16,24	3,90	4	-	4
SDEP	12,74	3,90	3	-	3
T02	30,00	3,30	9	-	9
PAS	139,40	4	33	-	33
IQF	145,35	1,90	-	-	16
CM1	18,92	5	2	-	2
CM2	18,92	5	2	-	2
CM3	18,92	5	2	-	2
CM4	18,92	5	2	-	2
FRI	227,50	9,25	56	-	56
AND	204,40	4	47	-	25
Sobro espesor x10⁻³[m]		Tamaño [m]			Cantidad consumida
80		3,90			317
120		2,65			56
150		3,30			18

Fuente: elaboración propia.

Finalmente se puede analizar cuántas unidades de panel se ocupa de adquirir más las pensadas para las paredes, debido a que no toda la cantidad de trozos de panel es posible emplearse, pero para efectos de este proyecto se entrega las cantidades de panelería con un 5% de factor de seguridad adjudicado de forma arbitraria para evitar posibles contratiempos en la instalación, como defectos de fábrica, equivocaciones o daño mecánico a las unidades:

Tabla 14. Cantidad de panel total a utilizar por espesor.

Espesor x10⁻³[m]	Cantidad	Cantidad extra por cielo	Total (5% FS)
80	274	15	304
120	56	0	59
150	22	0	24

Fuente: elaboración propia. FS: factor de seguridad.

6.5 Cálculo de carga térmica

Para la resolución y planificación de la instalación de refrigeración para una planta de producción del tamaño como lo es Carnes Ibiza, es esencial estimar la cantidad de energía que debe ser manipulada por el sistema para proporcionar el frío deseado en cada zona. Dichos valores de carga térmica representan la magnitud de energía que se precisa hacer fluir desde el sistema termodinámico que alberga al producto hacia el sumidero del proceso de transferencia de calor. Esta afirmación hace entender que, para dimensionar la red de frío, seleccionar equipos y demás labores necesarias para la consolidación de la planta Carnes Ibiza primero se debe obtener la demanda de extracción energética por cada cuarto frío, túnel, sala de proceso para considerar la carga horaria a abastecer y así tener un punto de partida para los criterios de escogencia de tipo de sistema de refrigeración por compresión.

Esto se logra por medio de una memoria de cálculo que contempla según ASHRAE de Refrigeración en el capítulo 13, la estimación de las ganancias de calor a través de la estructura de las áreas frías, la carga térmica referente al enfriamiento deseado para el producto, el aporte calórico de los componentes de los sistemas, como las luminarias, motores eléctricos y personas que trabajan dentro del espacio frío, la infiltración de energía a causa del contacto del aire exterior a mayor temperatura con el ambiente controlado de interés y otras fuentes de extracción de calor referentes al proceso que en este caso involucra a la industria cárnica.

Razones que justifican el desarrollo de esta sección; como se ha hecho en partes anteriores, se explica con una muestra de cálculo la forma de obtener las cargas térmicas por zonas, base esencial para las posteriores secciones.

6.5.1 Carga térmica por transmisión estructural

La forma en que se construye la estructura de los recintos fríos está en función de la demanda de refrigeración, debido a que la inversión energética que esto implica se debe conservar de forma tal que sea posible mantener el efecto frío por un letargo que sea de conveniencia en relación económica, energética y de calidad para la producción. Específicamente, es necesario tener claro que el proceso termodinámico entre el ambiente exterior e interior se da por efecto de la conducción térmica correspondiente a la configuración de las paredes, cielo y piso; que a su vez se relaciona directamente con la capacidad de transmitir el calor sensible en estado no transitorio, debido a que para efectos de la refrigeración se busca evitar la trasmisión de la energía, a causa de que mayor conducción implica más pérdida del efecto frío dentro del ambiente controlado de las zonas refrigeradas; pero tal a como se mencionó en la sección 6.4, existe una relación entre el espesor de un aislamiento y el costo económico de instalar dicho perfil según ASHRAE de Fundamentos 2009 en el capítulo 23 de esta forma:

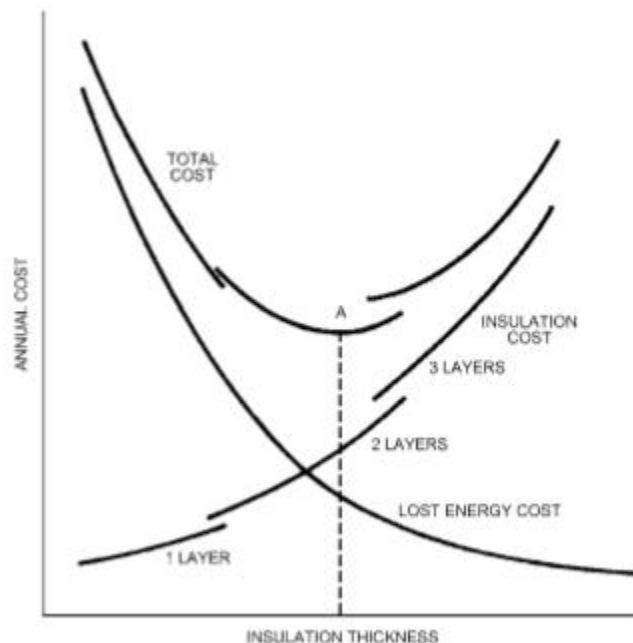


Figura 9. Relación entre el costo anual por espesor de aislamiento.

Con esto se aprecia el real interés de encontrar un equilibrio entre el costo de instalar un panel y la eficiencia de aislamiento que este brinda según dicha relación; debido a que por efectos de aislar un ambiente frío, sencillamente se podría optar por una gran pared aislante pero esto excede en totalidad el interés ingenieril de disminuir el costo inicial, mantenimiento y dificultad de colocación en sitio. Esto se tomó en cuenta para la escogencia del espesor de la panelería, por ello se parte desde esas dimensiones para desarrollar según las ecuaciones (1) y (2) y tomar como punto de partida el factor de flujo térmico, que se recuerda se definió como excelente un aislamiento que transmite a través de su estructura aproximadamente $9,30 [W/m^2]$, y se calcula la carga térmica diaria a extraer por el efecto de la conducción por las paredes:

$$Q_{estructura} = F \left[\frac{W}{m^2} \right] \times A_s \times 24 [h] \quad (7)$$

La ecuación (5) expresa que para limitar el flujo de ganancia de calor por la estructura se debe obtener el producto del área de la superficie en análisis por el flujo térmico deseado en función de 24 horas, analizado con respecto a un día para poder tener una sola base dimensional para sumar este aporte con los posteriores a la carga térmica.

Entonces, como muestra de cálculo se tiene a la cámara de recibo de materia prima en canal se desarrolla el proceso de determinación de la cantidad de energía térmica a extraer por los equipos de refrigeración a causa de la infiltración por conducción a través de las paredes, cielo y techo; para lo cual se amerita el conocimiento del área superficial de todas ellas; estas áreas por se tienen a través del estudio del plano arquitectónico de la planta (ver anexos), se cuantifica como:

Tabla 15. Área superficial por paredes, cielo y piso de la cámara de recibo de materia prima en canal de la sección bovino..

Sección	Área norte [m ²]	Área sur [m ²]	Área este [m ²]	Área oeste [m ²]	Área piso [m ²]	Área cielo [m ²]
RMB	36,80	36,80	16,00	16,00	24,80	24,80

Fuente: elaboración propia.

Con la información de la tabla anterior es posible relacionar las dimensiones de las superficies que tienen contacto con los dos ambientes interno y externo de la cámara; para el análisis se debe recordar el parámetro de aceptación para la escogencia de los espesores de la panelería, debido a que la razón de selección de los perfiles de panel sandwich de aislamiento se dio con base en la cantidad de energía calórica que se permite infiltrar hacia el ambiente controlado de la cámara, el cual es de 9,30 [W/m²]. Además, se toma en cuenta el aporte de carga térmica de esta manera en un periodo de 24 horas para enfocar la superposición de la energía total a extraer para refrigerar en una misma base horaria, de esta forma para la pared norte (como muestra) y las demás superficies:

$$Q_{estructura} = 9,30 \left[\frac{W}{m^2} \right] \times 36,80 [m^2] \times 24 [h] = 8213,76 \left[\frac{W}{24h} \right]$$

Tabla 16. Carga térmica por transmisión para la cámara de recibo de materia prima en canal de la sección bovino.

Superficie	Carga térmica [W/24h]
Norte	8213,76
Sur	8213,76
Este	3571,20
Oeste	3571,20
Cielo	5535,36
Piso	5535,36

Fuente: elaboración propia.

Dicha ecuación se aplica para calcular la transferencia en todas las superficies de todas las áreas frías de Carnes Ibiza, para obtener finalmente:

Tabla 17. Carga térmica diaria por transmisión por zona.

Sección	Norte [W/24h]	Sur [W/24h]	Este [W/24h]	Oeste [W/24h]	Cielo [W/24h]	Piso [W/24h]	Total [W/24h]
RMB	8213,76	8213.76	3571.20	3571.20	5535.36	5535.36	34640.64
CMB	8570.88	8570.88	5892.48	5892.48	14141.95	14141.95	57210.62
CDB	5356.80	5356.80	6249.60	6249.60	6727.25	6727.25	36667.30
RMFB	4910.40	4910.40	3571.20	3571.20	3571.20	3571.20	24105.60
CPB	3035.52	3035.52	4017.60	4017.60	3414.96	3414.96	20936.16
SDB	8570.88	8570.88	8481.60	8481.60	20355.84	20355.84	74816.64
SEB	9017.28	9017.28	14731.20	14731.20	15871.75	15871.75	79240.46
SPB	6428.16	6428.16	6249.60	6249.60	13514.76	13514.76	52385.04
SPDB	4999.68	4999.68	2678.40	2678.40	3624.77	3624.77	22605.70
SDEB	4374.72	4374.72	2232.00	2232.00	2843.57	2843.57	18900.58
T01	5356.80	5356.80	4464.00	4464.00	6696.00	6696.00	33033.60
RMP	8213.76	8213.76	3571.20	3571.20	5535.36	5535.36	34640.64
CMP	8570.88	8570.88	5892.48	5892.48	14141.95	14141.95	57210.62
CDP	5356.80	5356.80	6249.60	6249.60	6727.25	6727.25	36667.30
RMFP	4910.40	4910.40	3571.20	3571.20	3571.20	3571.20	24105.60
CPP	3035.52	3035.52	4017.60	4017.60	3414.96	3414.96	20936.16
SDP	8570.88	8570.88	8481.60	8481.60	20355.84	20355.84	74816.64
SEP	9106.56	9106.56	13034.88	13034.88	15871.75	15871.75	76026.38
SPP	6428.16	6428.16	6249.60	6249.60	13514.76	13514.76	52385.04
SPDP	4999.68	4999.68	2678.40	2678.40	3624.77	3624.77	22605.70
SDEP	4374.72	4374.72	2232.00	2232.00	2843.57	2843.57	18900.58
T02	5356.80	5356.80	4464.00	4464.00	6696.00	6696.00	33033.60
PAS	27855.36	27855.36	3660.48	3660.48	31114.08	31114.08	125259.84
IQF	17074.80	17074.80	10602.00	10602.00	32442.12	32442.12	120237.84
CM1	3928.32	3928.32	3839.04	3839.04	4222.94	4222.94	23980.61
CM2	3928.32	3928.32	3839.04	3839.04	4222.94	4222.94	23980.61
CM3	3928.32	3928.32	3839.04	3839.04	4222.94	4222.94	23980.61
CM4	3928.32	3928.32	3839.04	3839.04	4222.94	4222.94	23980.61
FRI	36560.16	36560.16	26114.40	26114.40	50778.00	50778.00	226905.12
AND	4999.68	4999.68	28658.88	28658.88	45622.08	45622.08	158561.28

Fuente: elaboración propia.

6.5.2 Carga térmica por infiltración de aire.

El proceso de diseño de un área refrigerada no sólo depende de los factores presentes en el interior del sistema térmico, también de los fenómenos que ocurren cuando el ambiente controlado interno se pone en contacto con el externo a condiciones naturales; se puede pensar que la infiltración de aire desde un medio a mayor temperatura hacia el interior de las cámaras no es de gran afcción para el proceso de enfriamiento, pero lo es según ASHRAE en el capítulo 13 de

Refrigeración donde se explica que la carga térmica por la transferencia de calor en sentido externo interno equivale a más de la mitad de la carga térmica total del sistema; esta proporción depende claramente del tipo de funcionamiento que se espera para la sección fría.

Es entonces como se introduce el término “cambios de aire”, que refiere a la cantidad de veces por día que se reemplaza todo el aire contenido en una cámara por ejemplo. Dicho efecto tiene lugar a causa de las puertas y accesos a estas zonas, las cuales casualmente tienen contacto con ambientes a temperaturas y de humedad relativa de mayor energía. El cálculo del efecto térmico de este fenómeno implica el conocer las características del aire con las condiciones dadas; para obtener estos estados se emplea la llamada carta psicrométrica (ver anexos) que representa el comportamiento y la magnitud de las variables físicas de interés para la industria de la refrigeración, en función de la temperatura y humedad relativa presentes. Todo esto se comporta según la siguiente ecuación:

$$Q_{infiltración} = V [m^3] \times N \times difH [kJ/m^3] \quad (8)$$

La ecuación (6) expresa una forma de obtener la cantidad de energía que gana el ambiente frío por las veces al día que se cambia todo su volumen de aire por la apertura de puertas; por eso se tiene a V como el volumen interno de la cámara, N es la cantidad de cambios de aire en función del volumen y tipo de uso, a $difH$ es el diferencial de entalpía entre el aire interno de la cámara y el aire de infiltración en razón de energía por volumen, para así obtener la energía en tasa diaria. De igual manera al cálculo anterior, se toma el área de suelo de la cámara que se ha escogido como ejemplo y se dimensiona el volumen con la altura de pared efectiva de 4 [m], y la cantidad de cambios de aire, según la abstracción del ASHRAE hecha en el manual de ingeniería de BOHN:

Volumen pies ³	Cambios de Aire en 24 Hrs.	Volumen pies ³	Cambios de Aire en 24 Hrs.	Volumen pies ³	Cambios de Aire en 24 Hrs.
200	44.0	2,000	12.0	25,000	3.0
250	38.0	3,000	9.5	30,000	2.7
300	34.5	4,000	8.2	40,000	2.3
400	29.5	5,000	7.2	50,000	2.0
500	26.0	6,000	6.5	75,000	1.6
600	23.0	8,000	5.5	100,000	1.4
800	20.0	10,000	4.9	150,000	1.2
1,000	17.5	15,000	3.9	200,000	1.1
1,500	14.0	20,000	3.5	300,000	1.0

Figura 10. Cambios de aire recomendados para cuartos fríos con temperatura mayor a 0 [°C]. Fuente: BOHN.

Volumen pies ³	Cambios de Aire en 24 Hrs.	Volumen pies ³	Cambios de Aire en 24 Hrs.	Volumen pies ³	Cambios de Aire en 24 Hrs.
200	33.5	2,000	9.3	25,000	2.3
250	29.0	3,000	7.4	30,000	2.1
300	26.2	4,000	6.3	40,000	1.8
400	22.5	5,000	5.6	50,000	1.6
500	20.0	6,000	5.0	75,000	1.3
600	18.0	8,000	4.3	100,000	1.1
800	15.3	10,000	3.8	150,000	1.0
1,000	13.5	15,000	3.0	200,000	0.9
1,500	11.0	20,000	2.6	300,000	0.85

Figura 11. Cambios de aire recomendados para cuartos fríos con temperatura menor a 0 [°C]. Fuente: BOHN.

Para el caso de la cámara de recibo de materia prima en canal de la sección bovina, se obtiene que el volumen interno del cuarto es de 99,20 [m³] al que corresponde 7.5 cambios de aire al día; y la temperatura de su ambiente es de 0 [°C], además tiene acceso por dos lados, el este y oeste, lo que implica analizar cuál de los dos casos de infiltración a través de las puertas es más crítico; y se tiene que la puerta ubicada en el lado oeste contacta al medio ambiente, considerado a una

temperatura promedio de 30 [°C] a una humedad relativa de 60% (al ser una zona tropical). De tal forma se obtiene lo siguiente según la tabla psicométrica del aire y la ecuación vista en esta sección:

Figura 12. Carga térmica por infiltración de aire para la cámara de materia prima en canal, sección bovino.

Sección	Volumen [m ³]	Cambios al día	Temp.Int [°C] / Humedad relativa [%]	Temp.Ext [°C] / Humedad relativa [%]	Dif. Entalpía [kJ/m ³]	Carga [W/24h]
RMB	99,20	7,50	0 / 87	30 / 60	54,83	11332,36

Fuente: Elaboración propia.

Con la anterior muestra de cálculo es posible determinar la carga térmica por cambios de aire para todas las secciones de la planta, con la consideración que, todas las cargas son calculadas con respecto a la puerta que contacta al ambiente a mayor temperatura y humedad relativa y si una cámara tiene acceso con otra que está a las mismas condiciones el efecto por el cambio de aire no se manifiesta; cabe destacar que la humedad relativa para la sección de bovinos se toma de 87% y el porcino de 87,5% como promedio de la humedad para conservar y procesar este tipo de productos alimenticios. Así es como se obtiene este aporte para cada zona de Carnes Ibiza:

Figura 13. Carga térmica por infiltración en cambios de aire para todas las áreas frías de Carnes Ibiza.

Sección	Volumen aire [m ³]	Cambios aire cada 24h	Temperatura aire interno [°C]	Temperatura aire infiltración [°C]	Diferencial entalpía [kJ/m ³]	Carga térmica [W/24h]
RMB	99,20	7,50	0,00	30,00	30,00	11332,37
CMB	253,44	5,50	0,00	5,50	5,50	2938,85

CDB	120,56	40,00	4,40	5,50	5,50	2116,50
RMFB	64,00	9,00	0,00	30,00	30,00	8773,45
CPB	61,20	9,00	0,00	5,50	5,50	1161,27
SDB	364,80	4,00	5,50	5,50	5,50	0,00
SEB	284,44	5,00	5,50	30,00	30,00	18666,39
SPB	242,20	5,50	5,50	5,50	5,50	0,00
SPDB	64,96	9,00	4,4	30,00	30,00	7930,00
SDEB	50,96	9,00	0,00	5,50	5,50	966,97
T01	120,00	5,60	-34,4	5,50	5,50	7000,01
RMP	99,20	7,50	0,00	30,00	30,00	11333,40
CMP	253,44	5,00	0,00	5,50	5,50	2700,19
CDP	120,56	6,50	4,4	5,50	5,50	344,37
RMFP	64,00	9,00	0,00	30,00	30,00	8774,25
CPP	61,20	9,00	0,00	5,50	5,50	1173,66
SDP	364,80	4,00	5,50	5,50	5,50	0,00
SEP	284,44	5,00	0,00	30,00	30,00	21664,47
SPP	242,20	5,50	5,5	5,50	5,50	0,00
SPDP	64,96	9,00	4,4	30,00	30,00	7917,01
SDEP	50,96	9,00	5,5	5,50	5,50	0,00
T02	120,00	5,60	-34,40	0,00	0,00	5546,06
PAS	557,60	3,50	5,50	5,50	5,50	0,00
IQF	726,75	3,30	5,5	5,50	5,50	0,00
CM1	75,68	9,00	0,00	5,50	5,50	1451,35

CM2	75,68	9,00	0,00	5,50	5,50	1451,35
CM3	75,68	9,00	0,00	5,50	5,50	1451,35
CM4	75,68	9,00	0,00	5,50	5,50	1451,35
FRI	2047,50	1,30	-23,3	5,50	5,50	22160,57
AND	817,60	3,00	5,50	30,00	30,00	32193,03

Fuente: elaboración propia.

6.5.3 Carga térmica de los productos.

El ASHRAE al ser el ente que dicta las consideraciones necesarias para el diseño y puesta en marcha de instalaciones de refrigeración, expresa diversas recomendaciones para el cálculo de la carga térmica proveniente de los productos de interés a refrigerar o congelar; en el capítulo 9 del ASHRAE de Refrigeración se tiene que la carga por producto depende directamente de la composición química, física y de la temperatura que permite mantener la cadena de frío, debido a la naturaleza bacteriana de cada uno.

Para conseguir el aporte a la carga térmica total por parte del enfriamiento y congelación de los productos de origen bovino y porcino es necesario de forma inicial pensar en el tipo de producto que se plantea manejar en cada sección, y el tipo de proceso de refrigeración a aplicar a cada uno, ya sea una congelación rápida, conservar en frío o congelado, o simplemente mantener la temperatura estable en algún punto. Para eso es necesario considerar el flujo de proceso que tiene esta planta; que a como se dijo al comienzo de este documento, es una distribución simétrica en las secciones de proceso de la carne de res y cerdo, desde el punto donde se recibe el canal (cuerpo de animal destazado y sin sangre), se desarma y distribuye para los otros subprocesos como el procinado, empaque ó congelado; además se tiene zonas para la conserva en congelación como lo es el frigorífico; una sala de congelamiento instantáneo (IQF) para el proceso de productos pastosos y demás. Esto tan sólo para evidenciar la gran variedad de presentaciones en las que se tiene las carne en ambos casos.

Si se tiene un proceso de enfriamiento se debe considerar la transmisión de calor sensible, debido a que el contenido de agua de los productos no se llega a congelar y por ello tampoco las fibras de miofibrilla que componen los tejidos proteínicos de la carne. De forma más profundizada se da el proceso de extracción de energía de los productos a congelar, ya que se precisa transferir la cantidad de calor sensible suficiente para alcanzar el punto de congelación del producto específico, también extraer el calor latente de congelación por unidad de masa y por último el calor sensible desde el punto de congelación hasta la temperatura de congelado deseada. Estos dos procesos se dan en la línea de proceso de Carnes ibiza, por ello se representa las dos ecuaciones que dictan el comportamiento energético en ambos casos:

$$Q_{enfriar} = m [kg] \times C_{p_{enfriar}} \left[\frac{kJ}{kg^{\circ}C} \right] \times dT_{enfriar} [^{\circ}C] \quad (9)$$

$$Q_{congelar} = \left(m [kg] \times C_{p_{enfriar}} \left[\frac{kJ}{kg^{\circ}C} \right] \times dT_{enfriar} [^{\circ}C] \right) + \left(m [kg] \times C_{latente,cong} \right) + \left(m [kg] \times C_{p_{congelar}} \left[\frac{kJ}{kg^{\circ}C} \right] \times dT_{congelar} [^{\circ}C] \right) \quad (8)$$

Las ecuaciones (8) y (9) son suficientes para calcular la carga térmica por productos para todas las áreas frías de la planta en diseño, esto en conjunto al conocimiento de las características y propiedades de tal producto a las condiciones deseadas; estos valores se obtienen de la tabla 3 del capítulo 9 del ASHRAE de Refrigeración, de donde se abstrae las siguientes figuras:

Food Item	Moisture Content, Protein, %		Fat, %	Carbohydrate			Initial Freezing Point, °F	Specific Heat Above Freezing, Btu/lb · °F	Specific Heat Below Freezing, Btu/lb · °F	Latent Heat of Fusion, Btu/lb
	x_{w0}	x_p		Total, %	Fiber, %	Ash, %				
Beef										
Brisket	55.18	16.94	26.54	0.0	0.0	0.80	—	0.76	0.56	79
Carcass, choice select	57.26	17.32	24.05	0.0	0.0	0.81	28.0	0.77	0.55	82
Liver	58.21	17.48	22.55	0.0	0.0	0.82	28.9	0.78	0.54	83
Ribs, whole (ribs 6-12)	68.99	20.00	3.85	5.82	0.0	1.34	28.9	0.83	0.52	99
Round, full cut, lean and fat	54.54	16.37	26.98	0.0	0.0	0.77	—	0.75	0.55	78
full cut, lean	64.75	20.37	12.81	0.0	0.0	0.97	—	0.81	0.52	93
Sirloin, lean	70.83	22.03	4.89	0.0	0.0	1.07	—	0.84	0.51	102
Short loin, porterhouse steak, lean	71.70	21.24	4.40	0.0	0.0	1.08	28.9	0.84	0.50	103
T-bone steak, lean	69.59	20.27	8.17	0.0	0.0	1.01	—	0.83	0.51	100
Tenderloin, lean	69.71	20.78	7.27	0.0	0.0	1.27	—	0.83	0.51	100
Veal, lean	68.40	20.78	7.90	0.0	0.0	1.04	—	0.82	0.51	98
	75.91	20.20	2.87	0.0	0.0	1.08	—	0.87	0.50	109

Figura 14. Características térmicas de los productos de carne bovina. Fuente: ASHRAE-Refrigeration.

Food Item	Moisture Content, Protein, %		Fat, %	Carbohydrate		Ash, %	Initial Freezing Point, °F	Specific Heat Above Freezing, Btu/lb·°F	Specific Heat Below Freezing, Btu/lb·°F	Latent Heat of Fusion, Btu/lb
	x_{mo}	x_p		x_c	x_{fb}					
Pork										
Backfat	7.69	2.92	88.69	0.0	0.0	0.70	—	0.52	0.71	11
Bacon	31.58	8.66	57.54	0.09	0.0	2.13	—	0.64	0.64	45
Belly	36.74	9.34	53.01	0.0	0.0	0.49	—	0.67	0.80	53
Carcass	49.83	13.91	35.07	0.0	0.0	0.72	—	0.74	0.74	71
Ham, cured, whole, lean	68.26	22.32	5.71	0.05	0.0	3.66	—	0.83	0.53	98
country cured, lean	55.93	27.80	8.32	0.30	0.0	7.65	—	0.75	0.55	80
Shoulder, whole, lean	72.63	19.55	7.14	0.0	0.0	1.02	28.0	0.86	0.53	104

Figura 15. Características térmicas de los productos de carne porcina. Fuente: ASHRAE-Refrigeration.

Estas figuras permiten apreciar los valores de $C_{p\text{enfriar}}$, $C_{p\text{congelar}}$ y C_{latente} , los cuales para el ejemplo de la cámara CMB donde se tiene carne bovina en forma de canal, estos valores son respectivamente: 0,52 [btu/lb°F], 0,71 [btu/lb°F] y 11 [Btu/lb]. Cabe destacar que estos valores se usan en unidades SI a pesar de que el ASHRAE las representa en unidades anglosajonas. El ejemplo de cómo se calcula esta carga térmica es así:

$$Q_{\text{enfriar}} = 10000 [kg] \times 3,25 \left[\frac{kJ}{kg^{\circ}C} \right] \times 0 [^{\circ}C] = 0 \left[\frac{kJ}{24h} \right] = 0 \left[\frac{W}{24h} \right]$$

Este ejemplo es de gran utilidad didáctica debido a que es una carga que no se toma en cuenta, debido a que la temperatura del producto al entrar al cuarto frío es de 0 [°C] proveniente del matadero de animales, y la labor de este recinto es mantener la temperatura para proceder a la siguiente sección de cámara de canales bovino, esto no implica la necesidad de disminuir la temperatura del producto, a como sí lo es en otras áreas de la planta; esta información y resultados se despliegan a continuación:

Tabla 18. Tipo de producto por sección de la planta y sus características de relevancia.

Sección	Tipo de producto	Calor específico enfriar [kJ/kg°C]	Calor específico congelar [kJ/kg°C]	Calor latente congelación [kJ/kg]
RMB	Canal bovino	3.25	N/A	N/A
CMB	Canal bovino	3.25	N/A	N/A
CDB	Bovino congelado	-	-	-
RMFB	Bovino fresco	3.39	N/A	N/A
CPB	Bovino fresco	3.39	N/A	N/A
SDB	Bovino fresco	3.39	N/A	N/A
SEB	Bovino fresco	3.39	N/A	N/A
SPB	Bovino fresco	3.39	N/A	N/A
SPDB	Despojos	3.56	N/A	N/A
SDEB	Despojos	3.56	N/A	N/A
T01	Bovino fresco	3.39	2.771	216.31
RMP	Canal porcino	3.10	N/A	N/A
CMP	Canal porcino	3.10	N/A	N/A
CDP	Porcino congelado	-	-	-
RMFP	Porcino fresco	3.10	N/A	N/A
CPP	Porcino fresco	3.10	N/A	N/A
SDP	Porcino fresco	3.10	N/A	N/A
SEP	Porcino fresco	3.10	N/A	N/A
SPP	Porcino fresco	3.10	N/A	N/A
SPDP	Despojos	3.56	N/A	N/A
SDEP	Despojos	3.56	N/A	N/A
T02	Porcino fresco	3.10	3.09	165.14
PAS	Bovino fresco	3.39	N/A	N/A
IQF	Bovino fresco	3.39	N/A	N/A
CM1	Bovino fresco	3.39	N/A	N/A
CM2	Bovino fresco	3.39	N/A	N/A
CM3	Bovino fresco	3.39	N/A	N/A
CM4	Bovino fresco	3.39	N/A	N/A
FRI	Bovino fresco	3.39	2.77	216.31
AND	Bovino fresco	3.39	N/A	N/A

Fuente: elaboración propia, según ASHRAE-Refrigeration. N/A significa no aplica.

Tabla 19. Carga térmica diaria por producto por sección de la planta.

Sección	Temperatura final [°C]	Temperatura inicial [°C]	Flujo másico [kg/24h]	Carga térmica [W/24h]
RMB	0	0	10000	0.00
CMB	0	5	10000	36144.45
CDB	4.4	-18	10000	-
RMFB	0	0	5000	0.00
CPB	0	0	5000	0.00
SDB	5	5	10000	0.00
SEB	5	5	10000	0.00
SPB	5	5	2000	0.00
SPDB	8	8	2200	0.00
SDEB	0	8	2200	13923.56
T01	-18	5	5000	395848.64
RMP	0	0	10000	0.00

CMP	0	5	10000	34422.23
CDP	4,4	-18	10000	-
RMFP	0	0	5000	0.00
CPP	0	0	5000	0.00
SDP	5	5	10000	0.00
SEP	0	5	10000	34422.23
SPP	5	5	2000	0.00
SPDP	8	8	2200	0.00
SDEP	5	8	2200	5222.80
T02	-18	5	5000	328325.03
PAS	5	5	10000	0.00
IQF	5	5	10000	0.00
CM1	0	5	2500	9419.45
CM2	0	5	2500	9419.45
CM3	0	5	2500	9419.45
CM4	0	5	2500	9419.45
FRI	-23,3	-18	10000	641678.66
AND	5	5	10000	0.00

Fuente: elaboración propia.

6.5.4 Carga térmica por respiración y embalajes.

Esta sección se superpone con las anteriores para conformar las carga térmica diaria total para cada sección; pero la presente se trata específicamente a energía a extraer propia de la naturaleza del producto, debido a que la carga por respiración se da en elementos con capacidad de intercambiar oxígeno y expedir dióxido de carbono; es decir origen vegetal; razón que fundamenta el hecho de que para este diseño de refrigeración no se consideran las cargas por respiración.

En cuanto a la carga por embalajes, se debe especificar el tipo de empaque y en qué parte del proceso se encuentran estos componentes. En las áreas de recibo de materia prima ingresan los productos desnudos al ser carne congelada o fría lista para empezar su proceso de despique y empaque, por eso no se toma en cuenta este aspecto en tales áreas; a diferencia de las salas de empaque, cámaras de mantenimiento y el frigorífico; donde se tiene el producto en bolsas plásticas a excepción del frigorífico, que además poseen cajas de cartón para el almacenamiento. El calor específico de cada tipo de material se muestra en la siguiente tabla, donde aparece la cantidad diaria que se emplea por zona (datos según producción deseada del cliente):

Tabla 20. Carga térmica por embalajes.

Sección	Tipo embalaje	Calor específico [kJ/kg°C]	Flujo [kg/24h]	Carga [W/24h]
RMB	-	-	-	-
CMB	-	-	-	-
CDB	-	-	-	-
RMFB	-	-	-	-
CPB	-	-	-	-
SDB	-	-	-	-
SEB	plástico	2.30	120	6900
SPB	-	-	-	-
SPDB	-	-	-	-
SDEB	-	-	-	-
T01	-	-	-	-
RMP	-	-	-	-
CMP	-	-	-	-
CDP	-	-	-	-
RMFP	-	-	-	-
CPP	-	-	-	-
SDP	-	-	-	-
SEP	plástico	2.30	120	6900
SPP	-	-	-	-
SPDP	-	-	-	-
SDEP	-	-	-	-
T02	-	-	-	-
PAS	-	-	-	-
IQF	-	-	-	-
CM1	plástico	2.30	11.25	129.37
CM2	plástico	2.30	11.25	129.37
CM3	plástico	2.30	11.25	129.37
CM4	plástico	2.30	11.25	129.37
FRI	caja cartón	1.84	150	1462.8
AND	-	-	-	-

Fuente: elaboración propia, según ASHRAE-Refrigeration.

6.5.5 Carga térmica por personas, motores, iluminación.

Esta sección está especializada para las cargas térmicas referentes a los consumidores de frío que están inmersos en el funcionamiento del sistema de refrigeración, como lo es los motores eléctricos que impulsan el aire para asegurar una eficiente transferencia de calor entre el producto y el sistema de evaporación, las luminarias que permiten el correcto acondicionamiento para la apreciación del color, y la adecuada comodidad visual para trabajar en un ambiente ergonómico; y por consiguiente la carga debido a las personas que se piensan para laborar en cada una de las zonas.

Inicialmente, se puede describir el proceso de consumo de frío por parte del metabolismo de las personas, debido a que está en función del balance térmico que el organismo humano genera con la homeostásis, este fenómeno está directamente relacionado con la temperatura a la que se expone la persona, por eso existe la siguiente figura:

Temperatura del Refrigerador °F	Calor Equivalente/Persona BTU/24Hrs.
50	17,280
40	20,160
30	22,800
20	25,200
10	28,800
0	31,200
-10	33,600

Figura 16. Calor equivalente diario por persona en función de la temperatura del ambiente. Fuente: Manual de Ingeniería de Bohn.

El factor que se obtiene por interpolación de la figura anterior se emplea para obtener lo siguiente:

$$Q_{personas} = C_{personas} \left[\frac{kJ}{24h} \right] \times cantidad \times estadía [s] \quad (10)$$

La cantidad de personas por recinto y la estadía de cada una de ellas es información que el cliente desarrolló en su plan de proyecto; todo esto se muestra en la siguiente tabla:

Tabla 21. Carga térmica diaria por personas.

Sección	Cantidad personas	Estadía [h]	Tiempo [h] / 24 [h]	Temperatura [°C]	Calor persona [W/24h]	Carga [W/24h]	Carga horaria [W/h]
RMB	2	8	0,33	0	9141,60	6094,40	761,8
CMB	2	2	0,08	0	9141,60	1523,60	380,9
CDB	2	2	0,08	4,4	8832,19	1472,03	184,004
RMFB	2	2	0,08	0	9141,60	1523,60	304,72
CPB	2	2	0,08	0	9141,60	1523,60	190,45
SDB	12	8	0,33	4,4	8832,19	35328,77	4416,096
SEB	3	8	0,33	5,5	8790,00	8790,00	1098,75
SPB	4	8	0,33	5,5	8790,00	11720,00	1465
SPDB	1	0,5	0,02	4,4	8832,19	184,00	23,0005
SDEB	2	2	0,08	5,5	8790,00	1465,00	366,25
T01	1	0,5	0,02	-34,4	11424,00	238,00	29,75

RMP	2	8	0,33	0	9141,60	6094,40	761,8
CMP	2	2	0,08	0	9141,60	1523,60	380,9
CDP	2	2	0,08	4,4	8832,19	1472,03	184,004
RMFP	2	2	0,08	0	9141,60	1523,60	304,72
CPP	2	2	0,08	0	9141,60	1523,60	190,45
SDP	12	8	0,33	4,4	8832,19	35328,77	4416,096
SEP	3	8	0,33	0	9141,60	9141,60	1142,7
SPP	4	8	0,33	5,5	8790,00	11720,00	1465
SPDP	1	0,5	0,02	4,4	8832,19	184,00	23,0005
SDEP	2	2	0,08	5,5	8790,00	1465,00	366,25
T02	1	2	0,08	-34,4	11424,00	952,00	119
PAS	4	8	0,33	4,4	8832,19	11776,26	1472,032
IQF	1	8	0,33	5,5	8790,00	2930,00	366,25
CM1	1	2	0,08	0	9141,60	761,80	95,225
CM2	1	2	0,08	0	9141,60	761,80	95,225
CM3	1	2	0,08	0	9141,60	761,80	95,225
CM4	1	2	0,08	0	31200,00	2600,00	325
FRI	1	8	0,33	-23,3	409,80	136,60	17,075
AND	2	8	0,33	5,5	8790,00	5860,00	586

Fuente: elaboración propia.

De manera similar se realiza el cálculo de la carga por iluminación, esto está en función de la capacidad luminosa de las lámparas seleccionadas para el proyecto, pero dada la situación que no es posible conocer el tipo y modelo de luminarias que se instalarán debido a que este es un proceso aparte y posterior al diseño de esta planta de refrigeración, ante esta condición se asume con el criterio de ASHRAE-Refrigeration de aproximar las ganancias térmicas por este aporte a razón de 0,5 a 1 [W/ft²] y como en la actualidad las tecnologías de iluminación tienden a ser más eficientes eléctricamente, se toma la cota inferior de 0,5 [W/ft²] para cada cámara; esta condición se da según el área correspondiente, y la selección posterior de las luminarias por parte del diseño eléctrico se dan con base a los requerimientos de luz dictados por SENASA, todo lo anterior se identifica según lo siguiente:

Tabla 22. Demanda de luminosidad y carga eléctrica por zona con frío de la planta Carnes Ibiza.

Sección	Demanda iluminación [lux]	Carga disipada [W/m²]	Área [m²]	Carga [W/24]
RMB	110	5.38	24.8	3202.17
CMB	110	5.38	63.36	8181.042
CDB	110	5.38	30.14	3891.67

RMFB	110	5.38	16	2065.92
CPB	110	5.38	15.3	1975.53
SDB	220	5.38	91.2	11775.74
SEB	220	5.38	71.11	9181.72
SPB	220	5.38	60.55	7818.21
SPDB	110	5.38	16.24	2096.90
SDEB	220	5.38	12.74	1644.98
T01	110	5.38	30	3873.60
RMP	110	5.38	24.8	3202.17
CMP	110	5.38	63.36	8181.04
CDP	110	5.38	30.14	3891.67
RMFP	110	5.38	16	2065.92
CPP	110	5.38	15.3	1975.53
SDP	220	5.38	91.2	11775.74
SEP	220	5.38	71.11	9181.72
SPP	220	5.38	60.55	7818.21
SPDP	110	5.38	16.24	2096.90
SDEP	220	5.38	12.74	1644.98
T02	110	5.38	30	3873.60
PAS	220	5.38	139.4	17999.32
IQF	110	5.38	145.35	18767.59
CM1	110	5.38	18.92	2442.95
CM2	110	5.38	18.92	2442.95
CM3	110	5.38	18.92	2442.95
CM4	110	5.38	18.92	2442.95
FRI	110	5.38	227.5	29374.80
AND	220	5.38	204.4	26392.12

Fuente: elaboración propia.

Los motores eléctricos son de irrefutable presencia en las cámaras de refrigeración y congelación, pero para este caso la cantidad y tamaño de los motores a existir por recinto es incierto, a causa que para conocer dicho valor es necesario conocer el modelo y tipo de sistema refrigerativo que se usará, pero es esto exactamente el objetivo del cálculo de la carga térmica, estimar la demanda de extracción calórica para alcanzar el objetivo de frío. Entonces se entiende la incertidumbre que inicialmente existe al pensar en la carga térmica a causa de los motores eléctricos en su funcionamiento rotacional; es por ello que el ASHRAE-Refrigeration en su capítulo 13 define las cargas según la potencia nominal instalada para cada sección:

Motor Hp	BTU por (HP) (HR)		
	Relacionado con la Carga dentro del Espacio Refrigerado ¹	Pérdida del Motor Fuera del Espacio Refrigerado ²	Relacionado con la Carga exterior del Espacio Refrigerado ³
1/8 a 1/2	4,250	2,545	1,700
1/2 a 3	3,700	2,545	1,150
3 a 20	2,950	2,545	400

Figura 17. Carga térmica por potencia para motores eléctricos. Fuente: ASHRAE-Refrigeration.

Es apreciable que se tiene una aproximación para una potencia total dada, pero en este caso tampoco se conoce la potencia ni cantidad de motores, entonces surge la duda de qué hacer; el ASHRAE también propone que al desconocer los datos para los motores eléctricos se puede asumir una carga por cuarto de 75000 [Btu/24h] como media entre los valores obtenidos por la experiencia; al ser una aproximación se corre el riesgo de que sean muchos más o menos motores, pero con este valor y el factor de seguridad que se aplica para todo diseño (se especifica más adelante) se tiene una carga diaria de 21980 [W/24h].

6.5.6 Carga térmica horaria por zona

Después del cálculo de los aportes a la carga térmica de los recintos es posible obtener la superposición total para cada una de las zonas con demanda de frío, así se puede empezar el diseño de la red de refrigeración necesaria y de los componentes específicos, de manera que se precisa obtener la carga horaria. Esta se determina con la homogenización de la carga por cada 24 horas (un día) a la cantidad de horas que se necesita los equipos de frío en operación. Esto conduce al siguiente análisis dimensional:

$$Q_{total} = (Q_{estructura} + Q_{infiltración} + Q_{producto} + Q_{personas} + Q_{iluminación} + Q_{motores} + Q_{embalajes}) \left[\frac{W}{24h} \right] \quad (11)$$

$$Q_{total} = \frac{\left[\frac{W}{24h} \right]}{x [h]} = z \left[\frac{W}{h} \right] \quad (12)$$

Las ecuaciones (11) y (12) describe la composición numérica de la carga térmica diaria para un recinto frío, además se muestra cómo se evalúa la carga térmica diaria en función de las horas de operación reales, donde “x” son las horas de trabajo y “z” la carga horaria en función de las horas de operación.

Ahora, según lo visto en las pasadas ecuaciones, es notoria la necesidad de conocer las horas de trabajo más críticas para cada zona; el análisis horario se da por medio del conocimiento del flujo de proceso en la planta, porque así se determina el ciclo de operación de los equipos y se logra considerar la carga pico horaria. En las siguientes tablas se presenta los ciclos de trabajo y el resultado de la carga horaria por zona:

Tabla 23. Ciclo diario de trabajo del sistema de refrigeración por zona.

Sección	Ciclo operación [h/día]
RMB	8
CMB	4
CDB	8
RMFB	5
CPB	8
SDB	8
SEB	8
SPB	8
SPDB	8
SDEB	4
T01	8
RMP	8
CMP	4
CDP	8
RMFP	5
CPP	8
SDP	8
SEP	8
SPP	8
SPDP	8
SDEP	4
T02	8
PAS	8
IQF	8
CM1	10
CM2	10
CM3	10

CM4	10
FRI	24
AND	10

Fuente: Carnes Ibiza.

Tabla 24. Carga térmica final por zona para la planta de proceso Carnes Ibiza.

Sección	Carga total [W/h]	Carga térmica [TR]	Carga final FS [TR]	Carga térmica [W]
RMB	9656,20	2,75	3,02	10618,32
CMB	29134,11	8,29	9,11	32030,76
CDB	8265,94	2,35	2,59	9106,44
RMFB	12894,99	3,67	4,03	14169,48
CPB	5918,04	1,68	1,85	6504,60
SDB	17987,64	5,12	5,63	19795,08
SEB	18094,82	5,15	5,66	19900,56
SPB	11737,91	3,34	3,67	12903,72
SPDB	6849,58	1,95	2,14	7524,24
SDEB	14720,27	4,19	4,61	16208,76
T01	57746,73	16,42	18,07	63534,12
RMP	9656,33	2,75	3,02	10618,32
CMP	31504,42	8,96	9,86	34667,76
CDP	8001,38	2,28	2,50	8790,00
RMFP	11689,87	3,32	3,66	12868,56
CPP	5948,62	1,69	1,86	6539,76
SDP	17987,64	5,12	5,63	19795,08
SEP	22414,55	6,38	7,01	24647,16

SPP	11737,91	3,34	3,67	12903,72
SPDP	6847,95	1,95	2,14	7524,24
SDEP	12303,34	3,50	3,85	13536,60
T02	49213,79	14,00	15,40	54146,40
PAS	22126,93	6,29	6,92	24330,72
IQF	20489,43	5,83	6,41	22537,56
CM1	6016,55	1,71	1,88	6610,08
CM2	6016,55	1,71	1,88	6610,08
CM3	6016,55	1,71	1,88	6610,08
CM4	6200,37	1,76	1,94	6821,04
FRI	39320,77	11,18	12,30	43246,80
AND	24498,64	6,97	7,66	26932,56
Total			159,87	562097,62

Fuente: elaboración propia.

Finalmente se tiene la carga térmica total para la planta, expresado en toneladas de refrigeración [TR] debido a que esta es la unidad universal en la refrigeración industrial, además de estar expresado en términos del SI como 1 [TR] = 3516 [W/h]. Es de gran importancia destacar que la carga final se incrementó en un 10% para atender las recomendaciones del ASHRAE en su capítulo 13; un factor de seguridad como criterio para asegurar cualquier variación entre las condiciones consideradas y la realidad sea contemplado, tal a como se ha especificado en secciones anteriores y se confirma para la carga térmica total de la red de refrigeración de Carnes Ibiza.

6.6 Selección de refrigerante

Con todo lo que se determinó anteriormente es posible idear los próximos pasos para el diseño. La carga térmica representa la demanda de extracción de

energía calórica, entonces se procede a seleccionar con base en criterios de ahorro energético, seguridad laboral y ambiental y costo de inversión.

El primer criterio que se mencionó es muy importante para la sociedad actual de Costa Rica, debido a los propósitos planteados por la República para la reducción de la contaminación ambiental dada con la operación de la generación de energía eléctrica. Pero la forma en que el tipo de refrigerante a usar tiene repercusión en el consumo eléctrico viene dado por la ecuación:

$$\text{Potencia, compresión} = m \times \text{dif}H_{\text{entalpía, compresión}} \quad (13)$$

Esta ecuación expresa la potencia de compresión necesaria para lograr el efecto refrigerante, en términos de “difH” que refiere al cambio de entalpía que conlleva la compresión (se obtiene de la gráfica del proceso de refrigeración en el diagrama de Moeller) y el flujo másico requerido el manejo de la carga térmica dada por sistema. Precisamente, el flujo másico se deduce a partir de la relación entre el efecto refrigerante “ER” y la carga térmica a tratar (CT):

$$\text{Flujo másico (m)} = \frac{CT}{ER} \quad (14)$$

A partir de las variables anteriores se puede obtener el factor de eficiencia del sistema de refrigeración por compresión, que relaciona la potencia de compresión con la carga térmica a abastecer por el sistema:

$$\text{Índice de eficiencia} = \frac{\text{Potencia de compresión [W]}}{\text{Carga térmica [TR]}} \quad (15)$$

El índice de eficiencia para sistemas de refrigeración da noción de cuánta potencia eléctrica se necesita para abastecer una tonelada de refrigeración, ambas expresiones se emplean con unidades de potencia, por lo que se tiene una magnitud con unidades de potencia entre potencia. Según este índice es posible cuantificar la eficiencia del proceso de refrigeración a establecer, dato que se usa para tener un criterio de comparación para el rendimiento energético de cada una de las

opciones a considerar. Atendiendo a esto según Black (2012), los refrigerantes de uso industrial tienen la tendencia de reducir los efectos ambientales causados por su uso; por eso se escoge como propuestas para analizar la selección del refrigerante aquellos que son de tipo hidrofluorocarbonados (R-507, R404) y persisten como refrigerantes bajo el cumplimiento de los tratados de Montreal y Kioto, firmados por Costa Rica como alternativa ante los efectos de la industria en el estado medio ambiental (ver marco teórico); y también un refrigerante de tipo natural (se obtiene de forma secundaria desde una fuente natural) como lo es el amoníaco (con virtudes que lo convierte en uno de los más óptimos para emplear según la industria costarricense). Para los efectos de este diseño se da la escogencia según la siguiente forma:

6.6.1 Criterio análisis de ahorro energético:

Este criterio se basa en las ecuaciones (13), (14) y (15), debido a que se emplea como pivote de escogencia el índice de eficiencia de refrigeración. Para la determinación de las variables involucradas en este análisis es necesario plantear el comportamiento del sistema en el diagrama de Moeller (ver marco teórico). Pero al pretender representar el ciclo de refrigeración de esta manera es indispensable definir las condiciones de operación; entonces se definen las temperaturas de evaporación y condensación; la evaporación del refrigerante se debe dar a una temperatura menor a la deseada en el ambiente del área fría, esto se explica debido a que es necesario acondicionar al refrigerante por medio de su equilibrio de saturación entre presión y temperatura para que sea posible el efecto refrigerante en magnitud necesaria para mantener el aire interno en las condiciones de diseño. Para lograr esta definición se tiene según el Manual de Ingeniería de Frigoríficos Bohn (2005), la temperatura de evaporación del refrigerante está en función de la humedad relativa que amerita un producto, de esta forma:

CLASE	DT	H.R. APROX.	DESCRIPCIÓN DE LAS CLASES DE LOS PRODUCTOS
1	7° - 9°F	90%	Resulta una cantidad mínima de evaporación de la humedad durante el almacenamiento, incluye vegetales, productos agrícolas, flores, hielo sin empaque y cuartos para enfriar.
2	10° - 12°F	80-85%	Incluye almacenamiento en general y refrigeradores de tiendas de conveniencia, comida y vegetales empacados, frutas y productos similares. Productos que requieren ligeramente menores niveles de humedad relativa que aquellos de la Clase 1.
3	12° - 16°F	65-80%	Incluye cerveza, vino, farmacéuticos, papas y cebollas, frutas de cáscara dura como son melones y en término corto productos empacados. Estos productos requieren sólo humedades relativas moderadas.
4	17° - 22°F	50-65%	Incluye cámaras de preparación y corte, almacenes de cerveza, dulce o almacenaje de películas y diques de carga. Estas aplicaciones necesitan sólo bajas humedades relativas o aquellas que no son afectadas por la humedad.

Figura 18. Diferencial de temperatura recomendado para productos alimenticios.

Fuente: Manual de Ingeniería de Frigus Bohn.

Los productos cárnicos de res y cerdo que se tienen para Carnes Ibiza se clasifican en la segunda clase de la referencia en la figura anterior, esto por ser de tipo alimenticio y la humedad relativa de los mismos es aproximadamente 85%, entonces se escoge una temperatura de evaporación de 10 [°F] y para el equilibrio en la zona de baja se usa un diferencial de 15 [°F] (también apoyado por el Manual de Ingeniería de Frigus Bohn).

En cuanto a la temperatura de condensación, es usual por experiencia el uso de condensadores evaporativos, los cuales al funcionar con aire forzado y caída de agua de enfriamiento, precisan de una temperatura que asegure el manejo de la humedad del sitio donde sean colocados, como lo es la temperatura de bulbo húmedo de la ubicación del Coyol de Alajuela. Se obtiene según las condiciones climatológicas definidas al inicio de la etapa de diseño; una temperatura promedio en la localidad de 30 [°C] y una humedad relativa de 75 [%], con una temperatura de bulbo húmedo correspondiente de 25.7 [°C]; y una temperatura de evaporación

$$\begin{aligned}
 \text{Flujo másico} &= \frac{Ct}{ER} = \frac{64753,20 \left[\frac{kJ}{h} \right]}{(Hevap. final - Hevap. inicial) \left[\frac{kJ}{kg} \right]} \\
 &= \frac{64753,20 \left[\frac{kJ}{h} \right]}{(367,95 - 255,46) \left[\frac{kJ}{kg} \right]} = 575,63 \left[\frac{kg}{h} \right]
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Potencia, compresión} &= m \times \text{dif}H_{entalpía, compresión} \\
 &= 575,63 \left[\frac{kg}{h} \right] \times (388,84 - 367,95) \left[\frac{kJ}{kg} \right] = 12024,91 \left[\frac{kJ}{h} \right] \\
 &= 3340,25 \left[\frac{W}{h} \right] = 4,48 [hp]
 \end{aligned}$$

$$\text{Índice de eficiencia} = \frac{\text{Potencia de compresión [hp]}}{\text{Carga térmica [TR]}} = \frac{4,48}{5,63} = 0,80 \left[\frac{hp}{TR} \right]$$

Esta muestra de cálculos indica de forma final que para manejar la carga térmica de 5,63 [TR] de la sala de despiece se necesita invertir en potencia eléctrica 4,48 [hp], con la idealización de un motor eléctrico con eficiencia del 100 [%], pero el asumir esto para los efectos de la comparación entre refrigerantes no es relevante ya que el objetivo de representar la eficiencia del proceso térmico de refrigeración se logra satisfactoriamente.

✓ **Refrigerante hidrofluorocarbonado R-507:**

Este refrigerante está incluido en la lista vista de aquellos que cumplen los requerimientos de los tratados ambientales acordados por Costa Rica y se hace el mismo análisis anterior para proceder a la comparación y escogencia:

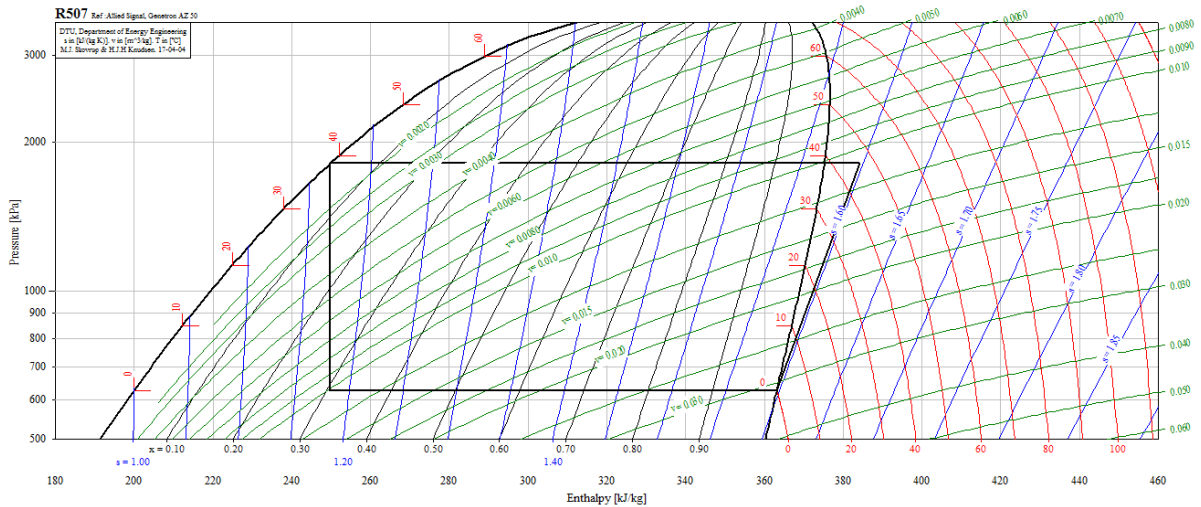


Figura 20. Diagrama de Moeller del R-507 con las condiciones de operación dadas. Fuente: Coolpack.

A partir de este diagrama (ver Anexos para mayor resolución) se puede desarrollar las ecuaciones vistas en esta sección, de la siguiente forma y también según lo visto en el marco teórico para estos diagramas:

$$\begin{aligned} \text{Flujo másico} &= \frac{Ct}{ER} = \frac{64753,20 \left[\frac{kJ}{h} \right]}{(Hevap. final - Hevap. inicial) \left[\frac{kJ}{kg} \right]} \\ &= \frac{64753,20 \left[\frac{kJ}{h} \right]}{(363,81 - 249,54) \left[\frac{kJ}{kg} \right]} = 566,66 \left[\frac{kg}{h} \right] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Potencia, compresión} &= m \times difH_{entalpía, compresión} \\ &= 566,66 \left[\frac{kg}{h} \right] \times (384,67 - 363,81) \left[\frac{kJ}{kg} \right] = 11820,52 \left[\frac{kJ}{h} \right] \\ &= 3283,48 \left[\frac{W}{h} \right] = 4,40 [hp] \end{aligned}$$

$$\text{Índice de eficiencia} = \frac{\text{Potencia de compresión [hp]}}{\text{Carga térmica [TR]}} = \frac{4,40}{5,63} = 0,78 \left[\frac{hp}{TR} \right]$$

Esta muestra de cálculos indica de forma final que para manejar la carga térmica de 5,63 [TR] de la sala de despiece se necesita invertir en potencia eléctrica 4,40 [hp].

✓ **Refrigerante natural (NH₃) R-717:**

Este refrigerante está incluido en la lista vista de aquellos que cumplen los requerimientos de los tratados ambientales acordados por Costa Rica y se hace el mismo análisis anterior para proceder a la comparación y escogencia:

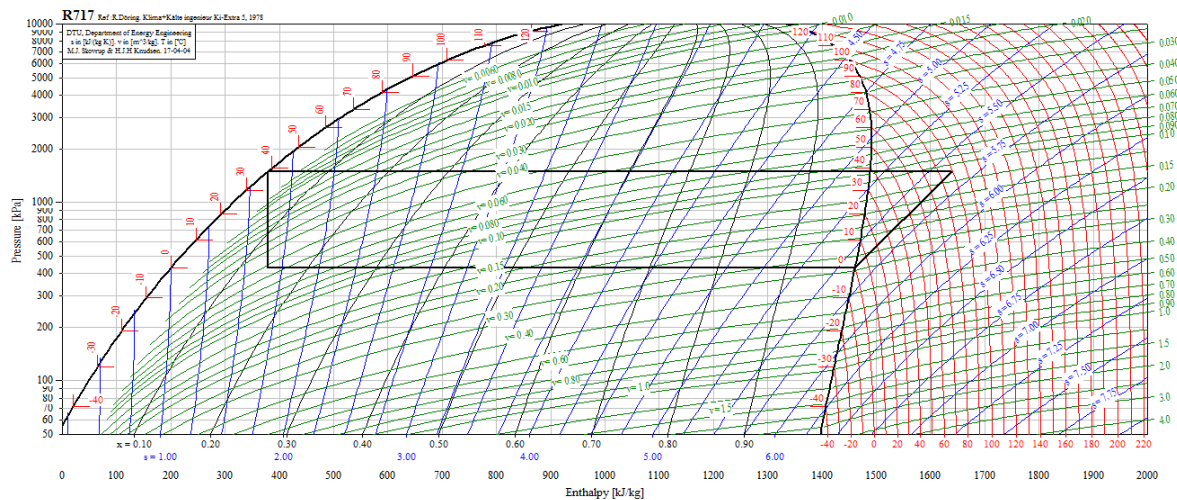


Figura 21. Diagrama de Moeller del R-717 con las condiciones de operación dadas. Fuente: Coolpack.

A partir de este diagrama (ver Anexos para mayor resolución) se puede desarrollar las ecuaciones vistas en esta sección, de la siguiente forma y también según lo visto en el marco teórico para estos diagramas:

$$\begin{aligned}
 \text{Flujo másico} &= \frac{Ct}{ER} = \frac{64753,20 \left[\frac{kJ}{h} \right]}{(Hevap. final - Hevap. inicial) \left[\frac{kJ}{kg} \right]} \\
 &= \frac{64753,20 \left[\frac{kJ}{h} \right]}{(1460,26 - 379,45) \left[\frac{kJ}{kg} \right]} = 59,91 \left[\frac{kg}{h} \right]
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Potencia, compresión} &= m \times \text{dif}H_{\text{entalpía,compresión}} \\
 &= 59,91 \left[\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right] \times (1644,40 - 1460,26) \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] = 11032,45 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{h}} \right] \\
 &= 3064,57 \left[\frac{\text{W}}{\text{h}} \right] = 4,10 \text{ [hp]}
 \end{aligned}$$

$$\text{Índice de eficiencia} = \frac{\text{Potencia de compresión [hp]}}{\text{Carga térmica [TR]}} = \frac{4,10}{5,63} = 0,72 \left[\frac{\text{hp}}{\text{TR}} \right]$$

Esta muestra de cálculos indica de forma final que para manejar la carga térmica de 5,63 [TR] de la sala de despiece se necesita invertir en potencia eléctrica 4,10 [hp].

6.6.2 Criterio análisis de impacto ambiental:

Los refrigerantes al ser de distintas fuentes y tipos de obtención (natural, sintético y mezclas) tienen diferentes comportamientos al interactuar con las condiciones del medio ambiente; debido al análisis desarrollado por organizaciones mundiales y sus conclusiones vistas en los tratados internacionales contra el cambio climático a causa de los procedimientos industriales, es de vital importancia hacer un diseño de refrigeración que se enfoque en mitigar sus efectos en la destrucción de la capa de ozono a causa de la liberación de componentes químicos que tienen afinidad al comportamiento de radicales libres que reemplazan el ozono (O₃) por oxígeno diatómico y debilitan la acción de la capa de ozono del planeta Tierra y la reacción de descomposición en conjunto del aire y la producción de dióxido de carbono que aporta el efecto invernadero y el calentamiento de las superficie terrestre; esto mediante la consideración de los índices de “potencial de debilitación de la capa de ozono” y el “potencial de calentamiento global” respectivamente. Es entonces que se tiene tales características para los refrigerantes escogidos para la comparación:

- ✓ **Refrigerante R-404:** Según Daikin (2009), este refrigerante tiene un factor ODP (potencial de agotamiento de ozono) de 0, y un factor GWP (potencial

de calentamiento global) de aproximadamente de 3260 unidades con respecto a un análisis de duración en el ambiente de 100 años.

- ✓ **Refrigerante R-507:** Según National Refrigerants (2010), este refrigerante posee un factor ODP de 0 y un factor GWP de 3985 unidades.
- ✓ **Refrigerante R-717:** Según Linde, el amoniaco tiene un factor ODP de 0 y un factor GWP de 0.

6.6.3 Criterio análisis de seguridad personal:

El empleo de refrigerantes en aplicaciones industriales conlleva la probabilidad de exposición de personas ante fugas; es decir, los trabajadores de las plantas en sus labores cotidianas pueden inhalar y ser rociados con refrigerante en estado líquido o gaseoso, dependiendo de la sección de la red de refrigeración que presente tal falla. Esta es tan sólo una de las razones que identifica la necesidad de considerar la peligrosidad de cada uno de los refrigerantes escogidos para comparar, entonces se cita los principales riesgos de utilizarlos como lo es la inhalación y contacto con la piel u ojos:

- ✓ **Refrigerante R-404:** Según National Refrigerants (2013) en su publicación de los aspectos de seguridad del uso de este refrigerante especifica que una fuga de este sustituye el aire por su densidad menor a este por lo que la asfixia puede ocurrir, el contacto con los ojos y piel puede causar irritación, y su inhalación en pequeñas concentraciones no es riesgoso, pero en grandes cantidades puede causar la muerte.
- ✓ **Refrigerante R-507:** Según National Refrigerants (2013) en su publicación de los aspectos de seguridad del uso de este refrigerante especifica que una exposición en piel u ojos puede causar irritación, la inhalación causar asfixia si se encuentra en una zona donde el refrigerante desplaza el aire a una concentración del 12% a 14% de oxígeno, y una alta exposición puede causar la muerte a causa de cambios en el ritmo cardiaco.
- ✓ **Refrigerante R-717:** Según Praxair (2009) la inhalación del amoniaco en bajas concentraciones causa irritación de ojos, nariz y vías respiratorias;

el contacto con amoníaco líquido causa irritación severa e incluso ulceración; la exposición a amoníaco gaseoso en altas concentraciones causa quemaduras químicas y la alta exposición a concentraciones de gran magnitud causa la muerte por asfixia al desplazar el oxígeno y humedad del sistema respiratorio.

6.6.4 Comparación de criterios para la selección del refrigerante:

Finalmente para esta sección se tiene los criterios anteriores, de mayor relevancia para discernir el emplear el tipo de refrigerante entre los tres tipos de común uso en la industria de la refrigeración de altas capacidades. Entonces se resume dicha información así:

Tabla 25. Comparación entre las características de eficiencia, GWP, ODP y peligrosidad de los tres refrigerantes en análisis.

Refrigerante	Eficiencia [hp/TR]	GWP	ODP	Peligrosidad
R-404	0,80	0	3260	Media
R-507	0,78	0	3985	Media
R-717	0,72	0	0	Alta

Fuente: elaboración propia.

La índice de eficiencia que se ha utilizado se entiende que a mayor sea la magnitud de la relación entre la potencia eléctrica a suministrar al sistema de compresión y la carga térmica a manejar significa un mayor consumo energético, por lo que el amoníaco es más eficiente para el abastecimiento de la carga térmica horaria seleccionada. En cuanto al impacto ambiental, es posible apreciar que ninguno de los tres ensayados tienen afección del deterioro de la capa de ozono, lo que responde a la demanda mundial de mitigar la debilitación de esta; pero respecto al potencial de producción de dióxido de carbono como propulsor principal del efecto invernadero del planeta tierra se tiene que el amoníaco es el único de estos que no

repercute sobre este fenómeno. Pero a pesar de que el amoniaco resulta ser energética y ambientalmente más beneficioso para utilizar, tiene una peligrosidad mucho mayor que los otros dos refrigerantes; punto que predice una seguridad y planeamiento contra accidentes más detallada que con el R-404 y el R-507.

Es momento de seleccionar el refrigerante a utilizar para la red de frío de Carnes Ibiza, y se da como una ventaja que entrega al amoniaco (R-717) el ganador según estos criterios de escogencia; debido a que el ahorro energético que este promete en su uso industrial y su no afección a la estabilidad natural climática del planeta permite indagar en las bondades que ofrece y las posibilidades de instalar un sistema de refrigeración por amoniaco que sea de gran seguridad y eficiencia.

El tomar al amoniaco como eje central para el sistema de refrigeración en diseño se ve apoya con el hecho que este refrigerante se obtiene de forma secundaria a partir de una fuente natural que es el metano, que por medio de procesos químicos de extracción resultan a presión atmosférica al gas de amoniaco; que incluso se obtiene de la producción de metano por parte del metabolismo de los seres humanos, que corresponde según González & Martínez (2012), aproximadamente 17 [g] de amoniaco por día por persona, lo que se estima con base a la población mundial a una cantidad de producción de 3,000,000,000 de toneladas por año; de las cuales se utiliza en aplicaciones instaladas de refrigeración un total aproximado de 2,000,000 de toneladas de amoniaco; esto significa que de la cantidad de amoniaco producido por el metabolismo de los seres humanos se consume tan sólo el 0,03 [%]; así se resalta una ventaja de gran importancia por la cual usar amoniaco, de fuente natural y no sintética como se hace para la sintetización del R-404 y el R-507.

6.7 Tipos de sistema para el manejo de la carga térmica

Con base en la sección anterior se definió que el eje central del sistema de refrigeración para esta planta es el amoniaco respaldado además por el hecho que se puede apreciar en la determinación de la carga térmica, que existen cargas de temperatura de congelado y de refrigeración, entonces la propuesta de sistema para

manejar estas demandas debe permitir la versatilidad de operar a diferentes temperaturas.

Entonces, para lograr una red de frío que maneje las cargas a diferentes temperaturas es necesario tomar en cuenta la posibilidad de asegurar la salud de los trabajadores y la integridad del producto, que al ser de tipo alimenticio conlleva rigurosas pruebas de calidad que no se deben atrofiar por las posibles fallas del sistema (como las fugas); las opciones a considerar también deben prometer el ahorro energético y la simplificación de la inversión de la obra. Por estas razones y especialmente por la peligrosidad del amoníaco, se busca evitar al máximo las posibilidades de exposición de personas y productos con este refrigerante (como en las salas de proceso y empaque); atendiendo a estas propuestas se dirige el diseño a contemplar la utilización de amoníaco como refrigerante principal (por las razones vistas en la sección anterior) y algún otro medio de transferencia de calor como refrigerante secundario.

6.7.1 Consideraciones para la selección de refrigerante secundario

Si se usa algún fluido que tenga una capacidad aceptable de absorber y entregar calor, que sea poco peligroso, poco viscoso (poco complejo de bombear) y de bajo costo se generan múltiples ventajas sobre el emplear amoníaco y distribuirlo por toda la red de refrigeración; el ahorro en cuanto a flujo másico, costo, seguridad y condiciones mecánicas convierte a esta opción en una alternativa de gran interés.

Según ASHRAE Refrigeration en su capítulo 4, un refrigerante secundario clasifica a aquellos líquidos que pueden absorber, transportar y entregar energía calórica por efecto del cambio en su calor sensible (no cambiar de fase) y que además posean características físicas que permitan su fluidez a temperaturas más bajas que la de congelación del agua. Dada esta referencia, se procede a indagar en cuáles líquidos se pueden emplear para esta aplicación industrial: según el mismo capítulo del ASHRAE mencionado en este párrafo se tiene al glicol propileno y al metanol; cabe destacar que existe gran variedad de líquidos para estos usos, pero se enfoca en estos dos debido a la experiencia que los cita como los

refrigerantes secundarios de gran popularidad para las aplicaciones industriales, tal a como se explica posteriormente.

La razón esencial del no utilizar sólo estos líquidos para todo el sistema de refrigeración se basa en la necesidad del refrigerante para poder lograr el efecto refrigerante y los refrigerantes secundarios no son capaces de operar para temperaturas de congelación muy bajas a causa de la pérdida de sus características de fluidez. Además existen razones operacionales que influyen en la escogencia del refrigerante secundario, como la compatibilidad entre este y los materiales empleados en el sistema que además son de uso para amoníaco, esto asegura la vida útil mecánica del sistema (tendencia a evitar la corrosión); ser aceptado por las regulaciones definidas por el tipo de productos a tratar; y por último la variable de mayor importancia: poseer un punto de congelación por debajo de la temperatura del aire internos de los recintos en el rango de [5, 15] [°F] y la presión de vapor del refrigerante secundario no debe exceder la presión referente a la temperatura máxima del sistema; esto según ASHRAE capítulo 4 del tomo de Refrigeración, esto evita el vacío en las zonas de baja presión de vapor del sistema.

Estas consideraciones se pueden tomar en cuenta una vez establecido que áreas de la planta se van a refrigerar por amoníaco y por amoníaco en conjunto al refrigerante secundario. Se propone no emplear amoníaco para fluir por los evaporadores de las zonas donde estarán los trabajadores, para así evitar la posibilidad de sufrir los efectos en la salud humana del R-717 (vistos anteriormente), y por conveniencia y facilidad se aprovecha la distribución que se propondrá para el refrigerante secundario para unificar la red con las unidades evaporadoras de algunas de las secciones de conserva de producto y así poder simplificar el sistema de intercambio de calor entre el amoníaco y el refrigerante secundario, entonces:

Tabla 26. Tipo de sistema de refrigeración a usar por sección de la planta Carnes Ibiza.

Sección	Tipo de sistema
RMB	Amoniaco y coolant
CMB	Amoniaco y coolant
CDB	Amoniaco y coolant
RMFB	Amoniaco y coolant
CPB	Amoniaco y coolant
SDB	Amoniaco y coolant
SEB	Amoniaco y coolant
SPB	Amoniaco y coolant
SPDB	Amoniaco y coolant
SDEB	Amoniaco y coolant
T01	Amoniaco
RMP	Amoniaco y coolant
CMP	Amoniaco y coolant
CDP	Amoniaco y coolant
RMFP	Amoniaco y coolant
CPP	Amoniaco y coolant
SDP	Amoniaco y coolant
SEP	Amoniaco y coolant

SPP	Amoniaco y coolant
SPDP	Amoniaco y coolant
SDEP	Amoniaco y coolant
T02	Amoniaco
PAS	Amoniaco y coolant
IQF	Amoniaco y coolant
CM1	Amoniaco
CM2	Amoniaco
CM3	Amoniaco
CM4	Amoniaco
FRI	Amoniaco
AND	Amoniaco y coolant

Fuente: elaboración propia. “coolant” es como se llama en la literatura en inglés a los refrigerantes secundarios.

El uso del llamado “coolant” tiene restricción al punto de congelación característico de la mezcla que se utiliza, por esto es de gran importancia considerar la concentración de soluto en la disolución que recibirá y entregará calor en forma del cambio en su calor sensible; se puede apreciar que la mayoría de recintos serán abastecidos a sus unidades evaporadores no con amoniaco; decisión que se ve influenciada además del aspecto de seguridad laboral, la simplificación de la red de refrigeración y la consideración de que todas las secciones definidas con el refrigerante secundario operan mientras se está en producción, lo que permite dar marcha a los sistemas de compresión y bombeo para abastecerlas; específicamente a diferencia de las cámaras de mantenimiento CM1, CM2, CM3, CM4 los cuales operan todo el día y para alimentarlas con coolant sería preciso poner en operación

al resto de salas y cuartos en horas no laborales debida a la incapacidad de los intercambiadores de calor de mantener el diferencial de temperatura deseado ante la variación del flujo de coolant a través de este (ver ecuaciones propias de intercambiadores de calor en el estado del arte). Y como complemento se debe mencionar que los recintos con temperaturas de congelado sí se alimentarán con amoníaco a causa de la inminente congelación de las tuberías y los fluidos (y las consecuencias mecánicas que implica) y al ser el frigorífico y los túneles áreas donde la estadía humana es de escasas horas al día, el usar amoníaco en sus unidades evaporadoras es una opción aceptable.

Ya definidas las zonas para utilizar el sistema amoníaco-coolant, se procede a escoger cuál refrigerante secundario será empleado, según Melinder (2007), se puede comparar un refrigerante secundario según la concentración de soluto requerida para alcanzar una temperatura de congelación referenciada para todos los “coolants” en análisis, entonces:

Tabla 27. Comparación de las propiedades de interés entre los refrigerantes secundarios considerados.

Coolant	Concentración v/v [%]	Conductividad térmica [W/mK]	Viscosidad [cP]
Agua a 0 [°C]	-	0,582	1,30
Metanol	12	0,525	1,30
Glicol Propileno	20	0,484	2,80

Fuente: Melinder (2007). Refereciado a las característica del agua. Coolant a -7,50 [°C].

Se compara las caracterísitcas del metanol y el glicol propileno, y se extrae que el metanol tiene propiedades cercanas al comportamiento del agua como refrigerante en cuanto a conductividad de calor y viscosidad (fácil de bombear) y se necesita una mezcla del 12 [%] de metanol por cada 100 [mL] de agua para alcanzar

el punto de congelación a 7,50 [°C]; por contraparte el glicol propileno implica mayor inversión de soluto para alcanzar dicho punto de congelación, y su conductividad térmica es menor a la del agua y el metanol; e incluso la viscosidad que presenta implica de forma inicial que la dificultad para el bombeo es mayor.

Desde el comienzo de este proyecto se ha dirigido las decisiones de diseño hacia el enfoque de ahorro energético y de seguridad laboral; entonces a pesar de que el metanol es menos costoso por concentración y sencillo de bombear parece ser el candidato principal para considerar poner en marcha junto al amoniaco; pero hay que tomar en cuenta la peligrosidad que implica tal posibilidad. Según Science Lab, el metanol es peligroso al contacto con la piel y ojos, puede causar la muerte si existe una alta exposición, es flamable y puede actuar como combustible, su autoignición ocurre a los 464 [°C]. Esto pone al metanol como indeseable para una planta donde existirá gran cantidad de personas laborando que se pueden ver perjudicadas ante una falla del sistema de refrigeración, esto se refuerza con el análisis de la peligrosidad del glicol propileno, debido a que según Science Lab, es ligeramente peligroso mediante el contacto con piel y ojos, es combustible sólo a temperaturas altas.

La escogencia del glicol propileno como el refrigerante secundario a usar es específicamente justificado, además, en las hojas de datos de este compuesto aparece como aprobado su uso para la industria alimenticia según la FDA (Ente regulador de las actividades relacionadas con alimentos y drogas del gobierno de los Estados Unidos de Norte América). Se puede agregar que la consideración anti corrosión necesaria para asegurar la vida útil del sistema de bombeo del glicol propileno se ve como ventajoso debido a que según Connor en su publicación para la marca "Dow" llamada "Dispelling the Myths of Heat Transfer Fluids" el glicol propileno utilizado en formulaciones estandarizadas asegura un efecto corrosivo de poco impacto, entonces es posible utilizar materiales metálicos compatibles con el sistema de amoniaco.

6.7.2 Selección de la mezcla de refrigerante secundario

Atendiendo a los detalles que se han considerado con respecto al glicol propileno como coolant, es necesario definir el tipo de mezcla y concentración que permitirá el efecto de enfriamiento en las zonas que se destinaron a ser refrigeradas con este compuesto. Tal a como se definió anteriormente, se precisa tener claro cuál es la temperatura más baja en los recintos escogidos a utilizar este sistema; se tiene varias áreas a refrigerar hasta los 0 [°C] como en la cámara de materia prima en canal de la sección de bovinos; y se habló de un diferencial de hasta 15 [°F] para el punto de congelación de la disolución acuosa del glicol propileno. Según Repsol se tiene que:

Tabla 28. Punto de congelación de la mezcla acuosa de glicol propileno en función de la concentración volumen volumen.

Concentración v/v [%]	Punto de congelación [°C]
0	0
10	-3
20	-8
30	-14
40	-22
50	-34
60	-48
100	-59

Fuente: extraído de la Nota Técnica del glicol propileno de REPSOL.

Esta tabla se obtiene según lo especificado por REPSOL (2013), que la disolución acuosa de glicol propileno varía su punto de congelación inversamente proporcional al aumento de la concentración. Basándose en esto y la afirmación de

seleccionar la concentración a usar con el parámetro de hasta 15 [°F] por debajo de la temperatura más baja de interés que es de 0 [°C], que corresponde aproximadamente a -8,50 [°C] y se ubica entre la concentración de 20 [%] y 30 [%], cabe destacar que esta escogencia es para evitar cualquier posibilidad de congelación del glicol en su ruta de bombeo y proceso de calentamiento en las unidades manejadoras, y tomando en cuenta la ocurrencia de una operación alejada de las condiciones de diseño, se concluye en emplear glicol propileno al 30 [%].

6.8 Ubicación de unidades enfriadoras de aire

Dando continuidad a la metodología propuesta para el diseño de esta planta de refrigeración, es posible proceder a estipular detalladamente los equipos evaporadores, compresores, condensadores y los accesorios respectivos según el tipo de subsistemas que se tratan. Para esta labor es importante destacar que con la sección anterior se determinó las partes de la planta que son refrigeradas con el sistema amoniaco – glicol propileno y con amoniaco solamente; por esta razón se despliega por cada sistema de estos las diversas consideraciones para el diseño total de la red de refrigeración.

Para dar inicio a estas determinaciones es esencial primero establecer la cantidad de equipos evaporadores y manejadores de aire por cada recinto frío y su ubicación física en la distribución de planta. Para la cantidad de equipos a instalar se toma en cuenta las dimensiones de los espacios, las puertas de acceso y la forma óptima para la descarga del dardo de aire. Según Bohn (2005), es recomendable ubicar los evaporadores en posiciones que permitan el flujo positivo del aire (de interior de la cámara hacia afuera) justo frente a las puertas de acceso. Entonces se hace referencia a la tendencia de bloquear el contacto del ambiente interno con el externo por medio una apertura de las puertas en la dirección del dardo de aire, es decir de salida, con esto se logra preservar el ambiente interno controlado, tal a como se describe en esta figura:

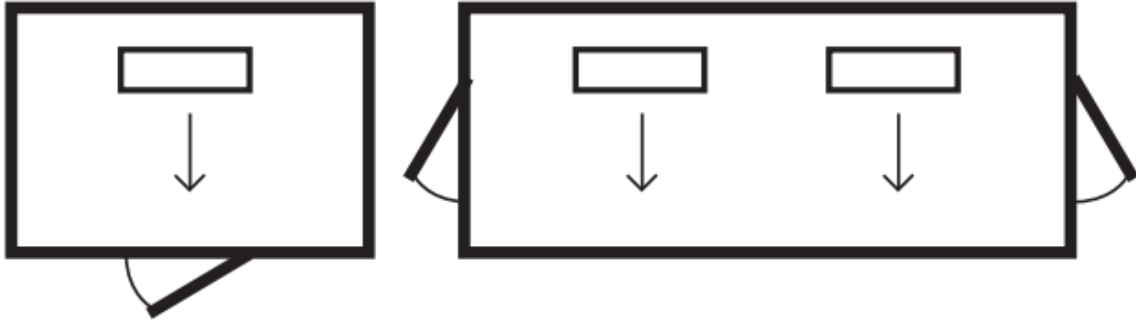


Figura 22. Ubicación recomendada para evaporadores en aplicaciones de una y dos unidades. Fuente: Bohn (2005).

Se muestra entonces la forma óptima de colocar los evaporadores, donde se puede notar la dirección de la descarga del dardo de aire a favor del sentido de apertura del acceso (figura a la izquierda); esta explicación es la base para el acomodo de estas unidades en configuraciones más complejas y que abarcan más puntos de consideración (como en la figura a la derecha). Incluso es usual abarcar situaciones donde se tiene un espacio muy grande y la ubicación de los evaporadores del lado contrario a las puertas con contacto a los ambientes más críticos no es suficiente para alcanzar un flujo de aire satisfactorio en el ambiente interno, entonces se opta por localizar las unidades de esta forma:

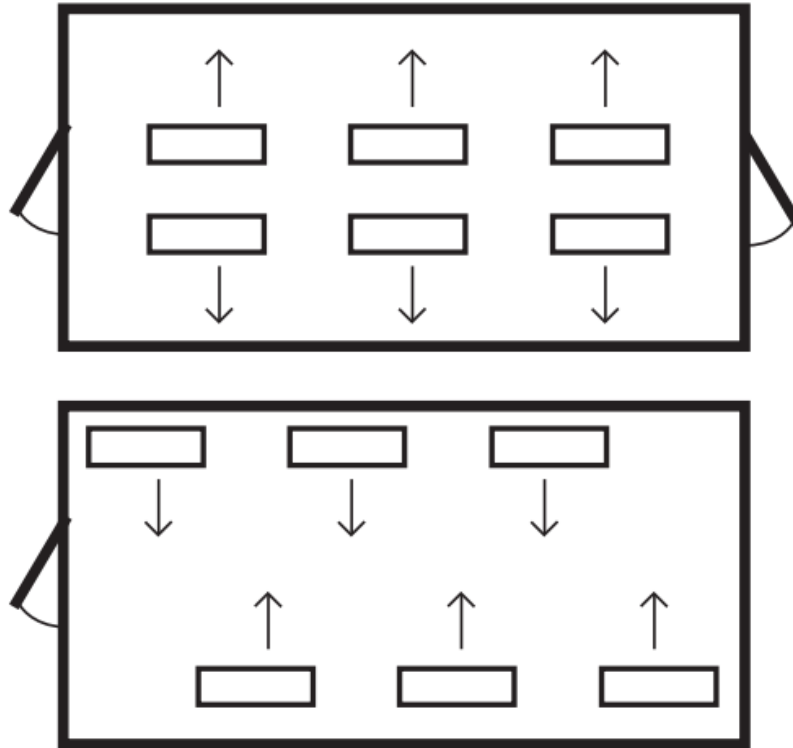


Figura 23. Ubicación recomendada para evaporadores en aplicaciones de más de dos unidades. Fuente: Bohn (2005).

Con esta figura se ve la necesidad de ubicar las unidades de forma tal que el flujo de aire abastezca la mayor cantidad de área posible; existen tecnologías que permiten un solo evaporador con doble tiro de aire, así es posible simplificar el sistema visto en la figura superior.

De forma explicativa se informó como se selecciona la ubicación de las unidades encargadas de enfriar el ambiente de las áreas frías; entonces es posible desarrollar estas recomendaciones para expandir esta labor a toda la planta. Se toma como ejemplo la sala de porcinos de la sección de bovinos (SPB):

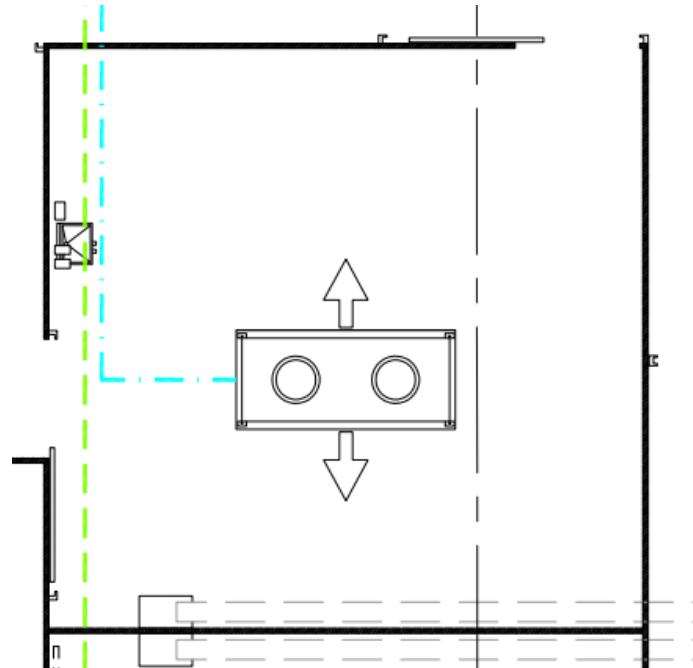


Figura 24. Ejemplo de uso de evaporador de doble flujo en sala SPB. Fuente: elaboración propia.

La sala SPB es un ejemplo explicativo que permite evidenciar la posición de la unidad para descargar el aire en una posición que evita la succión de aire proveniente del exterior y arroja el dardo de forma tal que se distribuye en la dimensión de mayor magnitud. De la misma forma se analizó las condiciones de operación para la totalidad de unidades necesarias a utilizar así como el tipo de descongelamiento que se necesita, por convección natural para las aplicaciones de temperatura media y con descongelación por gas caliente (se toma esta opción debido a la capacidad de aprovechamiento del gas caliente propio del sistema y no por resistencias térmicas u otro medio que implica la generación del calor propiamente para el descongelamiento) en las de temperatura de congelación (se especifica cada caso en secciones posteriores). La conclusión de este análisis se ve en la siguiente tabla y se aprecia en el apéndice A8:

Tabla 29. Cantidad y tipo de equipos enfriadores de aire a utilizar por sección fría.

Sección	Equipos	Capacidad total [TR]	Capacidad unitaria [TR]	Flujo de aire	Descongelación
RMB	1	3,02	3,02	Simple	Convección natural
CMB	2	9,11	4,56	Doble	Convección natural
CDB	1	2,59	2,59	Simple	Convección natural
RMFB	1	4,03	4,03	Simple	Convección natural
CPB	1	1,85	1,85	Simple	Convección natural
SDB	2	5,63	2,82	Doble	Convección natural
SEB	2	5,66	2,83	Doble	Convección natural
SPB	1	3,67	3,67	Doble	Convección natural
SPDB	1	2,14	2,14	Simple	Convección natural
SDEB	1	4,61	4,61	Simple	Convección natural
T01	1	18,07	18,07	Simple	Gas caliente
RMP	1	3,02	3,02	Simple	Convección natural
CMP	2	9,86	4,93	Doble	Convección natural
CDP	1	2,50	2,50	Simple	Convección natural
RMFP	1	3,66	3,66	Simple	Convección natural
CPP	1	1,86	1,86	Simple	Convección natural
SDP	2	5,63	2,82	Doble	Convección natural
SEP	2	7,01	3,51	Doble	Convección natural
SPP	1	3,67	3,67	Doble	Convección natural
SPDP	1	2,14	2,14	Simple	Convección natural
SDEP	1	3,85	3,85	Simple	Convección natural
T02	1	15,40	15,40	Simple	Gas caliente
PAS	2	6,92	3,46	Simple	Convección natural
IQF	2	6,41	3,21	Simple	Convección natural
CM1	1	1,88	1,88	Simple	Convección natural
CM2	1	1,88	1,88	Simple	Convección natural
CM3	1	1,88	1,88	Simple	Convección natural
CM4	1	1,94	1,94	Simple	Convección natural
FRI	2	12,30	6,15	Simple	Gas caliente
AND	3	7,66	2,55	Simple	Convección natural

Fuente: elaboración propia.

6.9 Sistema de refrigeración, parte glicol propileno – amoniaco

6.9.1 Equipos enfriadores de aire

El primer tipo de equipo que se dimensiona son los evaporadores de amoniaco y los enfriadores de aire con glicol propileno, debido a que son las unidades que tienen contacto directo con los cuartos fríos, salas de proceso y demás, y son estos el interés principal de diseño. Entonces se procede a desarrollar el análisis requerido para la selección de estos equipos, primero con el subsistema de glicol y amoniaco, ya que así se obtiene la demanda de frío por parte del glicol propileno y a su vez del intercambiador de calor (se introduce este concepto) que se encarga de mediar la transferencia de calor del glicol (que absorbe el calor del recinto de interés) para la posterior conjunción con el sistema de amoniaco, y a su vez se determina el tipo de sistema de alimentación de refrigerante.

El dimensionar los equipos encargados de enfriar el aire interno amerita el comprender a profundidad el fenómeno que ocurre en un sistema de intercambio de calor como el que se desea exista en los enfriadores de aire por glicol; se recuerda que no existe un cambio de fase, sólo el cambio del calor sensible de este refrigerante secundario, el cual se debe alimentar a una temperatura dada a las manejadoras para hacer posible el enfriamiento hasta la magnitud de interés; el glicol debe ser bombeado en un circuito que contempla el intercambio de calor entre el aire del ambiente de las áreas frías y el glicol, y a su vez la interacción calorífica entre el glicol y el amoniaco, que con su efecto refrigerante se encarga de evacuar finalmente el calor extraído del aire interno. Acá la razón por la cual se llama a estos sistemas secundarios, porque la mediación entre la carga térmica y el sumidero de rechazo del calor es intervenido no sólo por el amoniaco.

Entonces se entiende la importancia de definir las condiciones de alimentación y descarga de glicol en cada unidad enfriadora de aire, esto se logra según el análisis del comportamiento de los refrigerantes secundarios bajo condiciones de operación definidas desarrollado en el capítulo 4 del ASHRAE-Refrigeration, que recomienda el uso de un diferencial de hasta 10 [°F] menor a la temperatura del aire interno para la cada carga térmica. Dada esta recomendación

que está relacionada con la tasa de bombeo del coolant y otros factores relacionados a la mecánica de este fluido a través de la red; y la experiencia se puede considerar un diferencial de temperatura que esté acorde a la temperatura más baja a abastecer con glicol propileno en la red de refrigeración, para asegurar la no congelación del líquido y la estandarización de la temperatura de entrada a las unidades manejadoras, para que se tenga como variable la temperatura de salida del glicol en estas, así se puede hacer un análisis de las condiciones críticas para la operación del “chiller” (se verá posteriormente). Para atender a las anteriores estipulaciones es necesario tener en cuenta cuál es la carga a refrigerar con glicol que opera a la temperatura más baja; esta corresponde exactamente a la carga con la cuál se escogió la temperatura de congelación del coolant (evidente relación entre ambos aspectos) que es de 0 [°C], entonces se puede definir por medio del comportamiento termodinámico en los intercambiadores de calor que dicha temperatura de alimentación será de -3,80 [°C] (equivalencia de 7 [°F] de diferencial de acuerdo a la experiencia y el diferencial de 10 [°F] según ASHRAE).

Un intercambiador de calor de flujo cruzado (sentido de flujo del glicol es perpendicular al del aire) es representado de forma matemática por los desarrollos físicos de la transferencia de calor como:

$$Q = U \times A_s \times T_{log} \quad (15)$$

Donde Q es el flujo calórico a transferir de un fluido a otro (aire al glicol), A_s es el área de transferencia de calor disponible para llevar a cabo este fenómeno, T_{log} es la temperatura media logarítmica del sistema comprendido entre el estado inicial y final del glicol y el aire, U es el coeficiente global de transferencia de calor. Esta ecuación relaciona el desarrollo de los fluidos a lo largo del área de transferencia de calor para su interacción energética, así es posible estimar por medio del software GPC de Gütner (2015) la temperatura de salida del glicol con la definición de las fronteras de diseño para cada subsistema como lo es la temperatura de alimentación de coolant, la temperatura de descarga del aire en la unidad enfriadora, la humedad relativa del aire interno y la carga térmica que debe abastecer tal equipo. Este software realiza una iteración con los datos vistos

anteriormente y determina las características de operación de los enfriadores de aire que suministra este fabricante, por lo que es una herramienta de gran valor para este tipo de análisis, ya que sin el uso del software sería necesario dar un desarrollo matemático para la estimación de la temperatura de salida del glicol y posteriormente seleccionar una unidad con capacidad comercial viable para cada caso; y con este software se permite hacer ambos pasos de forma sistemática; aparte de la ventajosa oportunidad de escoger entre las opciones disponibles aquella que posea una “reserva de área” que sea cercana a 0 [%] ya que atiende a la siguiente relación:

$$\text{Área de reserva} [\%] = \frac{\text{Área necesaria}}{\text{Área disponible, modelo}} \times 100 \quad (16)$$

Esta relación dicta cuánta área de transferencia de calor existe en sobredimensión para cada aplicación en comparación entre el área que se necesita para el fenómeno termodinámico y cuánta área hay disponible en el modelo comercial del fabricante que es de mayor conveniencia bajo el criterio de: dimensión física, cantidad de motores, potencia de los motores, costo de inversión. Con este procedimiento se estableció las condiciones de operación y modelo de la unidad enfriadora de aire a utilizar para cada sección enfriada con glicol propileno (ver ficha técnica adjunta); además del cálculo del flujo másico de coolant necesario para alcanzar las condiciones de operación (dato de gran utilidad en secciones posteriores) con la abstracción de la ecuación general de la capacidad de transferir calor de un cuerpo:

$$m \left[\frac{kg}{h} \right] = \frac{Q \left[\frac{kJ}{h} \right]}{Cp \left[\frac{kJ}{kg^{\circ}C} \right] \times (T_{sal} - T_{ent}) [^{\circ}C]} \quad (17)$$

Tabla 30. Datos de las unidades enfriadoras de aire por medio de glicol propileno.

Sección	Capacidad térmica unitaria [TR]	Temperatura alimentación [°C]	Temperatura salida [°C]	Temperatura aire [°C]	Flujo másico [kg/h]	Modelo
RMB	3,02	-3,8	-1,11	0,00	3748,45	GGHN 071.2H_26-AHJ50_16P.M

CMB	4,56	-3,8	-2,22	0,00	9625,62	S-MDGN 066C_37-AJ_8P
CDB	2,59	-3,8	-1,11	4,40	3214,73	GGHN 050.2F_18-ANJ50_20P.M
RMFB	4,03	-3,8	-1,11	0,00	5002,08	GGHN 050.2F_44-ANL50_12P.M
CPB	1,85	-3,8	-2,22	0,00	3909,42	GGHN 050.2H_18-ANL50_22P.M
SDB	2,82	-3,8	-1,11	5,50	3494,01	MDGN 041C_210-AJ_18P
SEB	2,83	-3,8	-1,11	5,50	3512,62	MDGN 041C_210-AJ_18P
SPB	3,67	-3,8	-2,22	5,50	7755,44	S-MDGN 046C_27-AJ_6P
SPDB	2,14	-3,8	-1,11	4,4	2656,19	GGHN 040.2H_17-ANX50_26P.M
SDEB	4,61	-3,8	-2,11	0,00	9107,76	GGHN 071.2E_24-ANJ50_8P.M
RMP	3,02	-3,8	-2,11	0,00	5966,47	GGHN 050.2H_28-ANJ50_14P.M
CMP	4,93	-3,8	-2,11	0,00	9739,97	S-MDGN 066C_37-AJ_8P
CDP	2,50	-3,8	-2,11	4,4	4939,13	GGHN 045.2F_17-ANX50_12P.M
RMFP	3,66	-3,8	-2,11	0,00	7230,89	GGHN 040.2H_47-ANX50_10P.M
CPP	1,86	-3,8	-2,11	0,00	3674,72	GGHN 050.2D_24-AHL50_10P.M
SDP	2,82	-3,8	-1,11	5,50	3494,01	MDGN 041C_210-AJ_18P
SEP	3,51	-3,8	-2,11	0,00	6924,67	S-MDGN 066D_310-AJ_8P
SPP	3,67	-3,8	-1,11	5,5	4555,24	MDGN 046C_27-AJ_12P
SPDP	2,14	-3,8	-1,11	4,4	2656,19	GGHN 040.2H_17-ANX50_26P.M
SDEP	3,85	-3,8	-1,11	5,5	4778,66	GGHN 050.2D_14-ANJ50_14P.M
PAS	3,46	-3,8	-1,11	5,5	4294,59	GGHN 040.2D_24-ANX50_10P.M
IQF	3,21	-3,8	-1,11	5,5	3978,08	GGHN 040.2D_24-ANX50_10P.M
AND	2,55	-3,8	-1,11	5,5	3169,22	GGHN 040.2F_14-ANX50_20P.M
Total carga térmica con glicol					106,50 [TR]	

Fuente: elaboración propia. Marca de los modelos: Güntner.

Ya definidas las condiciones de operación en los intercambiadores de calor en los recintos fríos, se procede a establecer las condiciones de entrada y salida del sistema glicol al chiller de enfriamiento, donde se tiene la necesidad de descargar el coolant a -3.80 [°C] y recibirlo a -1,11 [°C] (la temperatura de recibo del glicol en

corresponde a la temperatura más alta de descarga en los enfriadores de aire) que corresponde a un diferencial de 5 [°F] en el lado de glicol en el chiller; el cual debe manejar un flujo volumétrico de 743 [GPM] (168830 [kg/h], 202 [m³/h]) para abastecer cada carga de glicol con el gasto másico necesario para llevar a cabo el enfriamiento del aire al punto de interés abastecido por un cabezal de bombeo. Cabe destacar que al tratarse de un intercambiador de calor de flujo cruzado, el glicol tiene como condición de frontera de salida, la temperatura de descarga del aire, y por eso se pretendió la escogencia de los enfriadores de aire con el diferencial mencionado, y no mayor, ya que esto implica una temperatura de evaporación del amoníaco más baja, y según Dossat (1986), los estados de evaporación a temperaturas bajas implican mayor consumo energético de compresión en comparación a uno a temperatura media o alta. Refiriéndose para los efectos de este proyecto al uso de temperaturas de evaporación lo más alta posible para cada sistema.

6.9.2 Sistema de bombeo de glicol propileno

De forma inicial es preciso destacar que un sistema hidrónico según CIBSE (2016), es aquél que implica un fluido líquido con características físicas similares a las del agua a temperatura ambiente. Con base en esto se debe recordar el hecho de que el glicol propileno empleado para la red secundaria de refrigeración se encuentra como una mezcla acuosa en una proporción definida por el interés de aplicación del mismo, referente al cambio en la temperatura de congelación (ver sección de escogencia de concentración del coolant) que para este caso es una mezcla compuesta de agua en un 70 [%] con una densidad de 1025 [kg/m³] a presión atmosférica y 25 [°C], que se compara con densidad del agua a las mismas condiciones que es de 1000 [kg/m³] (valores según software Coolpack). Dada esta base se considera a la mezcla de glicol propileno seleccionada para este proyecto como un compuesto similar al agua, además se define según ASHRAE en el capítulo 12 de sistemas hidrónicos de enfriamiento y calentamiento, un sistema cerrado consiste en aquellos que tienen un solo punto de fase del fluido, con el cual se aplica la dinámica de fluidos como una sustancia incompresible. Y este tipo de sistema está compuesto de esta forma:

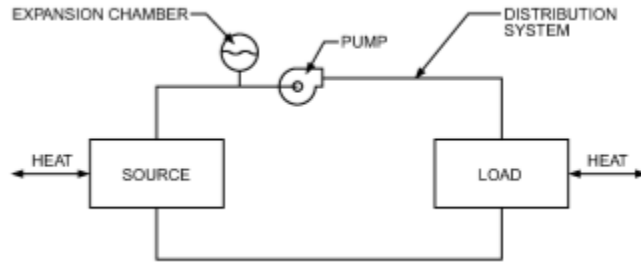


Figura 25. Representación de los componentes básicos de un sistema hidrónico de enfriamiento. Fuente: ASHRAE HVAC capítulo 12.

Para estimar la presión a elevar por las bombas de glicol se ocupa conocer las características de las tuberías, diámetro nominal, material, el caudal a trasegar y distancia de los tramos que componen la red. La organización para la determinación de la presión crítica a elevar como resultado fina de interés está mediado primeramente por la especificación del caudal en cada sección de tubería y con estos valores se procede a dimensionar la tubería con base a las disposiciones del ASHRAE en cuanto a velocidad y caída de presión por longitud. Entonces se comienza con la distribución del gasto volumétrico por sección, para esto es necesario enfocarse en el anexo A-8 donde se indica la ubicación de todas las unidades a abastecer con glicol y la división por tramos en su distribución de planta; de donde se extrae la distancia y se estima la ramificación del caudal total de alimentación:

Tabla 31. Distribución ramificada de caudales y distancia por sección de la red de glicol propileno.

Tramo	Flujo másico [kg/h]	Distancia [m]
A,B	168830,20	10,00
B,C	164852,20	1,00
C,D	22075,00	5,50
D,E	13485,75	1,00
E,D1	9507,75	19,00
D1,D2	6338,75	8,00
D2,D3	3169,75	8,00
D,F	8589,25	4,20
C,G	142777,20	18,00

G,H	139264,58	5,00
H,H1	11268,07	2,50
H1,H2	7755,45	7,20
H,I	127996,51	5,60
I,I1	19251,25	2,50
I,J	108745,26	1,50
J,K	27638,64	4,50
K,K1	6963,19	2,70
K,L	20675,45	5,00
L,M	15673,45	2,50
J,J1	81106,62	1,30
J1,J2	77612,61	5,00
J2,N	74118,60	9,00
N,N1	21898,58	1,50
N1,O	18404,58	3,40
O,O1	13853,33	8,50
O1,O2	6928,66	6,00
N,P	52220,02	5,00
P,Q	48726,01	6,00
Q,R	38986,04	2,81
R,S	29246,07	2,00
S,S1	10905,61	1,80
S,T	18340,46	3,00
T,U	11109,57	3,00
U,U2	8453,57	2,24

Fuente: elaboración propia.

Hasta este punto se tiene el caudal y la distancia por sección de tubería, la cual se recuerda se analizacomo un sistema hidrónico por lo tanto el rango de materiales que se pueden emplear para esta aplicación son aquellos que tienen protección en contra de la corrosión (el glicol propileno como mezcla tiene un compuesto que reduce el efecto de oxidación de este producto sobre los materiales ferrosos); eventualmente se usa de forma industrial el hierro galvanizado y el acero inoxidable; de las dos opciones es importante externar que el hierro galvanizado tiene una resistencia mecánica que permite aplicarlo para la red de glicol, pero también lo tiene el acero inoxidable; pero si se considera el costo de inversión en cada caso, evidentemente el acero inoxidable es más costoso que el hierro galvanizado por la naturaleza de manufactura. Se usa hierro galvanizado como

material para las tuberías con coolant, y por medio de mecánica de fluidos se determina el diámetro para cada sección según el criterio de caída de presión a través de la tubería, que se estipula por el ASHRAE Fundamentals que la pérdida de carga mecánica debe estar entre el rango de 3,28 [m/100m] donde el valor de 3,28 representa carga de presión y los 13,12 [m/100m]. Existe gran cantidad de formas de calcular el diámetro de tubería que cumpla esta condición, para los efectos de este proyecto se utiliza el software del fabricante de componentes de sistemas hidráulicos Bell & Gosset, donde se tiene como datos de entrada el caudal por tramo de tubería y se selecciona el diámetro de la tubería según el parámetro de caída de presión:

Tabla 32. Diámetro, velocidad, caída de presión por longitud y carga de presión por tramo de tubería.

Tramo	Diámetro [in]	Diámetro [m]	Pérdida [m/100m]	Velocidad [m/s]	Caída de presión [m]
A,B	6,00	0,15	3,50	2,51	0,35
B,C	6,00	0,15	3,34	2,45	0,03
C,D	3,00	0,08	2,26	1,28	0,12
D,E	2,50	0,06	2,71	1,23	0,03
E,D1	2,50	0,06	1,40	0,86	0,27
D1,D2	2,00	0,05	1,59	0,81	0,13
D2,D3	1,25	0,03	3,26	0,91	0,26
D,F	2,00	0,05	2,79	1,11	0,12
C,G	6,00	0,15	2,54	2,12	0,46
G,H	6,00	0,15	2,43	2,08	0,12
H,H1	2,50	0,06	1,93	1,02	0,05

H1,H2	2,00	0,05	2,40	1,02	0,17
H,I	6,00	0,15	2,07	1,91	0,12
I,I1	3,00	0,08	1,76	1,12	0,04
I,J	6,00	0,15	1,52	1,62	0,02
J,K	4,00	0,10	0,89	0,93	0,04
K,K1	2,00	0,05	1,92	0,90	0,05
K,L	3,00	0,08	2,00	1,20	0,10
L,M	2,50	0,06	3,52	1,41	0,09
J,J1	6,00	0,15	0,88	1,21	0,01
J1,J2	6,00	0,15	0,80	1,16	0,04
J2,N	6,00	0,15	0,74	1,10	0,07
N,N1	3,00	0,08	2,26	1,28	0,03
N1,O	3,00	0,08	1,61	1,07	0,05
O,O1	2,50	0,06	2,79	1,25	0,24
O1,O2	2,00	0,05	1,92	0,90	0,12
N,P	4,00	0,10	2,95	1,77	0,15
P,Q	4,00	0,10	2,60	1,65	0,16
Q,R	4,00	0,10	1,69	1,31	0,05
R,S	4,00	0,10	1,00	0,99	0,02
S,S1	2,50	0,06	1,79	0,98	0,03
S,T	3,00	0,08	1,61	1,07	0,05
T,U	2,50	0,06	1,86	1,00	0,06
U,U2	2,00	0,05	2,79	1,11	0,06

Fuente: elaboración propia.

El despliegue de caídas de presión corresponde a la ruta crítica descrita por la sección A,B,C,G,H,J,N,Q,R,S,U,U2,U3 (ver anexos) y además el aporte al cabezal de presión por parte del consumidor más crítico ubicado en el ramal más lejano desde las bombas, la altura geométrica desde la descarga de la bomba al consumidor y el del enfriador de glicol que se encuentra a la descarga de las bombas, siendo respectivamente 7 [m] de altura, 8,44 [m] y 10,20 [m] de columna de agua, se superpone estos aportes a la caída de presión por fricción de 3,70 [m] con un 25 [%] de factor de seguridad, con un total de 30,48 [m] a elevar el glicol para abastecer los enfriadores de aire y cumplir con el gasto volumétrico establecido. Y de forma de conexión de los enfriadores de aire a las tuberías, se tiene la siguiente table, que resulta del mismo análisis hidrónico para el gasto de cada equipo:

Tabla 33. Diámetro de tubería para la conexión de los equipos enfriadores de aire.

Equipo	Flujo másico unitario[kg/h]	Diámetro [in]	Diámetro [m]
RMB	3748,45	1 1/2	0,0381
CMB	9625,625	2	0,0508
CDB	3214,73	1 1/2	0,0381
RMFB	5002,07	1 1/2	0,0381
CPB	3909,41	1 1/2	0,0381
SDB	3494,005	1 1/2	0,0381
SEB	3512,625	1 1/2	0,0381
SPB	7755,44	2	0,0508
SPDB	2656,19	1 1/2	0,0381
SDEB	9107,76	1	0,0254
RMP	2983,235	1 1/2	0,0381
CMP	9739,975	2	0,0508
CDP	4939,13	1 1/2	0,0381
RMFP	7230,89	1 1/2	0,0381
CPP	3674,71	1 1/2	0,0381
SDP	3494,005	1 1/2	0,0381
SEP	6924,665	2	0,0508
SPP	4555,24	1 1/2	0,0381
SPDP	2656,19	1 1/4	0,03175
SDEP	4778,66	1	0,0254

PAS	4294,585	1 1/2	0,0381
IQF	3978,075	1 1/2	0,0381
AND	9507,6673	1 1/4	0,03175

Fuente: elaboración propia.

Es usual en sistemas de bombeo donde se succiona el fluido desde un tanque, considerar la capacidad de las bombas de succionar una cabeza de fluido para evitar el efecto de cavitación al ingresar pequeñas cantidades de aire que al ser comprimidas ocasionan el efecto de implosión en las bombas e incluso efectos de golpe mecánico de ariete; pero en este caso no es aplicable este aspecto debido a que las bombas succionan desde un sistema presurizado e inundado de glicol y por ello calcular la capacidad de las bombas para succionar está descartado; de igual manera existe la posibilidad de tener efectos negativos por variaciones de estado del fluido en la red de bombeo con componentes de la red que evitan la formación de vórtices en la entrada de las bombas, por eso se utiliza un difusor de succión, que es simplemente una reducción del área transversal a la entrada del sistema de bombeo, el cual acelera el glicol y evita los problemas mecánicos antes descritos; cabe destacar que este se selecciona con respecto al tamaño de tubería a utilizar. A continuación se presenta los datos operativos para la selección del cabezal de bombeo:

Tabla 34. Características de operación del sistema de bombeo de glicol.

Característica	Valor
Caudal	743 [GPM] (202 [m ³ /h])
Elevación de presión (en metros de columna)	100 [ft] (30,48 [m])
NPSH	No aplica, succión presurizada

Fuente: elaboración propia

El escoger una bomba que sea capaz de cumplir con las disposiciones deseadas es la prima opción a considerar, así que se toma como referencia las

curvas del fabricante Bell & Gosset para bombas centrífugas de glicol y con esto se selecciona la bomba más conveniente según el caso, en cuanto al tamaño del motor eléctrico, la eficiencia de la bomba centrífuga y el tamaño del impulsor; en cuanto a la velocidad de giro de la bomba, hace depender la capacidad de elevar presión debido a la tendencia de estas a abastecer el caudal de diseño, se fija el interés en bombas de 3600 [rpm]. Se tiene entonces:

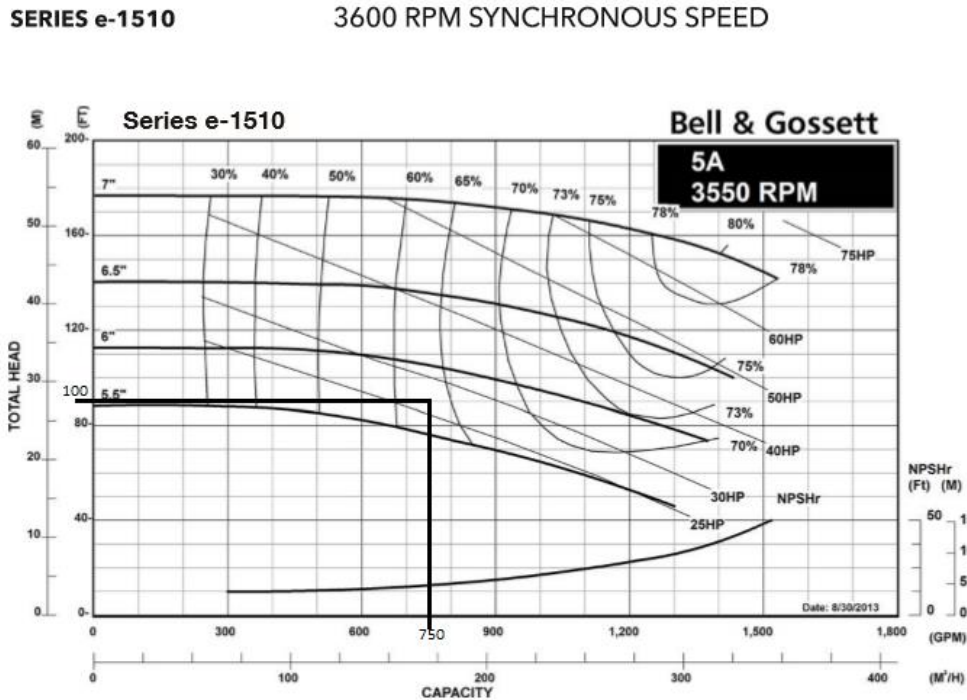


Figura 26. Selección de bomba opción de un solo equipo. Fuente: Bell & Gosset. Selección de bomba opción de un solo equipo. Fuente: Bell & Gosset.

Si se quiere bombear la red de glicol con una bomba se precisa un equipo de 30 [Hp] (22,37 [kW]) con una eficiencia del 65 [%] y un impulsor de 6 [in] (0,15 [m]). Entonces, para un punto de vista diferente se piensa en un cabezal de bombeo conformado por dos bombas, entonces el caudal por cada una es de 372 [GPM] (101 [m³/h]) y con una presión de 30,28 [m] igualmente; cabe destacar que para esto es vital instalar las dos bombas en paralelo, así el caudal se suma y la presión se comparte. Entonces:

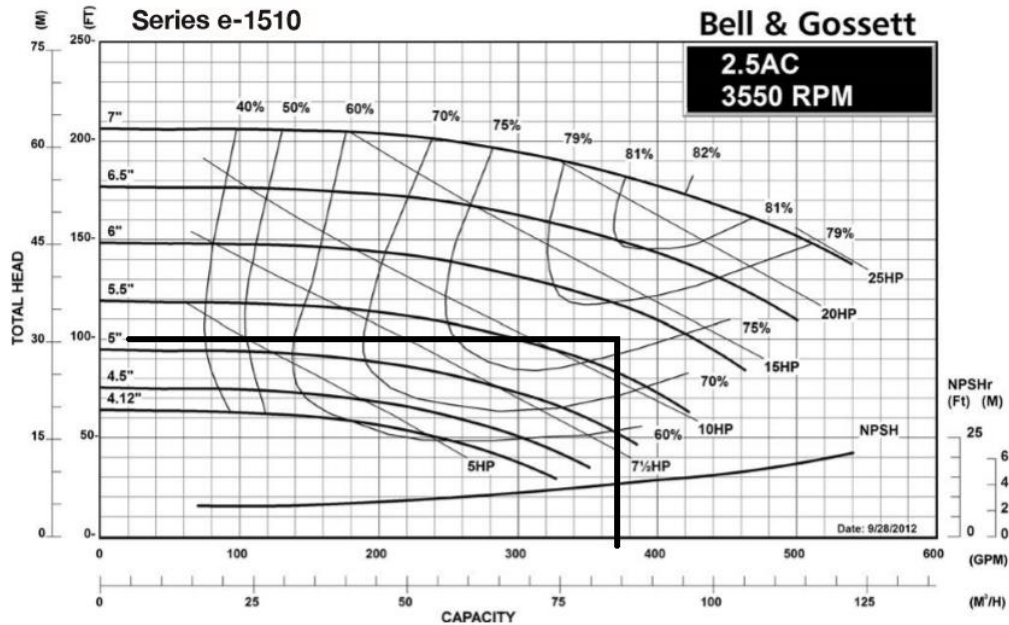


Figura 27. Selección de bomba opción de dos equipos. Fuente: Bell & Gosset.

Con esta configuración se necesitan dos equipos precisa un equipo de 15 [Hp] (11,18 [kW]) con una eficiencia del 79 [%] y un impulsor de 6 [in] (0,15 [m]). Dada estas dos opciones desarrolladas se escoge en la que se colocan las dos bombas en paralelo, se coloca una tercera para el respaldo del sistema, estas bombas operan con una potencia menor al caso de la única bomba, pero la sumatoria total de potencia es igual, el criterio que hace el caso de dos equiós el escogido es la eficiencia de cada bomba, donde en el caso de una bomba es del 65 [%] y en las dos bombas es del 79 [%] cada una, lo que implica que se debe invertir mayor energía mecánica en la bomba de mayor potencia que en las bombas de menos potencia por su eficiencia mayor en 14 [%]. A esta situación se suma la posibilidad de aplicar una variación de velocidad del motor eléctrico para reducir el consumo eléctrico en momentos de operación del sistema de bombeo ante variaciones en la carga de las mismas.

6.9.3 Selección del enfriador y sistema de expansión de glicol

El funcionamiento del sistema de enfriamiento con glicol implica el utilizar accesorios necesarios para que el efecto deseado ocurra, además de asegurar la integridad de la red con refrigerate secundario; debido a esto se indaga en el

comportamiento del glicol que, a como se ha dicho anteriormente es un líquido que no cambia de estado y sufre solamente un cambio de temperatura, lo que implica una expansión térmica a causa de la ganancia de temperatura (tal como un cuerpo sometido a esfuerzo térmico en el estudio de la mecánica de materiales) entonces se explica así la vitalidad de considerar una forma en la que el glicol al expandirse no incurra en daños a la red o sistema de bombeo. Según ASHRAE en el capítulo 4 del tomo de Refrigeración un tanque de expansión térmica para refrigerantes secundarios representa una forma de amortiguar el cambio de volumen que ocurre al llevarse a cabo el fenómeno de cambio de densidad entre la temperatura más baja y más alta que experimenta el glicol propileno en la red de secundaria de refrigeración. El efecto del tanque de expansión ocurre debido a que el líquido de retorno desde los enfriadores de aire proviene a la temperatura mayor del sistema y por ello a una densidad diferente respecto a la salida del bombeo, entonces en el tanque de expansión se busca igualar la densidad por medio del cambio del volumen interno en este (por un método de compresión del espacio, como una membrana) y así propiciar la equidad de condiciones para el bombeo.

El tanque de expansión debe ser capaz de albergar la totalidad de coolant en la red más el diferencial de volumen que se incrementa con respecto al cambio de la densidad en función de la temperatura y según ASHRAE esto más el 20 [%] del volumen total antes mencionado para hacer la modulación de la densidad por compresión. Dispuesto de esa forma es como se recomienda por el ente de refrigeración internacional, pero de forma práctica se utiliza un tanque de expansión con la capacidad volumétrica de albergar el cambio de volumen y el espacio para la variación con membrana; la diferencia radica en optimizar recursos y guardar el volumen requerido por la red de glicol en las tubería y enfriadores de aire, de esta forma el tamaño del tanque de expansión se reduce sustancialmente y se propicia el funcionamiento del bombeo de forma en que la totalidad de la red se encuentra siempre inundada de glicol y el control de la expansión se da antes de la succión del cabezal de bombeo, así se asegura que la densidad del líquido es igual durante el bombeo. De dicha forma se selecciona un tanque de expansión capaz de almacenar un volumen variable en función del cambio de temperatura y el volumen

total de glicol a cargar en la red, definido por el volumen capaz de almacenarse en las tuberías y los serpentines de los enfriadores de aire:

Tabla 35. Volumen por tramo de tubería y equipo de la red de glicol. Volumen por tramo de tubería y equipo de la red de glicol.

Volumen total de carga glicol			
Tramo	Distancia [m]	Diámetro [m]	Volumen [m³]
A,B	10,00	0,15	0,1824
B,C	1,00	0,15	0,0182
C,D	5,50	0,08	0,0251
D,E	1,00	0,06	0,0032
E,D1	19,00	0,06	0,0602
D1,D2	8,00	0,05	0,0162
D2,D3	8,00	0,03	0,0063
D,F	4,20	0,05	0,0085
C,G	18,00	0,15	0,3283
G,H	5,00	0,15	0,0912
H,H1	2,50	0,06	0,0079
H1,H2	7,20	0,05	0,0146
H,I	5,60	0,15	0,1022
I,I1	2,50	0,08	0,0114
I,J	1,50	0,15	0,0274
J,K	4,50	0,10	0,0365
K,K1	2,70	0,05	0,0055
K,L	5,00	0,08	0,0228
L,M	2,50	0,06	0,0079
J,J1	1,30	0,15	0,0237
J1,J2	5,00	0,15	0,0912
J2,N	9,00	0,15	0,1642
N,N1	1,50	0,08	0,0068
N1,O	3,40	0,08	0,0155
O,O1	8,50	0,06	0,0269
O1,O2	6,00	0,05	0,0122
N,P	5,00	0,10	0,0405
P,Q	6,00	0,10	0,0486
Q,R	2,81	0,10	0,0228
R,S	2,00	0,10	0,0162
S,S1	1,80	0,06	0,0057
S,T	6,00	0,08	0,0274
T,U	3,00	0,06	0,0095

U,U2	2,24	0,05	0,0045
Tubería equipo	Distancia [m]	Diámetro [m]	Volumen [m3]
RMB	3,00	0,04	0,0034
CMB	3,00	0,05	0,0061
CDB	3,00	0,04	0,0034
RMFB	3,00	0,04	0,0034
CPB	3,00	0,04	0,0034
SDB	3,00	0,04	0,0034
SEB	3,00	0,04	0,0034
SPB	3,00	0,05	0,0061
SPDB	3,00	0,04	0,0034
SDEB	3,00	0,03	0,0015
RMP	3,00	0,04	0,0034
CMP	3,00	0,05	0,0061
CDP	3,00	0,04	0,0034
RMFP	3,00	0,04	0,0034
CPP	3,00	0,04	0,0034
SDP	3,00	0,04	0,0034
SEP	3,00	0,05	0,0061
SPP	3,00	0,04	0,0034
SPDP	3,00	0,03	0,0024
SDEP	3,00	0,03	0,0015
PAS	3,00	0,04	0,0034
IQF	3,00	0,04	0,0034
AND	3,00	0,03	0,0024

Equipo	Volumen interno [m3]
RMB	0,0739
CMB	0,1478
CDB	0,0739
RMFB	0,0739
CPB	0,0739
SDB	0,1478
SEB	0,1478
SPB	0,0739
SPDB	0,0739
SDEB	0,0739
RMP	0,0739
CMP	0,1478
CDP	0,0739
RMFP	0,0739

CPP	0,0739
SDP	0,1478
SEP	0,1478
SPP	0,0739
SPDP	0,0739
SDEP	0,0739
PAS	0,1478
IQF	0,1478
AND	0,2217

Fuente: elaboración propia.

El volumen total para cargar la instalación secundaria de refrigeración es de 4 [m³] de glicol propileno al 30 [%] y consecuentemente un tanque de expansión de 0,002259 [m³] (0,68 [gal]) de capacidad de modulación del volumen en la tubería.

El proceso de enfriamiento del glicol se lleva a cabo por medio de un intercambiador de calor que sirva como mediador entre el glicol propileno con el contenido energético extraído en los enfriadores de aire que hacen cambiar su temperatura en una magnitud de 5 [°F] (en unidades inglesas para la selección del equipo) con el efecto refrigerante de amoníaco a 15 [°F] y que maneja un caudal de 743 [GPM] de glicol. Con una alimentación de líquido de amoníaco por sobrealimentación con gravedad (se explica posteriormente), la totalidad de las características de este equipo enfriador de glicol se encuentra en la sección de información técnica; por lo tanto se tiene al “chiller” así:

Tabla 36. Características del enfriador de glicol propileno con amoníaco como refrigerante.

Característica	Valor
Caudal de glicol	743 [GPM] (202 [m ³ /h])
Tasa de recirculación	2 veces
Temperatura entrada glicol	30 [°F] (-1,11 [°C])
Temperatura salida glicol	25 [°F] (-3,88 [°C])

Capacidad térmica	106,5 [TR] (374454 [W/h])
Temperatura amoniaco	15 [°F]
Modelo seleccionado	Alfa Laval: TK20-BWFG (ver anexos)

Fuente: elaboración propia.

Esta sección se dedicó al cálculo específico para los componentes necesarios de la red de refrigeración secundaria, con el objetivo de obtener una selección de equipos basada en los criterios de ingeniería respectivos. Es de vital importancia para el entendimiento de los resultados obtenidos el considerar las fichas técnicas de los equipos que se seleccionan, ya que es punto de partida para la toma de decisiones en ciertos casos.

6.9.4 Accesorios de la red de glicol

Como en toda red hidraulica, existe accesorios que hacen posible el funcionamiento del circuito de glicol tal a como se diseñó. Para los efectos de este sistema se tiene un flujo de glicol no constante por la red, a una temperatura de alimentación y una de retorno; esto implica que el caudal manejado por las bombas varía en función de la necesidad de enfriamiento de las manejadoras de aire; se refiere a que el sistema necesita modular el flujo volumétrico de glicol por las secciones de la red para mantener el equilibrio de condiciones en los recintos de interés; cabe destacar que todas las decisiones que se toman para este diseño tienen un trasfondo al control eléctrico de los componentes del sistema a pesar de que no se adentra en el desarrollo del sistema de automatización. Lo anterior expresa la necesidad de interrumpir el flujo de glicol a través de los enfriadores como respuesta al equilibrio térmico deseado; la solución a esto se da con el uso de válvulas cierre tipo globo T (por sus características de operación) piloteadas de forma eléctrica (se escoge piloto por solenoide) y colocadas en la línea de retorno de los enfriadores, ya que dado el cierre del flujo a través de estos el fluido precisa almacenarse en el volumen interno de los equipos y asegurar que al momento de la necesidad de paro el glicol que está intercambiando calor con las cámaras no evacúe el intercambiador.

También se necesita un control del equilibrio de caudal para cada uno de los equipos enfriadores de aire, debido a que a como se explicó en secciones anteriores, el flujo de coolant por el intercambiador debe ser suficiente para lograr la reducción de la temperatura del aire; entonces hay que asegurar que el caudal que llega a cada uno de estos sea que se ha especificado por diseño. Ante esta implicación se tiene la utilización de válvulas de balance de caudal, que aseguran el flujo necesario para cada aplicación según el boletín de Bell & Gosset para las válvulas de balance ahorro en el costo de operación con la predefinición del punto de estrangulación del circuito a la alimentación de fluido a los equipos, evitando la variación del mismo y por ello la fluctuación en la eficiencia del enfriamiento. Dichas válvulas se escogen según las siguientes gráficas del fabricante Bell & Gosset:

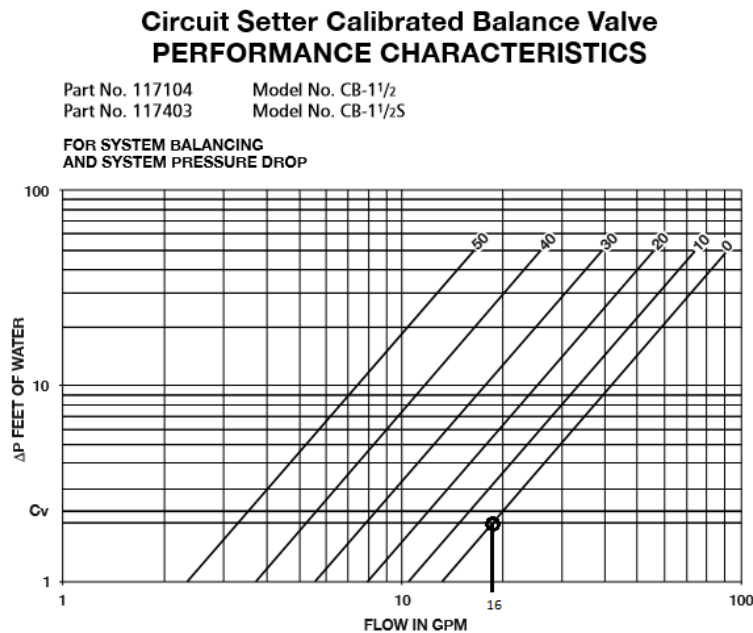


Figura 28. Válvula de balance para el equipo enfriador de aire RMB. Fuente: Bell & Gosset.

En esta figura se extrae del catálogo el comportamiento mecánico de la válvula de balance de 0,38 [m] para el caudal de diseño para la el equipo enfriador de la cámara RMB, que es de 1,04 [kg/s] equivalente a 16 [GPM]; donde se tiene la capacidad de manejo de flujo “Cv” de la válvula para una estrangulación del 0 [%] (totalmente abierta); así se comprueba que dicha válvula es capaz de balancear el

flujo másico que alimenta a los equipos; se busca que todas estas válvulas tengan la capacidad deseada al estar totalmente abiertas, si el modelo de válvula no satisface esta demanda en ese estado se procede a seleccionar la posición de estrangulación más cercana, debido a que al momento de la instalación se hace una medición del flujo y se hace la reducción en dado caso. Con base en estos criterios es como se esoge este tipo de válvulas para la red de glicol de este proyecto; en conjunto con las válvulas globo tipo solenoide y sus respectivas válvulas de globo para el servicio del sistema (estas se escogen según el perfil de la tubería que la contiene):

Tabla 37. Válvulas seleccionadas para la red de glicol por sección enfriada con el sistema de glicol propileno.

Sección	Identificación	Cant	Modelo	Diámetro [m]
RMB	V1.1	4	Válvula globo	0,038
	V1.2	1	Válvula balance	0,038
	V1.3	1	Válvula solenoide y filtro	0,038
CMB	V2.1	4	Válvula globo	0,051
	V2.2	1	Válvula balance	0,051
	V2.3	1	Válvula solenoide y filtro	0,038
CDB	V3.1	4	Válvula globo	0,038
	V3.2	1	Válvula balance	0,032
	V3.3	1	Válvula solenoide y filtro	0,038
RMFB	V4.1	4	Válvula globo	0,038
	V4.2	1	Válvula balance	0,038
	V4.3	1	Válvula solenoide y filtro	0,038
CPB	V5.1	4	Válvula globo	0,038
	V5.2	1	Válvula balance	0,032

	V5.3	1	Válvula solenoide y filtro	0,038
SDB	V6.1	4	Válvula globo	0,038
	V6.2	1	Válvula balance	0,032
	V6.3	1	Válvula solenoide y filtro	0,038
SEB	V7.1	4	Válvula globo	0,038
	V7.2	1	Válvula balance mod CB-1 1/4	0,032
	V7.3	1	Válvula solenoide y filtro	0,038
SPB	V8.1	4	Válvula globo	0,051
	V8.2	1	Válvula balance	0,051
	V8.3	1	Válvula solenoide y filtro	0,051
SPDB	V9.1	4	Válvula globo	0,038
	V9.2	1	Válvula balance	0,032
	V9.3	1	Válvula solenoide y filtro	0,038
SDEB	V10.1	4	Válvula globo	0,051
	V10.2	1	Válvula balance	0,051
	V10.3	1	Válvula solenoide y filtro	0,051
RMP	V11.1	4	Válvula globo	0,038
	V11.2	1	Válvula balance	0,038
	V11.3	1	Válvula solenoide y filtro	0,038
CMP	V12.1	4	Válvula globo	0,051
	V12.2	1	Válvula balance	0,038
	V12.3	1	Válvula solenoide y filtro	0,051
CDP	V13.1	4	Válvula globo	0,038

	V13.2	1	Válvula balance	0,038
	V13.3	1	Válvula solenoide y filtro	0,038
RMFP	V14.1	4	Válvula globo	0,038
	V14.2	1	Válvula balance	0,051
	V14.3	1	Válvula solenoide y filtro	0,038
CPP	V15.1	4	Válvula globo	0,038
	V15.2	1	Válvula balance	0,032
	V15.3	1	Válvula solenoide y filtro	0,038
SDP	V16.1	4	Válvula globo	0,038
	V16.2	1	Válvula balance	0,032
	V16.3	1	Válvula solenoide y filtro	0,038
SEP	V17.1	4	Válvula globo	0,051
	V17.2	1	Válvula balance	0,051
	V17.3	1	Válvula solenoide y filtro	0,051
SPP	V18.1	4	Válvula globo	0,038
	V18.2	1	Válvula balance	0,038
	V18.3	1	Válvula solenoide y filtro	0,038
SPDP	V19.1	4	Válvula globo	0,032
	V19.2	1	Válvula balance	0,032
	V19.3	1	Válvula solenoide y filtro	0,032
SDEP	V20.1	4	Válvula globo	0,038
	V20.2	1	Válvula balance	0,038
	V20.3	1	Válvula solenoide y filtro	0,038

PAS	V21.1	4	Válvula globo	0,038
	V21.2	1	Válvula balance	0,032
	V21.3	1	Válvula solenoide y filtro	0,038
IQF	V22.1	4	Válvula globo	0,038
	V22.2	1	Válvula balance	0,032
	V22.3	1	Válvula solenoide y filtro	0,038
AND	V23.1	4	Válvula globo	0,032
	V23.2	1	Válvula balance	0,032
	V23.3	1	Válvula solenoide y filtro	0,032

Fuente: elaboración propia.

Para aclarar la colocación de estas válvulas se hace una especificación extraída del plano de conexión unifilar adjunto:

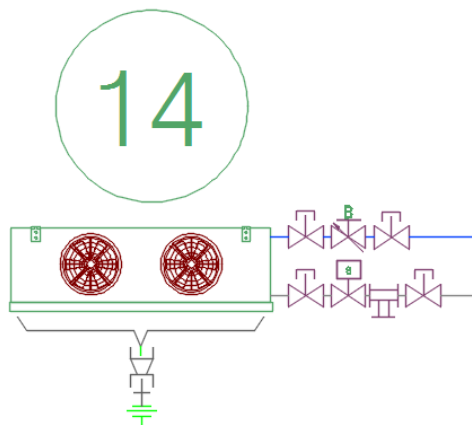


Figura 29. Representación de la conexión de los enfriadores de aire con las válvulas correspondientes. Fuente: elaboración propia.

6.10 Sistema de refrigeración, parte con amoníaco

Tal a como se definió al comienzo de la etapa de diseño, la red de refrigeración de amoníaco está relacionada a la de glicol por medio de un sistema de intercambio de calor entre el glicol propileno y el amoníaco, esta es la razón

que define al subsistema el cual se abastece con el sistema de refrigeración principal a ser formado por los túneles de congelado, las cámaras de mantenimiento, el frigorífico de congelado y consecuentemente la carga del enfriador de a glicol propileno.

6.10.1 Equipos sistema amoniaco

La selección de los equipos como los compresores y demás parte desde los equipos evaporadores de amoniaco para esta planta que se instalarán en las áreas donde el amoniaco tiene contacto con el ambiente interno a través del intercambiador de calor, a lo largo del cual ocurre el proceso de cambio de estado del amoniaco de líquido saturado a vapor saturado con la extracción de energía térmica del dardo de aire generado por la unidad evaporadora (el flujo de aire es el promotor de la transferencia de la carga térmica). Para definir cuáles evaporadores se utilizan para los efectos de este sistema se debe hacer mención al aspecto visto en la sección donde se seleccionó el refrigerante a utilizar; que para lograr que el efecto refrigerante sea de efectividad para alcanzar la temperatura deseada en el ambiente interno se selecciona la temperatura de evaporación del amoniaco a 10 [°F] por debajo de la temperatura del cuarto, y por su parte en el chiller de glicol se tiene al evaporador como la sección por la cual fluye amoniaco, con el que se desea entregue el coolant a 25 [°F] por lo que se precisa alimentar el amoniaco a este subsistema a 15 [°F], entonces se obtiene las temperaturas de evaporación de la forma:

Tabla 38. Temperatura de evaporación de amoniaco para cada sección.

Sección	Temperatura evaporación [°F]	Temperatura evaporación [°C]
T01	-40	-40
T02	-40	-40
M01	22	-5.55

M02	22	-5.55
M03	22	-5.55
M04	22	-5.55
FRI	-20	-28,80
Chiller glicol	15	-9,44

Fuente: elaboración propia.

Con la definición de estas condiciones se tiene grandes posibilidades para determinar los requerimientos y las unidades a emplear para abastecer todas las cargas de la planta; se recuerda que el chiller de glicol representa la carga térmica para la sección de amoniaco referente a las cargas abastecidas con coolant.

6.10.2 Sistema de alimentación de refrigerante

Ya se ha avanzado a un punto donde se comienza la escogencia del tipo de sistema de refrigeración por amoniaco a usar, por eso se debe escoger la opción que adapte de la mejor forma las características de operación que se han estipulado en las secciones anteriores. Se puede tener (tal como lo visto en el marco teórico) sistemas de expansión directa, recirculado e inundado; cada uno con características que derivan su funcionalidad según el tipo de operación deseada, las cuales se resumen a continuación según Dossat (1986):

- **Expansión directa:** Se basa en asegurar la existencia de solamente vapor en la línea de succión por medio de la alimentación de refrigerante líquido a los evaporadores en una cantidad menor a la total que el intercambiador de calor puede manejar; inmediatamente después de la expansión del refrigerante. Su uso es común en sistemas de temperaturas mayores a 0 [°C] y tiene como desventaja la alta probabilidad de retorno de refrigerante líquido a la línea de succión de compresión (alto índice de falla y desgaste del sistema de compresores).

- **Inundado:** Este consiste en abastecer al evaporador con la inundación promovida por la gravedad desde un tanque que recibe el refrigerante líquido luego de la expansión, separa el aceite del refrigerante y acumula una cantidad de líquido que supera la máxima capacidad del evaporador, el cual por gravedad se encarga de mantener a la unidad siempre llena de líquido. Se utiliza en sistemas de baja y alta temperatura, la eficiencia del fenómeno es alta y reduce el riesgo de retorno de líquido al limitar la succión del compresor con la salida seca del tanque inundador (ver marco teórico). El evaporador ubicado por debajo del nivel de líquido en el tanque.
- **Recirculado:** Al igual que en el sistema inundado abastece al evaporador con una sobrealimentación de refrigerante para asegurar la succión seca del compresor, de igual manera opera para temperaturas baja y alta; implica la utilización de presión del compresor para impulsar el refrigerante ó un cabezal de bombeo. La eficiencia del sistema depende de las mismas variables que el inundado; se ubica por arriba o debajo del nivel de líquido del tanque de la recirculadora.

Según este resumen de las características generales de los tipos de sistema que se pueden emplear para la refrigeración industrial en general se puede decir primeramente que el uso de la expansión directa se sale de la funcionalidad para el manejo de las cargas de baja temperatura, y se precisa analizar la posibilidad de utilizar esta para el tipo de alimentación de líquido para las cargas de media temperatura de las cámaras de mantenimiento. Tal a como se mencionó superficialmente en la sección donde se determinó cuáles cargas abastecer con amoníaco y con coolant, es apreciable el hecho que para alimentar con amoníaco las unidades evaporadoras de las cámaras de mantenimiento precisa acondicionar el refrigerante a una temperatura de evaporación distinta a la correspondiente a los túneles, frigorífico de congelado y enfriador de glicol; entonces se amerita desarrollar una configuración que permita abastecer las cargas con la menor cantidad posible de compresores y accesorios, tomando en cuenta las oportunidades de ahorro energético (ver sección posterior de manejo de cargas con

amoniaco). El emplear expansión directa permite prescindir de los tanques de recirculado ó inundado y permite controlar cargas de media temperatura como las cámaras de mantenimiento, que además son de una capacidad relativamente baja en comparación a los demás recintos y a las capacidades comerciales de los tanques de inundado, tal a como se ve a continuación.

Entonces se decide por alimentar las cámaras de mantenimiento con el un sistema de expansión directa (Dx) y para alimentar el chiller de glicol-amoniaco, el frigorífico de congelado y los túneles de congelado, se debe decidir entre la recirculación o la inundación ya que son cargas de baja temperatura. Preliminarmente se especificó la razón por la cual se considera al sistema inundado y recirculado como los candidatos para los efectos de este diseño; entonces hay que tomar una decisión que involucre además de la funcionabilidad, el costo de inversión general y ocupación espacial de los equipos accesorios correspondientes a cada sistema. Estos aspectos se pueden abarcan al indagar cuáles son las capacidades y costos comerciales que mejor se ajustan a la necesidad presente; para eso se toma como ejemplo al frigorífico de congelado, se distribuyó la carga térmica de 12,30 [TR] con dos unidades evaporadoras de amoniaco a 6,15 [TR] cada una, a una temperatura de evaporación de -28,80 [°C]; según el software Coolware de Johnson Controls se tiene las dos opciones, una recirculadora y un tanque de inundado que es capaz de abastecer las necesidades del frigorífico; cuyas especificaciones se dan a continuación:

VESSEL		CONDITIONS		PERFORMANCE	
Model	VRP 36	Refrigerant	R717 Ammonia	Max Capacity	206,5 TR
Orientation	Vertical	Operating	-20,0 °F	Max Flow	83,4 lbm/min
Diameter	36 in	Liq Feed	60,0 °F	Max Velocity	180,6 ft/min
Length	116,0 in	Recirc Ratio	4,0		
DWP	250 psi				
LEVELS		NOZZLES			
Operating Lev	18,0 in	Dia	Mass Flow	Pres Drop	
High Level	66,0 in	(in)	(lbm/min)	(psi/100ft)	
Surge	27,1 ft³	Gas Outlet	8,00	83,4	0,06
Refrig Charge	350 lbm	Wet Return	8,00	283,3	0,21
		Liq Makeup	3,00	83,4	1,40
		Pump Suction	4,00	283,3	0,04
		Level Col	1,50		
		Relief	0,75		
		Oil Pot Vent	0,75		
		Liq Bypass	1,50		

Figura 30. Características del tanque de recirculado para abastecer al frigorífico de congelado. Fuente: Coolware.

VESSEL		CONDITIONS		PERFORMANCE	
Model	HSDS 12-48	Refrigerant	R717 Ammonia	Max Capacity	12,0 TR
Diameter	12 in	Operating	-20,0 °F	Max Flow	4,8 lbm/min
Length	48,0 in	Liq Feed	60,0 °F	Max Velocity	180,6 ft/min
DWP	300 psi	Recirc Ratio	2,0		
LEVELS			NOZZLES		
Operating Level	4,0 in		Dia	Mass Flow	Pres Drop
High Level	6,4 in		(in)	(lbm/min)	(psi/100ft)
Surge	0,7 ft³	Gas Outlet	2,00	4,8	0,24
Refrig Charge	31 lbm	Wet Return	2,50	8,2	0,22
		Liq Makeup	1,00	4,8	2,45
		Liq Outlet	1,00	8,2	0,08
		Relief	0,50		
		Level Col	1,00		
		Drain	1,00		

Figura 31. Características del tanque de inundado para abastecer al frigorífico de congelado. Fuente: Coolware.

Primeramente, se compara las capacidades térmicas que puede entregar cada uno de los tanques aptos para el sistema de alimentación de amoniaco para el frigorífico de congelado; estos se escogieron con las dimensiones mínimas comerciales, y se puede ver que la recirculadora bajo las condiciones de operación especificadas tiene capacidad de abastecer 206,5 [TR] y sólo se precisan 12,3 [TR] para este sistema; evidenciando que los sistemas recirculados tienen grandes capacidades térmicas y son de gran utilidad para requerimientos de alta carga térmica, además implica el uso de bombas para hacer llegar el amoniaco a las evaporadores y esto aumenta su costo de inversión, dicha recirculadora tiene un precio de 135,417 dólares e implica la utilización de espacio físico en casa de máquinas y en la planta Carnes Ibiza, el espacio disponible en esta sección es reducido (se destinó un área en concordancia con las necesidades de producción y no existe la posibilidad de expansión de la misma, debido a la utilización de la totalidad de espacio permitido por la legislación de uso del suelo en la zona de ubicación de la planta). En contra parte, el emplear el sistema como inundado precisa un tanque que a las mismas condiciones de operación de la recirculadora,

puede manejar una capacidad térmica de 12 [TR] que se ajusta más a las demandadas por el frigorífico e implica la instalación sobre el nivel de líquido de los evaporadores y por sus dimensiones se permite ubicar estos tanques sobre el panel de cielo, justo encima de las unidades evaporadoras y por ser una nave industrial existe esta posibilidad espacial sin complicaciones y el costo es de 8,075 dólares; en promedio se puede decir que existe una diferencia de 16 veces entre la recirculadora y el tanque de inundado, y una sobredimensión del 9,7 [%] para el tanque inundado y de 94,0 [%] con la recirculadora. Estas son las razones por la cual se decide por emplear en todos los sistemas de amoniaco para esta planta la alimentación inundada de amoniaco, lo que se resume así:

Tabla 39. Tipo de alimentación de amoniaco a unidades evaporadoras por sección.

Sección	Alimentación
T01	Inundado
T02	Inundado
M01	Dx
M02	Dx
M03	Dx
M04	Dx
FRI	Inundado
Chiller glicol	Inundado

Fuente: elaboración propia. Dx significa expansión directa.

Con la alimentación definida para cada sección de amoniaco, se procede a seleccionar lo equipos evaporadores y sus respectivos tanques de inundación (el chiller de glicol como paquete tiene su propio tanque de inundado), y es en este punto donde se define la relación entre el volumen total de la unidad y el volumen

del tanque, esto para complementar la sobrealimentación de refrigerante debe poseer valores superiores a la unidad; esto se define según la cantidad de amoníaco que se desea circular en el circuito de inundación. Este es un aspecto importante de explicar; el inundar los evaporadores por acción de la gravedad implica que la tasa de recirculación sea de 1, debido a que no existe sistema de bombeo para la recirculación, es este una diferencia sustancial entre el concepto de la recirculación en los sistemas sobrealimentados de forma constructiva y operativa. Estos evaporadores están conectados a la red total de amoníaco y por ello el nivel de líquido en estos puede variar en función de la demanda de todo el sistema; por eso se define una relación de volumen de 2, que significa que el tanque de inundado tiene 2 veces el volumen que maneja el evaporador, dando sentido al sistema de sobrealimentación; así se procede a seleccionar con el software Coolware los tanques de inundado; y las unidades evaporadoras según las disposiciones comerciales:

Tabla 40. Unidades evaporadoras y tanques de inundado seleccionados para cada sección.

Sección	Tanque inundado	Evaporador
T01	Frick: HSDS 20-72	Colmac Coil: A+L23M-24-108-43.OC-0300H-AFL-GG-SR
T02	Frick: HSDS 20-72	Colmac Coil: A+L23M-20-128-63.OC-0500H-AFL-GG-SR
M01	-	Intercal: EVC-6E-IN 402-29GC
M02	-	Intercal: EVC-6E-IN 402-29GC

M03	-	Intercal: EVC-6E-IN 402-29GC
M04	-	Intercal: EVC-6E-IN 402-29GC
FRI	Frick: HSDS 12-48	Colmac Coil: A+S33M-16-131-42.OF-0100L-AFL-GG-SD

Fuente: elaboración propia.

Una de las implicaciones importantes en tener en cuenta refiere a los túneles de congelado, el diseño estructural de estos no se profundiza para los efectos de este proyecto debido a que sale de los objetivos específicos, pero se puede decir que consiste en cuartos con un flujo de aire forzado a través del producto de interés; la condición de mayor importancia a considerar en un túnel es la forma en que logrará el congelamiento uniforme a lo largo del cuarto debido a que según Heldman (1975), la cristalización del agua reduce la tasa de agua líquida en los alimentos y por lo tanto inhabilita el crecimiento bacteriano. Esto impacta con el motivo principal de congelar los productos a almacenar por largos tiempos y también está implícita la necesidad de provocar un congelamiento homogéneo en todo el alimento; por eso los evaporadores de los túneles de congelado de esta planta se tienen con la tecnología reversible, es decir, una proporción del tiempo estimado de congelado el dardo de aire fluye en sentido positiva y en la otra parte en sentido negativo, con esto se potencia el equilibrio en la distribución del frío y se mejora la calidad de conservación del producto.

El comportamiento de las unidades evaporadoras reversibles es posible de entenderse mejor según las siguientes figuras brindadas por el fabricante Colmac Coil:

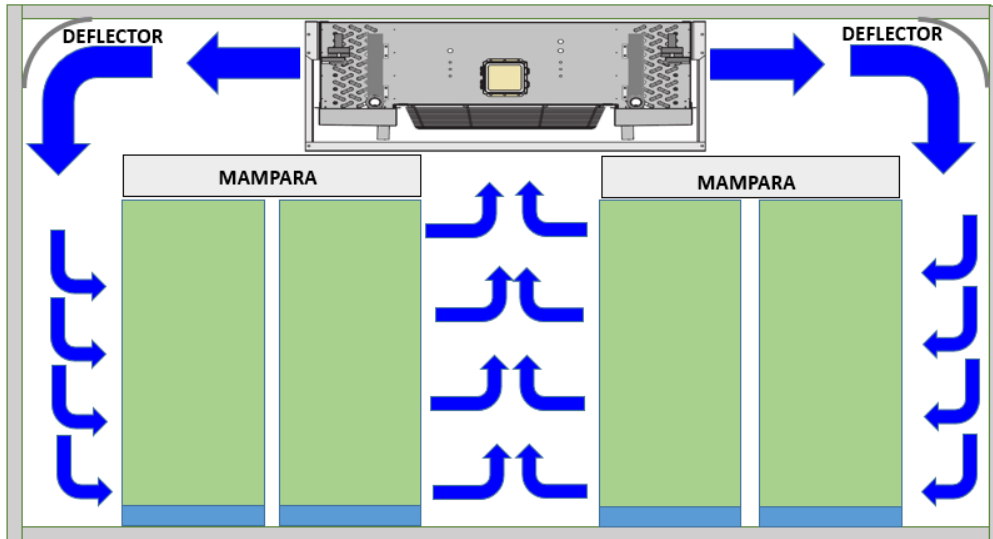


Figura 32. Representación del flujo de aire en sentido positivo en unidad evaporadora reversible. Fuente: Colmac Coil.

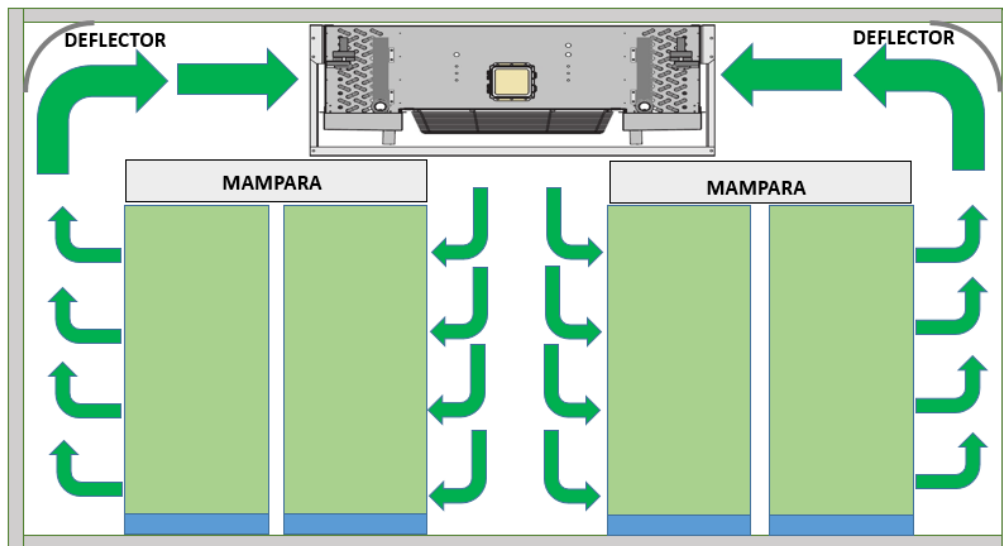


Figura 33. Representación del flujo de aire en sentido negativo en unidad evaporadora reversible.

Se puede observar que el flujo de aire en este tipo de evaporadores fluye en la primera etapa del ciclo en sentido saliente desde los laterales del evaporador, y en la segunda etapa lo hace en sentido inverso, esto según Colmac Coil en su boletín técnico referente a este tipo de tecnología específica que se obtienen las

siguientes ventajas en su uso en comparación a los evaporadores de flujo no reversible:

- Menor consumo eléctrico de los motores de los evaporadores.
- Disminuye el tiempo de congelación a causa de la uniformidad del proceso termodinámico.
- Ciclos de descongelamiento más cortos al existir un congelamiento más uniforme.

6.10.3 Consideraciones para el diseño del sistema de manejo de la carga refrigerativa (compresión)

Las secciones vistas a lo largo de este documento se han desarrollado para la determinación de las características de los equipos enfriadores de aire de los recintos refrigerados; se proyecta especificar al igual que con la red de glicol, seleccionar todos los equipos que hacen posible el funcionamiento del sistema. Esencialmente, para la instalación principal de refrigeración conlleva primero un análisis primordial para lograr obtener cómo se maneja la carga térmica; el tipo de sistema de compresión, condensación, distribución del refrigerante, otros y la forma en que se conectan entre sí.

Para dar inicio al diseño del sistema para el manejo de la carga térmica se debe tener en cuenta que las secciones anteriores determinan cómo se extrae el calor de los recintos para el fenómeno del enfriamiento, el presente proceso es para encontrar la forma óptima para culminar el proceso principal de la refrigeración por compresión. Inicialmente se debe escoger entre las opciones disponibles de compresión para la refrigeración industrial:

- **Tipo de sistema de compresión**

El análisis de los tipos de compresores posibles a utilizar para este proyecto se basa en los estudios realizados por el ASHRAE en su capítulo 37 del tomo HVAC Systems and Equipment, donde se definen dos categorías generales para los compresores de vapor en la refrigeración:

✓ **Compresores de desplazamiento positivo:**

Los compresores de esta categoría se caracterizan por la forma en que se realiza el incremento en la presión del vapor por medio de la reducción del volumen de la carcasa del compresor por acción mecánica; se les encuentra comunmente como compresores reciprocantes (pistones), rotatorios (tornillo simple, doble tornillo) y otros.

✓ **Compresores dinámicos:**

Este tipo de compresores realizan el incremento en la presión del vapor por medio de la transferencia de energía cinnética desde el miembro en rotación hacia el fluido; específicamente se les encuentra como compresores de tipo centrífugo.

• **Índice de compresión característico**

En el capítulo base de esta sección se explica que los criterios importantes a considerar para escoger entre los diversos tipos de compresores radica en el tipo de refrigerante, el costo de inversión y construcción, el ruido que se genera por la compresión, la eficiencia mecánica y las capacidades existentes para manejar el caudal a presiones específicas; es así como se profundiza en el comportamiento de los tipos de compresores de mayor uso a nivel industrial:

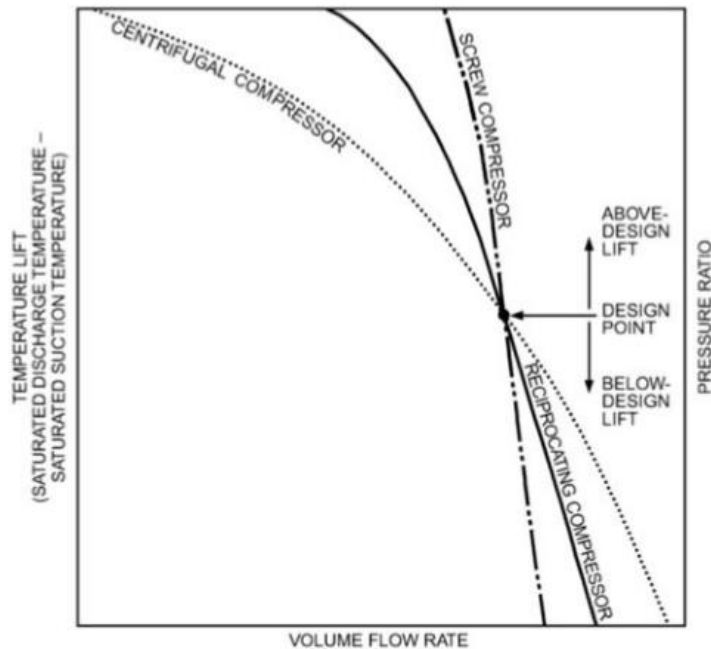


Figura 34. Comparación entre la capacidad en flujo volumétrico contra diferencial de temperatura operación en compresores de una etapa. Fuente: ASHRAE, HVAC Systems and Equipment cap 37.

Esta gráfica es de interés para la consideración del tipo de compresión a utilizar, donde inicialmente se necesita tomar en cuenta el comportamiento de cada uno bajo las condiciones de operación de este caso; donde se analiza el flujo volumétrico y el diferencial de presión que existe entre la succión y la descarga del compresor; para obtener cuál tipo se ajusta de mejor manera para efectos de este diseño; se tiene al punto de intersección entre las gráficas características de los compresores recíprocos, de tornillo y centrífugo. Cabe destacar que este análisis corresponde al comportamiento en una sola etapa de compresión, debido a que existe la posibilidad de optimizar la compresión con distintos niveles de elevación de presión, pero dicha posibilidad se considera posteriormente. Estas curvas describen que el tipo centrífugo tiene gran cambio en el caudal de manejo en función del diferencial de presión, eso implica que este tipo tenga una versatilidad limitada en aplicaciones que ameritan altos caudales y altas presiones. Por consiguiente los de recíprocos ofrecen características similares a como se aprecia en la figura

anterior, donde la pendiente de ambas es pequeña y significa que ante el cambio de presión el cambio de caudal es pequeño.

Según lo anterior se decide que el tipo de compresor a emplear para esta instalación es de desplazamiento positivo, pero aún hay que ser más específico en la forma en que se da la compresión; que se relaciona directamente con los aspectos constructivos de cada uno. Según el capítulo ASHRAE en consideración los compresores recíprocos tienen una capacidad de elevar la presión de hasta 8 veces (caso menos crítico) y los compresores de doble tornillo hasta 20 veces, pero para entender qué significa esto, se explica al índice de compresión como la siguiente relación:

$$\text{índice compresión} = \frac{\text{Presión descarga}}{\text{Presión succión}} \quad (17)$$

Este índice indica cuántas veces el compresor es capaz de elevar la presión de entrada según sus características de operación, entonces se debe extraer el índice de compresión promedio de este diseño, para identificar qué tipo de compresor permite dicho tipo de trabajo. Se sabe según secciones anteriores que una de las temperaturas de evaporación es de -9,44 [°C] que equivale según la saturación -0,19 [Mpa] y pertenece a la carga térmica de mayor magnitud, la descarga estará conectada al condensador que licua el vapor de alta presión a una temperatura de 25 [°C] correspondiente a 0,86 [Mpa], entonces se necesita para esta carga un índice de compresión de 4,5 veces, entonces para este caso un compresor de tornillo ó recíproco de pistón puede cumplir los requerimientos. Entonces consecuentemente se puede resumir los índices de compresión requeridos de forma total:

Figura 35. Agrupamiento de la carga térmica por temperatura de evaporación e índice de compresión necesario correspondiente.

Temperatura evaporación [°C]	Carga térmica [TR]	Índice de compresión
-------------------------------------	---------------------------	-----------------------------

-5,55	7,59	3,21
-9,44	106,50	4,50
-28,88	12,30	11,50
-40,00	33,47	20,20

Fuente: Elaboración propia.

Este resumen permite evidenciar fácilmente la necesidad de compresión existente, ya que la descarga de los compresores se conecta todos en conjunto para entregar el vapor hacia el proceso de condensación siendo la presión de descarga equivalente para todas las cargas. Tal a como se explicó, si se pretende utilizar una sola etapa de compresión, las cargas de media temperatura se pueden manejar con compresores reciprocantes de tornillo y las de baja con compresores de tornillo doble debido a sus correspondientes índices de compresión. Por otra parte, el utilizar más de una etapa es un caso totalmente válido, pero no se pretende escoger el tipo de compresores (puede ser varios tipos en conjunto) con base en un solo criterio.

- **Oportunidades de aprovechamiento**

La tecnología de compresores para la refrigeración industrial busca arduamente encontrar puntos de mejora para aumentar el desempeño y disminuir el consumo eléctrico; como es la regulación de la capacidad y el volumen del compresor para amortiguar el consumo de recursos en momentos donde la carga para estos equipos no es máxima; ambos tipos de compresores de desplazamiento positivo poseen la capacidad de modular el volumen a comprimir de vapor según la demanda de carga, debido a la naturaleza del mecanismo de acción. Pero existe una característica que hace a los compresores de tornillo doble una opción de interés superior, y es tal a como explica este capítulo del ASHRAE para este tipo de compresores; al existir una carrera de compresión a lo largo del tornillo, definida por el volumen inicial y final para los puertos principales en los tornillos, se da la posibilidad de tomar un puerto en algún punto de dicha carrera para operar como la

succión a alguna carga intermedia del compresor; esta toma se llama puerto lateral. Pero cómo el puerto lateral es de aprovechamiento para el sistema de refrigeración; y es precisamente el emplear la capacidad total del compresor de tornillo para crear un efecto de subenfriamiento de refrigerante líquido al succionar vapor seco luego de ser condensado por el fenómeno de la deposición del vapor húmedo, que genera un nivel de refrigerante líquido que sirve para extraer calor el líquido proveniente del receptor a una temperatura mayor. Es así como se justifica la ventaja operativa de emplear compresores de tornillo, para hacer mención a lo visto en la sección anterior, que por el índice de compresión característico de las cargas de esta planta se definió que al menos debe existir compresores de tornillo, pero la totalidad del manejo de la carga se debe analizar también en función de las características operacionales de la planta.

6.10.4 Consideraciones para el diseño del sistema de manejo de la carga refrigerativa (condensación)

El ciclo de refrigeración por compresión se compone a como se ha visto en este documento, de equipos que hacen que el refrigerante se encuentre en el estado físico necesario para lograr el efecto de enfriamiento. El sistema que se encarga de transferir el calor contenido por el refrigerante en la etapa de descarga de compresión debe ser capaz de mediar el proceso termodinámico de la condensación entre el refrigerante en estado de vapor sobrecalentado (alta presión) y el sumidero (medio ambiente) como un intercambiador de calor. Según ASHRAE en tomo de HVAC System and Equipment en el capítulo 38 dicta que el calor que el condensador debe transferir es el correspondiente al calor total de rechazo perteneciente al proceso de compresión, ya que son los compresores los equipos que aportan la energía térmica en su descarga como producto del acondicionamiento del refrigerante para la evaporación.

El calor de rechazo de todo el sistema de refrigeración está en función del sistema de compresión que se seleccione, por ello se necesita conocer la distribución de la casa de máquinas. También es de gran importancia definir el tipo de intercambiador de calor para la condensación, ya que se pueden encontrar de

funcionamiento: enfriados por agua, por aire, evaporativos, y enfriados por efecto refrigerante. Las características constructivas y operacionales cada uno de los tipos de condensador se pueden definir de forma superficial según la forma en que se da la extracción del calor del vapor en las tuberías de descarga de la compresión; donde es usual utilizar la convección natural y forzada de aire, un subproceso de refrigeración en los de enframamiento con refrigerante. Esencialmente se tiene que los condensadores evaporativos por las características de su funcionamiento, según el mentado capítulo del ASHRAE, estos equipos necesitan menos área de transferencia de calor para lograr procesar una misma cantidad de energía en comparación a los enfriados por aire y agua; y permite mayores índices de eficiencia si se emplean para condensar a temperaturas bajas.

Por estas razones se escoge un condensador evaporativo para este proyecto, y si se considera que la magnitud de la instalación amerita el rechazo de una cantidad de calor relativamente grande; y el uso de este tipo de sistema permite utilizar un equipo de menor tamaño y con una eficiencia termodinámica que hace esta escogencia de real importancia.

- **Sistema de purga de aire**

El sistema de refrigeración se considera como un circuito que a pesar de estar cerrado al contacto con el ambiente, existe infiltración de aire, que es causante de interrupciones en el proceso termodinámico del refrigerante, debido a que el aire no posee la capacidad de condensarse, por lo que ocupa un volumen de gas en las tuberías de líquido del condensador y provoca el aumento de presión en dicha línea; situación que conlleva gran cantidad de desventajas operativas y de consumo eléctrico. Debido a estas razones es necesario incorporar un sistema que se encargue de extraer los gases no condensables de sistema; de forma industrial existe los purgadores de aire, los cuales operan por ciclos definidos o por medición de la presión en el condensador (prueba de la existencia de líquido con aire) y se dirigen a un tanque con refrigerante, donde se separa con un respirador el refrigerante del aire, y el refrigerante en vapor se succiona para reintegrarse al circuito. En este diseño se toma en cuenta la purga de aire, de forma que se tienen

3 tomas en la línea de líquido condensado, con esos puntos de análisis se asegura la eliminación del aire en la tubería.

6.11 Diseño del cuarto de máquinas

El cuarto de máquinas es la zona central del sistema de refrigeración, lugar donde se ubican los equipos que hacen posible la generación de frío; entonces es importante definir de qué forma opera el manejo de la carga térmica.

6.11.1 Selección de Compresores

Dicho desarrollo se establece según las disposiciones de diseño; el primer paso es considerar el hecho de que alcanzar la presión de succión necesaria para la evaporación eficiente del refrigerante implica un costo económico por compresión mayor en cargas de baja temperatura, debido a que el compresor tiende a alcanzar presiones de vacío, por lo tanto más trabajo mecánico. Para equilibrar el sistema se tiene que agrupar las cargas de evaporación por niveles de temperatura, así la potencia eléctrica necesaria para extraer una tonelada de refrigeración es óptimamente utilizada. En secciones anteriores se resumió las cargas térmicas por temperatura de evaporación, y se aprecia que existe dos tipos de carga: de baja y media temperatura; la relación entre el costo de compresión y la disminución de la baja temperatura no es lineal debido a los cambios en las características físicas del refrigerante; además se vio que por índice de compresión que las cargas de congelación del frigorífico y de los túneles se deben dar con compresores de tornillo; la carga térmica en función de la temperatura dicta que para las cargas a -40 [°C] sean manejadas con un compresor de tornillo dedicado, y las de $-28,88$ [°C] con otro de tornillo; basado en consumo energético y la distribución horaria correspondiente, el frigorífico se mantiene frío las 24 horas del día y los túneles por ciclos de 6 horas al día; lo que apoya la decisión de disponer de un compresor para cada carga de congelado. Las otras cargas son de media temperatura, el enfriador de glicol y las cámaras de mantenimiento, con ciclos de operación distintos.

La toma de decisiones llega a un punto donde se tiene que considerar todas las opciones para hacer del sistema una instalación eficiente y totalmente funcional;

ante eso se busca una forma adecuada de manejar las cámaras de mantenimiento, tomando en cuenta que se les definió como expansión directa se puede aprovechar la característica de los compresores de tornillo de ofrecer capacidad térmica por su puerto lateral; al cual se puede conectar una carga intermedia que brinde ventajas al sistema, el subenfriamiento del líquido para las cargas de baja y la necesidad de proteger al compresor en contra de los efectos de succionar líquido, es ventajoso utilizar al tanque economizer como un acumulador de succión y un subenfriador de líquido.

Si se utiliza compresores de tornillo para las cargas de media temperatura se tiene una oportunidad de aprovechamiento para el ahorro energético, debido a que los compresores de baja pueden disponer una capacidad térmica según las condiciones de la carga deseada para el puerto lateral. Para decidir cómo proceder con este caso basta con analizar el caso y tener presente que la carga del chiller de glicol es de 374454 [W] a -9,44 [°C] y las cámaras de mantenimiento en conjunto son de 26721,6 [W] a -5,55 [°C], donde la carga de mayor magnitud opera a una temperatura más baja que la carga más pequeña, y recordando que el caso crítico se da para temperaturas bajas se permite diseñar el cuarto de compresores con un compresor de tornillo para las cargas de media y se abastece de forma directa líquido a las cámaras de mantenimiento que están a una presión de succión mayor, que mediado por una válvula reguladora se puede acondicionar el líquido para evaporar eficientemente en las cámaras de mantenimiento. Lo anterior sumado a la obligación de proteger al compresor de media del retorno de líquido, se puede conectar al puerto intermedio de los compresores de baja y a la succión principal del compresor de media el economizer y lograr dos efectos importantes: el subenfriamiento del líquido de baja, y la separación del vapor húmedo en refrigerante líquido y vapor seco. Entonces, se resume las características del diseño propuesto para la compresión:

- Un compresor de tornillo para cada una para cargas, tres en total: baja: -40 [°C], baja: -28,88 [°C], media: -9,44 y -5,55 [°C].

- Un economizer para subenfriar líquido para cargas de baja y acumular el líquido del vapor húmedo proveniente de las cámaras de mantenimiento.
- Compresores de baja conectados por su puerto lateral a la succión principal del compresor de media a la temperatura de succión de media del chiller de glicol de -9,44 [°C] para aprovechar el aporte de carga intermedia en momentos de altos de operación.
- Un acumulador de succión para cada uno de los compresores de baja.

Del resumen anterior se tiene la conexión de los puertos laterales para apoyar al compresor de media con la carga del enfriador de glicol y las cámaras de mantenimiento, permitiendo la reducción del trabajo mecánico realizado por el compresor de media (se desarrolla posteriormente como una oportunidad de ahorro energético) y los acumuladores de succión para las cargas de baja, esto para asegurar totalmente la succión de vapor seco para los compresores y evitar la problemática del retorno de líquido en cualquiera de las cargas, debido a que al conectar los puertos laterales de los compresores de baja al compresor de media resulta una afectación general. Todas estas conexiones se aprecian de forma clara en los planos de refrigeración adjuntos a este documento. Una vez definido el tipo de sistema de compresión se procede a seleccionar los equipos que mejor se ajustan a las disposiciones del caso; según Coolware de Johnson Controls se escoge a partir de las características de temperatura de succión, condensación (se debe tomar en cuenta compresores con motor de velocidad variable para modular los cambios de carga):

Tabla 41. Datos de compresores seleccionados.

Carga	Modelo	Capacidad nominal [W]	Capacidad intermedia [W]	Potencia eléctrica [W]	Índice de eficiencia [W / W]
Baja tún.	RXF 85	120950	148375	126,40	11,54
Baja FRI.	RXF 24	59068	12306	44,74	10,42

Media	RXF 68	434577	-	122,30	6,26
--------------	--------	--------	---	--------	------

Fuente: Coolware.

Estos compresores se escogieron según las necesidades determinadas para este proyecto, con esto se tomó en cuenta el tipo de paquete de compresión deseado, porque existe posibilidades para el enfriamiento de aceite y características del motor eléctrico que se especifican adelante. Se muestra la representación en el diagrama unifilar en la sección de compresores, sus conexiones se especifican después:

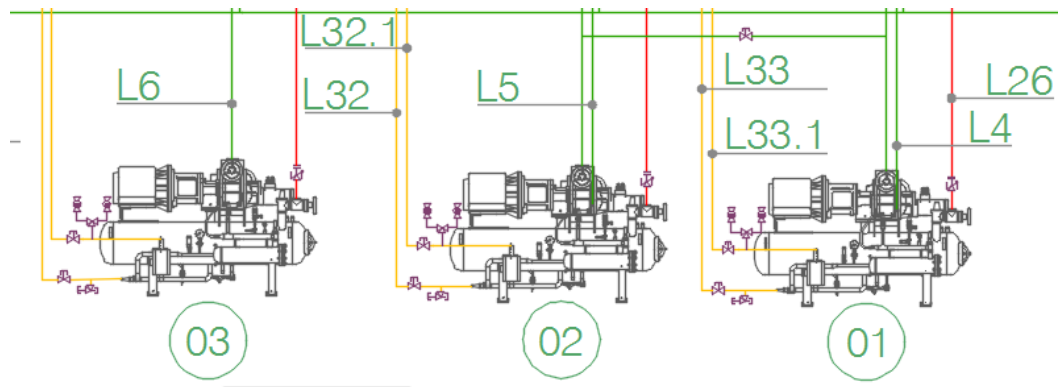


Figura 36. Representación de los compresores RXF 68, RXF 85 y RXF 24 respectivamente. Fuente: elaboración propia.

6.11.2 Sistema de enfriamiento de aceite

Una de las características esenciales para el funcionamiento de los compresores radica en el enfriamiento del aceite lubricante; existen varias formas de enfriar el aceite del compresor (absorbe gran cantidad de calor durante la recirculación por el compresor):

- Enfriamiento por termosifón (intercambiador de calor mediado por un tanque con efecto termosifón que abastece de refrigerante líquido al enfriador de aceite).
- Inyección de líquido (se inyecta líquido a una temperatura menor a la del aceite).

- Enfriamiento con glicol, agua o aire (se emplea un intercambiador de calor independiente mediado por estos compuestos).

De estas opciones se puede ver que el aceite se debe enfriar para conservar el efecto lubricante y todas las formas de hacerlo implica el uso de un intercambiador de calor que emplea como promotor del enfriamiento uno de los recursos disponibles en una instalación de refrigeración; pero la razón a considerar para seleccionar qué forma utilizar radica en analizar el impacto sobre la eficiencia e integridad de funcionamiento del compresor, ya que según el boletín informativo de FRICK 070.900-E sobre sistemas de enfriamiento de aceite por termosifón, el emplear esta tecnología para dicha función conviene por las siguientes razones:

- No incrementa la capacidad térmica necesaria a abastecer por la compresión al no existir interrupción del circuito refrigerativo, como es el caso en la inyección de líquido.
- Se elimina el riesgo de contaminación al aceite o refrigerante como con el uso de glicol o agua.
- Al no existir interrupción en el circuito de refrigeración no hay contaminación del refrigerante, con esto se preserva las capacidades térmicas del mismo.
- El calor de rechazo contenido en el aceite se transfiere al sumidero a través del condensador del sistema general, por ello no implica el uso de algún otro equipo para rechazar el calor.

De esta forma se define que los compresores seleccionados enfrían su aceite lubricante con el sistema de termosifón; y como resultado la capacidad de los mismos no se afecta y se mantiene igual. Pero el uso de este sistema tiene una implicación, amerita utilizar un tanque termosifón para abastecer al intercambiador de calor con refrigerante líquido y retornar el líquido por condensación al receptor. Según el boletín antes citado, existe receptores de líquido que incorporan el sistema termosifón, por esto en las secciones siguientes donde se seleccione los demás equipos, este aspecto será considerado.

6.11.3 Selección de unidad condensadora

La unidad condensadora en este sistema de refrigeración por compresión se encarga de mediar la transferencia de calor entre el circuito térmico y el sumidero de energía calórica. La forma en que llega al condensador el calor extraído de los recintos fríos se puede entender como la parte del ciclo donde el refrigerante ya ha absorbido la energía del área refrigerada y pasó por los diversos equipos que acondicionan al refrigerante como vapor a una temperatura correspondiente a vapor sobrecalentado como consecuencia de la compresión; entonces el condensador es el intercambiador de calor que extrae la energía necesaria del refrigerante para lograr alcanzar la saturación líquida. Tal a como se definió en secciones anteriores, la forma mecánica con la que el condesador logra este fenómeno depende de aspectos constructivos. Se decidió utilizar un condensador evaporativo debido a su índice de transferencia de calor característica.

Este equipo debe extraer una cantidad de energía equivalente a toda la carga térmica del sistema; pero el contacto que tiene el condensador con la carga térmica está mediada por los compresores; por lo tanto el calor de rechazo resultante del proceso de compresión correspondiente a los equipos de tornillo seleccionados superpuesto a razón de la descarga de estos y el calor de rechazo contenido en el aceite lubricante de los mismos; entonces se tiene lo siguiente:

Tabla 42. Calor de rechazo total del sistema de compresión.

Equipo	Calor rechazo carga térmica [W]	Calor rechazo aceite [W]	Total por equipo [W]
RXF 24	109582	26956	136538
RXF 85	397308	78817	476125
RXF 68	562853	58600	621453
Total condensador		1234116 [W]	

Fuente: elaboración propia.

Cabe destacar que además del calor de rechazo resultante para la condensación, el tipo de condensador seleccionado amerita considerar las condiciones medio ambientales del sitio donde se ubica la casa de máquinas, tanto como la temperatura de bulbo seco y húmedo, bajo el supuesto que este equipo se instalará en una zona donde el efecto de la sombra es nulo; en la sección de ubicación de la planta se definió estos valores: temperatura bulbo seco: 30 [°C], temperatura bulbo húmedo: 26,6 [°C]. Con esto se tomó como la temperatura de condensación 35 [°C], y la razón de que el interés principal gira con respecto a la temperatura a la que se condensa el fluido es debido al funcionamiento evaporativo, donde el agua que enfría los serpentines con vapor sobrecalentado de amoniaco se evapora al absorber calor sufre el fenómeno de la condensación por su parte en función de la convección forzada con aire a las condiciones de este ambiente local.

Finalmente, se tiene que el calor total a transferir del refrigerante al ambiente es de 1234116 [W] a las temperaturas antes descritas; entonces con el software de selección Coolware se escoge el equipo condensador evaporativo que mejor ajusta sus capacidades nominales a la necesidad de esta instalación siendo el equipo **modelo XLP2-1012-503**, que por sus dimensiones (ver ficha técnica adjunta) y capacidad permite utilizar sólo un equipo. Se representa en el diagrama de conexión de la siguiente manera, para apreciar sus conexiones y forma física:

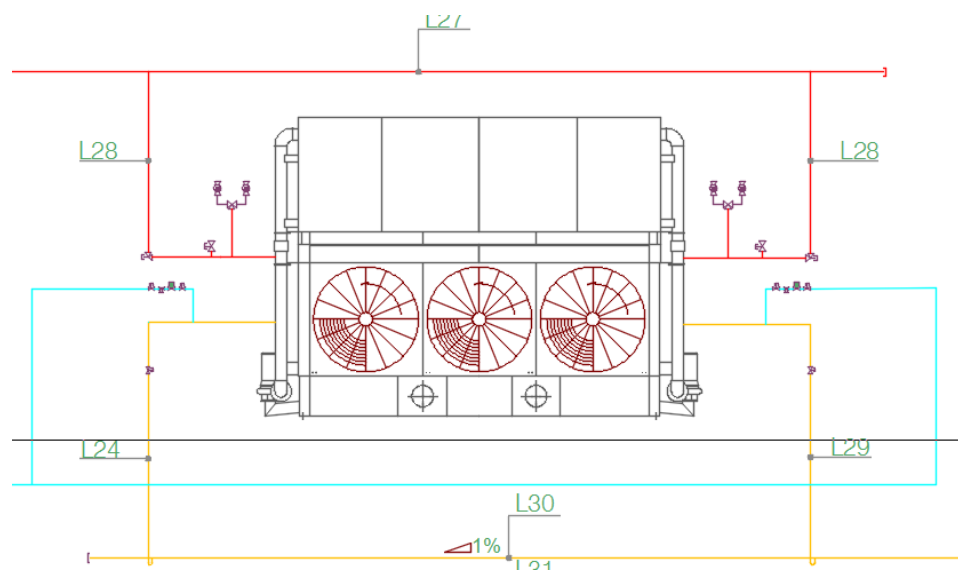


Figura 37. Representación en diagrama unifilar de conexión del condensador evaporativo seleccionado. Fuente: elaboración propia.

6.11.4 Selección de economizer y trampas de succión

El uso de los tanques economizer y trampas de succión es una de las razones que se mencionó para escoger a los compresores como tipo tornillo doble; para esto se tiene que el tanque economizer según FRICK en el manual 120.370-SED1 (2011), los tanques economizer proveen refrigerante líquido enfriado a alta presión y permite la reducción del gas remanente en los evaporadores, genera ahorro en costos operativos y eficiencia térmica. El economizer se encarga de subenfriar el líquido que proviene del recibidor de líquido a la presión y temperatura del refrigerante en este; que para casos donde se necesita expandir el refrigerante a una presión de evaporación de baja temperatura y el diferencial de presión entre la alta y baja presión del recibidor y el evaporador, se logra reducir dicho diferencial al enfriar el líquido en su camino entre el recibidor y la carga; siendo esta la función de economizer.

Es necesario tener en cuenta que el uso del economizer se hace a través del puerto lateral de los compresores de tornillo; para dimensionar las necesidades a abastecer por el economizer se necesita definir a qué cargas térmicas se quieren alimentar con refrigerante subenfriado; y son aquellas con temperaturas de evaporación de congelado (frigorífico y túneles de congelado) para beneficiar el rendimiento térmico al disminuir la diferencia de temperatura entre el refrigerante antes de expandir y expandido. Entonces se tiene una carga térmica total de 159274 [W] y un flujo másico correspondiente de 0,13 [kg/s] a través del serpentín del tanque. El tanque también se utilizará como un acumulador de succión para las cargas de media de las cámaras de mantenimiento, integrando el sistema de control de nivel para una alimentación de refrigerante líquido a una temperatura correspondiente a la evaporación del compresor de media; donde al existir un ambiente presurizado y una entrada de vapor húmedo proveniente de los evaporadores, se da la separación en líquido y vapor seco que es succionado por

el compresor. Entonces según Coolware se da la escogencia del equipo óptimo para estas condiciones:

Tabla 43. Modelo y condiciones de operación para el economizer seleccionado.

Modelo	Carga térmica [W]	Temperatura líquido [°C]	Flujo máximo [kg/s]
VCE 20	299211	-9,44	0,27
Temperatura entrada: 35 [°C]		Temperatura salida: -7,55 [°C]	

Fuente: Coolware.

Se sabe con certeza que este equipo cumple la función esperada dado a que la carga térmica que maneja este tanque es mayor a la necesaria y este modelo comercial está diseñado para fuir 0,27 [kg/s] de refrigerante líquido y se precisa 0,13 [kg/s]. El dato más relevante de este equipo es la capacidad de subenfriamiento del líquido, el cual reduce la temperatura de este en 42,55 [°C], así las cargas de baja sólo deben ser expandias desde esta temperatura hasta las correspondientes a cada una; existiendo una eficiencia energética que se describe posteriormente. A continuación la conexión unifilar de este equipo:

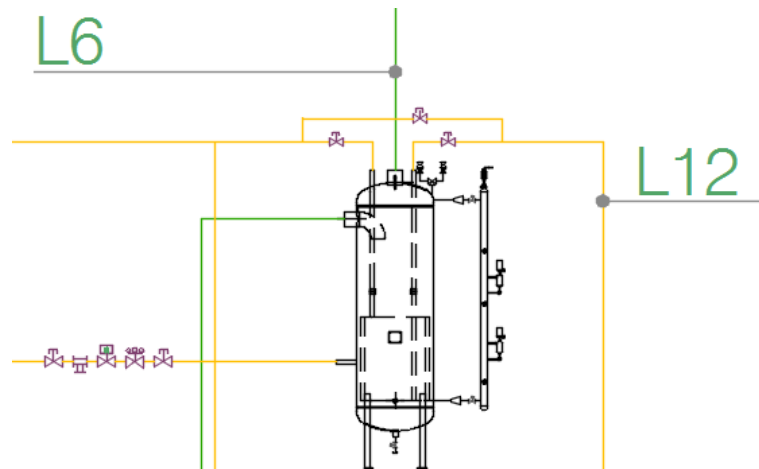


Figura 38. Conexión del economizer. Fuente: elaboración propia.

Las trampas de succión se utilizan para resguardar la integridad de los compresores de los daños al succionar porciones líquidas de refrigerante a lo largo de su vida útil; el lector puede preguntarse por qué se utiliza un acumulador de succión si las cargas de baja poseen tanques de inundado para evitar el retorno de líquido; y esto es porque ante un eventual fallo en el sistema de aspiración seca, cualquier gota de refrigerante afecta a todos los compresores al estar conectados entre sí por el puerto lateral. El acumulador de succión es un equipo para la seguridad absoluta del sistema dada su criticidad; la operación se da con una toma de gas caliente desde el manifold de descarga de los compresores, mediado por una válvula de cierre controlada automáticamente en función del nivel de líquido del tanque, que cabe destacar en este caso se desea la inexistencia de líquido debido a que si existe representa el peligro para los compresores. Entonces el gas caliente recorre por el serpentín del tanque y el calor emanante evapora aquellas gotas de líquido en el tanque, para ser succionadas por el compresor de media temperatura (este específicamente por ser de temperatura media) luego de la acción de una válvula reguladora de presión. La selección de estos tanque se da con Coolware para las condiciones de operación de cada carga de baja; y una capacidad térmica prevista satisfacer la demanda total:

Tabla 44. Modelo y condiciones de operación para las trampas de succión seleccionadas.

Carga	Modelo	Carga térmica [W]	Temperatura líquido [°C]	Flujo máximo [kg/s]	Flujo requerido [kg/s]
FRI	VAC 12-84	77352	-28,88	0,07	0,05
Túneles	VAC 20-98	151891	-40	0,14	011

Fuente: Coolware.

La conexión de estos tanques se muestra a continuación para que lector comprenda cómo se ha definido la función de estas trampas de succión, siendo el

tanque a la izquierda el correspondiente a la carga de túneles y el de la derecha el del frigorífico:

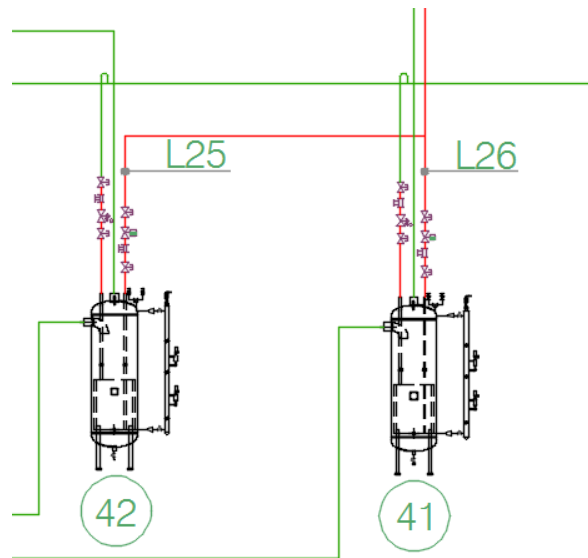


Figura 39. Conexión de las trampas de succión para las cargas de baja temperatura. Fuente: elaboración propia.

6.11.5 Selección del recibidor de líquido

El recibidor de líquido es uno de los elementos principales del ciclo de refrigeración por compresión, se encarga de almacenar el refrigerante líquido condensado y abastecer de líquido a los evaporadores de amoniaco. El dimensionamiento de este tanque depende de diversos criterios; haciendo mención al tipo de enfriamiento del aceite de los compresores, de tipo termosifón se recuerda haber mencionado la necesidad de un tanque termosifón; según el boletín informativo de FRICK 070.900-E existen modelos comerciales de recibidores de líquido (verticales) que en su parte superior incorporan un recinto para el efecto termosifón del refrigerante, apto para ser desplazado por presión hacia los intercambiadores de calor para el aceite de los compresores. Además, este reservorio debe estar ubicado en un lugar seguro ante las condiciones ambientales y demás factores perjudiciales, hay que tener presente que es en este tanque donde se almacena la carga de amoniaco y por su peligrosidad se debe seguir

recomendaciones para su ubicación. El espacio en casa de máquinas es reducido e implica usar un recibidor vertical, y se aprovecha a su vez el efecto termosifón.

Según ASHRAE HVAC capítulo 38, el recibidor debe tener la capacidad de almacenar 110 [%] del volumen total de amoníaco contenido en las tuberías y equipos que contienen refrigerante líquido, y su nivel de carga debe ser de al menos el 80 [%] de la capacidad total del tanque para asegurar el abastecimiento requerido por diseño para cada equipo y sección de la red de amoníaco. Dada la necesidad de conocer el volumen de las tuberías, la selección de este equipo se da posteriormente; por lo pronto se identifica cómo se conecta este equipo en conjunto con su función de termosifón.

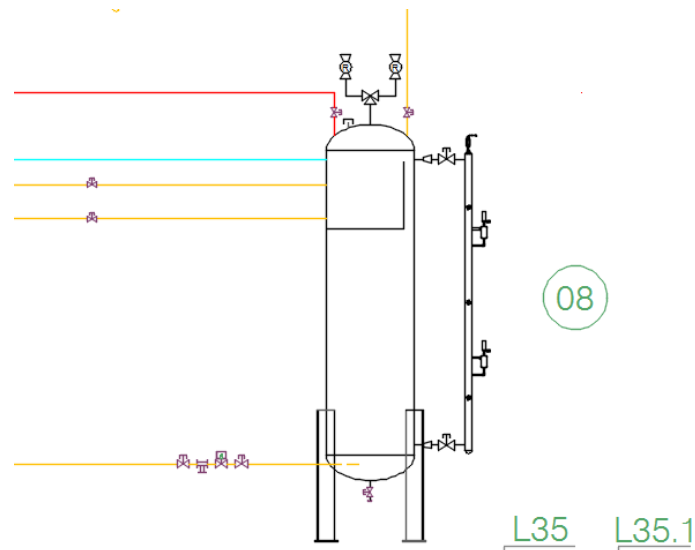


Figura 40. Recibidor de líquido en diagrama unifilar de conexiones. Fuente: elaboración propia.

6.11.6 Diseño de la red de tuberías de refrigerante

Todos los equipos y demás accesorios no pueden dar su función sin estar conectados entre sí de forma en que el ciclo de refrigeración se lleve a cabo según las disposiciones del diseño; por lo tanto es necesario diseñar el sistema de tuberías que hacen esto posible, en las cuales se ubicarán las válvulas necesarias para la operación sistemática.

La red de tuberías en un sistema de refrigeración posee diferentes estados del refrigerante en sus secciones, por ello es necesario conocer las condiciones del fluido en cada parte del circuito; para eso es indispensable conocer las conexiones de todos los equipos del sistema; en este caso se tiene al diagrama unifilar (ver anexos y planos adjuntos) desarrollado según la simbología y códigos de colores para tuberías de amoniaco dictadas por el capítulo “Amonnia Refrigeration Piping Handbook” de la IIR (2004), conexiones que se resumen por sección a continuación:

- **Casa de máquinas:**

El cuarto de máquinas está compuesto por los equipos de mayor tamaño y peligrosidad, por eso se destina un recinto aislado y protegido para resguardar la seguridad laboral de los trabajadores; en este se tiene:

- ✓ **Condensador evaporativo:** un equipo condensador modelo XLP2-1012-503, con conexiones de vapor a alta presión por su parte superior (rojo), conexión de líquido condensado que descarga hacia el receptor de líquido (amarillo), dos líneas de toma para la purga de gases no condensables en el sistema (celeste), una línea de equalización entre el condensador y el receptor de líquido para igualar la presión en ambos equipos.
- ✓ **Receptor de líquido:** Este posee una línea de alimentación de líquido principal que se ramifica hacia el purgador de gases, enfriador de glicol, economizer, compresores, y a los enfriadores de aceite de los compresores.
- ✓ **Purgador de gases:** modelo AP-24 con capacidad para purgar cuatro líneas de líquido en el sistema, se toman dos del condensador y una de la parte superior del receptor de líquido (gases se alojan aquí por la diferencia de presión con respecto al líquido).
- ✓ **Enfriador de glicol:** modelo TK20-BWFG capaz de enfriar el coolant requerido por a red de glicol propileno, se conecta una línea amoniaco líquido al tanque de inundado incorporado, una línea de succión al mismo tanque camino al compresor de media, y del intercambiador de calor se conecta la alimentación (azul) y el retorno (gris) de coolant en conjunto con el tanque de

expansión a la succión de las bombas y las bombas descargando hacia el intercambiador de placas.

- ✓ **Compresor RXF 68:** equipo para las cargas de media temperatura, conectado en la succión (verde) a la succión seca del economizer (abastecer cámaras de mantenimiento) y del chiller de glicol; en paralelo a la succión intermedia del compresor RXF 85 y RXF 24, descargando al manifold de descarga general para el sistema (rojo).
- ✓ **Compresor RXF 85:** Su succión (verde) conectado a la succión seca de la trampa de succión de túneles de congelado, el puerto lateral en paralelo al puerto principal del compresor de media.
- ✓ **Compresor RXF 24:** Su succión (verde) conectado a la succión seca de la trampa de succión del frigorífico, el puerto lateral en paralelo al puerto principal del compresor de media.
- ✓ **Trampas succión:** los acumuladores de succión se conectan por su entrada húmeda de los tanques de inundado de los dos evaporadores del frigorífico y de los túneles respectivamente, la succión seca a los correspondientes compresores; la entrada al serpentín unido a la tubería de descarga y a la salida hacia el manifold de media temperatura.

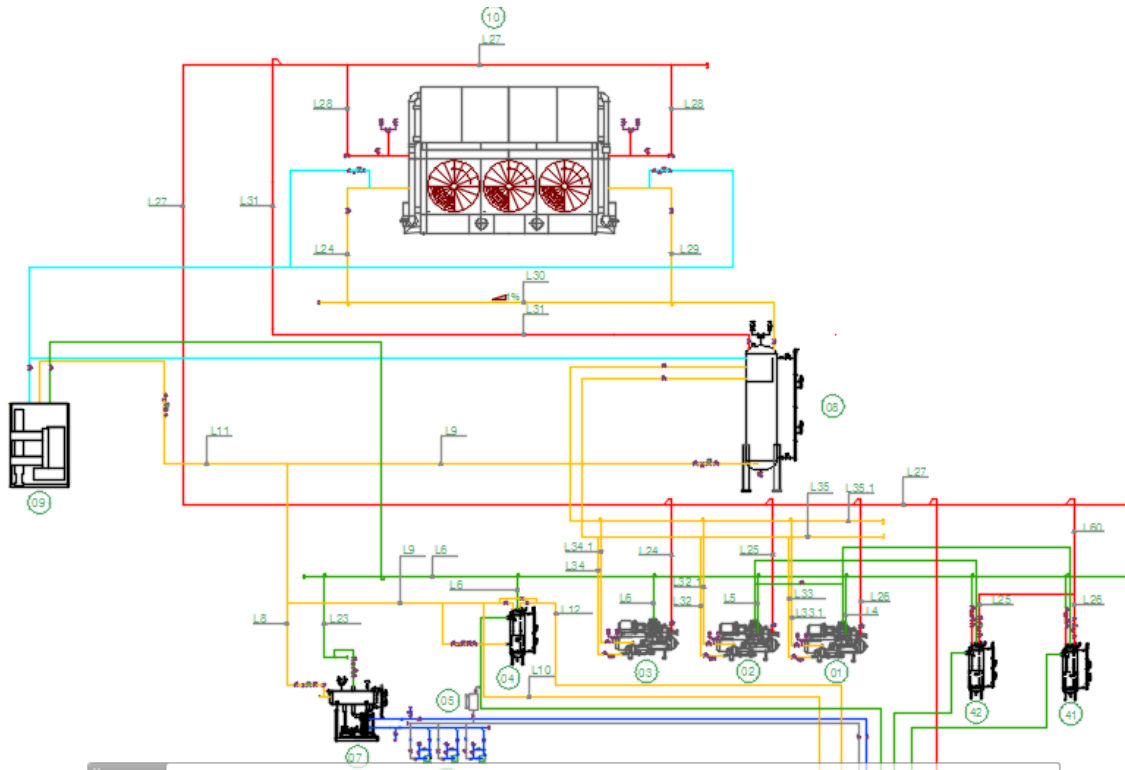


Figura 41. Diagrama unifilar de conexiones casa máquinas. Fuente: elaboración propia.

- Evaporadores inundados:** Los evaporadores inundados pertenecen a las cargas de congelado, los cuales conectan la succión seca a la succión correspondiente y las piernas de succión húmeda del evaporador (bottom feed) al tanque (verde), alimentación de líquido al tanque y de ahí al evaporador. Estos equipos se descongelan por gas caliente, por lo que se tiene una línea de gas caliente proveniente de la descarga de los compresores, y se descarga en el tanque inundado luego del descongelamiento (rojo).

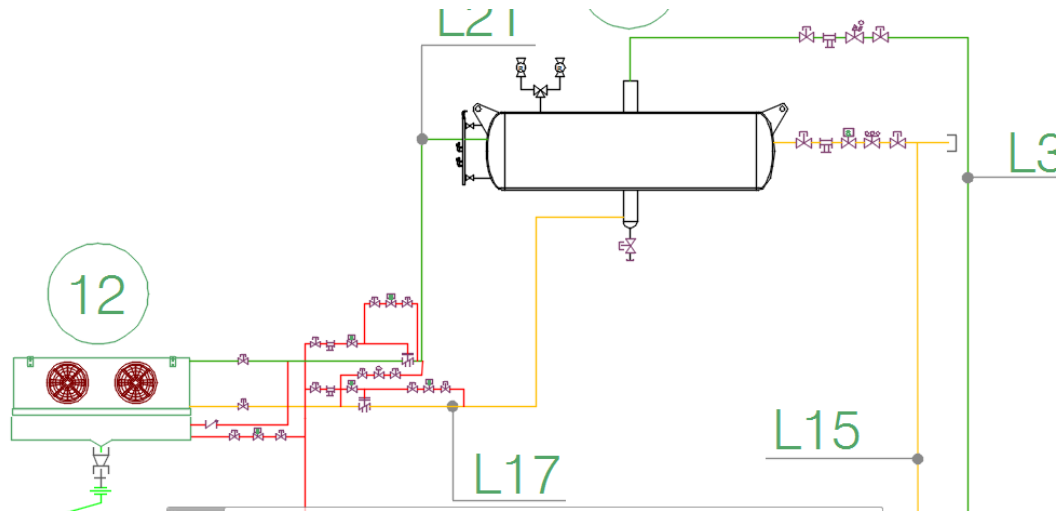


Figura 42. Diagrama unifilar de conexiones evaporadores inundados y con descongelamiento por gas caliente. Fuente: elaboración propia.

De forma resumida se expresó las conexiones entre los equipos seleccionados, así es posible determinar el flujo másico por cada una de las secciones de la red, valores importancia para la selección de las tuberías. Cada tubería se analiza como un circuito serie – paralelo para determinar la carga térmica que suministra con refrigerante cada sección de tubería principal, de esta forma:

Tabla 45. Flujo másico y capacidad térmica por línea de tubería principal de amoniaco.

Identificación	Línea	Capacidad [W]	Flujo másico [kg/s]
L8	Alimentador a chiller	434226	0,34
L9	Alimentador líquido	562560	0,52
L10	Alimentado líquido Dx	26721.6	0,02
L12	Alimentador líquido bajas	140640	0,13
L13	Alimentador líquido Frigo	21623.4	0,02
L14	Alimentador líquido túneles	117680.52	0,11
L16	Alimentador líquido T02 LÍq	54146.4	0,05
L17	De tanque a evapo T01 líq	63534.12	0,09
L18	De tanque a evapo T02 líq	54146.4	0,08
L19	De tanque a evapo FRI líq	21623.4	0,03
L20	De evapo a tanque húmedo FRI	21623.4	0,03
L21	De evapo a tanque húmedo T01	63534.12	0,09

L22	De evapo a tanque húmedo T02	54146.4	0,08
L23	Aspiración vap Chiller	374454	0,34
L7	Aspiración vap Trampa Succión	26686.44	0,37
L6	Succión comp Glicol y puertos	569170.08	0,52
L4	Puerto lateral comp túneles	155758.8	0,15
L3	Succión comp túneles	120950.4	0,11
L2	Succión comp frigo	59068.8	0,06
L5	Puerto lateral comp frigo	12306	0,01
L24	Descarga comp glicol	374454	0,32
L25	Descarga comp túneles	120950.4	0,11
L26	Descarga comp frigo	43246.8	0,04
L27	Manifold descarga a cond	562560	0,53
L28	Mitad del condensador vapor	281280	0,27
L29	Mitad del condensador líquido	281280	0,27
L30	Manifold líquido desde cond	562560	0,53
L31	Equilizador Recibidor	562560	-

Fuente: elaboración propia.

- **Determinación del diámetro de tuberías**

Una vez determinado el flujo másico y la carga térmica que cada tubería debe abastecer en función de la temperatura del refrigerante a través de estas; se procede a dimensionar el perfil de las tuberías de para amoniaco, esto según el capítulo 1 del “Ammonia Refrigeration Piping Handbook” 2008, que indentifica dos métodos para esta labor:

- ✓ **Dimensionamiento por costo de operación:** La selección de los diámetros y espesores de pared de las tuberías son proyectados con base en criterios del costo de operación por flujo para alcanzar el mínimo costo de inversión y operación posible. La escogencia se lleva a cabo por medio de la capacidad térmica que debe suministrar con refrigerante la tubería por tramos. La implicación de este método es la proyección 15 años de vida útil de la red de amoniaco.
- ✓ **Dimensionamiento por pérdida de carga:** Este método se desarrolla para dimensionar las tuberías con un enfoque para evitar la caída de presión o temperatura a través de las tuberías; la implicación de este

método es el costo de inversión elevado debido a que no se considera el ahorro económico en el análisis de comportamiento mecánico.

El método con el que se describe la selección de diámetros se enfoca en ahorro económico debido a que los comportamientos vistos por IIAR para las tuberías implica el equilibrio óptimo entre flujo másico y costo de operación, y el tiempo de vida útil esperado satisface las demandas ante la alta posibilidad de ampliaciones futuras para esta instalación frigorífica. Se hace una muestra la escogencia de una línea de tubería como ejemplo y se adjunta en anexos las tablas necesarias para cada caso:

✓ **Línea de alimentación de amoniaco líquido para el enfriador de glicol**

La tubería de amoniaco líquido proviene del recibidor hacia el tanque de inundado de este equipo, que abstece 434226 [W] de energía para un caudal de 0,34 [kg/s] a una temperatura de evaporación de -9,44 [°C] y a una condensación de 35 [°C]:

Tables 1-7A to 1-13
Liquid Piping Capacities (tons and gpm)

Service		Pipe Size (NPS)													
		Pipe Schedule													
		½	¾	1	1¼	1½	2	2½	3	4	5	6	8	10	12
	80	80	80	80	80	40	40	40	40	40	40	40	40	40	Std
Table 1-7A Condenser Drain, Open Channel Flow	tons	6.0	14.5	24.0	50.0	77.0	140	220	375	740	1,320	2,030	4,200	6,960	11,000
Table 1-7B Condenser Drain, Full Liquid Flow	tons	9.0	21.8	36.0	75.0	116	210	330	563	1,110	1,980	3,040	6,300	10,500	16,500
Table 1-8 High Pressure Liquid Main	tons	31.6	58.4	97.1	179	254	496	729	1,160	2,050	3,300	4,890	8,690	14,000	20,600
Table 1-9A Pump Discharge	gpm	4.0	7.3	12.7	23.4	33.0	65.4	95.3	150	266	429	630	1,130	1,810	2,650
Table 1-9B Pump Discharge	tons ^a	15.3	29.4	51.1	94.2	133	264	384	604	1,070	1,730	2,540	4,560	7,280	10,700
Table 1-10 High Pressure Liquid to a Single Device	tons	31.7	55.8	92.8	171	244	479	705	1,120	1,990	3,220	4,780	8,510	13,800	20,300
Table 1-11A Pumped Liquid Line to a Single Device	gpm	2.2	4.0	6.7	12.0	18.0	34.0	50.0	80.0	141	227	335	595	960	1,410
Table 1-11B Pumped Liquid Line to a Single Device	tons ^a	8.8	16.3	27.0	50.0	70.0	138	202	320	565	911	1,350	2,390	3,860	5,670
Table 1-12A Pump Suction	gpm	2.1	4.0	6.9	12.8	18.1	35.8	52.2	82.0	146	235	345	619	989	1,450
Table 1-12B Pump Suction	tons ^a	8.4	16.1	28.0	51.6	72.9	144	210	331	588	948	1,390	2,500	3,990	5,850
Table 1-13 Defrost Relief Line	tons ^{b,c}	10.7	19.8	33.0	59.0	81.0	154	220	339	584	918	1,320	2,300	3,620	5,190

Figura 43. Diámetros de tubería por carga térmica línea de líquido a alta presión.

Fuente: IIAR Ammonia Piping Handbook 2004.

Esta tubería se escoge de 0,03 [m] de diámetro con una capacidad máxima de 629364 [W] que la inmediatamente superior a la demanda de línea en ensayo. De esta manera en conjunto a las tablas para cada caso se obtiene lo siguiente (donde se especifica la etiqueta de cada línea mostrada en el diagrama unifilar):

Tabla 46. Diámetro de tubería en hierro negro para la red de amoniaco.

Identificación	Línea	Diámetro [m]	sch
L1	Descongelado	0,05	40
L1.1	Descongelado T01	0,03	40
L1.2	Descongelado T02	0,03	40
L1.3	Descongelado FRI	0,03	40
L2	Succión comp FRI	0,05	40
L2.1	Succión FRI 1 y 2	0,03	40
L3	Succión comp Tún.	0,08	40
L4	Puerto lateral Tún	0,08	40
L5	Puerto lateral FRI	0,10	40
L6	Succión comp glicol	0,10	40
L7	Succión trampa Dx	0,13	40
L8	Líquido chiller	0,03	80
L9	Líquido recibidor	0,04	80
L10	Líquido cámaras mto	0,01	80
L11	Líquido purgador	0,01	80

L12	Líquido cargas baja	0,03	40
L13	Líquido FRI	0,02	80
L14	Líquido túneles	0,01	80
L15	Líquido T01	0,01	80
L16	Líquido T02	0,02	80
L17	Alimentación líquido T01	0,06	40
L18	Alimentación líquido T02	0,06	40
L19	Alimentación líquido FRI	0,05	40
L20	Succión húmeda FRI	0,06	40
L21	Succión húmeda T01	0,10	40
L22	Succión húmeda T02	0,10	40
L23	Succión seca chiller	0,10	40
L24	Descarga comp chiller	0,13	40
L25	Descarga comp túneles	0,06	40
L26	Descarga comp FRI	0,06	40
L27	Manifold descarga	0,15	40
L28	Línea vapor cond	0,10	80
L29	Línea líquido cond	0,04	80
L30	Manifold líquido cond	0,04	80
L31	Equalizador recibidor	0,04	40
L32	Ent.Termosifón comp tún	0,03	40

L32.1	Sal.Termosifón comp tún	0,05	40
L33	Ent.Termosifón comp FRI	0,03	40
L33.1	Sal.Termosifón comp FRI	0,05	40
L34	Ent.Termosifón comp glicol	0,04	40
L34.1	Sal.Termosifón comp gicol	0,05	40
L35	Alimentación líq termosifón	0,05	80
L35.1	Descarga termosifón	0,08	40
L36	Succión seca T01	0,08	40
L37	Succión seca T02	0,08	40

Fuente: elaboración propia.

- **Selección de válvulas y accesorios de la red de amoniaco**

El funcionamiento deseado para este diseño amerita el uso de válvulas que hacen posible el funcionamiento básico y automatizado del sistema de refrigeración, por esto se especifica por cada sección de tubería las válvulas que se instalan en cada zona:

- ✓ **Condensador evaporativo:** En las líneas de gas caliente a alta presión se necesita de válvulas de cierre para independizar los tramos de tubería para el futuro servicio de este equipo, así como válvulas de alivio definidas para la seguridad del sistema ante un incremento de la presión como resultado de alguna falla; en las líneas de líquido condensado se utiliza válvulas de cierre por la misma razón anterior, todas los flujos hacia y desde el condensador se dan por efecto diferencial de presión en sus conexiones y no se necesita válvulas automatizadas.
- ✓ **Recibidor de líquido:** Las línea de entrada de líquido y ecualización se median por válvulas de cierre para el servicio, de igual manera la

alimentación al enfriador de aceite de los compresores; la línea de líquido principal para alimentar a todo el sistema se compone por el conjunto llamado “king valve” dado a que son las válvulas de servicio y cierre automático (solenoides) principal y son el punto donde se detiene el flujo de amoníaco líquido en caso de fugas centralizadas.

- ✓ **Purgador de gases:** El funcionamiento del purgador de gases es accionado por las variables de presión en las tomas de los equipos de interés y también por ciclos de tiempo como acción preventiva; por eso se utilizan válvulas de servicio y una válvula de cierre automatizada para cada línea de toma.
- ✓ **Enfriador de glicol:** Este equipo hace uso de una válvula expansión manual para acondicionar líquido desde la temperatura de alimentación hasta la evaporación, dicha alimentación es automatizada en función del nivel del tanque de inundado, entonces se emplea una válvula solenoide de cierre y como en todo caso, las válvulas de servicio correspondientes.
- ✓ **Compresores:** Los equipos de compresión consisten en un paquete automatizado que contiene sus propias válvulas para dicha función, una válvula en la succión y otra en la descarga, básicamente funcionan para el ajuste de la presión y flujo del compresor en sus distintos estados de funcionamiento (como el apagado).
- ✓ **Trampas succión:** Tal a como se explicó en la sección de conexiones, estas trampas de succión entran en funcionamiento cuando el nivel de los tanques detectan la presencia de líquido, el gas caliente entra al tanque con la apertura de una válvula solenoide, y el retorno del gas caliente al sistema se regula por presión.
- ✓ **Evaporadores inundados:** Al ser un sistema de alimentación a los evaporadores por gravedad, las piernas que llevan el líquido y regresan el vapor al tanque no precisan automatización, solamente válvulas de servicio. La alimentación de líquido al igual que toda las cargas tienen una válvula de expansión manual y una válvula solenoide. El descongelado conlleva gran cantidad de automatización, por lo que se tienen válvulas solenoides que abren el paso para el gas caliente a los evaporadores congelados y con la

acción de válvulas de cierre por señal de gas caliente se cierra el flujo en las piernas de líquido y vapor húmedo del evaporador, una válvula reguladora del defrost estrangula con respecto a la presión en el evaporador el flujo del gas caliente hacia el tanque de inundado, con el uso de válvulas solenoides para la acción automática del sistema, como las ecualizaciones de las válvulas de cierre.

- ✓ **Evaporadores expansión directa:** por ser expansión directa se tiene la alimentación de líquido directamente a los evaporadores, cada uno de ellos en su entrada tiene una válvula de expansión, válvula solenoide y de servicio, a la descarga tienen una válvula reguladora de presión para controlar la presión del vapor que va hacia el tanque economizer.

Estos parámetros explicativos describen el uso de las válvulas para esta instalación frigorífica, pero se necesita desarrollar el método de selección de estas, debido que además de sus características de funcionamiento, la capacidad de regular el flujo másico a través de estas depende del diámetro interno. Según el boletín RVS 151 de Parker el coeficiente de flujo a través de una válvula se define como:

$$Cv = \frac{Q}{\sqrt{\frac{dP}{Sg}}} \quad (18)$$

Con Q: caudal en tubería, dP: diferencial de presión entre la entrada y salida de la válvula, Sg: gravedad específica característica. La consideración de este coeficiente depende del fabricante de las válvulas, debido a que proviene de la tecnología de cada accesorio y de las condiciones del fluido de prueba. Para efectos de la selección del diámetro de la estrangulación de las válvulas se considera según el software para la selección de válvulas de Parker las condiciones operacionales para cada válvula, que corresponden a las de la tubería y función que desempeñan; evaluado para aquellas válvulas que ameritan el control del flujo, las que son de cierre solamente no precisan la determinación del diámetro propio, y se seleccionan según el perfil de la tubería que las contiene. Se muestra cómo se da la selección

de las válvulas en dicho software, para el correcto entendimiento de las variables de entrada; cabe destacar que estas aplicaciones de fabricante facilitan la labor porque se encarga de calcular el Cv requerido en cada caso y da una recomendación según sus valores comerciales de la válvula con Cv inmediatamente superior:

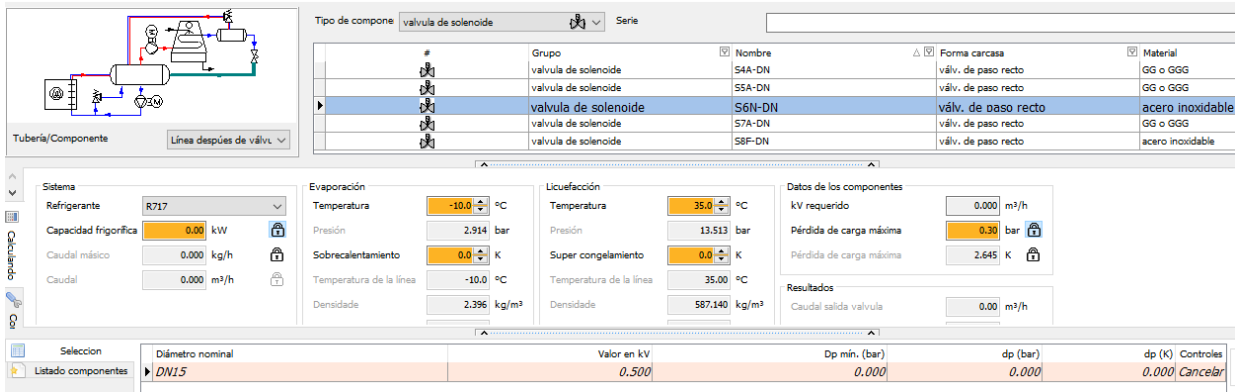


Figura 44. Vista de las variables de entrada para la selección de válvulas Parker.

Fuente: Parker.

De esta forma y en conjunto con los valores que se han determinado a lo largo de este documento, se selecciona las válvulas necesarias para esta instalación:

Tabla 47. Modelo, cantidad y diámetro de las válvulas seleccionadas, parte 1.

Sección	Identificación	Cant	Modelo	Diámetro [m]
FRI				
Succión seca	A1.1	4	Válvula globo	0,032
Succión húmeda	A1.2	2	Válvula globo	0,064
Líquido evaporador	A1.3	2	Válvula globo	0,013
Alimentación líquido	A1.4	4	Válvula globo	0,019
	A1.5	2	Válvula solenoide S8F y filtro	0,013
	A1.6	2	Válvula expansión manual	0,019
Descongelado	A.1.7	10	Válvula solenoide gas caliente	0,025

	A1.8	4	Válvula cierre acción caliente CK-2	0,064
	A1.9	2	Válvula check CK4	0,025
	A1.10	2	Válvula control defrost A4AK	0,032
	A1.11	2	Válvula alivio SRH3	0,029 x 0,254
	A1.12	20	Válvula globo	0,025
T01				
Succión seca	A2.1	2	Válvula globo	0,076
Succión húmeda	A2.2	1	Válvula globo	0,102
Líquido evaporador	A2.3	1	Válvula globo	0,064
Alimentación líquido	A2.4	2	Válvula globo	0,019
	A2.5	1	Válvula solenoide S6N y filtro	0,013
	A2.6	1	Válvula expansión manual	0,019
Descongelado	A.2.7	5	Válvula solenoide gas caliente	0,019
	A2.8	2	Válvula cierre acción caliente CK-2	0,032
	A2.9	1	Válvula check CK4	0,025
	A2.10	1	Válvula control defrost A4AK	0,019
	A2.11	2	Válvula alivio SRH3	0,029 x 0,254
	A2.12	10	Válvula globo	0,025
T02				
Succión seca	A3.1	2	Válvula globo	0,076
Succión húmeda	A3.2	1	Válvula globo	0,102
Líquido evaporador	A3.3	1	Válvula globo	0,064
Alimentación líquido	A3.7	2	Válvula globo	0,019

	A3.8	1	Válvula solenoide S8F y filtro	0,013
	A3.9	1	Válvula expansión manual	0,019
Descongelado	A3.11	5	Válvula solenoide gas caliente	0,019
	A3.12	2	Válvula cierre acción caliente CK-2	0,032
	A3.13	1	Válvula check CK4	0,025
	A3.14	1	Válvula control defrost A4AK	0,019
	A3.15	2	Válvula alivio SRH3	0,029 x 0,254
	A3.16	10	Válvula globo	0,025
CM1, CM2, CM3, CM4				
Succión húmeda	A4.1	8	Válvula globo	0,032
	A4.2	4	Reguladora presión A4A y filtro	0,019
Líquido evaporador	A4.3	8	Válvula globo	0,006
	A4.4	4	Válvula solenoide S6N y filtro	0,013
	A4.5	4	Válvula expansión manual	0,006
Enfriador de glicol				
Líquido chiller	A5.3	2	Válvula globo	0,032
	A5.4	1	Válvula solenoide SV2 y filtro	0,013
	A5.5	1	Válvula expansión manual	0,032

Fuente: elaboración propia.

Tabla 48. Tabla_. Modelo, cantidad y diámetro de las válvulas seleccionadas, parte 2.

Sección	Identificación	Cant	Modelo	Diámetro [m]
Enfriador aceite termosifón compresor FRICK RWF 68				
Alimentación líquido	A6.1	1	Válvula globo	0,038
	A6.2	1	Válvula de purga	0,038
Retorno	A6.3	1	Válvula globo	0,051
	A6.4	1	Manifold alivio	0,127 x 0,127
	A6.5	2	Válvulas alivio SR1LQ	0,127 x 0,029
Enfriador aceite termosifón compresor FRICK RWF 85				
Alimentación líquido	A7.1	1	Válvula globo	0,032
	A7.2	1	Válvula de purga	0,032
Retorno	A7.3	1	Válvula globo	0,051
	A7.4	1	Manifold alivio	0,127 x 0,127
	A7.5	2	Válvulas alivio SR1LQ	0,127 x 0,029
Enfriador aceite termosifón compresor FRICK RWF 24				
Alimentación líquido	A8.1	1	Válvula globo	0,032
	A8.2	1	Válvula de purga	0,032
Retorno	A8.3	1	Válvula globo	0,051
	A8.4	1	Manifold alivio	0,127 x 0,127
	A8.5	2	Válvulas alivio SR1LQ	0,127 x 0,029
Economizer				
Alimentación líquido alta	A9.1	2	Válvula globo	0,006
	A9.2	1	Válvula solenoide S8F y filtro	0,013
	A9.3	1	Válvula expansión manual	0,006
Salida líquido coil	A9.4	1	Válvula globo	0,032
Alimentación líquido coil ent	A9.5	1	Válvula globo	0,051
Válvulas de alivio	A9.6	2	Válvula alivio SRH3	0,029 x 0,254

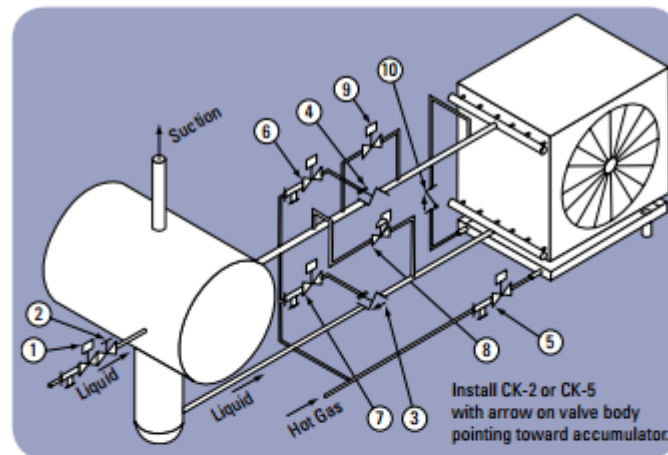
Manifold válvulas alivio	A9.7	1	Manifold alivio	0,127 x 0,127
Recibidor de líquido				
Entrada líquido	A10.1	1	Válvula globo	0,038
Purga	A10.2	1	Válvula globo	0,019
Manifold válvulas alivio	A10.3	1	Manifold alivio	0,127 x 0,127
	A10.4	2	Válvula alivio SRH3	0,029 x 0,254
Ecuilización	A10.5	1	Válvula globo	0,038
Alimentación enfriador aceite	A10.6	1	Válvula globo	0,051
	A10.7	1	Válvula globo	0,076
Alimentador líquido (king valve)	A10.8	2	Válvula globo	0,038
	A10.9	1	Válvula solenoide S4A y filtro	0,013
Condensador evaporativo				
Alimentación vapor	A11.1	2	Válvula globo angulares	0,102
Salida de líquido	A11.2	2	Válvula globo	0,038
Manifold válvulas alivio	A11.3	1	Manifold	0,029 x 0,029
Válvulas de alivio	A11.4	2	Alivio SRH3	0,029 x 0,254
Bypass compresores RXF 85 y RXF 24				
Ecuilizador	A12.1	1	Válvula globo	0,076
Trampas de succión				
Trampa vapor FRI	A13.1	4	Válvula globo	0,064
	A13.2	1	Solenoide gas caliente A4AOS y filtro	0,032
	A13.3	1	Válvula reguladora presión A4A	0,032
Trampa vapor Túneles	A13.4	4	Válvula globo	0,064
	A13.5	1	Solenoide gas caliente	0,032
	A13.6	1	Válvula reguladora presión A4A	0,032
Alivio líneas glicol	A14.1	2	Válvula alivio SRH3	0,029 x 0,254

Fuente: elaboración propia.

- **Sistema de descongelado**

El descongelado de evaporadores de congelado es un sistema de crítica importancia en su comprensión debido a que un mal diseño operativo del defrost ocasiona daños mecánicos a los equipos y se puede generar una capa de hielo que bloquee el flujo de aire resultando en un enfriamiento deficiente, y por ello la merma de los productos que necesitan cumplir la cadena de frío estrictamente. Pero cómo se da el descongelado es un punto de gran profundidad para determinar; existen formas de hacerlo industrialmente que van desde calentar las placas de los evaporadores con resistencias térmicas hasta hacer pasar un flujo de gas caliente por los serpentines para fundir el hielo en contacto con la superficie y lograr el desprendimiento. Según el boletín 90-11^a de Parker, el escoger un sistema de descongelado depende directamente del tiempo deseado para este proceso y de la carga térmica que implica; el usar el gas caliente permite hacer ciclos de congelado y descongelado seguidos, aparte de utilizar la fuente de calor existente en el sistema de descarga, implicando un gasto nulo para hacer llegar el gas hasta el evaporador. La sistemática del defrost se explica según este boletín de forma que: el gas caliente tomado de la descarga de los compresores inunda la tubería de gas que llega hasta los evaporadores, donde pasa primeramente por la bandeja, y se activan válvulas solenoides para dar señal de gas caliente a las válvulas CK-2 que cierran el paso de líquido al evaporador, por acción de tiempo se cierra la CK-2 en la línea de vapor húmedo, tiempo después de que el refrigerante en el serpentín ha sido evacuado. Al pasar esto el gas caliente que sale de la bandeja entra a la línea de descarga del evaporador, con el paso hacia el tanque inundado bloqueado el gas tiene a fluir hacia el evaporador en sentido inverso al congelamiento, así se pone en contacto el refrigerante caliente con la superficie congelada logrando el descongelamiento. Al salir el gas por la línea de líquido con sentido hacia el tanque de inundado, el flujo se desvía hacia la válvula reguladora del defrost, que se encarga de cerrar paulatinamente el paso por la línea de evacuación del gas caliente hacia el tanque en función de la presión en el evaporador. De tal forma se evacúa el gas caliente de las líneas del evaporador, se abre las válvulas de ecualización entre la entrada y salida de las válvula CK-2 para retomar el paso de refrigerante frío por el

evaporador; al igualarse estas presiones se procede a cerrar las solenoides para la señal de apertura con gas caliente a las válvulas de cierre, así se abren y se retoma el funcionamiento de enfriamiento. Este proceso se evidencia con la representación mostrada en este boletín y la abstracción del diagrama unifilar desarrollado para esta planta:



No.	Qty.	Description	Recommended Valve Type
1	1	Liquid Feed Solenoid with Close-Coupled Strainer	S8F, S4A or SV2
2	1	Hand Expansion Valve	Hand Expansion Valve
3	1	Liquid Shut-Off Valve	CK-2 or CK-5
4	1	Suction Stop Valve	CK-2 or CK-5
5	1	Hot Gas Solenoid with Close-Coupled Strainer	S4A or SV2
6	1	Suction Pilot Solenoid with Close-Coupled Strainer	S6N or S8F
7	1	Liquid Pilot Solenoid with Close-Coupled Strainer	S6N or S8F
8	1	Defrost Relief Regulator	A4AK
9	1	Equalizing Valve	S8F, S4A or SV2
10	1	Check Valve	CK-3 or CK-4

Tabla 49. Diagrama de funcionamiento para el descongelamiento en sistemas inundados. Fuente: Boletín 90-11^a Parker.

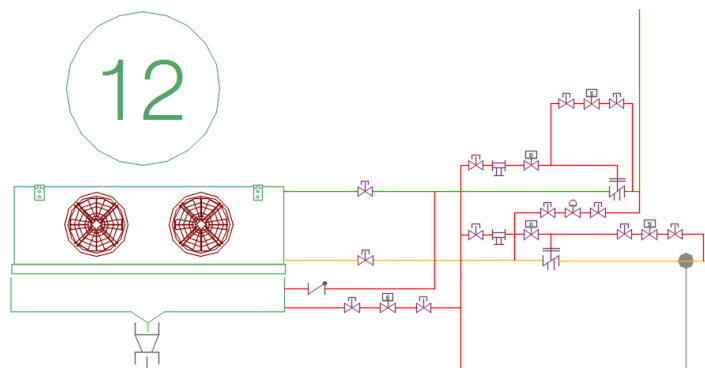


Figura 45. Conexión unifilar del descongelamiento en los evaporadores inundados con amoníaco. Fuente: elaboración propia.

- **Cálculo del receptor de líquido**

Tal a como se especificó en secciones anteriores, la estimación del volumen total para la selección del receptor de líquido tipo termosifón precisa el conocer el tamaño de las tuberías que contienen líquido en el sistema, así como los equipos que también contienen un nivel interno de amoníaco. Se determina el volumen de las tuberías con la estimación de distancias de las mismas con el plano arquitectónico y la carga de amoníaco para cada equipo (ver anexos de fichas técnicas), así:

Tabla 50. Cálculo de la carga total de amoníaco para el sistema de refrigeración en general.

Línea	Diámetro [m]	Distancia [m]	Carga [kg]
L8	0,03	7	2,73
L9	0,04	7	4,41
L10	0,01	34	0,59
L11	0,01	7	0,12
L12	0,03	6	2,62
L13	0,02	30	4,72
L14	0,01	22	1,54
L15	0,01	4	0,28
L16	0,02	27	4,25
L17	0,06	5	8,75
L18	0,06	5	8,75

L19	0,05	5	5,60
L20	0,06	5	8,75
L21	0,10	5	22,40
L22	0,10	5	22,40
L29	0,04	10	12,60
L30	0,04	15	10,41
Equipos		Carga [kg]	
Condensador evap,		207,00	
Enfriador glicol		34,86	
Trampa succión		42,54	
Tanque T01		28,57	
Tanque T02		28,57	
Tanque Frigo		42,00	
Evap, T01		8,00	
Evap, T02		12,00	
Cámaras mto		24,00	
Evap, FRI		14,00	
Carga total		559,74	
Volumen total		1,01 [m ³]	

Fuente: elaboración propia.

La carga total de amoníaco para asegurar el abastecimiento requerido por el sistema es de 560 [kg] que corresponden a 1 [m³] de volumen, por lo tanto el recipiente debe tener un volumen 1,20 [m³] y el nivel máximo de líquido debe ser el 75 [%] de este volumen. Según Coolware el tanque que mejor ajusta sus capacidades a esta demanda es el modelo VHPTSR 30-113.

6.11.7 Cálculo de aislamientos

Las líneas de succión de amoníaco y las de alimentación de glicol deben estar aisladas para asegurar el contenido energético del fluido en la travesía entre los equipos y sus cargas, el espesor del aislamiento depende del material que se utilice según:

$$Resistencia, conducción = \frac{\ln\left(\frac{R_{ext}}{R_{int}}\right)}{2\pi kL} \quad (19)$$

Donde la resistencia por conducción es el parámetro de pérdida de calor deseado para las tuberías y evitar la condensación del aire externo, que según

ASHRAE Fundamentals se puede considerar un parámetro de 25 [W/m²], R_{ext} es el radio externo del aislamiento, el R_{int} es el radio interno del aislamiento, igual al radio nominal de la tubería, y el factor k es la conductividad térmica característica del material de aislamiento (poliuretano colado con recubierta de aluminio), L es la longitud del tubo. El ASHRAE propone diámetros de aislamiento en función del diámetro de tubería y la temperatura del fluido en esta, de la forma siguiente:

Tabla 51. Aislamiento en tuberías de succión de amoníaco y de glicol.

Identificación	Línea	Diámetro [m]	Aislamiento [m]
L2	Succión comp FRI	0,05	0,08
L2.1	Succión FRI 1 y 2	0,03	0,08
L3	Succión comp Tún.	0,08	0,10
L6	Succión comp glicol	0,10	0,08
L7	Succión trampa Dx	0,13	0,08
L20	Succión húmeda FRI	0,06	0,08
L21	Succión húmeda T01	0,10	0,12
L22	Succión húmeda T02	0,10	0,12
L23	Succión seca chiller	0,10	0,08
L37	Succión seca T02	0,08	0,10
L39	Glicol principal	0,1524	0,09
L40	Glicol AND y FRI	0,0762	0,08
L41	Glicol AND y FRI	0,0635	0,08
L42	Glicol AND 2	0,0508	0,07
L43	Glicol AND 3	0,03175	0,05

L44	Glicol PAS	0,0508	0,07
L45	Glicol a salas	0,1524	0,09
L46	Glicol a bovino	0,1524	0,09
L47	Glicol CMB	0,0508	0,07
L48	Glicol RMB, CDB	0,1016	0,08
L49	Glicol RMB	0,0508	0,07
L50	Glicol SPDB, SDEB	0,0762	0,08
L51	Glicol SPDB	0,0635	0,08
L52	Glicol a porcino	0,1524	0,09
L53	Glicol SEP, SPP	0,0762	0,10
L54	Glicol SPP	0,0635	0,08
L55	Glicol SPP 2	0,0508	0,07
L56	Glicol SDP	0,1016	0,08
L57	Glicol a SPDP, SDP	0,0762	0,08
L58	Glicol a SDEP, SPP	0,0508	0,07
L59	Glicol empaques	0,0635	0,08
L60	Trampas succión	0,0762	0,08

Fuente: elaboración propia.

6.12 Oportunidad de ahorro energético

El ahorro energético es un criterio que en el diseño de un sistema permite el uso óptimo de los recursos existentes y ayuda financieramente al proyecto con una recuperación de la inversión más pronta. Para los efectos de este proyecto existe

varios puntos donde el consumo de energía eléctrica puede ser optimizado; pero para dar un enfoque superficial pero crítico se analiza el beneficio de implementar la configuración de compresores a como se propuso; siendo los compresores los mayores consumidores de energía entre los equipos de una planta de refrigeración hace que este análisis sea de alto impacto.

Primeramente se debe definir la variable con la que se hace resaltar la mejora; en este caso es la facturación eléctrica mensual. La ubicación geográfica de la planta dispone que la energía puede ser suministrada por el ICE (Instituto Costarricense de Electricidad). Para notar el cambio en el consumo es necesario calcular el costo del recibo eléctrico en condiciones base del sistema de compresión, que corresponde a utilizar un compresor de baja para cada carga de congelado y uno de media para las cargas de glicol y cámaras de mantenimiento; en este punto cabe destacar que el compresor de media abastece a las dos cargas con el uso de las válvulas reguladoras de presión, implicando que este compresor opere en las horas del día en que las cargas de glicol están apagadas; pero gracias a la versatilidad de los compresores de tornillo y en especial a la tecnología aplicada de FRICK se permite reducir la velocidad del compresor hasta un 80 [%] y además regular el volumen de compresión del mismo; de forma combinada se puede operar estos compresores a un valor del 10 [%] de su capacidad nominal. Entonces en las horas donde sólo se tiene como carga de media temperatura a las cámaras de mantenimiento, el compresor de media (que es el de mayor temperatura de operación y por lo tanto un costo operacional más bajo) de forma que el consumo del motor eléctrico se reduce proporcionalmente a la disminución de la velocidad y por ello el caudal requerido (de la ecuación de potencia mecánica como producto del torque y la velocidad angular, sólo se puede variar la velocidad debido a que el torque corresponde a la capacidad de elevar presión):

Tabla 52. Potencia consumida por los compresores seleccionados al 100 [%] de su capacidad.

Compresor	Carga térmica nominal [W]	Índice eficiencia [W/W]	Consumo [W]
RXF 24	71480,28	11,54	37112
RXF 85	269677,2	10,42	126459
RXF 68	434577,6	6,26	122308

Fuente: elaboración propia.

Así se obtiene el consumo energético requerido por los compresores para entregar la totalidad de su capacidad térmica, entonces según la tarifa T-M-T (tarifa de media tensión) para el año 2017 del ICE se calcula el costo mensual por electricidad en el caso base:

Cargo por potencia, por cada kW	
Periodo punta:	¢ 10 800.54
Periodo valle:	¢ 7 541.09
Periodo nocturno:	¢ 4 830.24
Cargo por energía, por cada kWh	
Periodo punta:	¢ 66.56
Periodo valle:	¢ 24.72
Periodo nocturno:	¢ 15.21

Figura 46. Tarifa T-M-T del ICE vigente para el 2017. Fuente: Grupo ICE.

Tabla 53. Costo mensual por consumo eléctrico por compresores, caso base.

Potencia [W]	Horas periodo punta	Horas periodo valle	Horas periodo nocturno	Costo mensual
37112	5	9	10	¢787,566.01
126459	2,5	3,5	0	¢703,645.81
122308	2,5	6,5	0	¢880,096.32
6926	0	0	10	¢31,603.34

Fuente: elaboración propia.

Tabla 54. Costo total (consumo + demanda) mensual eléctrico por compresores, caso base.

Variable	ICE
Monto Energía	¢2,402,911.48
Monto Demanda	¢5,455,992.62
Total	¢7,858,904.10

Fuente: elaboración propia.

Seguidamente, se plantea cómo se comporta el consumo eléctrico con la utilización del puerto lateral de los compresores debaja para ser sumados a la succión principal del compresor de media, donde cada uno de los puertos laterales es capaz de entregar una capacidad térmica a la temperatura del compresor de media; y dado a existe momentos de la jornada en la cual los tres compresores trabajan simultáneamente, el compresor de media reduce su velocidad y volumen debido a que no es necesaria la totalidad de su capacidad:

Tabla 55. Potencia consumida por los compresores seleccionados con la configuración del puerto lateral.

Compresor	Carga térmica nominal [W]	Índice eficiencia [W/W]	Consumo [W]
RXF 24	71480.28	11.54	37112
RXF 85	269677.2	10.42	126459
RXF 68	298156.8	6.26	83913

Fuente: elaboración propia.

Tabla 56. Potencia consumida por los compresores seleccionados con la configuración del puerto lateral.

Potencia [W]	Horas periodo punta	Horas periodo valle	Horas periodo nocturno	Costo mensual
37112	5	9	10	¢787,566.01
126459	2,5	3,5	0	¢703,645.81

83913	2,5	6,5	0	¢603,820.13
6926	0	0	10	¢31,603.34

Fuente: elaboración propia.

Tabla 57. Costo total (consumo + demanda) mensual eléctrico por compresores, caso puerto lateral.

Variable	ICE
Monto Energía	¢2,126,635.29
Monto Demanda	¢4,751,802.71
Total	¢6,878,438.00

Fuente: elaboración propia.

De forma última, se permite comparar los dos escenarios de consumo, y se evidencia que hacer uso de los puertos laterales de los compresores de tornillo permite ahorrar energía eléctrica en conjunto con un sistema de variación de velocidad; como en este caso que el ahorro energético y financiero es del 12,5 [%] mensual. Esto representa un alto impacto social y medioambiental, debido a que con los mismos recursos que normalmente se operaría esta planta, es posible hacer configuraciones que reducen significativamente la negativa huella energética y económica.

Capítulo 7. Recopilación de información mantenimiento

Para el desarrollo responsable del diseño de la planta de refrigeración, se aporta una recopilación de la información técnica y un costo aproximado del mantenimiento preventivo de la casa de máquinas. En el anexo de fichas técnicas se tiene las disposiciones de fábrica para la adecuada manutención de los equipos durante su vida útil. El mantenimiento se enfoca en los compresores al ser los componentes de mayor criticidad a como se ha determinado a lo largo de la etapa de diseño. El software TRICOM es una herramienta para el control periódico de las acciones de mantenimiento de la planta; se maneja los planes de mantenimiento

según la información de fábrica, como el mantenimiento básico para los compresores de tornillo FRICK RWF:

MAINTENANCE SCHEDULE
Recommended schedule for Frick screw compressor package preventive maintenance operations.

MAINTENANCE	FREQUENCY OR HOURS OF OPERATION (MAXIMUM)																					
	200	1000	5000	8000	10,000	15,000	20,000	25,000	30,000	35,000	40,000	45,000	50,000	55,000	60,000	65,000	70,000	75,000	80,000	85,000	90,000	95,000
Change Oil	As Directed By Oil Analysis																					
Oil Analysis	■	Every 6 Months																				
Replace Oil Filters (g)	■	As Directed By Oil Analysis																				
Clean Oil Strainers	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
Clean Liquid Strainers	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
Replace Coalescers								■					■									■
Check and Clean Suction Strainer	■		■		■		■		■		■		■		■		■		■		■	
Check Coupling (a)	■	Annually Regardless of Operating Hours																				
Suction & Disch Flange Bolts (b)	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
VFD Units Check Skip Freq. (c)		Check Annually																				
Check Electrical Connections (d)	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
Check Sensor Calibration (e)	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
Vibration Analysis (f)	Every 6 Months, More Frequently If Levels Increase																					
Replace Shaft Seal	When Leak Rate Exceeds 7 - 8 Drops Per Minute																					

Figura 47. Programa de mantenimiento base según fábrica para compresores RXF.

Fuente: FRICK 070.410-IOM.

Dicho programa de mantenimiento depende la cantidad de horas de operación del equipo, según las disposiciones del comportamiento de los componentes mecánicos según el porcentaje de vida útil recorrido. Estas frecuencias se plasman en TRICOM de forma en que las recomendaciones del fabricante y la experiencia del departamento de servicio de RSF sean consideradas; se muestra el programa de mantenimiento preventivo de los compresores RWF y de los motores eléctricos de los equipos en general:

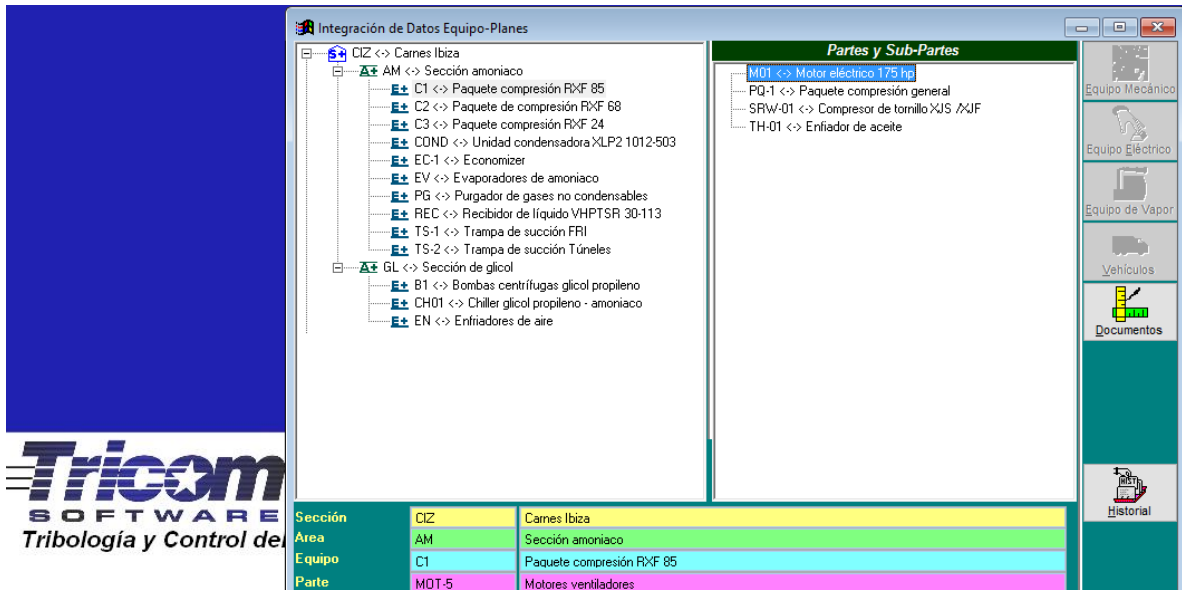


Figura 48. Representación del menú principal de información de los equipos de refrigeración. Fuente: elaboración propia en TRICOM®.

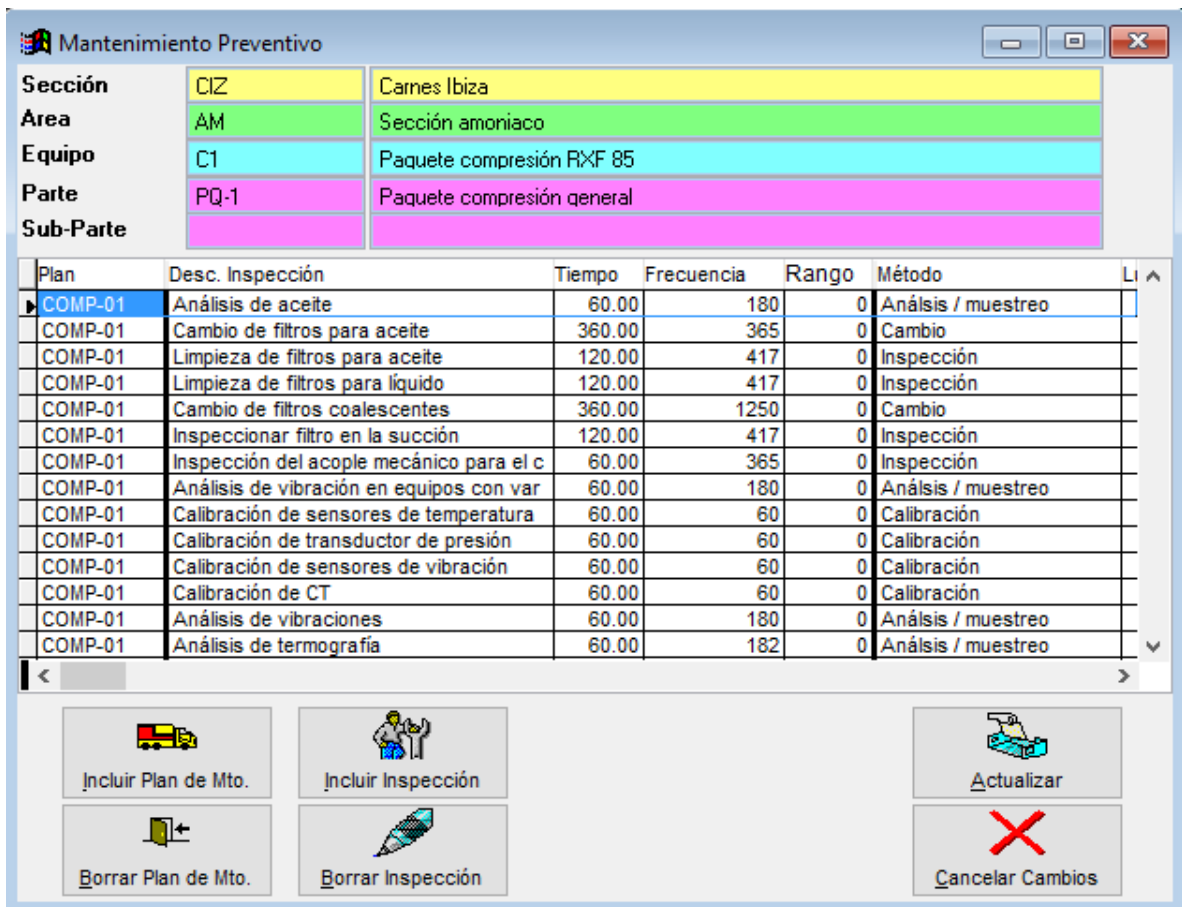


Figura 49. Programación del mantenimiento preventivo para el paquete de compresión RWF. Fuente: elaboración propia en TRICOM®.

Plan	Inspección	Desc. Inspección	Tiempo	Frecuencia	Fec. Mto.
MOT-001	MOT-E6M-01	MOTOR ELECTRICICO INSP. ELECT. SEMESTRAL	30.00	180	16/11/2017
MOT-001	MOT-EM-01	MOTOR ELECTRICICO INSP. ELECT. MENSUAL	10.00	30	19/06/2017
MOT-001	MOT-LM-01	MOTOR ELECTRICICO INSP. LUBRICACION MENSUA	15.00	30	19/06/2017
MOT-001	MOT-MA-01	MOTOR ELECTRICICO INSP. MECANICA ANUAL	120.00	365	20/05/2018
MOT-001	MOT-MM-01	MOTOR ELECTRICICO INSP. MECANICA MENSUALa	15.00	30	19/06/2017

Figura 50. Programación del mantenimiento preventivo para los motores eléctricos de los equipos. Fuente: elaboración propia en TRICOM®

El costo del mantenimiento preventivo para esta instalación es aproximadamente de 1,140,000 colones trimestrales, donde hace una visita al mes para la detección temprana de posibles fallas y actuar de forma preventiva; y una visita trimestral para la calibración de los sensores de los paquetes de compresión y la limpieza de los intercambiadores de calor.

Capítulo 8. Análisis financiero

Un proyecto de ingeniería es de gran importancia financiera, el costo total de la obra y la capacidad de reembolso de la inversión son parámetros que dictan la viabilidad para el cliente. En un tipo de propuesta como la presente, captar el interés

de la empresa con la necesidad depende directamente del costo de la misma; ya que el interesado conoce sus capacidades de pago y propósitos financieros.

Los costos que se consideran para los efectos de este proyecto incluyen la carga por nacionalización, impuesto de venta y transporte hasta la aduana costarricense; los detalles de las cotizaciones y demás implementos necesarios son de interés propio de RSF. Se procede con el desglose de costos para todos los componentes de la instalación de refrigeración; se hace uso de las especificaciones vistas a lo largo del documento para calcular el precio por cantidad y tipo de elemento, de la siguiente forma:

Tabla 58. Costo total de la panelería estructural para este proyecto.

Espesor [m]	Cantidad	Área total [m ²]	Costo [\$/m ²]	Total
0,08	304	3943,184	36,77	\$144,990.88
0,12	59	765,289	47,19	\$36,113.99
0,15	24	311,304	55,3	\$17,215.11
Costo total				\$198,319.97

Fuente: elaboración propia.

Tabla 59. Costo total de los equipos enfriadores de aire para este proyecto.

Sección	Cantidad	Costo unitario	total
RMB	1	\$14,812.00	\$14,812.00
CMB	2	\$13,056.00	\$26,112.00
CDB	1	\$4,161.00	\$4,161.00
RMFB	1	\$15,521.00	\$15,521.00
CPB	1	\$4,930.00	\$4,930.00
SDB	2	\$4,829.00	\$9,658.00
SEB	2	\$4,829.00	\$9,658.00
SPB	1	\$5,540.00	\$5,540.00
SPDB	1	\$3,332.00	\$3,332.00
SDEB	1	\$11,588.00	\$11,588.00
T01	1	\$12,150.00	\$12,150.00
RMP	1	\$8,497.00	\$8,497.00
CMP	2	\$13,056.00	\$26,112.00
CDP	1	\$3,974.00	\$3,974.00
RMFP	1	\$10,239.00	\$10,239.00
CPP	1	\$6,301.00	\$6,301.00

SDP	2	\$4,829.00	\$9,658.00
SEP	2	\$14,382.00	\$28,764.00
SPP	1	\$5,540.00	\$5,540.00
SPDP	1	\$3,332.00	\$3,332.00
SDEP	1	\$3,647.00	\$3,647.00
T02	1	\$11,994.00	\$11,994.00
PAS	2	\$4,241.00	\$8,482.00
IQF	2	\$4,241.00	\$8,482.00
CM1	1	\$1,493.00	\$1,493.00
CM2	1	\$1,493.00	\$1,493.00
CM3	1	\$1,493.00	\$1,493.00
CM4	1	\$1,493.00	\$1,493.00
FRI	2	\$9,223.00	\$18,446.00
AND	3	\$3,266.00	\$9,798.00
Costo total			\$286,700.00

Fuente: elaboración propia.

Tabla 60. Costo total de los equipos varios para este proyecto.

Ítem	Cantidad	Costo unitario	total
Tanque inundado T01	1	\$2,662.00	\$2,662.00
Tanque inundado T02	1	\$2,662.00	\$2,662.00
Tanque inundado FRI	2	\$2,550.00	\$5,100.00
Comp RXF 85	1	\$83,542.50	\$83,542.50
Variador velocidad 175 Hp	1	\$18,000.00	\$18,000.00
Comp RXF 68	1	\$66,834.00	\$66,834.00
Variador velocidad 175 Hp	1	\$18,000.00	\$18,000.00
Comp RXF 24	1	\$30,075.30	\$30,075.30
Variador velocidad 60 Hp	1	\$6,206.89	\$6,206.89
Bomba glicol	3	\$2,356.00	\$7,068.00
Difusor succión	3	\$366.00	\$1,098.00
Tanque expansión	1	\$678.00	\$678.00
Variador velocidad 15 Hp	3	\$1,427.00	\$4,281.00
Condensador evaporativ	1	\$43,790.00	\$43,790.00
Chiller glicol	1	\$16,989.00	\$16,989.00
Economizer	1	\$10,875.20	\$10,875.20
Trampa succ. FRI	1	\$3,700.00	\$3,700.00
Trampa succ. Túneles	1	\$5,050.00	\$5,050.00
Recibidor líquido	1	\$7,242.00	\$7,242.00
Costo equipos y accesorios varios			\$333,853.89

Fuente: elaboración propia.

Tabla 61. Costo total de las tuberías para este proyecto.

Material	Diámetro [m]	Cantidad	Costo unitario [\$]	Total
HG	0,15	24	\$49.47	\$1,162.63
	0,10	9	\$32.15	\$289.34
	0,08	9	\$25.79	\$232.12
	0,06	16	\$22.02	\$352.28
	0,05	13	\$16.72	\$217.35
	0,04	20	\$13.68	\$273.68
	0,03	5	\$10.75	\$53.73
HN sch 40	0,12	7	\$138.03	\$966.19
	0,10	9	\$110.42	\$1,012.19
	0,07	17	\$82.82	\$1,407.87
	0,06	8	\$69.01	\$552.08
	0,06	19	\$55.21	\$1,048.93
HN sch 80	0,03	18	\$44.11	\$793.96
	0,02	5	\$35.29	\$176.44
Total		1072	[m]	\$8,538.80

Fuente: elaboración propia.

Tabla 62. Costo total de la valvulería para la red de glicol propileno de este proyecto.

Tipo	Diámetro [m]	Cantidad	Costo
Válvula globo T	0,03	56	\$ 5,320.00
Válvula globo T	0,03	8	\$ 600.00
Válvula globo T	0,05	20	\$ 2,400.00
Válvula balance	0,03	7	\$ 1,260.00
Válvula balance	0,03	11	\$ 1,617.00
Válvula balance	0,05	5	\$ 1,075.00
Válvula solenoide	0,03	14	\$ 3,584.00
Válvula solenoide	0,03	2	\$ 440.00
Válvula solenoide	0,05	5	\$ 1,725.00
Total			\$ 18,021.00

Fuente: elaboración propia.

Tabla 63. Costo total de la valvulería para la red de amoniaco de este proyecto.

Sección	Válvula	Diámetro [m]	Cantidad	Costo total	
FRI	Válvula globo	0,032	4	\$ 945.23	
	Válvula globo	0,064	2	\$ 1,164.31	
	Válvula globo	0,013	2	\$ 230.15	
	Válvula globo	0,019	4	\$ 507.08	
	Válvula solenoide S8F y filtro	0,013	2	\$ 1,008.00	
	Válvula expansión manual	0,019	2	\$ 290.46	
	Válvula solenoide gas caliente	0,025	10	\$ 4,578.46	
	Válvula cierre acción caliente CK-2	0,064	4	\$ 3,847.38	
	Válvula check CK4	0,025	2	\$ 358.15	
	Válvula control defrost A4AK	0,032	2	\$ 1,308.31	
	Válvula alivio SRH3	0,029 x 0,254	2	\$ 408.62	
	Válvula globo	0,025	20	\$ 3,052.31	
	Válvula globo	0,076	2	\$ 1,582.77	
T01	Válvula globo	0,102	1	\$ 1,023.38	
	Válvula globo	0,064	1	\$ 582.15	
	Válvula globo	0,019	2	\$ 253.54	
	Válvula solenoide S6N y filtro	0,013	1	\$ 265.85	
	Válvula expansión manual	0,019	1	\$ 145.23	
	Válvula solenoide gas caliente	0,019	5	\$ 1,098.46	
	Válvula cierre acción caliente CK-2	0,032	2	\$ 988.31	
	Válvula check CK4	0,025	1	\$ 179.08	
	Válvula control defrost A4AK	0,019	1	\$ 490.62	
	Válvula alivio SRH3	0,029 x 0,254	2	\$ 408.62	
	Válvula globo	0,025	10	\$ 1,526.15	
	T02	Válvula globo	0,076	2	\$ 1,582.77
		Válvula globo	0,102	1	\$ 1,023.38
Válvula globo		0,064	1	\$ 582.15	
Válvula globo		0,019	2	\$ 253.54	
Válvula solenoide S8F y filtro		0,013	1	\$ 504.00	
Válvula expansión manual		0,019	1	\$ 145.23	
Válvula solenoide gas caliente		0,019	5	\$ 1,098.46	
Válvula cierre acción caliente CK-2		0,032	2	\$ 988.31	
Válvula check CK4		0,025	1	\$ 179.08	
Válvula control defrost A4AK		0,019	1	\$ 490.62	
Válvula alivio SRH3		0,029 x 0,254	2	\$ 408.62	
Válvula globo		0,025	10	\$ 1,526.15	

M01, M02, M03, M04	Válvula globo	0,032	8	\$ 1,890.46
	Reguladora presión A4A y filtro	0,019	4	\$ 1,356.31
	Válvula globo	0,006	8	\$ 920.62
	Válvula solenoide S6N y filtro	0,013	4	\$ 1,060.92
	Válvula expansión manual	0,006	4	\$ 509.54
Chiller	Válvula globo	0,032	2	\$ 472.62
	Válvula solenoide SV2 y filtro	0,013	1	\$ 446.15
	Válvula expansión manual	0,032	1	\$ 147.69
RXF 68	Válvula globo	0,038	1	\$ 339.69
	Válvula globo	0,051	1	\$ 395.08
	Válvulas alivio SR1LQ	0,127 x0,029	2	\$ 290.46
RXF 85	Válvula globo	0,032	1	\$ 236.31
	Válvula globo	0,051	1	\$ 395.08
	Válvulas alivio SR1LQ	0,127 x0,029	2	\$ 290.46
RXF 24	Válvula globo	0,032	1	\$ 236.31
	Válvula globo	0,051	1	\$ 395.08
	Válvulas alivio SR1LQ	0,127 x0,029	2	\$ 290.46
Econimizer	Válvula globo	0,006	2	\$ 230.15
	Válvula solenoide S8F y filtro	0,013	1	\$ 504.00
	Válvula expansión manual	0,006	1	\$ 127.38
	Válvula globo	0,032	1	\$ 236.31
	Válvula globo	0,051	1	\$ 395.08
Reciibidor	Válvula alivio SRH3	0,029 x 0,254	2	\$ 408.62
	Válvula globo	0,038	1	\$ 339.69
	Válvula globo	0,019	1	\$ 115.08
	Válvula alivio SRH3	0,029 x 0,254	2	\$ 408.62
	Válvula globo	0,038	1	\$ 339.69
	Válvula globo	0,051	1	\$ 395.08
	Válvula globo	0,076	1	\$ 791.38
	Válvula globo	0,038	2	\$ 679.38
	Válvula solenoide S4A y filtro	0,013	1	\$ 624.00
	Válvula globo angulares	0,102	2	\$ 1,784.62
Condensador	Válvula globo	0,038	2	\$ 679.38
	Alivio SRH3	0,029 x 0,254	2	\$ 408.62
	Válvula globo	0,076	1	\$ 791.38
Trampas succión	Válvula globo	0,064	4	\$ 582.15
	Solenoide gas caliente y filtro	0,032	1	\$ 523.08
	Válvula reguladora presión A4A	0,032	1	\$ 607.38
	Válvula globo	0,064	4	\$ 582.15
	Solenoide gas caliente y filtro	0,032	1	\$ 523.08

Válvula reguladora presión A4A	0,032	1	\$ 607.38
Válvula alivio SRH3	0,029 x 0,254	2	\$ 204.31
Total			\$ 57,586.15

Fuente: elaboración propia.

Tabla 64. Costo total del proyecto.

Costo	
Equipos	\$620,553.89
Panelería	\$198,319.97
Tubería	\$8,538.80
Válvulas	\$75,607.15
Instalación eléctrica, mecánica	\$120,000.00
Total	\$1,023,019.82

Fuente: elaboración propia.

El costo total de esta obra a como se ha propuesto es de \$1,023,019.82 y es este el valor que debe ser recaudado por el cliente; el cual por descripciones propias declara que el monto de inversión proviene de un préstamo bancario al 9 [%] de interés anual; y la utilidad neta por cada kilogramo de carne con la tasa de producción actual (el cliente tiene una pequeña planta de proceso) de 60 canales de cerdo diarios en comparación con la producción por un turno en la nueva planta donde se incluye el proceso de bovinos, con una duplicación en la capacidad diaria de cerdos y 120 canales de res; se tiene lo siguiente (valores aproximados para la protección de los intereses del cliente):

Tabla 65. Costo utilidad neta por kilogramo de proceso diario.

Producción actual			
Promedio porcino por día	Peso promedio carne por porcino [kg]	Utilidad neta por kilogramo	Ingreso diario
60	69	57	¢235,980.00
Producción proyectada			
Promedio porcino por día	Peso promedio carne por porcino [kg]	Utilidad neta por kilogramo	Ingreso diario
120	69	57	¢471,960.00

Promedio res por día	Peso promedio carne por res [kg]	Utilidad neta por kilogramo	Ingreso diario
120	261	80	¢2,505,600.00
		total	¢2,977,560.00

Fuente: elaboración propia.

La utilidad neta por kilogramo refiere al valor final resultante del precio de venta menos los gastos necesarios para procesar el canal de carne (costos fijos y variables), esto resulta en un ingreso mensual de ¢ 60, 314,760.00 y esto se puede analizar para calcular el balance financiero para la recuperación de la inversión en 36 meses para amortizar la deuda en pagos anuales equivalentes y el pago de los intereses sobre el saldo en el momento en que se generan, de la siguiente forma:

Tabla 66. Amortización de la deuda en 36 meses al 8 [%] de interés anual.

Año	Saldo Deuda Vigente	Intereses Causados	Cancelación Intereses	Capital Amortización	Pago anual
0	¢583,120,961.10				
1	¢583,120,961.10	¢46,649,676.89	¢46,649,676.89	¢194,373,653.70	¢241,023,330.59
2	¢388,747,307.40	¢31,099,784.59	¢31,099,784.59	¢194,373,653.70	¢225,473,438.29
3	¢194,373,653.70	¢15,549,892.30	¢15,549,892.30	¢194,373,653.70	¢209,923,546.00
Devolución total del dinero		¢93,299,353.78	¢93,299,353.78	¢583,120,961.10	¢676,420,314.88

Fuente: elaboración propia.

Tabla 67. Flujo neto de efectivo para los tres años de proyección de reintegración de la inversión.

Ítem	Año 0	Año 1	Año 2	Año 3
Ahorro consumo comp		¢11,765,592.00	¢11,765,592.00	¢11,765,592.00
Diferencia en ingresos producción		¢723,777,120.00	¢723,777,120.00	¢723,777,120.00
Pago préstamo	¢583,120,961.10	¢241,023,330.59	¢225,473,438.29	¢209,923,546.00
FNE	-¢583,120,961.10	¢494,519,381.41	¢510,069,273.71	¢525,619,166.00

Fuente: elaboración propia.

El flujo neto de efectivo para este caso se enfoca solamente en el aumento de ingresos por el cambio en la producción y el ahorro en la facturación eléctrica de los compresores; donde el pago anual por el préstamo para la inversión en este

proyecto tiene un comportamiento decreciente respecto al tiempo y se consideran los ahorros por consumo eléctrico y aumento de producción constantes al provenir de un diferencial financiero. Es esta la información a presentar al cliente para su consideración y análisis de viabilidad interna.

Capítulo 8. Conclusiones y recomendaciones

8.1 Conclusiones

- Se seleccionó el modelo óptimo de los equipos evaporadores, condensadores, compresores y otros en función de la carga térmica de operación y las capacidades comerciales.
- Se diseñó el sistema de tuberías para esta instalación de refrigeración por amoníaco de acuerdo con las especificaciones del ASHRAE e IIAR.
- Se recopiló la información técnica de los equipos y accesorios del sistema de refrigeración para la implementación del software de gestión de mantenimiento TRICOM®.
- Se realizó el análisis de factibilidad financiera del diseño del sistema de refrigeración.

8.2 Recomendaciones

- Se recomienda que el cálculo de la cantidad de paneles de aislamiento es importante hacerlo con base en la distribución por superficie y no por área, debido a que así se reduce el desperdicio y mejora la estética arquitectónica.
- Es importante utilizar amoníaco en conjunto con un refrigerante secundario permite reducir sustancialmente la cantidad de carga del sistema, importante para reducir la magnitud de las acciones de emergencia ante fugas.
- Se recomienda emplear el sistema de alimentación inundado de refrigerante para proyectos con gran variedad de tipos de cargas como en la industria de proceso cárnico.
- Se recomienda utilizar compresores de tornillo doble para amoníaco y hacer uso del puerto lateral de estos, para maximizar el ahorro en el consumo

eléctrico al reducir la carga térmica a manejar por un equipo siendo apoyado por otro compresor ó bien con el uso de un economizer.

- Es recomendable seleccionar las válvulas del sistema con base en las características industriales de operación de cada modelo, para evitar disfunciones del sistema de refrigeración ya que la incorrecta selección de válvulas es una problemática común.
- Es importante hacer una recopilación de la información de fábrica de los equipos y accesorios utilizados para el sistema de refrigeración, para asegurar el conocimiento de las características importantes para el mantenimiento.

9. Bibliografía

Asociación de la Industria del Poliuretano Rígido. (2015). *Paneles Sandwich Poliuretano, serie informativa*.

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

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.

Aguiló, R. (1998). *Impacto de la refrigeración en el medio ambiente*. Buenos Aires, Argentina: Congreso Argentido del Frío CAF'98.

Beiser, A.(2009).*Schaum's Outline of Applied Physics*.(4ta.ed). Nueva York, Estados Unidos: McGraw-Hill Co.Inc.

Black, J. (2012). *Industry insight. Refrigerant gases: an industry in transition*, Lindle: Global Head of Chemicals and Refrigerants.

Carli, M. (2016). *Consideraciones de eficiencia energética en refrigeración con amoniaco*, San José, Costa Rica: CIEMI.

- Chandra, R. (2010). *Refrigeration and Air Conditioning*. (1ra. Ed). Nueva Delhi, India: Eastern Economy Edition.
- Daikin. (2009). *HFC blend refrigerant R-404 Product information*.
- Dossat, R. (1986). *Principios de Refrigeración*. México: Editorial Continental.
- Frigus BOHN S.A DE C.V. (2005). *Manual de Ingeniería*. BCT-025.
- Frick. (2011). *Vertical Coil Economizer. Specifications – Engineering Data – Dimensions*.
- Frick. (2006). *Thermosyphon Oil Cooling. Equipment Manual*.
- Frick. (2014). *Rotatory Screw Compressor Units, Instalation – Operation – Maintenance*.
- González, M; Martínez, P.(2012). *Análisis técnico a capacidades y necesidades de reemplazo de equipos que utilizan al amoniaco como refrigerante enfocado a una industria alimenticia*. Guayaquil, Ecuador: Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción.
- Grupo ICE. (2017). Tarifas oficiales facturación electricidad. Publicación Gaceta N°58.
- Hardenburg, R; Watada, A & Wang, C. (1988). *Almacenamiento comercial de frutas, legumbres y existencias de floristerías y viveros*, San José, Costa Rica: IICA.
- Heldman, D.(1975). *Food process engineering*, Lincoln, Reino Unido: Avi Publising Co. Inc.
- Melinder, A. (2007). *Thermophysical Properties of Aqueous Solutions Used as Secondary Working Fluids*. Stockholm, Suecia: KTH Energy and Environmental Technology.
- IIAR. (2000). *International Institute of Amonnia Refrigeration, Refrigeration Piping Handbook*.

National Refrigerants Inc. (2010). *R-507 Technical Guidelines*. (5ta. ed).

National Refrigerants Inc. (2013). *R-404 Safety Datasheet*. (2da. ed).

National Refrigerants Inc. (2013). *R-507 Safety Datasheet*.

Pita, E. (2005). *Acondicionamiento de Aire*. México: Editorial LIMUSA.

Parker. (2007). *Hot Gas Defrost for Ammonia Evaporators*. Bulletin 90-11a.

Parker. (2012). *Industrial Refrigeration Control Valves*. Catálogo C-12.

Science Lab. *Material Safety Data Sheet of Methanol*.

Science Lab. *Material Safety Data Sheet of Propylene Glycol*.

Vicente, Á. (2010). *Manual sobre El Protocolo de Kioto ¿Cómo puede contribuir la sociedad civil a su cumplimiento*. Madrid, España: IBERDOLA.

- Páginas web

<http://app.knovel.com/hotlink/toc/id:kpHCIBSEG3/heating-cibse-guide-b1/heating-cibse-guide-b1> CIBSE. *Heating - CIBSE guide B1 - 2016* CIBSE.

<http://www.imn.ac.cr/>, Datos Climáticos de Alajuela, 2017, Consultado el 15 de febrero, a las 13:00 horas.

www.webdelambiente.com, N° 25705: *Reglamento sobre procedimientos del SETENA*, 2015, Consultado el 15 de febrero, a las 14:00 horas.

<http://www.mag.go.cr>, N° 29588: *Reglamento Sanitario y de Inspección Veterinaria de Mataderos, Producción y Procesamiento de Carnes*, 2017, Consultado el 15 de febrero a las 12:00 horas.

Sección: anexos

Tablas de interés

Volumen pies ³	Cambios de Aire en 24 Hrs.	Volumen pies ³	Cambios de Aire en 24 Hrs.	Volumen pies ³	Cambios de Aire en 24 Hrs.
200	44.0	2,000	12.0	25,000	3.0
250	38.0	3,000	9.5	30,000	2.7
300	34.5	4,000	8.2	40,000	2.3
400	29.5	5,000	7.2	50,000	2.0
500	26.0	6,000	6.5	75,000	1.6
600	23.0	8,000	5.5	100,000	1.4
800	20.0	10,000	4.9	150,000	1.2
1,000	17.5	15,000	3.9	200,000	1.1
1,500	14.0	20,000	3.5	300,000	1.0

Figura 51. Cambios de aire en función de volumen de cámara fría. Fuente: BOHN.

Volumen pies ³	Cambios de Aire en 24 Hrs.	Volumen pies ³	Cambios de Aire en 24 Hrs.	Volumen pies ³	Cambios de Aire en 24 Hrs.
200	33.5	2,000	9.3	25,000	2.3
250	29.0	3,000	7.4	30,000	2.1
300	26.2	4,000	6.3	40,000	1.8
400	22.5	5,000	5.6	50,000	1.6
500	20.0	6,000	5.0	75,000	1.3
600	18.0	8,000	4.3	100,000	1.1
800	15.3	10,000	3.8	150,000	1.0
1,000	13.5	15,000	3.0	200,000	0.9
1,500	11.0	20,000	2.6	300,000	0.85

Figura 52. Cambios de aire en función de volumen de cámara fría. Fuente: BOHN.

Motor Hp	BTU por (HP) (HR)		
	Relacionado con la Carga dentro del Espacio Refrigerado ¹	Pérdida del Motor Fuera del Espacio Refrigerado ²	Relacionado con la Carga exterior del Espacio Refrigerado ³
1/8 a 1/2	4,250	2,545	1,700
1/2 a 3	3,700	2,545	1,150
3 a 20	2,950	2,545	400

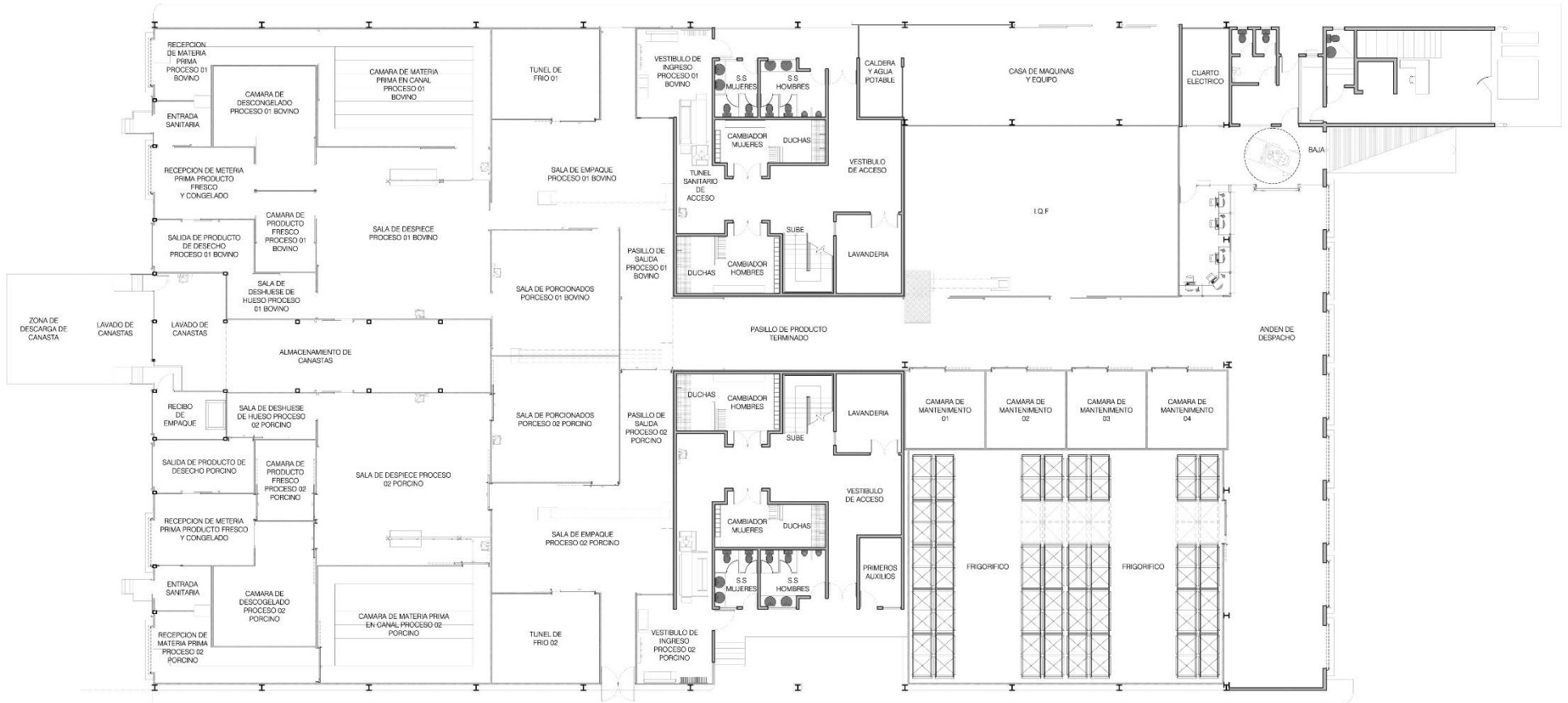
Figura 53. Calor equivalente de motores eléctricos. Fuente: BOHN.

Temperatura del Refrigerador °F	Calor Equivalente/Persona BTU/24Hrs.
50	17,280
40	20,160
30	22,800
20	25,200
10	28,800
0	31,200
-10	33,600

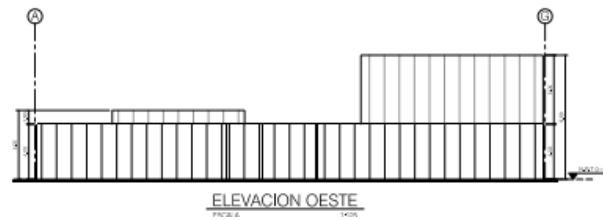
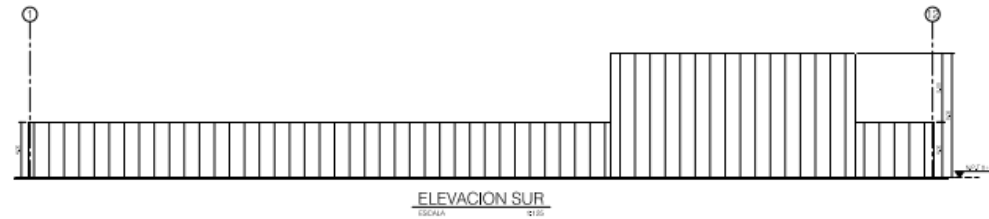
Figura 54. Calor equivalente de personas. Fuente: BOHN.

Ver conjunto de anexos “información técnica”.

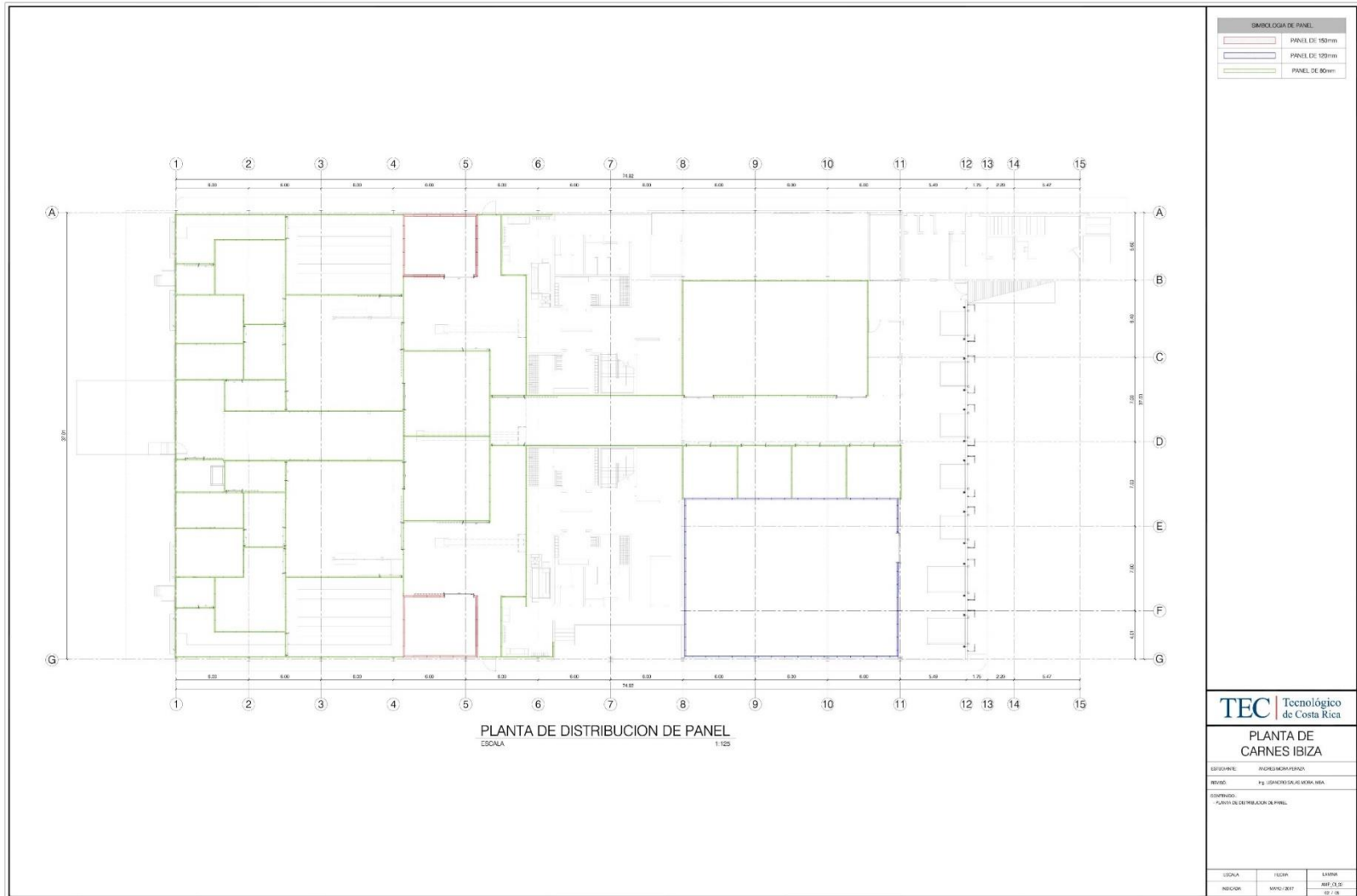
A1- Plano de distribución arquitectónica



A3- Plano de alturas de planta



A5- Plano distribución de panelería



A7- Plano diagrama unifilar, especificación de válvulas y tuberías

DETALLE AMPLIADO 2
ESCALA SIN ESCALA

DETALLE AMPLIADO 2
ESCALA SIN ESCALA

DETALLE AMPLIADO 3
ESCALA SIN ESCALA

Especificación equipos			
Identificación	Descripción	Identificación	Descripción
1	Compresor hermético americano Frost 905 34 Temperatura succión = 28.8 [°C] Capacidad térmica = 3500 [W] (10.4 [hp]) Motor eléctrico = 13750 [VA] (10.4 [hp]) Puerto lateral = 12766 [W] a 5.4 [°C]	25	ENFRIADOR DE AIRE GÜNTNER CSR MOD. GG IN 050 21/24 ANX50/28P M 7524 [W] GUICOL 30%
2	Compresor hermético americano Frost 800 88 Temperatura succión = 40 [°C] Capacidad térmica = 12766 [W] Motor eléctrico = 12750 [W] (17.5 [hp]) Puerto lateral = 14875 [W] a 5.4 [°C]	16	ENFRIADOR DE AIRE GÜNTNER RMBF MOD. GG IN 050 21/24 ANX50/28P M 6204 [W] GUICOL 30%
3	Compresor hermético americano Frost 800 88 Temperatura succión = 5.4 [°C] Capacidad térmica = 49677 [W] Motor eléctrico = 9128 [W] (12.3 [hp])	17	ENFRIADOR DE AIRE GÜNTNER SGBR MOD. GG IN 050 21/24 ANX50/28P M 7024 [W] GUICOL 30%
4	Condensador Modelo VAC 20 Temperatura operación = 5.44 [°C] Temperatura de evaporación = 37 [°C] Capacidad térmica = 11070 [W]	18	ENFRIADOR DE AIRE GÜNTNER OFE MOD. GG IN 050 21/24 ANX50/28P M 6204 [W] GUICOL 30%
5	Temper. expansión global propiética Bell & Gossett Modelo D-15 Volumen: 0.30 [m³]	10	ENFRIADOR DE AIRE GÜNTNER SDEB MOD. GG IN 050 21/24 ANX50/28P M 7024 [W] GUICOL 30%
6	Bombas de agua Bell & Gossett Modelo H 54C Caudal: 0.27 [m³/s] Motor eléctrico: 11200 [W] (15 [hp]) Cabeza: 90 [m] Eficiencia: 78 [%]	20	ENFRIADOR DE AIRE GÜNTNER SOB MOD. GG IN 050 21/24 ANX50/28P M 960 [W] GUICOL 30%
7	Enfriador de agua 30 [m³] - americano a 5.4 [°C] Alfa Laval Modelo T60 300SG Capacidad térmica: 128 [W]	21	ENFRIADOR DE AIRE GÜNTNER SES MOD. GG IN 050 21/24 ANX50/28P M 960 [W] GUICOL 30%
8	Receptor de líquido Modelo VAPTR 90 113 Capacidad: 498 [kg] Temperatura: 39 [°C] Presión de diseño: 1 [bar]	22	ENFRIADOR DE AIRE GÜNTNER SPB MOD. S-MOD 040 21/24 ANX50/28P M 1260 [W] GUICOL 30%
9	Purgador de aire Modelo JAF 34 Americano 4 purgadores	23	ENFRIADOR DE AIRE GÜNTNER SPP MOD. GG IN 050 21/24 ANX50/28P M 1260 [W] GUICOL 30%
10	Controlador proporcional americano TRICK modelo 2472 2020 Temperatura de condensación: 35 [°C] Catorrecho: 12678 [W]	24	ENFRIADOR DE AIRE GÜNTNER SEP MOD. S-MOD 040 21/24 ANX50/28P M 1260 [W] GUICOL 30%
11	TANQUE INUNDADO AMONÍACO T81 MOD. A-433M 16 131 42 OF 8000 JAF. GG 10 L CAPACIDAD TÉRMICA: 7000 [W] TEMPERATURA EVAPORACIÓN: -28.88 [°C]	25	ENFRIADOR DE AIRE GÜNTNER SEP MOD. GG IN 050 21/24 ANX50/28P M 960 [W] GUICOL 30%
12	EVAPORADOR INUNDADO AMONÍACO INTERCAL T81 MOD. A-433M 16 131 42 OF 8000 JAF. GG 10 L 2800 [W] TEMPERATURA EVAPORACIÓN: -28.88 [°C]	26	ENFRIADOR DE AIRE GÜNTNER SGP MOD. GG IN 050 21/24 ANX50/28P M 1260 [W] GUICOL 30%
13	ENFRIADOR DE AIRE GÜNTNER CMB MOD. S-MOD 040 21/24 ANX50/28P M 960 [W] GUICOL 30%	27	ENFRIADOR DE AIRE GÜNTNER CFP MOD. GG IN 050 21/24 ANX50/28P M 1260 [W] GUICOL 30%
14	ENFRIADOR DE AIRE GÜNTNER RMB MOD. GG IN 050 21/24 ANX50/28P M 2848 [W] GUICOL 30% 29F / 30F	28	ENFRIADOR DE AIRE GÜNTNER CFP MOD. GG IN 050 21/24 ANX50/28P M 1260 [W] GUICOL 30%
		29	ENFRIADOR DE AIRE GÜNTNER RMBF MOD. GG IN 050 21/24 ANX50/28P M 7524 [W] GUICOL 30%
		30	ENFRIADOR DE AIRE GÜNTNER CDF MOD. GG IN 045 21/24 ANX50/28P M 4704 [W] GUICOL 30%
		31	ENFRIADOR DE AIRE GÜNTNER RMP MOD. GG IN 050 21/24 ANX50/28P M 1064 [W] GUICOL 30%
		32	ENFRIADOR DE AIRE GÜNTNER CDF MOD. S-MOD 040 21/24 ANX50/28P M 1260 [W] GUICOL 30%
		33	EVAPORADOR INUNDADO AMONÍACO INTERCAL T81 MOD. A-433M 16 131 42 OF 8000 JAF. GG 10 L CAPACIDAD TÉRMICA: 2800 [W] TEMPERATURA EVAPORACIÓN: -28.88 [°C]
		34	TANQUE INUNDADO AMONÍACO MOD. H-619 34-40 CAPACIDAD TÉRMICA: 7000 [W] TEMPERATURA EVAPORACIÓN: -40 [°C]
		35	ENFRIADOR DE AIRE GÜNTNER AND MOD. GG IN 040 21/24 ANX50/28P M 1260 [W] GUICOL 30%
		36	ENFRIADOR DE AIRE GÜNTNER AND MOD. GG IN 040 21/24 ANX50/28P M 1260 [W] GUICOL 30%
		37	EVAPORADOR INUNDADO AMONÍACO COLMACOL T81 MOD. A-433M 16 131 42 OF 8000 JAF. GG 10 L 2800 [W] TEMPERATURA EVAPORACIÓN: -28.88 [°C]
		38	TANQUE INUNDADO AMONÍACO MOD. H-619 34-40 CAPACIDAD TÉRMICA: 4218 [W] TEMPERATURA EVAPORACIÓN: -28.88 [°C]
		39	ENFRIADOR DE AIRE GÜNTNER PAS MOD. GG IN 040 21/24 ANX50/28P M 1260 [W] GUICOL 30%
		40	EVAPORADOR AMONÍACO EVAPORACIÓN DIRECTA INTERCAL MOD. CVC 6C IN40 296C 7000 [W] TEMPERATURA EVAPORACIÓN: 5.55 [°C]
		41	Temper. succión F81 Modelo VAC 12 84 Temperatura operación = -28.88 [°C] Temperatura de evaporación = 39 [°C] Capacidad térmica: 7792 [W]
		42	Temper. succión T0444 Modelo VAC 10 18 Temperatura operación = 40 [°C] Temperatura alimentación = 35 [°C] Capacidad térmica: 5330 [W]
		43	ENFRIADOR DE AIRE GÜNTNER SFP MOD. GG IN 050 21/24 ANX50/28P M 1260 [W] GUICOL 30%

Especificación tuberías				
Identificación	Línea	Diámetro AG - [mm]	Diámetro [in]	Sh
11.1	Descongelado T01	0.8754	2	40
11.2	Descongelado T02	0.8754	1	40
11.3	Descongelado F81	0.8754	1	40
12	Succión comp F81	6.05	2	40
12.1	Succión F81 2.2	0.8752	1	40
13	Succión comp T81	0.8752	1	40
14	Puerto lateral T81	0.8752	1	40
15	Puerto lateral F81	0.8752	1	40
16	Succión comp G81	0.8752	1	40
17	Succión F81 26	0.8752	1	40
18	Succión comp F81	0.8752	1	40
19	Líquido receptor	0.8752	1	40
20	Líquido evaporador	0.8752	1	40
21	Líquido evaporador	0.8752	1	40
22	Líquido comp F81	0.8752	1	40
23	Líquido F81	0.8752	1	40
24	Líquido F81	0.8752	1	40
25	Líquido F81	0.8752	1	40
26	Líquido F81	0.8752	1	40
27	Líquido F81	0.8752	1	40
28	Líquido F81	0.8752	1	40
29	Líquido F81	0.8752	1	40
30	Líquido F81	0.8752	1	40
31	Líquido F81	0.8752	1	40
32	Líquido F81	0.8752	1	40
33	Líquido F81	0.8752	1	40
34	Líquido F81	0.8752	1	40
35	Líquido F81	0.8752	1	40
36	Líquido F81	0.8752	1	40
37	Líquido F81	0.8752	1	40
38	Líquido F81	0.8752	1	40
39	Líquido F81	0.8752	1	40
40	Líquido F81	0.8752	1	40
41	Líquido F81	0.8752	1	40
42	Líquido F81	0.8752	1	40
43	Líquido F81	0.8752	1	40
44	Líquido F81	0.8752	1	40
45	Líquido F81	0.8752	1	40
46	Líquido F81	0.8752	1	40
47	Líquido F81	0.8752	1	40
48	Líquido F81	0.8752	1	40
49	Líquido F81	0.8752	1	40
50	Líquido F81	0.8752	1	40
51	Líquido F81	0.8752	1	40
52	Líquido F81	0.8752	1	40
53	Líquido F81	0.8752	1	40
54	Líquido F81	0.8752	1	40
55	Líquido F81	0.8752	1	40
56	Líquido F81	0.8752	1	40
57	Líquido F81	0.8752	1	40
58	Líquido F81	0.8752	1	40
59	Líquido F81	0.8752	1	40
60	Líquido F81	0.8752	1	40
61	Líquido F81	0.8752	1	40
62	Líquido F81	0.8752	1	40
63	Líquido F81	0.8752	1	40
64	Líquido F81	0.8752	1	40
65	Líquido F81	0.8752	1	40
66	Líquido F81	0.8752	1	40
67	Líquido F81	0.8752	1	40
68	Líquido F81	0.8752	1	40
69	Líquido F81	0.8752	1	40
70	Líquido F81	0.8752	1	40
71	Líquido F81	0.8752	1	40
72	Líquido F81	0.8752	1	40
73	Líquido F81	0.8752	1	40
74	Líquido F81	0.8752	1	40
75	Líquido F81	0.8752	1	40
76	Líquido F81	0.8752	1	40
77	Líquido F81	0.8752	1	40
78	Líquido F81	0.8752	1	40
79	Líquido F81	0.8752	1	40
80	Líquido F81	0.8752	1	40
81	Líquido F81	0.8752	1	40
82	Líquido F81	0.8752	1	40
83	Líquido F81	0.8752	1	40
84	Líquido F81	0.8752	1	40
85	Líquido F81	0.8752	1	40
86	Líquido F81	0.8752	1	40
87	Líquido F81	0.8752	1	40
88	Líquido F81	0.8752	1	40
89	Líquido F81	0.8752	1	40
90	Líquido F81	0.8752	1	40
91	Líquido F81	0.8752	1	40
92	Líquido F81	0.8752	1	40
93	Líquido F81	0.8752	1	40
94	Líquido F81	0.8752	1	40
95	Líquido F81	0.8752	1	40
96	Líquido F81	0.8752	1	40
97	Líquido F81	0.8752	1	40
98	Líquido F81	0.8752	1	40
99	Líquido F81	0.8752	1	40
100	Líquido F81	0.8752	1	40

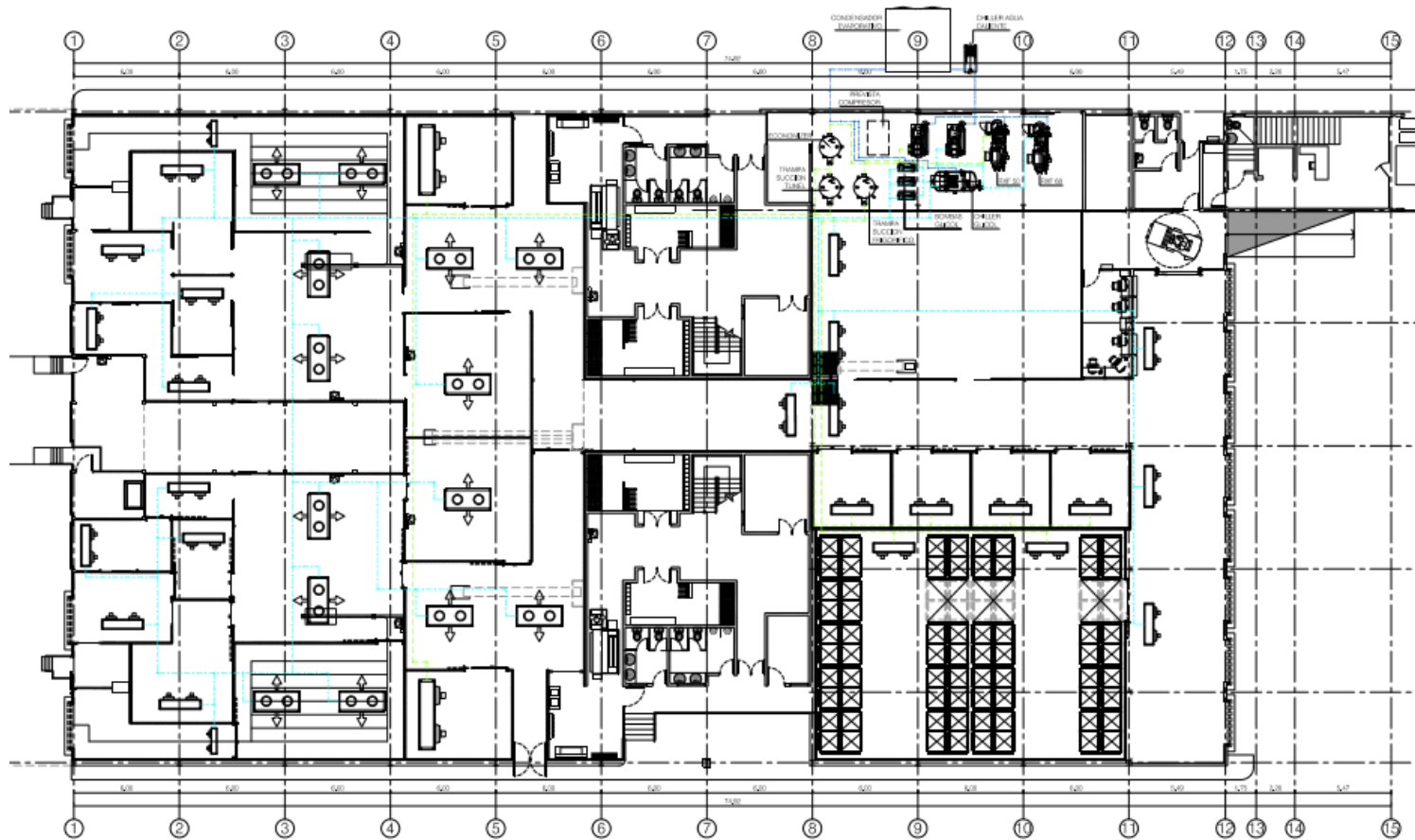
TEC Tecnológico de Costa Rica

PLANTA DE CARNES IBIZA

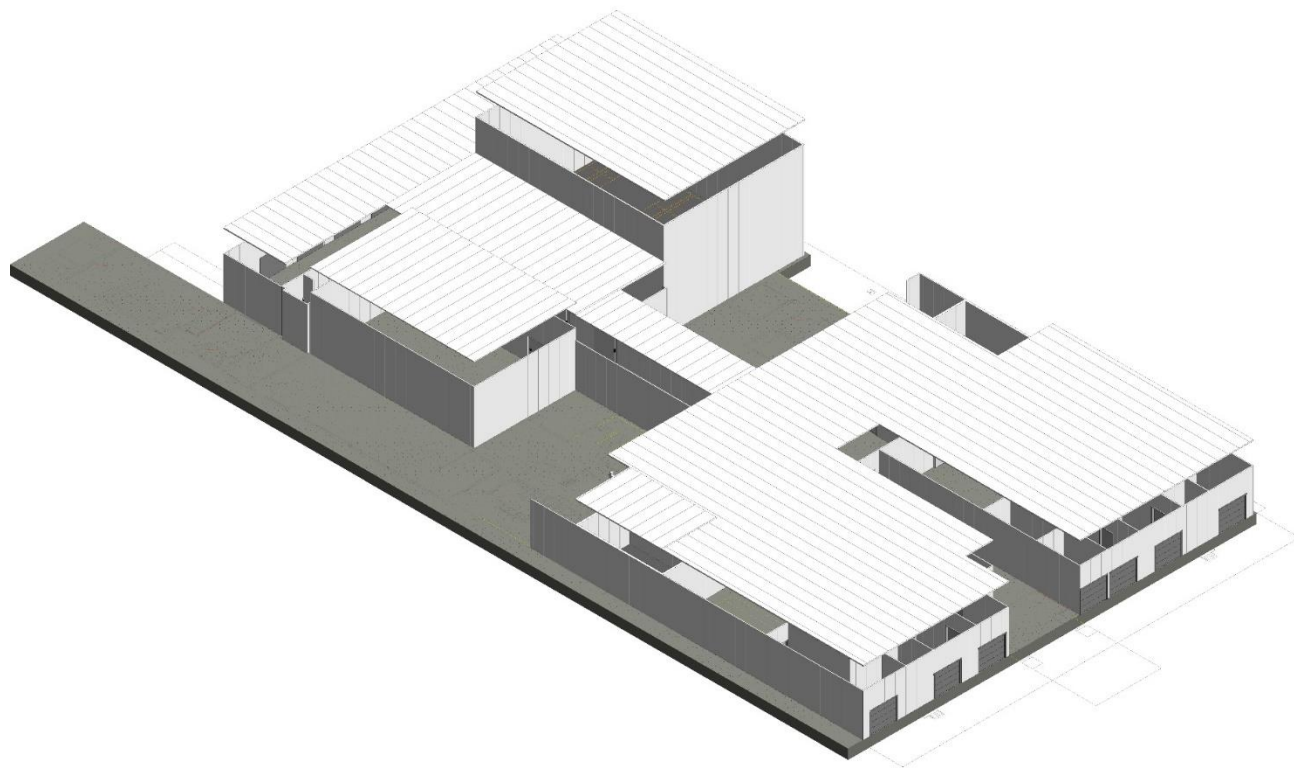
ESTADÍSTICO: INGENIERO FERRAZ
 PROYECTO: PLANTA DE CARNES IBIZA
 ESTADÍSTICO: INGENIERO FERRAZ
 DETALLE AMPLIADO 2
 PLAN DE ESPECIFICACIONES DE TUBERIAS
 PLAN DE ESPECIFICACIONES DE TUBERIAS

ESCALA	ESCALA	LÁMINA
INDICAR	AVISO DE EF	AMP. 03_26
		20 / 26

A8 – Ubicación unidades enfriadoras de aire.



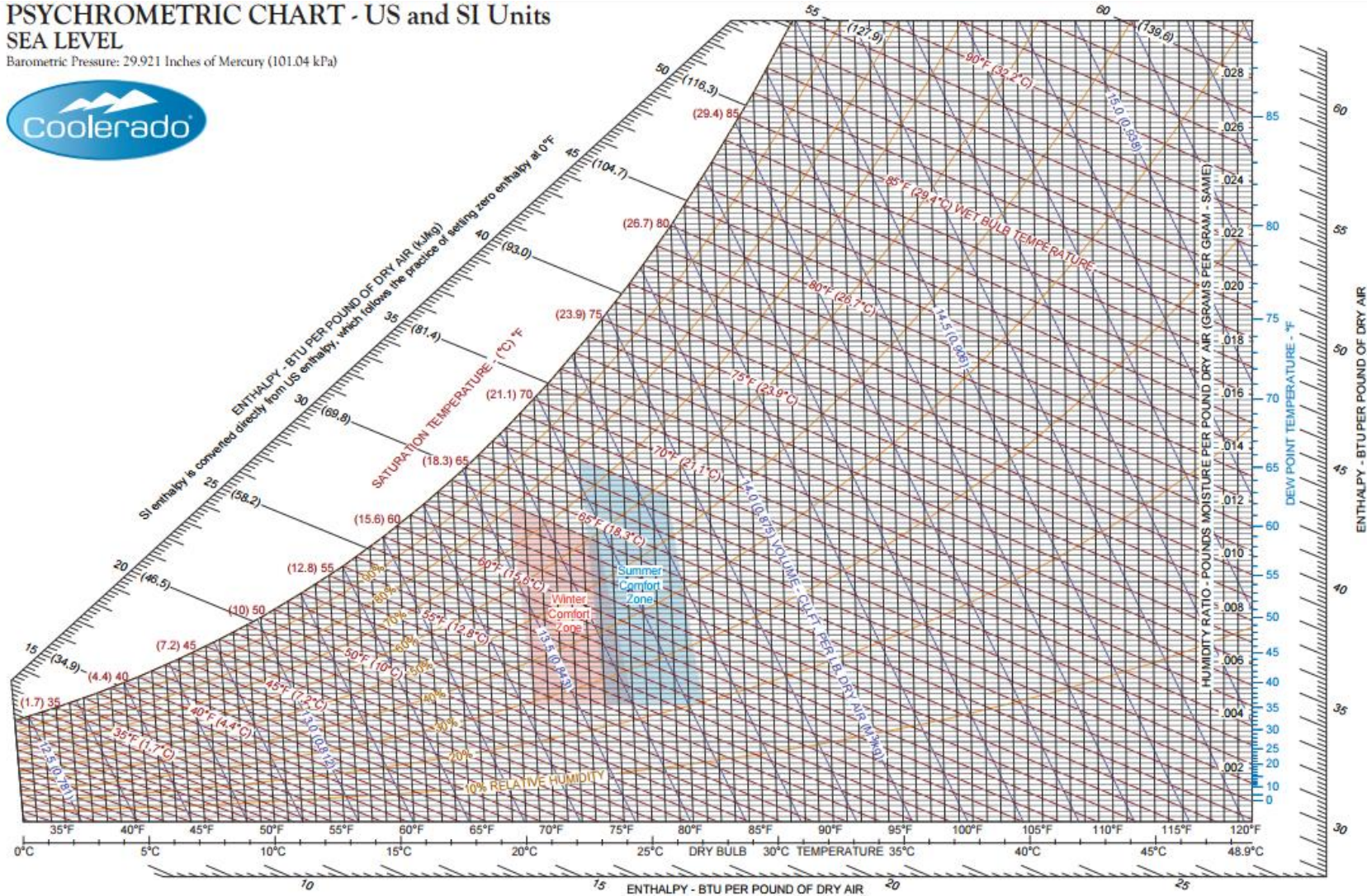
A9 - Representación 3D planta



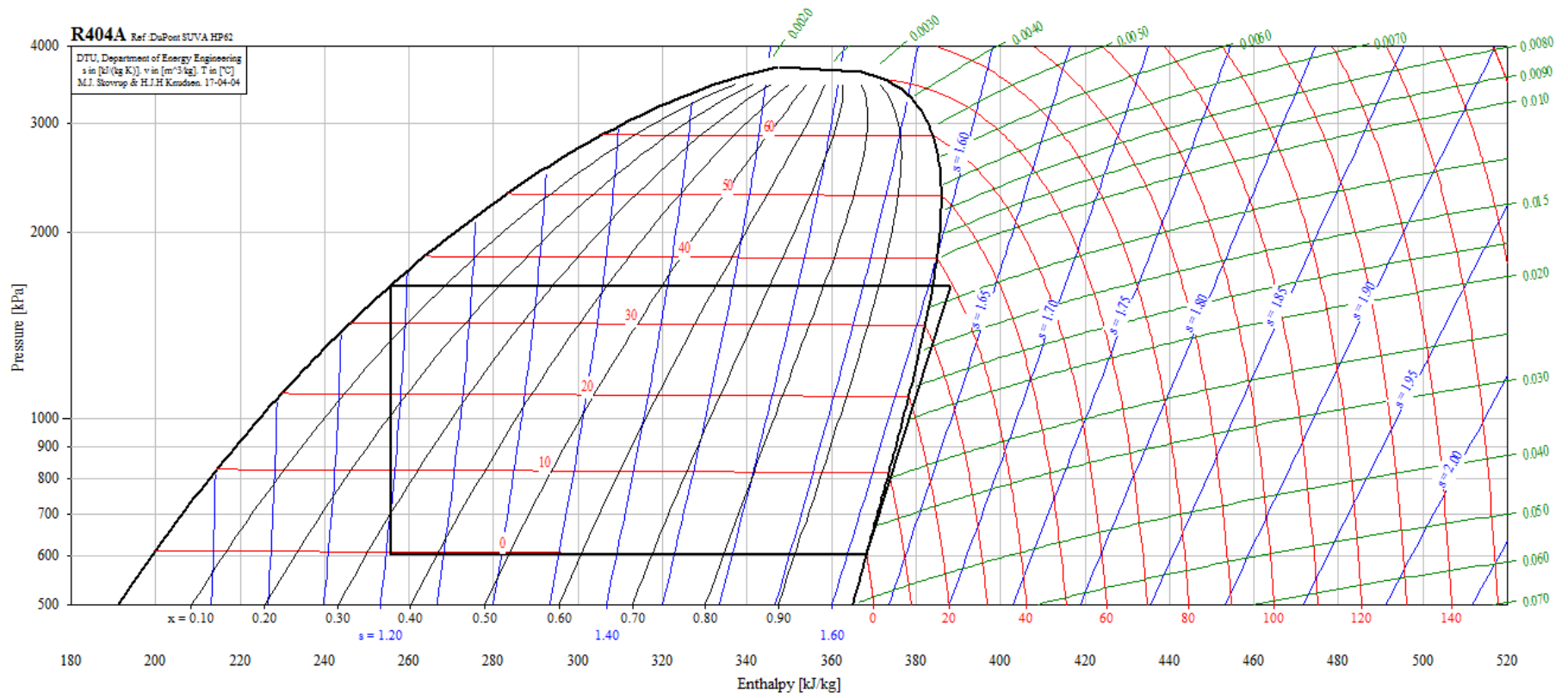
A9-Carta psicométrica del aire (fuente: Coolerado)

PSYCHROMETRIC CHART - US and SI Units SEA LEVEL

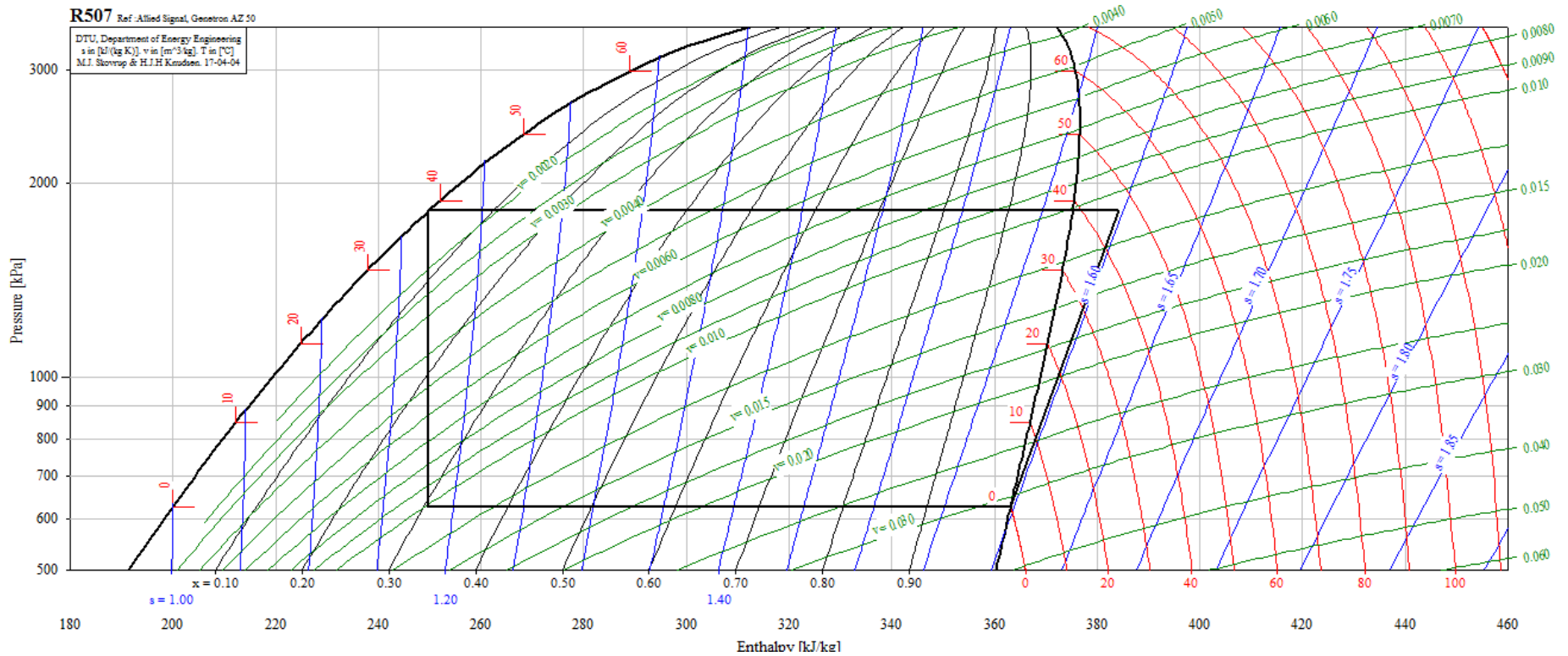
Barometric Pressure: 29.921 Inches of Mercury (101.04 kPa)



A10 - Diagrama de Moeller R-404 (fuente: Coolpack)



A11 - Diagrama de Moeller R-507 (fuente: Coolpack)



A12 - Diagrama de Moeller R-717 (fuente: Coolpack)

