



**“DISEÑO DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR AMONÍACO PARA UNA
EMPRESA DE INDUSTRIA CÁRNICA”**

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

Flavio Gilberto Ureña Ulcigrai

Cartago, Noviembre 2017



engineerscanada

Escuela Acreditada por el
Canadian Engineering Accreditation Board (CEAB)

Profesor tutor:

Ing. José Alberto Garro Zavaleta.

Asesor industrial:

Ing. Lisandro Salas Mora.

Tribunal examinador:

Ing. Gilbert Bonilla Castillo.

Ing. Oscar Monge Ruiz.

Hoja de información

Información del estudiante:

- Nombre: Flavio Gilberto Ureña Ulcigrai.
- Cédula: 1-1486-0169.
- Carné TEC: 201123693.
- Residencia en tiempo lectivo: Río Segundo, Alajuela.
- Residencia en tiempo no lectivo: Santa María, Dota, San José.
- Teléfono: (+506) 8711-34-80.
- Email: urena.flavio@gmail.com

Información del proyecto:

- Nombre del proyecto: Diseño de un sistema de refrigeración por amoniaco para una empresa de industria cárnica.
- Profesor asesor: Ing. Alberto Garro Zavaleta.
- Horario de trabajo del estudiante: lunes a viernes, de 8:00 a.m. a 5:00 p.m.

Información de la empresa:

- Nombre: Refrigeración y Soluciones de Frío S.A.
- Dirección: Condominio comercial Terrum, bodega #13. Río Segundo, Alajuela.
- Teléfono: (+506) 2441-81-62.
- Actividad principal: Consultoría en refrigeración industrial.
- Asesor industrial: Ing. Lisandro Salas Mora.

Dedicatoria

A mis padres

Quienes con mucho esfuerzo, sacrificio y cariño, me apoyaron y aconsejaron en cada decisión que he tomado en la vida, y de quienes he aprendido muchas cosas, con lo cual forjaron todo lo que soy.

A mis hermanos

Con quienes he compartido experiencias gratas y en ocasiones no tan gratas, pero que de una u otra forma hemos salido adelante, y nos unifica como hermanos que somos.

A mis familiares

A quienes estimo y aprecio mucho.

A Dios

Por darme la oportunidad de vivir y permitirme llegar a este punto, por darme la fortaleza e iluminación necesaria para poder culminar este proyecto, y por haber puesto en mi camino a aquellas personas que han sido mi soporte y compañía durante mis estudios.

Agradecimiento

A Dios las gracias por guiarme y fortalecerme en lo que será una vida llena de retos y dificultades, pero que de seguro, muchos éxitos.

A mis padres y mis hermanos, por todo el apoyo, comprensión y sacrificios realizados para que yo pudiera culminar mis estudios y seguir mis metas, y de quienes aprendo a cómo enfrentarme a la vida.

Al Tecnológico de Costa Rica, por ser más que un centro de enseñanza, también un lugar en donde hice muchos amigos y ayudara a desarrollarme como persona y profesional.

A los profesores de la Escuela de Ingeniería Electromecánica, por todas las enseñanzas y preparación académica brindada.

A la empresa Refrigeración y Soluciones de Frío S.A., en especial al Ing. Lisandro Salas Mora, por darme la oportunidad de realizar mi práctica profesional, la cual es el último requisito para obtener el título de Licenciatura en Ingeniería en Mantenimiento Industrial. A su vez las gracias por el tiempo que ha dedicado para apoyarme y guiarme durante el desarrollo de la misma, y de todo el conocimiento y experiencias que me ha aportado y ayudado para mi crecimiento personal y profesional. También agradecer al personal de la empresa, quienes me trataron como un compañero más.

Al profesor Ing. Alberto Garro Zavaleta, por la orientación y ayuda brindada para que este proyecto se desarrollara de la mejor manera. Al profesor Ing. Oscar Monge Ruiz, por infundir motivación y confianza en mis capacidades.

A mis amigos y compañeros de clase, con quienes sufría y me divertía realizando los trabajos universitarios, a la vez que compartíamos de gratas experiencias.

A todas aquellas personas que Dios ha puesto en mi camino y a quienes les doy las gracias por ayudarme a alcanzar este punto de la vida.

A todos, muchas gracias...

Índice General

RESUMEN	18
ABSTRACT	19
CAPÍTULO 1 : INTRODUCCIÓN	20
1.1. Descripción de la empresa	20
1.2. Misión / Visión de la empresa	21
1.2.1. Misión	21
1.2.2. Visión.....	21
1.3. Organigrama de la empresa	22
1.4. Descripción del proceso productivo	23
CAPÍTULO 2 : PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	24
2.1. Descripción del problema	24
2.2. Justificación	24
CAPÍTULO 3 : OBJETIVOS	26
3.1. Objetivo general.....	26
3.2. Objetivos específicos	26
CAPÍTULO 4 : METODOLOGÍA.....	27
4.1. Procedimiento	27
4.2. Alcance del proyecto.....	28
4.3. Limitaciones del proyecto	29
CAPÍTULO 5 : MARCO TEÓRICO.....	30
5.1. Conceptos básicos.....	30
5.2. Estado del arte.....	31

5.2.1. Refrigeración	31
5.2.2. Aplicaciones de la refrigeración	33
5.2.3. Carga de refrigeración	34
5.2.4. Escalas de temperatura en refrigeración	34
5.2.5. Ciclos de refrigeración	35
5.2.6. Ciclo ideal de refrigeración por compresión.....	36
5.2.7. Eficiencia del ciclo	38
5.2.7.1. Efecto de la temperatura de succión	38
5.2.7.2. Efecto de la temperatura de condensación	38
5.2.8. Ciclo real de refrigeración por compresión	39
5.2.8.1. Efecto del sobrecalentamiento en el vapor de succión.....	39
5.2.8.2. Efectos del sub-enfriamiento en el líquido	40
5.2.9. Componentes principales de un circuito de refrigeración	41
5.2.9.1. Evaporador	42
5.2.9.2. Compresor.....	42
5.2.9.3. Condensador	43
5.2.9.4. Dosificador de refrigerante	43
5.2.9.5. Otros componentes	44
5.2.10. Refrigerantes	44
5.2.11. El amoníaco como refrigerante	47
5.2.12. Sistemas de refrigeración con amoníaco	48
5.2.12.1. Sistemas de etapa simple	48
5.2.12.2. Sistemas con economizador.....	49
5.2.12.3. Sistemas de múltiples etapas	50

CAPÍTULO 6 : DISPOSICIONES PREVIAS DE DISEÑO	52
6.1. Ubicación geográfica de la planta “Carnes La Pacífica”	52
6.2. Distribución física de la planta	52
6.3. Requerimientos de temperatura por sección	54
CAPÍTULO 7 : DISEÑO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN	57
7.1. Cálculo de la carga térmica	57
7.1.1. Carga por transmisión a través de las superficies	58
7.1.2. Carga por cambios e infiltración de aire	62
7.1.3. Carga por producto.....	66
7.1.4. Cargas internas o misceláneas	71
7.1.4.1. Carga por personas.....	71
7.1.4.2. Carga por iluminación.....	72
7.1.4.3. Carga por motores.....	73
7.1.4.4. Cargas adicionales.....	75
7.1.5. Carga térmica total	76
7.2. Selección del refrigerante	79
7.2.1. Criterio ambiental	80
7.2.2. Criterio de seguridad	82
7.2.3. Criterio de desempeño	83
7.2.4. Comparación entre criterios.....	87
7.3. Selección de refrigerante secundario.....	88
7.4. Consideraciones previas para la selección y ubicación de las unidades evaporadoras.....	94
7.5. Diseño del sistema de refrigeración con propilenglicol	102

7.5.1. Selección de unidades enfriadoras de aire	102
7.5.2. Dimensionamiento de las tuberías	107
7.5.3. Sistema de bombeo.....	111
7.5.4. Cámara de expansión.....	115
7.5.5. Sistema de enfriamiento de propilenglicol o “chiller”	120
7.5.6. Accesorios	121
7.6. Diseño del sistema de refrigeración con amoníaco.....	128
7.6.1. Diseño de la red de distribución de amoníaco a evaporadores	129
7.6.1.1. Selección de evaporadores	129
7.6.1.2. Sistema de des-escarche en unidades evaporadoras.....	133
7.6.1.3. Dimensionamiento de las tuberías	140
7.6.1.4. Selección de tanques inundados.....	146
7.6.1.5. Accesorios.....	148
7.6.2. Diseño del cuarto de máquinas	157
7.6.2.1. Sistema de compresión	158
7.6.2.2. Sistema de enfriamiento del aceite.....	165
7.6.2.3. Sistema de condensación	166
7.6.2.4. Sistema de recirculación	169
7.6.2.5. Dimensionamiento de las tuberías	175
7.6.2.6. Selección del receptor de líquido	180
7.6.2.7. Sistema de purga de aire	186
7.6.2.8. Accesorios.....	186
7.6.2.9. Aislamiento en tuberías	192
CAPÍTULO 8 : RECOPIACIÓN DE INFORMACIÓN DE MANTENIMIENTO.....	197

CAPÍTULO 9 : COSTO DEL PROYECTO.....	200
CAPÍTULO 10 : CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	206
10.1. Conclusiones	206
10.2. Recomendaciones	206
BIBLIOGRAFÍA	207
ANEXOS	211
Anexo 1. Plano arquitectónico	212
Anexo 2. Imágenes 3D de la planta	213
Anexo 3. Carta psicométrica	215
Anexo 4. Capacidad de las líneas de succión y descarga en compresores (en toneladas de refrigeración)	216
Anexo 5. Capacidad de líneas de retorno sobrealimentados (en toneladas de refrigeración).....	217
Anexo 6. Capacidad de líneas de líquido (en toneladas de refrigeración)	218
Anexo 7. Capacidad de las líneas de gas caliente y ecualización (en toneladas de refrigeración).....	219
Anexo 8. Capacidad de las líneas de alimentación inundado y para el enfriamiento por termosifón	220
Anexo 9. Caída de presión en líneas de líquido	221
Anexo 10. Espesor de aislamiento	222
Anexo 11. Ficha técnica de una de las manejadoras de aire.....	223
Anexo 12. Ficha técnica de una de los evaporadores de amoniaco	224
Anexo 13. Ficha técnica del intercambiador de calor o “chiller	225
Anexo 14. Ficha técnica del compresor de -40 °C.....	227
Anexo 15. Ficha técnica del compresor de -8 °C.....	229

Anexo 16. Ficha técnica del compresor de -28 °C.....	231
Anexo 17. Ficha técnica del condensador evaporativo.....	233
Anexo 18. Ficha técnica del recibidor de líquido.....	233
Anexo 19. Ficha técnica de la recirculadora de media temperatura	234
Anexo 20. Ficha técnica de la recirculadora de baja temperatura	235
APÉNDICES	237
Apéndice 1. Distribución de evaporadores y manejadoras de aire	238
Apéndice 2. Diagrama unifilar de la red de propilenglicol	239
Apéndice 3. Diagrama unifilar de la red de amoniaco.....	240
Apéndice 4. Diagrama unifilar de la casa de máquinas	241
Apéndice 5. Diagrama unifilar del sistema.....	242

Índice de Figuras

Figura 1.1 Organigrama de la empresa RSF	22
Figura 1.2 Diagrama del proceso productivo de la empresa RSF	23
Figura 5.1. Actividad bacteriana según temperatura	32
Figura 5.2. Diagrama de Mollier para un ciclo de refrigeración por compresión	36
Figura 5.3. Diagrama $p-h$ comparando al ciclo saturado simple con el ciclo sobrecalentado.....	40
Figura 5.4. Diagrama $p-h$ comparando el ciclo sub-enfriado con el ciclo saturado simple.....	41
Figura 5.5. Tiempo en que deben ser re-emplazados los diferentes refrigerantes ...	46
Figura 5.6. Esquema básico de un sistema de etapa simple de compresión.....	49

Figura 5.7. Disposición de un economizador de carcasa y serpentín	50
Figura 5.8. Sistema de refrigeración de doble etapa de compresión	51
Figura 7.1. Variación de q_{max}/A en función de A/P	60
Figura 7.2. Cambios de aire promedio en 24 horas para cuartos de almacenamiento debajo de 0°C debido a la apertura de puertas e infiltración.....	63
Figura 7.3. Condiciones de almacenamiento de la carne de res.....	68
Figura 7.4. Datos de composición no congelada, punto inicial de congelación y calor específico de la carne de res	69
Figura 7.5. Equivalente calorífico de los ocupantes	72
Figura 7.6. Ganancia de calor de motores eléctricos típicos.....	74
Figura 7.7. Diagrama de Mollier para el refrigerante R-404A bajo condiciones de temperatura de evaporación de -31,7 °C y condensación de 30 °C	85
Figura 7.8. Diagrama de Mollier para el refrigerante R-507 bajo condiciones de temperatura de evaporación de -31,7 °C y condensación de 30 °C	86
Figura 7.9. Diagrama de Mollier para el amoniaco (R-717) bajo condiciones de temperatura de evaporación de -31,7 °C y condensación de 30 °C	86
Figura 7.10. Ubicación recomendada del evaporador.....	98
Figura 7.11. Arreglo de evaporadores en un recinto grande.....	99
Figura 7.12. Evaporadores de flujo simple en la cámara de canales	101
Figura 7.13. Evaporador de flujo doble en el pasillo frío	101
Figura 7.14. Componentes fundamentales de un sistema hidrónico.....	107
Figura 7.15. Curva característica bomba Bell & Gossett Series e-1510 3AD	114
Figura 7.16. Instalación de válvulas en unidades enfriadoras de aire.....	123

Figura 7.17. Ejemplo de selección de válvula de balanceo.....	124
Figura 7.18. Instalación de válvulas en sistema de bombeo.....	124
Figura 7.19. Selección de la válvula de bypass	126
Figura 7.20. Circuito básico de descongelamiento por gas caliente para evaporadores inundados	137
Figura 7.21. Circuito básico de descongelamiento por gas caliente para evaporadores sobrealimentados.....	138
Figura 7.22. Circuito diseñado para descongelamiento y alimentación de los evaporadores inundados con sus respectivas válvulas	139
Figura 7.23. Circuito diseñado para descongelamiento y alimentación de los evaporadores sobrealimentados con sus respectivas válvulas.....	139
Figura 7.24. Ejemplo de cómo se dimensiona la tubería de líquido para equipo sobrealimentado.....	142
Figura 7.25. Diagrama de conexión del tanque inundado y sus válvulas.....	148
Figura 7.26. Representación de los compresores RXF 15, RWF 134 y RWF 177 respectivamente.....	164
Figura 7.27. Representación en unifilar del condensador evaporativo.....	168
Figura 7.28. Representación en unifilar de la recirculadora de baja temperatura	174
Figura 7.29. Representación en unifilar de la recirculadora de media temperatura .	175
Figura 7.30. Unifilar de las tuberías en casa de máquinas	177
Figura 7.31. Ejemplo de cómo se dimensiona la tubería de descarga del compresor de alta presión.....	180
Figura 7.32. Representación en unifilar del recibidor de líquido.....	185

Figura 8.1. Programa de mantenimiento preventivo de los compresores según el fabricante	198
---	-----

Índice de Tablas

Tabla 6.1. Condiciones climatológicas en Managua, Nicaragua.....	52
Tabla 6.2. Recintos con necesidad de frío y sus dimensiones internas	53
Tabla 6.3. Continuación de la tabla 6.2.....	54
Tabla 6.4. Temperaturas de cada recinto en contraste con la reglamentación sobre instalaciones frigoríficas.....	55
Tabla 6.5. Continuación de la tabla 6.4.....	56
Tabla 7.1. Dimensiones estructurales de algunos de los recintos fríos.....	59
Tabla 7.2. Temperatura interna y externa a la que se exponen los recintos	61
Tabla 7.3. Carga térmica por transmisión en los recintos fríos	62
Tabla 7.4. Cambios de aire en 24 horas en cada recinto	63
Tabla 7.5. Propiedades físicas del aire interno en los cuartos fríos	64
Tabla 7.6. Propiedades físicas del aire externo	64
Tabla 7.7. Carga térmica por infiltración en los cuartos fríos	66
Tabla 7.8. Datos para el cálculo de carga térmica por producto	70
Tabla 7.9. Carga térmica por infiltración en los cuartos fríos	71
Tabla 7.10. Carga térmica por iluminación.....	73
Tabla 7.11. Carga térmica por motores.....	75
Tabla 7.12. Carga térmica por elementos adicionales	75

Tabla 7.13. Continuación de la tabla 7.12	76
Tabla 7.14. Carga térmica total en secciones analizadas	76
Tabla 7.15. Carga térmica horaria con factor de seguridad para los recintos analizados.....	78
Tabla 7.16. Carga total de refrigeración del sistema	78
Tabla 7.17. Continuación de la tabla 7.16.....	79
Tabla 7.18. Índices ambientales de los refrigerantes en estudio.....	81
Tabla 7.19. Clasificación de seguridad de los refrigerantes en estudio	83
Tabla 7.20. Comparación en el rendimiento de los refrigerantes en estudio bajo diferentes condiciones de operación.....	85
Tabla 7.21. Comparación de resultados para los distintos criterios de selección de refrigerantes.....	87
Tabla 7.22. Comparación de prestaciones de refrigerantes secundarios	89
Tabla 7.23. Energía relativa necesaria para bombeo.....	90
Tabla 7.24. Información adicional sobre los refrigerantes secundarios.....	91
Tabla 7.25. Puntos de congelación de soluciones acuosas de propilenglicol	92
Tabla 7.26. Tipo de subsistema de refrigeración a emplear en cada recinto frío	93
Tabla 7.27. Intercambios de aire recomendados por hora	95
Tabla 7.28. Continuación de la tabla 7.27	96
Tabla 7.29. Cantidad y tipo de evaporadores a instalar por recinto frío	99
Tabla 7.30. Continuación de la tabla 7.29	100
Tabla 7.31. Diseño de evaporador con DT	103

Tabla 7.32. Impacto en costos de iniciales y energéticos de la diferencia de temperatura del agua enfriada.	104
Tabla 7.33. Condiciones termo físicas del propilenglicol en el sistema secundario de refrigeración	105
Tabla 7.34. Selección de unidades enfriadoras de aire	106
Tabla 7.35. Dimensionamiento de las tuberías principal, ramales y por equipos de propilenglicol	109
Tabla 7.36. Continuación de la tabla 7.35	110
Tabla 7.37. Propiedades físicas del propilenglicol a la temperatura de retorno	111
Tabla 7.38. Aporte al cabezal de presión de los elementos del sistema hidráulico ..	113
Tabla 7.39. Condiciones de operación mínima del sistema de bombeo	114
Tabla 7.40. Selección del sistema de bombeo	115
Tabla 7.41. Volumen de refrigerante secundario en tuberías	117
Tabla 7.42. Continuación de la tabla 7.41	118
Tabla 7.43. Volumen de refrigerante secundario en equipos	119
Tabla 7.44. Selección de la cámara de expansión	120
Tabla 7.45. Selección del intercambiador de calor o “chiller”	121
Tabla 7.46. Selección de válvulas y accesorios por cada sección enfriada	126
Tabla 7.47. Continuación de la tabla 7.46	127
Tabla 7.48. Continuación de la tabla 7.46	128
Tabla 7.49. Temperatura de evaporación y método de alimentación de refrigerante para cada evaporador según su condición de operación	131
Tabla 7.50. Continuación de la tabla 7.49	132

Tabla 7.51. Modelos seleccionados de evaporadores de amoniaco según requerimientos de operación.....	133
Tabla 7.52. Dimensionamiento de las tuberías principales y ramales de amoniaco	143
Tabla 7.53. Continuación de la tabla 7.52.....	144
Tabla 7.54. Dimensionamiento de las tuberías de amoniaco por equipo.....	145
Tabla 7.55. Continuación de la tabla 7.54.....	146
Tabla 7.56. Selección de tanques inundados	147
Tabla 7.57. Selección de válvulas y accesorios en la red de distribución de amoniaco	150
Tabla 7.58. Continuación de la tabla 7.57	151
Tabla 7.59. Continuación de la tabla 7.57	152
Tabla 7.60. Continuación de la tabla 7.57	153
Tabla 7.61. Continuación de la tabla 7.57	154
Tabla 7.62. Continuación de la tabla 7.57	155
Tabla 7.63. Continuación de la tabla 7.57	156
Tabla 7.64. Continuación de la tabla 7.57	157
Tabla 7.65. Selección de compresores para el sistema de refrigeración	164
Tabla 7.66. Selección del condensador evaporativo	168
Tabla 7.67. Caída de presión en tuberías de amoniaco líquido	170
Tabla 7.68. Continuación de la tabla 7.67	171
Tabla 7.69. Rutas críticas para el sistema de bombeo de amoniaco	172
Tabla 7.70. Selección de recirculadoras	173
Tabla 7.71. Dimensionamiento de las tuberías de amoniaco en casa de máquinas	177

Tabla 7.72. Continuación de la tabla 7.71	178
Tabla 7.73. Continuación de la tabla 7.71	179
Tabla 7.74. Cálculo de carga de refrigerante en tuberías principales y de casa de máquinas	181
Tabla 7.75. Continuación de la tabla 7.74	182
Tabla 7.76. Cálculo de carga refrigerante en evaporadores y sus tuberías	182
Tabla 7.77. Continuación de la tabla 7.76	183
Tabla 7.78. Carga de refrigerante de los equipos en casa de máquinas	184
Tabla 7.79. Selección del tanque receptor de líquido	185
Tabla 7.80. Selección de válvulas y accesorios en equipos de casa de máquinas..	188
Tabla 7.81. Continuación de la tabla 7.80	189
Tabla 7.82. Continuación de la tabla 7.80	190
Tabla 7.83. Continuación de la tabla 7.80	191
Tabla 7.84. Continuación de la tabla 7.80	192
Tabla 7.85. Espesor de aislamiento para las tuberías con propilenglicol	193
Tabla 7.86. Espesor de aislamiento para tuberías con amoníaco	194
Tabla 7.87. Continuación de la tabla 7.86	195
Tabla 7.88. Continuación de la tabla 7.86	196
Tabla 9.1. Costo por manejadoras de aire y evaporadores	200
Tabla 9.2. Continuación de la tabla 9.2	201
Tabla 9.3. Costo por tuberías	201
Tabla 9.4. Continuación de la tabla 9.3	202
Tabla 9.5. Costo por accesorios en la red de amoníaco	202

Tabla 9.6. Continuación de la tabla 9.5.....	203
Tabla 9.7. Costo por accesorios en red de propilenglicol.....	204
Tabla 9.8. Costo por equipos en casa de máquinas	204
Tabla 9.9. Costo por refrigerante	205
Tabla 9.10. Costo base del proyecto.....	205

RESUMEN

El proyecto “Carnes La Pacífica”, cuya planta se ubicará en Nicaragua, orienta su actividad productiva al procesamiento de carne de origen bovino. Previo a su comercialización, el producto es almacenado y para ello éste debe hacerse en condiciones que no permitan la degradación del mismo; condiciones que se pueden lograr mediante sistemas de refrigeración. Es por ello que este trabajo tiene la finalidad de presentar una propuesta de diseño de un sistema de refrigeración que satisfaga las condiciones de temperatura y humedad en cada uno de los espacios que requieran necesidades de frío. Dicha propuesta consiste en un sistema mecánico de refrigeración por compresión que utilice como sustancia refrigerante primario el amoníaco, para aquellos espacios destinados a la refrigeración o congelación del producto, en tanto que para aquellos recintos de procesamiento o circulación, se utilice propilenglicol como refrigerante secundario.

El diseño de la propuesta se basó en las especificaciones de ASHRAE e IIAR, en la que se incluye la determinación de las capacidades requeridas por los equipos según la carga térmica de operación, el dimensionamiento de la red de tuberías, la selección de los equipos, la generación de planos de distribución de los equipos, la recopilación de información referente a su mantenimiento, y la estimación del costo base del proyecto. De lo anterior se determinó que la capacidad térmica del sistema es de 315 toneladas de refrigeración (1 108 kW), para lo cual se propuso emplear un sistema de doble etapa de compresión del amoníaco, utilizando un híbrido entre sistemas inundados y recirculados para la alimentación del refrigerante a los evaporadores y un condensador evaporativo para el rechazo de calor del sistema, en tanto que el sistema con propilenglicol se modeló como un sistema hidrónico, en el que se utiliza un intercambiador de calor para interconectar térmicamente a ambos sistemas. Lo anterior proyecta un costo base del proyecto de \$ 1 971 868.

Palabras claves: refrigeración, doble etapa, inundado, recirculado, amoníaco, propilenglicol, hidrónico, ASHRAE, IIAR.

ABSTRACT

The project “Carnes La Pacífica”, which plant is located in Nicaragua, directs its productive activity to bovine meat’s processing. Before its commercialization, the product is stored and for that it must be done in conditions that do not allow its degradation; conditions that can be achieved by refrigeration systems. That is why this work has the purpose of presenting a design proposal for a refrigeration system that satisfies the temperature and humidity conditions in each spaces that require cool needs. That proposal consists in a mechanical compression refrigeration system that uses ammonia as primary refrigerant substance for those spaces destined for refrigeration or freezing application, while for those processing or circulation enclosures, propylene glycol is used as secondary refrigerant.

The design of the proposal was based on the specifications of ASHRAE and IIR, which includes the determination of the capacities required by the equipment according to the thermal load of operation, the sizing of the pipe network, the selection of the equipment, drawings of the equipment distribution, the compilation of information about equipment maintenance and the cost estimation of the project. From the previous it was determined that the thermal capacity of the system is 315 tons of refrigeration (1 108 kW), for what it was proposed to use a double stage ammonia compression system, using a hybrid between flooded and recirculated systems for evaporators feed and an evaporative condenser for the system heat rejection; while the system with propylene glycol was modeled as a hydronic system, where a heat exchanger is used to thermally interconnect both systems. This makes the project cost of \$ 1 971 868.

Keywords: refrigeration, double stage, flooded, recirculated, ammonia, propylene glycol, hydronic, ASHRAE, IIR.

CAPÍTULO 1 : INTRODUCCIÓN

1.1. Descripción de la empresa

La empresa Refrigeración y Soluciones de Frío S.A., RSF C.R., inicia labores en el año 2011 y se ubica en Río Segundo de Alajuela, específicamente, en las instalaciones del Condominio Comercial Terrum bodega N° 13. La misma orienta sus operaciones en brindar soluciones integrales para el sector industrial y comercial en sistemas de refrigeración que operen con amoníaco o freón, con el objetivo de satisfacer las necesidades de frío de sus clientes apoyado en brindar la mejor solución técnica en sus diseños, de la mano con la armonía ambiental y la eficiencia energética. La experiencia y profesionalismo en sus actividades le permite brindar servicios a aquellas empresas cuya actividad comercial está relacionada con la industria cárnica, pesquera, láctea, hortícola, avícola, plantas embotelladoras, plantas procesadoras de frutas y vegetales, así como la industria alimenticia en general; esto a lo largo de países de Centroamérica, Panamá, México y Colombia.

Dentro de los productos que ofrecen a sus clientes están: panelería térmica, túneles de congelamiento rápido IQF, sistemas industriales de amoníaco y freón, sistemas de pre enfriamiento de frutas y de productos alimenticios en general, cámaras para productos congelados y frescos, refrigeración de salas de proceso, racks de almacenamiento, sistemas de humidificación y paralelas para supermercados y sistemas centralizados.

Como parte de las soluciones técnicas a las necesidades de frío de sus clientes, la empresa ofrece servicios en:

- a. Asesoría en el diseño y la ingeniería de proyectos.
- b. Suministro de equipos, partes y repuestos que son necesarios para la operación de un sistema de refrigeración industrial. Algunos de ellos son: compresores, evaporadores, condensadores, recirculadores, panelería, entre otros.

- c. Apoyo al cliente en el desarrollo de proyectos, lo cual involucra aspectos de diseño, suministro de equipos, montaje y supervisión, todo bajo el concepto de “llave en mano”.
- d. Servicio técnico para el mantenimiento correctivo, preventivo y predictivo de los equipos que conforman el sistema de refrigeración industrial.
- e. Capacitación técnica del personal para el mantenimiento y operación de los sistemas de refrigeración industrial.

1.2. Misión / Visión de la empresa

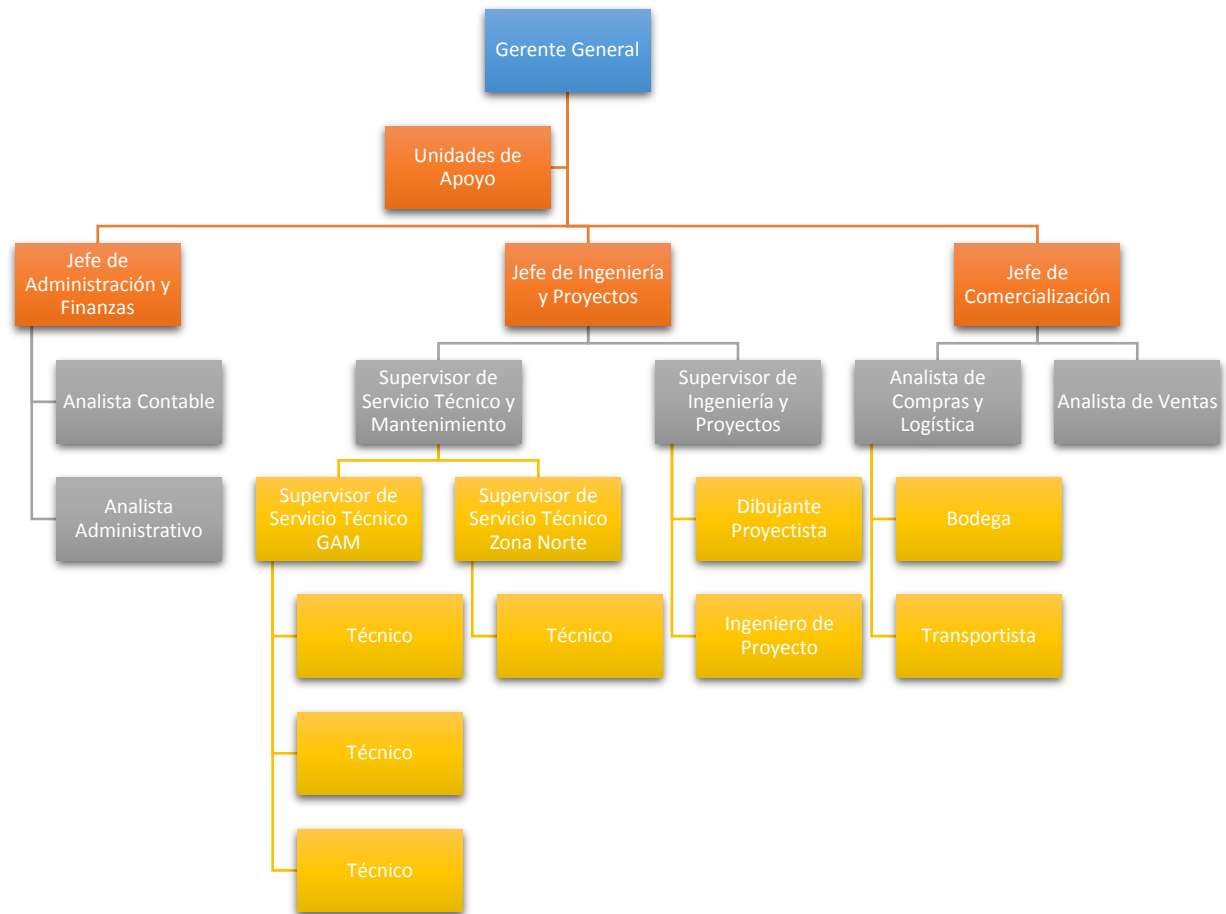
1.2.1. Misión

Consolidar un mercado de refrigeración industrial sostenible en el tiempo, basados en nuestras habilidades y liderazgo, promoviendo la innovación y mejora continua, desarrollando proyectos y prestando servicios de primer nivel ejecutados con calidad y confiabilidad, respetando las leyes y el medio ambiente.

1.2.2. Visión

Ser la mejor empresa en refrigeración industrial, siendo un referente de calidad, ética, éxito y profesionalismo, apoyados por un equipo de profesionales altamente calificado, motivado y proactivo, que desarrolle su trabajo, con base en habilidades, experiencia y conocimientos.

1.3. Organigrama de la empresa



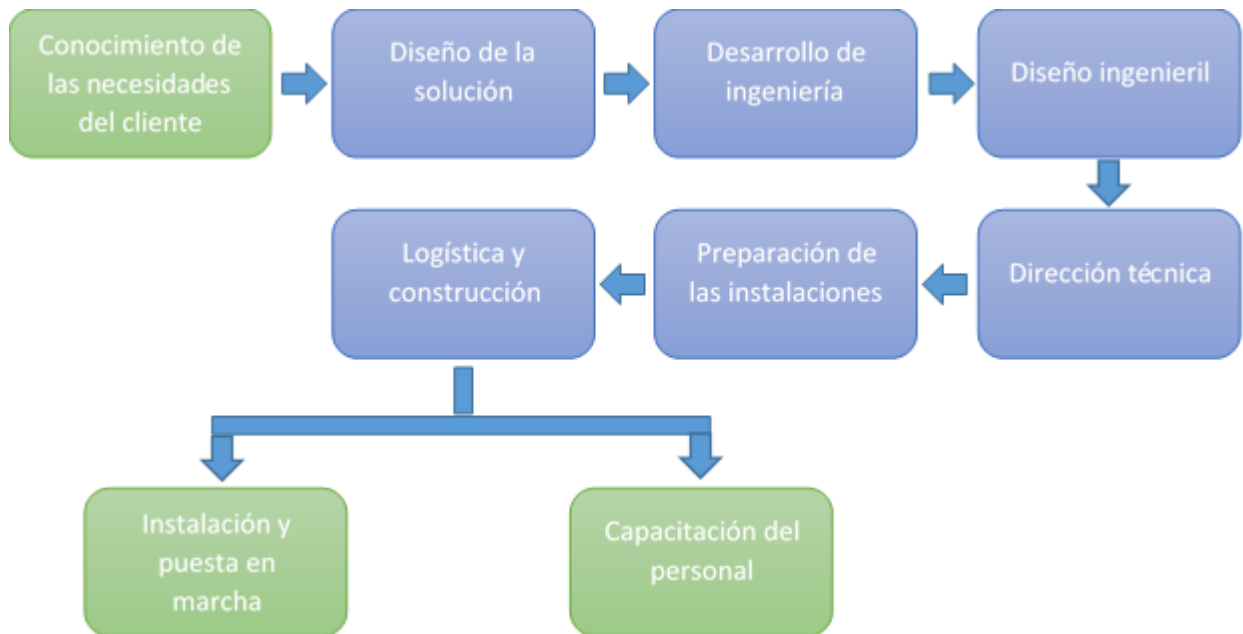
Word 2013

Figura 1.1 Organigrama de la empresa RSF

Fuente: Refrigeración y Soluciones de Frío S.A.

1.4. Descripción del proceso productivo

La principal actividad comercial a la que se dedica la empresa es a la prestación de servicios de ingeniería aplicados a sistemas de refrigeración industrial que operan con amoníaco o freón. De forma específica, ésta atiende necesidades de ingeniería, diseño y dirección técnica de los proyectos de refrigeración según sean las necesidades del cliente, así como todo lo relacionado con la parte de construcción, logística, montaje, ahorro energético y puesta en marcha de este tipo de sistemas, con un enfoque de entrega de proyectos “llave en mano”; y como opcional, se brinda el servicio de capacitación al personal de operación de la empresa cliente, sobre el funcionamiento y mantenimiento del sistema en cuestión. Tal proceso productivo se puede resumir mediante el siguiente diagrama:



Word 2013

Figura 1.2 Diagrama del proceso productivo de la empresa RSF

Fuente: Refrigeración y Soluciones de Frío S.A.

CAPÍTULO 2 : PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

2.1. Descripción del problema

¿Requiere la empresa “Carnes La Pacífica” en Nicaragua del diseño de un sistema de refrigeración para la conservación del producto cárnico que procesa, y que a su vez, pueda operar con amoníaco?

2.2. Justificación

Sin el sistema de refrigeración o congelamiento que requiere la empresa “Carnes La Pacífica” para la preservación de su producto estrella como lo es la carne bovina; y del cual depende su operación comercial, ésta sufriría una degradación en cuanto a su sabor, aroma, textura, aspecto exterior, entre otros, durante el tiempo en que la acción micro-bacteriana que afecta al producto no es controlada. Y es que gracias a la refrigeración, la actividad bacteriana entra en estado de suspensión, por lo que se prolonga la vida útil del producto, siempre y cuando éste venga acompañado de buenas prácticas higiénicas y de manipulación del producto en la cámara. El control propio del producto le permite a la empresa productora manejar y conocer parte de la trazabilidad del mismo.

El hecho de no conservar adecuadamente un producto perecedero como lo es la carne bovina a través de la refrigeración, lo expone a que éste se descomponga de forma parcial o total; y si bien no puede ser comercializado por tal razón, no puede descartarse la posibilidad de que éste llegue a la mesa de algún consumidor en mal estado, por tal motivo se está ante el riesgo de que éste contraiga alguna enfermedad que ponga en riesgo su salud, y eso es indeseable desde cualquier punto de vista.

Según las necesidades de enfriamiento dado la variedad del producto cárnico que se maneja, el diseño sugiere un sistema que pueda suplir la demanda térmica variable, la cual opere empleando como refrigerante a una sustancia inorgánica como lo es el

amoníaco, en vez de los freones como en cualquier sistema convencional, con el fin de cumplir con los acuerdos firmados en los tratados internacionales conocidos como Protocolo de Montreal y Protocolo de Kioto, con tal de reducir el impacto que tienen los refrigerantes en la capa de ozono, que al contrario de los freones, el amoníaco tiene bajo impacto ambiental, además de poseer ventajas operativas en comparación con otras sustancias refrigerantes.

CAPÍTULO 3 : OBJETIVOS

3.1. Objetivo general

1. Diseñar un sistema de refrigeración por amoníaco que opere a diferentes temperaturas para una empresa perteneciente a la industria cárnica, de acuerdo con las especificaciones de ASHRAE e IIAR.

3.2. Objetivos específicos

1. Determinar las capacidades requeridas por los evaporadores, condensadores, compresores y demás equipos, en función de la carga térmica de operación.
2. Diseñar la red de tuberías que conforman el sistema de refrigeración.
3. Seleccionar los equipos requeridos para el sistema de refrigeración según las necesidades de cargas térmicas y capacidades comerciales.
4. Realizar diagramas unifilares de distribución y conexión del sistema diseñado.
5. Recopilar información referente al mantenimiento de los equipos del sistema de refrigeración.
6. Estimar el costo base requerido para el proyecto.

CAPÍTULO 4 : METODOLOGÍA

4.1. Procedimiento

Con el fin de cumplir con los objetivos del proyecto, se define la siguiente metodología de trabajo:

1. Análisis de las necesidades de refrigeración: en esta etapa se da a conocer los detalles sobre las necesidades de frío para el proyecto. Dentro de la información a considerar está: el tipo de industria al que se le va a proponer la solución de diseño, el producto a refrigerar, las condiciones de refrigeración o régimen de trabajo, el lugar en donde se instalarán las cámaras de enfriamiento, entre otros.
2. Estudio de caso: se corrobora que los requerimientos de temperatura de enfriamiento y congelación en los distintos recintos fríos cumplan con la normativa o parámetros que establece la ley correspondiente.
3. Cálculos de ingeniería: a partir de la información obtenida en los puntos anteriores, se procede al cálculo de la carga térmica a extraer de las cámaras de enfriamiento. En dicha carga se incluyen variables como la transmisión de calor a través de las superficies, el calor desprendido por el producto y el calor generado por la iluminación, personas, motores, misceláneos, entre otros.
4. Selección de la sustancia refrigerante: una vez calculado la carga térmica del sistema, se procede a sustentar la decisión hecha sobre la escogencia del amoniaco como sustancia refrigerante para el sistema, considerando para ello factores ambientales, de seguridad y desempeño, en comparación con otras sustancias comúnmente utilizadas en la industria.
5. Diseño del sistema de refrigeración: en esta etapa se define el tipo de sistema a diseñar para cumplir con los requerimientos de frío, es decir, si el sistema a emplear es de etapa simple de compresión, sistema con economizador, de etapa doble de compresión, recirculado, inundado, de expansión directa, entre

otros. Además, de determinar las necesidades de descongelamiento de los evaporadores.

6. Dimensionamiento y selección de los equipos que conforman el circuito de refrigeración: con base en el tipo de refrigerante seleccionado, el cálculo de las cargas térmicas y de las condiciones de trabajo, se seleccionan los diferentes equipos que componen el sistema de refrigeración, en función de su capacidad térmica y disponibilidad en el mercado; entiéndase éstos como compresores, evaporadores, condensadores, recibidores, entre otros.
7. Diseño de la red de tuberías: esta etapa contempla la selección del material requerido por las tuberías. Además del dimensionamiento y distribución espacial de las mismas, así como la selección de las válvulas y accesorios requeridos para el control del sistema.
8. Elaboración de los planos: plasmar lo desarrollado en los puntos anteriores en diversos planos, con el fin de evidenciar cada uno de los detalles que conforman el circuito de refrigeración.
9. Recopilación de información para mantenimiento: como complemento al proceso de diseño, se recopila información referente a los trabajos de mantenimiento e inspección que se deben realizar en un sistema de refrigeración según recomendaciones de fabricantes.
10. Costo del proyecto: en esta etapa se cotiza y estiman los costos en los que se incurrirán por la adquisición de los equipos y accesorios para el sistema de refrigeración.

4.2. Alcance del proyecto

Con aras de solventar la necesidad de preservar la calidad del producto cárnico que ofrece la empresa “Carnes La Pacífica” a sus clientes, es que este proyecto se enfoca en una propuesta de diseño de un circuito mecánico de refrigeración. El mismo involucra el dimensionamiento y selección de los diferentes equipos y accesorios requeridos por el sistema para cumplir con el ciclo de refrigeración y las demandas térmicas que ésta exige según las condiciones de operación, ya que se

tienen cámaras que trabajan a diferentes temperaturas unas respecto a otras según los tiempos y propósitos de almacenamiento, y que van conectadas a un mismo circuito; así como la elaboración de planos, los cuales detallan sobre la distribución espacial de las tuberías y equipos seleccionados, así como sus especificaciones técnicas; lo anterior, cumpliendo con los criterios de diseño que establecen ASHRAE e IIAR sobre refrigeración por amoníaco. Y como complemento del proyecto, recopilar información sobre tareas de inspección y mantenimiento del sistema en cuestión, como parte de las atenciones a las necesidades del mismo.

4.3. Limitaciones del proyecto

Se excluye el cálculo del espesor de panelería, ya que el trabajo parte de las condiciones estructurales que se tienen para la planta y de la información que el cliente pueda brindar, lo cual influye sobre el cálculo de la carga térmica del sistema.

El proyecto se limita también a etapas de diseño, no contempla aspectos de montaje e implementación. Además, no se ahonda en aspectos relacionados con el control eléctrico del sistema a diseñar.

Otra de las limitaciones es la deficiencia en el conocimiento específico en el área de refrigeración industrial, por lo que la nivelación en cuanto a dichos conocimientos es trascendental. Esto puede lograrse gracias a la capacitación que pueda brindar la empresa RSFcr, mediante la experiencia y profesionalismo de cada uno de sus colaboradores, y por supuesto, el esfuerzo adicional que el estudiante deba realizar para lograr el cumplimiento del proyecto.

CAPÍTULO 5 : MARCO TEÓRICO

5.1. Conceptos básicos

- a. **Cadena de frío:** cadena de suministro de productos alimenticios bajo temperaturas controladas. Comprende las etapas de producción, transporte, almacenamiento y venta de alimentos para el consumo humano, de manera que la temperatura del producto se mantenga dentro de un rango en el que éste no sufra una merma en su calidad.
- b. **Calor específico:** energía por unidad de masa requerida para aumentar en un grado la temperatura de un cuerpo u objeto.
- c. **Calor latente:** calor caracterizado por el cambio de estado de una sustancia a una temperatura constante y presión determinada.
- d. **Calor sensible:** calor asociado con un cambio de temperatura sin que ocurra un cambio de estado.
- e. **Canales de res:** partes de un bovino que se obtienen posterior al proceso de sacrificado, desollado, eviscerado y corte, según procedimientos estandarizados en los mataderos.
- f. **Conductividad térmica:** propiedad física de los materiales que mide la capacidad para conducir el calor a través de estos. Su recíproco corresponde a la resistividad térmica.
- g. **Densidad:** relación entre la masa de una sustancia y el volumen que este ocupa.
- h. **Efecto refrigerante:** cantidad de calor que cada unidad de masa de refrigerante absorbe del espacio refrigerado.
- i. **Entalpía:** cantidad de energía absorbida o cedida por un sistema termodinámico producto de su interacción con el entorno.
- j. **Humedad relativa:** cantidad de humedad en el aire comparado con la que el aire puede mantener o retener a una determinada temperatura.

- k. Presión absoluta:** presión de un fluido medido con referencia al vacío perfecto.
- l. Presión manométrica:** diferencia entre la presión absoluta y la presión atmosférica.
- m. Psicometría:** ciencia dedicada al estudio de las propiedades termodinámicas del aire húmedo y al efecto que éste tiene en los materiales y el confort humano.
- n. Relación de compresión:** corresponde a la razón geométrica resultante entre la presión absoluta de descarga y la presión absoluta de succión en el trabajo de compresión del compresor en el sistema de refrigeración.
- o. Sistema de refrigeración:** combinación de partes interconectadas que forman un circuito cerrado, en el que se hace circular un refrigerante con el fin de extraer calor de un determinado espacio.
- p. Temperatura:** medida de la energía cinética de un sistema o cuerpo, asociada a los movimientos de las partículas que lo conforman.
- q. Tonelada de refrigeración:** cantidad de energía requerida para la fusión de una tonelada de hielo en 24 horas, equivalente a una potencia en equipos frigoríficos de extraer 12 000 Btu/h o su equivalente a 3 517 W de energía térmica.
- r. Volumen específico:** volumen por unidad de masa de una sustancia. Corresponde al recíproco de la densidad.

5.2. Estado del arte

5.2.1. Refrigeración

“La refrigeración es el proceso de extraer calor de un lugar donde no se desea que exista y transferir dicho calor a un lugar donde su existencia no tiene importancia” (Whitman & Johnson, 2000, p.24). “Más específicamente, se define a la refrigeración como la rama de la ciencia que trata con los procesos de reducción y mantenimiento de la temperatura de un espacio o material a una temperatura inferior con respecto

de los alrededores correspondientes” (Dossat, 1986, p.109). Mediante la refrigeración se busca disminuir o mantener la temperatura de un cuerpo u objeto, sean productos alimenticios, flores, cuerpos, entre otros, dentro de un rango en donde se retarde la degradación física de dichos elementos como consecuencia de la merma, al controlar la actividad bacteriana que provoca tal acción, y con ello, preservar la calidad e integridad de los productos. Dicho comportamiento bacteriano se presenta a continuación:

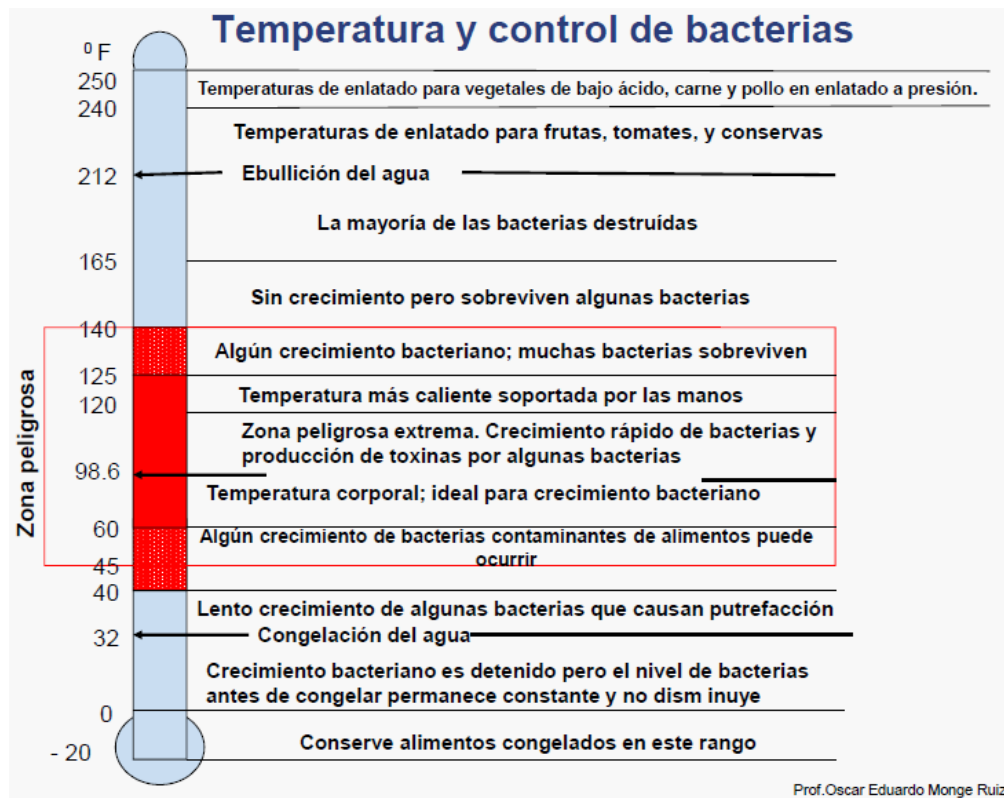


Figura 5.1. Actividad bacteriana según temperatura

Fuente: material extraído de las presentaciones del profesor Ing. Oscar Monge Ruíz.

De la figura anterior se deduce que, a través del control de la temperatura mediante los circuitos de refrigeración, se busca conservar los alimentos por debajo de la zona demarcada con color rojo denominada como zona peligrosa, ya que la actividad bacteriana queda suspendida, dando como resultado la preservación de la calidad, sabor y textura de los productos refrigerados.

El control de la temperatura del producto no ocurre en una única etapa, ya que este no permanece exclusivamente en una cámara de enfriamiento o congelamiento por un tiempo indefinido, es decir, está sujeto a ser movilizado de un punto a otro como parte del proceso de almacenamiento y comercialización. Como consecuencia de ello surge el concepto de “cadena de frío”, el cual es una serie de etapas relacionadas con la producción, almacenamiento y comercialización de los productos, en donde la temperatura en todas las operaciones debe ser cercana o igual a la del producto inicial de almacenamiento, con el fin de garantizar que estos no se deterioren antes de lo previsto. Dicha cadena se conforma por las siguientes etapas: refrigeración o congelación, almacenamiento in situ, transporte, almacenamiento mayorista, transporte, almacenamiento minorista, exhibición de venta y transporte y almacenamiento por el consumidor. Todas estas etapas requieren de un control estricto de la temperatura con tal de disminuir la actividad bacteriana en los productos, por lo que el uso de sistemas de refrigeración es de suma importancia.

5.2.2. Aplicaciones de la refrigeración

Dossat (1986) considera que las aplicaciones de la refrigeración se agrupan en cinco categorías generales, las cuales se enumeran a continuación:

- a. Refrigeración doméstica: se limita principalmente a refrigeradores y congeladores caseros, la cual representa una parte muy significativa de la refrigeración industrial. Se manejan potencias de entre 1/20 a 1/2 hp, y son del tipo de sellado hermético.
- b. Refrigeración comercial: asociada al diseño, instalación y mantenimiento de unidades de refrigeración que se tienen en establecimientos comerciales empleados para el almacenamiento, exhibición, procesamiento y distribución de alimentos perecederos.
- c. Refrigeración industrial: si bien es muy similar a la refrigeración comercial, esta resulta ser de mayor magnitud en cuanto a capacidad de enfriamiento que la anterior, y por ende, requiere de profesionales para la operación y

mantenimiento del sistema dado su nivel de complejidad. Esta es la rama de interés para el desarrollo de este proyecto.

- d. Refrigeración marina y de transportación: como lo menciona, son sistemas empleados en barcos pesqueros y de transporte marítimo de productos perecederos, así como de los equipos instalados en camiones que tengan que dar servicio a largas distancias o para entrega local de productos.
- e. Acondicionamiento de aire: consiste en el control de la temperatura, humedad relativa y movimiento del aire en espacios internos, según sea su aplicación, que puede ser para producir confort en las personas o para uso industrial.

5.2.3. Carga de refrigeración

“La velocidad a la cual deba ser eliminado el calor de un espacio o material refrigerado a fin de producir y mantener las condiciones deseadas de temperatura se le llama carga de refrigeración, carga de enfriamiento o carga térmica” (Dossat, 1986, p.109). La carga de refrigeración es la suma de ganancias de calor provenientes de diferentes fuentes: el calor transmitido por conducción a través de las superficies que conforman el recinto frío, el calor del aire caliente que llega a través de la apertura de puertas e infiltraciones, el calor que debe removerse del producto con tal de disminuir su temperatura y el calor cedido por las personas que trabajan en el recinto, los motores de los ventiladores, alumbrado y equipos que emiten calor dentro del espacio refrigerado. Esta carga es trascendental determinarla, ya que influye directamente en el cálculo y selección de las capacidades de trabajo de los equipos requeridos que conforman el sistema de refrigeración, a fin de que estos respondan de forma satisfactoria a las necesidades de temperatura de los espacios refrigerados, y no se tenga problemas por sub-dimensionamiento de los mismos.

5.2.4. Escalas de temperatura en refrigeración

Las escalas de temperatura de los sistemas de refrigeración representan las condiciones térmicas en el interior de la cámara de enfriamiento, así como la temperatura de ebullición del refrigerante en el serpentín. El manejo de dichas

temperaturas depende del producto que se desea refrigerar o congelar, por tal razón es que se establecen las siguientes aplicaciones:

- a. Aplicaciones de temperatura alta: oscila entre los 4 °C y 15 °C. Dentro de los productos que se almacenan bajo estas condiciones están las flores.
- b. Aplicaciones de temperatura media: comprende temperaturas de entre los -2 °C y 4 °C. Productos como los alimentos frigoríficos domésticos se almacenan bajo estas condiciones, sin embargo, en su mayoría lo hacen por encima de los 0 °C, ya que se puede ver comprometido su sabor, como lo son los huevos, las lechugas y los tomates.
- c. Aplicaciones de temperatura baja: dentro de esta modalidad de operación, se busca el congelamiento de los productos, ya que se manejan temperaturas por debajo de los 0 °C. Como rango común de temperatura está de entre los -18 °C y -30 °C. Como ejemplo de los productos que se pueden almacenar bajo estas condiciones están la carne, las verduras y los productos lácteos, entre otros.

5.2.5. Ciclos de refrigeración

Según el manual ASHRAE (2013), en su tomo de Fundamentos, capítulo 2, existen tres tipos generales de proceso de refrigeración:

- a. Ciclo de refrigeración por compresión: en este ciclo el refrigerante, el cual se encuentra en estado de vapor producto de la absorción del calor de la cámara de enfriamiento, se hace circular a través de un compresor, el cual incrementa la presión y temperatura del mismo, con el fin de predisponerlo a las condiciones de condensación, liberando el calor al medio externo.
- b. Ciclo de refrigeración por absorción: es un ciclo térmico activado por calor. Sólo intercambia energía térmica con su entorno; no hay intercambio de energía mecánica apreciable. En éste no se produce una conversión de calor en trabajo o viceversa.

- c. Ciclo de refrigeración por adsorción: la adsorción es el término usado frecuentemente para sistemas de vapor sólido, en el que la sustancia que adsorbe es un sólido y el adsorbido es un gas.

Para la realización de este proyecto, se da mayor enfoque el ciclo de refrigeración por compresión del vapor de refrigerante.

5.2.6. Ciclo ideal de refrigeración por compresión

Un ciclo de refrigeración saturado simple es un ciclo teórico en que se supone que el vapor refrigerante que sale del evaporador y entra al compresor es vapor saturado a la temperatura y presión vaporizante, y el líquido refrigerante que sale del condensador y llega al control del refrigerante es un líquido saturado a la temperatura y presión del condensante (Dossat, 1986, p.132).

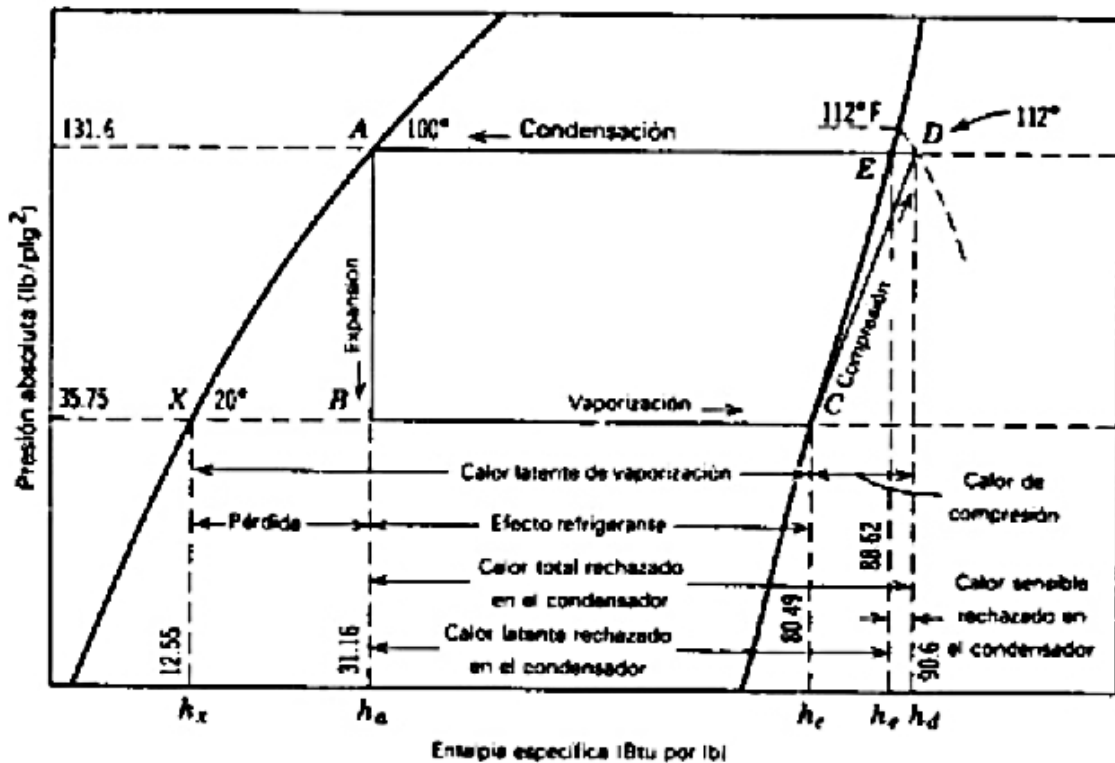


Figura 5.2. Diagrama de Mollier para un ciclo de refrigeración por compresión

Fuente: Dossat, 1986

Al analizar el diagrama presión – entalpía de la figura 5.2, se puede describir los siguientes procesos termodinámicos asociados al ciclo ideal de refrigeración por compresión:

- a. El proceso comprendido entre los puntos A – D corresponde a la condensación del refrigerante, producto de la cedencia del calor contenido en éste al medio externo a través de un intercambiador de calor conocido como condensador, por lo que en el punto A se tiene refrigerante como líquido saturado. Este proceso ocurre a una presión y temperatura constante; tales condiciones varían según el tipo de refrigerante empleado.
- b. Entre los puntos A – B ocurre el proceso de expansión del refrigerante, con lo que la presión del líquido disminuye desde la presión condensante hasta la presión evaporante conforme el líquido pasa a través de la válvula de control, la cual puede ser una válvula de expansión termostática o un tubo capilar, dependiendo de la capacidad del sistema. Y como en esta etapa la entalpía permanece constante, se tiene también una disminución en la temperatura.
- c. El proceso comprendido entre los puntos B - C corresponde a la evaporación del refrigerante, producto de la ganancia de calor que éste obtiene por la carga térmica presente en la cámara de enfriamiento a través de otro intercambiador de calor conocido como evaporador, por lo que en el punto C se tiene refrigerante como vapor saturado. Este proceso también ocurre a una presión y temperatura constante; tales condiciones varían según el tipo de refrigerante empleado.
- d. Finalmente, entre los puntos C – D se da la etapa de compresión del refrigerante en estado de vapor, de tal forma que la presión y temperatura de éste se incrementa, con tal de propiciar las condiciones de condensación del refrigerante.

Cabe resaltar que el ciclo descrito con anterioridad representa un proceso ideal, ya que no contempla las caídas de presión en las diferentes líneas del circuito de

refrigeración, y por ende el efecto que éste ocasiona en el compresor con el fin de compensar tales caídas.

5.2.7. Eficiencia del ciclo

Un valor con el cual se mide la eficiencia del ciclo de refrigeración por compresión es el coeficiente de rendimiento, denominado como “CDR”, el cual es una relación entre el calor absorbido en el espacio refrigerado y la energía suministrada por el compresor, de forma tal que, a medida que incrementa dicho valor, la eficiencia del proceso también lo hace.

Existe una serie de factores que afectan la eficiencia del ciclo antes descrito, como lo son la temperatura de condensación y la temperatura de succión, siendo ésta la que produce mayor efecto.

5.2.7.1. Efecto de la temperatura de succión

Para un mismo valor de temperatura de condensación, conforme se aumenta la temperatura de succión, mayor es el efecto refrigerante por unidad de masa de refrigerante, menor es la masa de refrigerante que se requiere circular por unidad de tiempo para lograr el efecto de enfriamiento deseado, menor es el calor generado por el proceso de compresión por unidad de masa, menor es la potencia requerida por el compresor, y por tanto, mayor es el coeficiente de rendimiento del ciclo. Para situaciones opuestas, el coeficiente de rendimiento del ciclo disminuye.

5.2.7.2. Efecto de la temperatura de condensación

Para un valor de temperatura de succión constante, la eficiencia del ciclo disminuye al aumentarse la temperatura de condensación, ya que el efecto refrigerante disminuye, se requiere de mayor cantidad de sustancia refrigerante, mayor es el calor de compresión generado y se necesita de un compresor de mayor potencia. De igual manera que en el caso anterior, en situaciones opuestas, el coeficiente de rendimiento aumenta.

De todo lo anterior se deduce que la eficiencia del ciclo se controla al variar una o ambas condiciones de frontera, sin embargo, ésta no puede realizarse de forma arbitraria, ya que la selección de la temperatura de succión y condensación obedece a las condiciones tanto internas como externas a los recintos refrigerados. De igual manera, existen mecanismos por la cual se puede mejorar la eficiencia del ciclo de refrigeración por compresión, como lo es el efecto de sub-enfriamiento del líquido refrigerante posterior al proceso de condensación, ya que por medio de este, el efecto refrigerante por unidad de masa de refrigerante aumenta.

5.2.8. Ciclo real de refrigeración por compresión

El ciclo real de refrigeración difiere en ciertos elementos respecto al ciclo ideal, ya que en este último se desprecia la caída de presión que experimenta el fluido al pasar por las tuberías, el evaporador, el condensador y demás elementos que conforman el circuito, así como los efectos del sub-enfriamiento del líquido y sobrecalentamiento del vapor en la tubería de succión.

5.2.8.1. Efecto del sobrecalentamiento en el vapor de succión

De forma ideal, se supone que el vapor de la succión proveniente del evaporador, llega al compresor en estado de vapor saturado seco, sin embargo esto no es del todo cierto, ya que una vez que el refrigerante vaporizado sale del evaporador, continua absorbiendo calor a lo largo de las tuberías que llevan al compresor, por lo que éste llegaría como vapor sobrecalentado. Dossat (1986) resalta los siguientes fenómenos asociados con el sobrecalentamiento en el vapor de succión:

- a. El calor de compresión por unidad de masa para el ciclo sobrecalentado es ligeramente mayor que en el ciclo saturado.
- b. Para la misma temperatura y presión condensante, la temperatura del vapor descargado a la salida del compresor es considerablemente mayor para el ciclo sobrecalentado.
- c. La cantidad de calor por unidad de masa eliminado en el condensador es mayor para el ciclo sobrecalentado que para el ciclo saturado, esto debido al

calor adicional absorbido por el vapor al sobrecalentarse y al incremento en el calor de compresión.

- d. Al existir sobrecalentamiento, disminuye las posibilidades de vapor húmedo que puedan comprometer el funcionamiento del compresor.
- e. El sobrecalentamiento dentro del espacio refrigerado es beneficioso ya que permite extraer mayor cantidad de calor, sin embargo al ganar calor fuera del espacio se desaprovecha dicha posibilidad, por lo que resulta importante aislar la tubería de succión, con el fin de aumentar la eficiencia de éste y disminuir la formación de escarcha en dicha tubería.

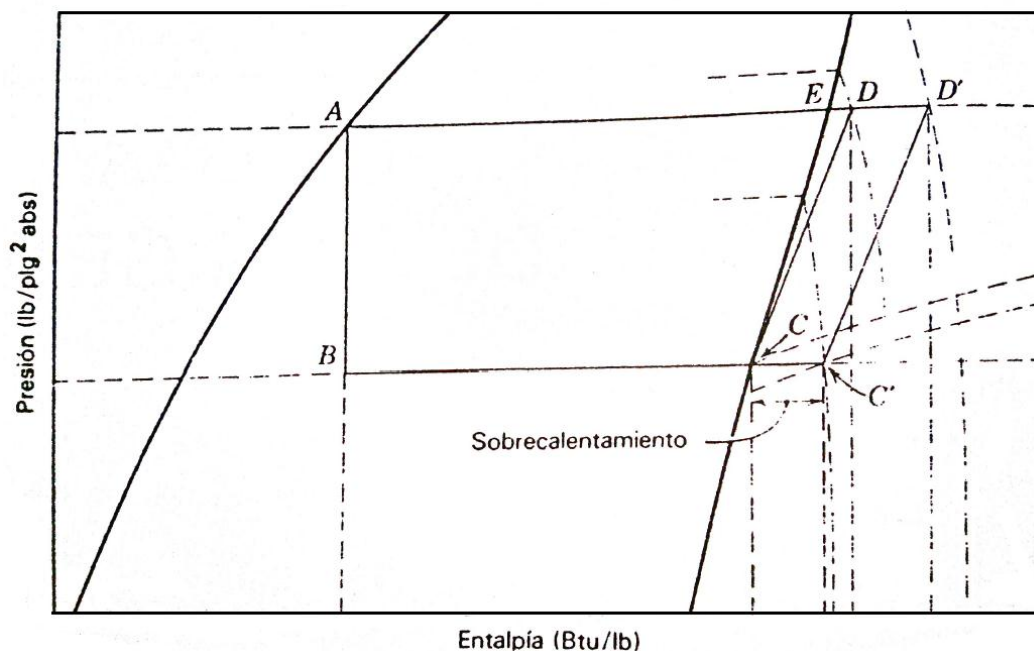


Figura 5.3. Diagrama $p-h$ comparando al ciclo saturado simple con el ciclo sobrecalentado.

Fuente: Dossat, 1986

5.2.8.2. Efectos del sub-enfriamiento en el líquido

El sub-enfriamiento del líquido se realiza antes de que éste llegue a la válvula de control del refrigerante, ya sea mientras el mismo se encuentra almacenado en el tanque receptor, mientras esté circulando en las tuberías al mismo tiempo que va cediendo su calor al aire de los alrededores o empleando un sub-enfriador especial.

Según Dossat (1986) los efectos que el subenfriamiento genera en el ciclo de refrigeración son:

- a. Aumento del efecto refrigerante por unidad de masa.
- b. La relación de flujo de masa de refrigerante por capacidad unitaria es menor.
- c. El volumen de vapor manejado por el compresor por capacidad unitaria será menor.
- d. El desplazamiento requerido en el compresor es menor.

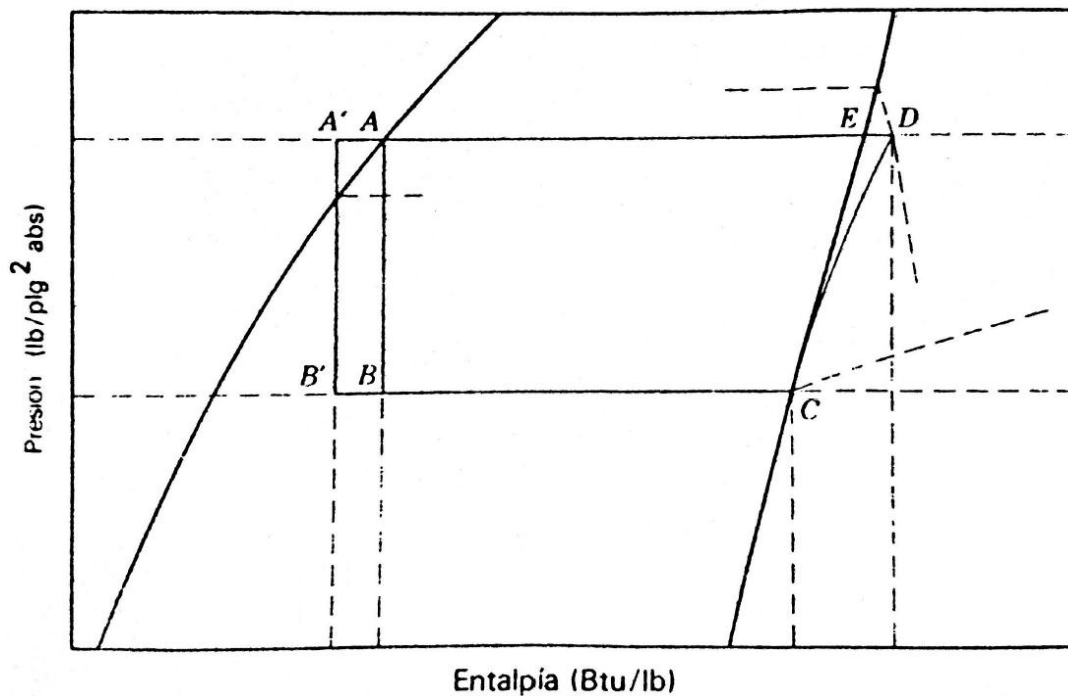


Figura 5.4. Diagrama $p-h$ comparando el ciclo sub-enfriado con el ciclo saturado simple.

Fuente: Dossat, 1986

5.2.9. Componentes principales de un circuito de refrigeración

De acuerdo al ciclo de refrigeración por compresión trazado mediante el diagrama de presión-entalpía de la figura 5.2, se requieren de cuatro elementos básicos para llevar a cabo este proceso termodinámico, los cuales se enumeran a continuación:

5.2.9.1. Evaporador

Por medio de este, el refrigerante absorbe el calor que existe en la cámara de enfriamiento a través de una serie de tubos, por los cuales se da la transferencia de calor entre el refrigerante y el aire del recinto, ya sea mediante convección natural o forzada. Como consecuencia de ello, dicha sustancia pasa de estado líquido a gaseoso, previo a su entrada al compresor. Los evaporadores se diseñan atendiendo los siguientes requerimientos:

- a. Capacidad térmica para extraer calor del recinto.
- b. Temperatura saturada de evaporación.
- c. Humedad relativa del recinto, como resultado de la diferencia entre la temperatura del refrigerante en el evaporador y la temperatura del aire del espacio refrigerado.
- d. Alimentación de refrigerante, el cual puede ser por expansión directa, inundado o recirculado, según sea la aplicación y eficiencia del sistema.
- e. Puerto de entrada de sustancia refrigerante, la cual puede ser de tipo “bottom feed”, en donde la entrada de refrigerante líquido ocurre en la parte inferior del evaporador y la salida por la parte superior en forma de vapor, o “top feed”, el cual viene siendo el caso contrario.

5.2.9.2. Compresor

Es el elemento encargado de elevar la presión y temperatura del refrigerante en estado de vapor para predisponerlo a las condiciones que le permita condensarse. Los hay de paletas rotativas, reciprocantes y de tornillo. Los primeros son utilizados para aplicaciones de bajo nivel o relación de compresión, en tanto que los de tornillo son los más empleados para altas relaciones de compresión. A la hora de seleccionar un compresor se deben considerar las siguientes variables:

- a. Tamaño del sistema y requerimiento de capacidad térmica, pudiéndose emplear procesos simples o múltiples de compresión.
- b. Localización del equipo, es decir, si es bajo techo o en el exterior.

- c. Nivel de ruido.
- d. Régimen de trabajo, es decir, si trabaja con carga parcial o total.

Una consideración importante hecha sobre los compresores es el mecanismo de enfriamiento del aceite lubricante que protege y enfría al compresor. Dentro de los métodos aplicados están:

- a. Inyección directa de líquido refrigerante en el proceso de compresión del tornillo.
- b. Intercambiadores de calor con agua o glicol.
- c. Intercambiadores de calor con refrigerante o termosifón.

5.2.9.3. Condensador

A través de este equipo, el refrigerante libera el calor acumulado en este hacia el medio externo, permitiéndole así retornar a su estado líquido. La capacidad de estos equipos se selecciona con base en el calor total de rechazo a la carga máxima del sistema. Dentro de las configuraciones de condensadores se tienen de tipo enfriado por aire, enfriado por agua o condensador evaporativo.

5.2.9.4. Dosificador de refrigerante

También conocido como dispositivo de expansión. Es el elemento a través del cual se disminuye la presión del refrigerante líquido, desde la presión y temperatura de condensación hasta las condiciones de presión y temperatura que le permita al refrigerante vaporizarse a lo largo del evaporador. A su vez, regula el caudal de refrigerante en circulación que entra al evaporador, adecuándolo a la carga térmica del espacio refrigerado. De los dispositivos empleados para la expansión, se emplean los siguientes:

- a. Tubo capilar, empleado en su mayoría, para refrigeradores domésticos y pequeños sistemas de climatización.
- b. Válvula de expansión, siendo este manual, termostática, electromecánica y automática.

- c. El restrictor.

5.2.9.5. Otros componentes

Además de los cuatro componentes principales detallados, se tienen otros elementos que tienen su trascendencia en el funcionamiento de un circuito de refrigeración, los cuales varían según el diseño del sistema y de la sustancia refrigerante a emplear. Dentro de estos elementos se pueden mencionar los siguientes:

- a. Tuberías, que dependiendo del tipo de refrigerante, así ha de ser el material con el cual son fabricados.
- b. Recibidor de líquido.
- c. Recirculadores.
- d. Tanques inundados.
- e. Bombas.
- f. Tanques de expansión de líquidos.
- g. Filtros.
- h. Válvulas, entre otros.

5.2.10. Refrigerantes

Los refrigerantes son sustancias líquidas utilizadas en operaciones como refrigeración, aire acondicionado y sistemas de bombeo de calor. Éstos se encargan de absorber el calor de la cámara de enfriamiento y lo liberan al medio externo, a través de los procesos de evaporación y condensación respectivamente. La selección del refrigerante a emplear depende de una serie de factores relacionados tanto con su eficiencia para el intercambio térmico, como del impacto ambiental que éste puede causar si se presentan fugas a la atmósfera. Entre dichos factores están:

- a. Propiedades termo físicas de la sustancia, como por ejemplo el calor latente de vaporización.
- b. Estabilidad química bajo condiciones de uso.
- c. Normas de seguridad en cuanto a su uso, de acuerdo al grado de inflamabilidad y toxicidad que éste tenga.

- d. Consecuencias ambientales.
- e. Costo, disponibilidad, eficiencia, compatibilidad con los lubricantes del compresor y los materiales con los que están elaborados los equipos que conforman el circuito de refrigeración, entre otros.

Según su composición, los refrigerantes se clasifican en:

- a. Orgánicos: dentro de esta clasificación tenemos los siguientes:
 - CFC: conocidos como refrigerantes clorofluorocarbonos. Son de baja toxicidad, no son corrosivos, inflamables ni explosivos. Entre ellos se pueden mencionar el R-11, R-22, R-115, R-114 y R-115.
 - HCFC: son sustancias formadas por cadenas de hidro-clorofluorocarbonos. Son menos estables, lo que hace que se descompongan en la parte inferior de la atmósfera y no llegar a la estratósfera. Por ejemplo, están el R-22 y R-123
 - HFC: entre las sustancias refrigerantes hidrofluoro-carbonos se encuentran el R-143A y el R-141b. Su potencial destructor del ozono es reducido ya que no contiene cloro en su molécula.
 - Mezclas: éstos se sub-clasifican en mezclas azeo-trópicas (serie R-500) y zeo-trópicas (serie R-400), esto según la pureza de la sustancia. Los gases de éstos no son tóxicos en estado normal, pero desplazan el oxígeno produciendo asfixia.
- b. Inorgánicos: como sustancias refrigerantes, dentro de esta categoría, se encuentran los de la serie R-700 como por ejemplo: amoniaco, agua, dióxido de carbono, entre otros; así como los de la serie R-600 correspondiente a la familia de los iso-butanos.

La mayoría de los refrigerantes orgánicos, en especial los CFC y HCFC, están siendo retirados del mercado debido al impacto que éstos ocasionan en la capa de ozono, y que tiene como consecuencia el incremento en la temperatura normal del planeta. Como parte de una de las razones que origina este tipo de problema, es que nacen los tratados internacionales como lo son el Protocolo de Montreal y el

Protocolo de Kioto, en donde dentro de las diferentes acciones a realizar está la sustitución de éstas sustancias refrigerantes contaminantes en un tiempo no mayor al año 2020, en tanto que algunas como el R-134a, R-507 y R-407C atravesarán un etapa de transición hasta el año 2030. Dicha sustitución se ha de realizar por sustancias refrigerantes inorgánicas aprobadas como lo son el amoniaco o el dióxido de carbono, dado al bajo índice de contaminación que éstos tienen a la atmósfera. Bajo este tratado es que los nuevos circuitos de refrigeración se diseñarán para que operen de forma eficiente y segura con estos refrigerantes inorgánicos, en tanto que los viejos diseños tendrán que realizar las adaptaciones necesarias para puedan operar según lo establezca la legislación vigente. A continuación se muestra el tiempo en que los refrigerantes deben ser sustituidos:

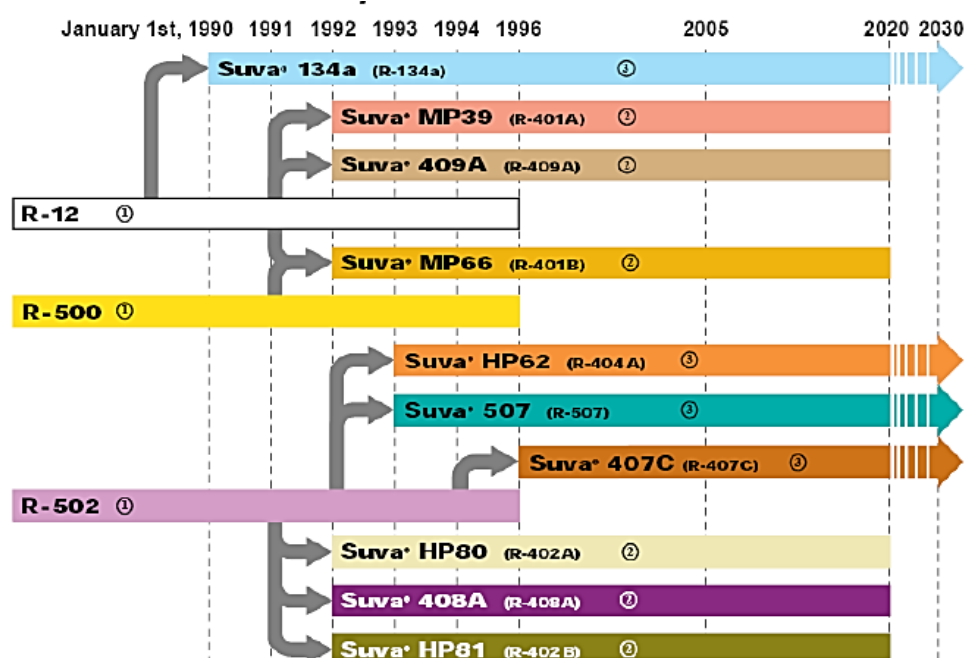


Figura 5.5. Tiempo en que deben ser re-emplazados los diferentes refrigerantes

Fuente: material extraído de las presentaciones del profesor Ing. Oscar Monge Ruíz.

5.2.11. El amoníaco como refrigerante

Clasificado por ASHRAE bajo la nomenclatura R-717, el amoníaco es un refrigerante natural que ha ganado terreno en sistemas de refrigeración, en especial para aplicaciones industriales. El mismo se compone de hidrógeno y nitrógeno (NH_3), y presenta un punto de ebullición de $-33\text{ }^\circ\text{C}$ a una presión de 1,09 bares. El amoníaco es reconocido por sus excelentes propiedades termodinámicas en comparación con los refrigerantes sintéticos por su alto efecto refrigerante, sin embargo presenta ciertos inconvenientes relacionados con su incompatibilidad con ciertos materiales, su toxicidad e inflamabilidad.

El amoníaco ofrece las siguientes ventajas en comparación con otros refrigerantes:

- a. Al ser una sustancia natural no es contaminante, por lo que no daña la capa de ozono, en contraste con los clorofluorocarbonos, siendo así una alternativa para ser empleado en aplicaciones de refrigeración.
- b. Posee rendimientos termodinámicos superiores a otros refrigerantes, resultando en un consumo energético menor.
- c. Si bien no es deseable una fuga de amoníaco, la mejor característica de seguridad es que este presenta un olor característico que lo hace fácilmente detectable cuando se encuentra en el aire.
- d. El costo del amoníaco es menor que el de otro refrigerante y se requiere de una menor cantidad para una misma aplicación.

No obstante, no todo es positivo cuando de amoníaco se trata. La principal desventaja de emplear esta sustancia como refrigerante es el alto grado de inversión en los equipos y accesorios de seguridad que conforman el sistema de refrigeración. Para que este sistema sea rentable debe existir una alta demanda de frío, por lo que su aplicabilidad en instalaciones pequeñas es limitada. Además, el amoníaco es un refrigerante tóxico e inflamable bajo determinadas condiciones y concentraciones, sin embargo, el manejo adecuado de éste reduce su nivel de peligrosidad, por tanto existen estándares y normas que regulan las actividades relacionadas con el manejo

y almacenamiento del amoníaco, así como de las consideraciones a tomar para el proceso de diseño, instalación y operación del sistema de refrigeración, estipuladas por entes internacionales como la Sociedad Americana de Ingenieros en Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado (ASHRAE por sus siglas en inglés) y el Instituto Internacional de Refrigeración con Amoníaco (IIR por sus siglas en inglés).

5.2.12. Sistemas de refrigeración con amoníaco

El funcionamiento básico de una instalación con amoníaco se basa en un ciclo cerrado de refrigeración por compresión, por lo que se compone de las etapas básicas de evaporación, compresión, condensación y expansión. Sin embargo, existen diferentes propuestas de diseño de un sistema de refrigeración de este tipo según las condiciones de operación del mismo, con el fin de obtener el máximo rendimiento termodinámico del amoníaco, como por ejemplo, si se debe usar compresión de una etapa, compresión con economizador, compresión de etapa múltiple, alimentación por expansión directa, alimentación por inundación, alimentación por recirculación de líquido y el uso de refrigerantes secundarios. A continuación se hace una mención breve sobre dichos sistemas, y para ello se consulta el manual de ASHRAE (2014), en su tomo de Refrigeración.

5.2.12.1. Sistemas de etapa simple

En el sistema de etapa simple se utiliza una única etapa de compresión. Éste se compone básicamente de uno o más evaporadores, un compresor, un condensador, un recipiente de refrigerante y un dispositivo de control del refrigerante, como lo es la válvula de expansión, el flotador, entre otros. La aplicabilidad de este tipo de sistema puede verse influenciada por la relación de compresión que se requiere, al elevar la presión desde la etapa de evaporación a la etapa de condensación. En la figura 5.6 se muestra un esquema básico que representa al ciclo de compresión de una etapa y sus equipos.

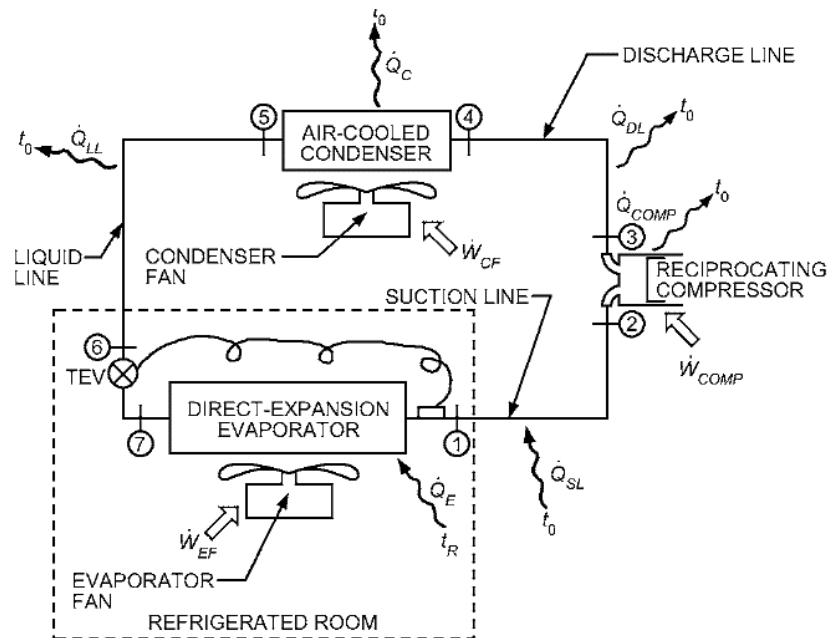


Figura 5.6. Esquema básico de un sistema de etapa simple de compresión

Fuente: ASHRAE Fundamentos, 2013

5.2.12.2. Sistemas con economizador

Los sistemas con economizador se utilizan frecuentemente con compresores de tornillo. En la figura 5.7 se muestra una disposición de los componentes básicos de un sistema de este tipo, el cual está conformado por los equipos básicos de un circuito de refrigeración incorporando un dispositivo adicional denominado como economizador. A través del economizador se busca sub-enfriar el líquido refrigerante que llega al evaporador, reduciendo su entalpía, y así aumentar su efecto refrigerante. El vapor generado durante el sub-enfriamiento se inyecta, hasta cierto punto, al compresor a través de su ciclo de compresión, y así el vapor sólo debe comprimirse desde la toma de presión del economizador hasta la presión de descarga. Economizar resulta más beneficioso con elevadas relaciones de compresión. Bajo la mayoría de condiciones, economizar puede proporcionar una eficiencia de funcionamiento que se aproxime a la de los sistemas de dos etapas, pero con una complejidad de diseño menor y un mantenimiento más sencillo.

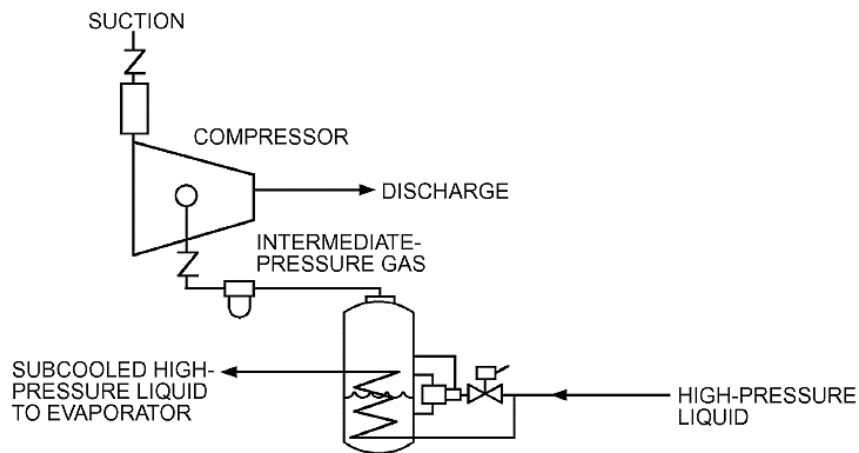


Figura 5.7. Disposición de un economizador de carcasa y serpentín

Fuente: ASHRAE Refrigeración, 2010

5.2.12.3. Sistemas de múltiples etapas

En el sistema de etapa múltiple se utilizan varias etapas para comprimir el refrigerante en estado gaseoso. Se utiliza para producir temperaturas de menos de $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$, lo cual no resulta económico hacerlo mediante una única etapa de compresión. Los sistemas de dos etapas se componen de uno o más compresores que trabajan a baja presión de succión y a presión intermedia de descarga, y de uno o más compresores que succionan a dicha presión intermedia y elevan la presión hasta las condiciones de condensación, tal y como se muestra en la figura 5.8. Los sistemas de doble etapa respecto a los de etapa simple presentan como principales ventajas: un menor consumo de energía y menores costos de funcionamiento; no obstante, el costo inicial en cuanto a equipos puede ser mayor.

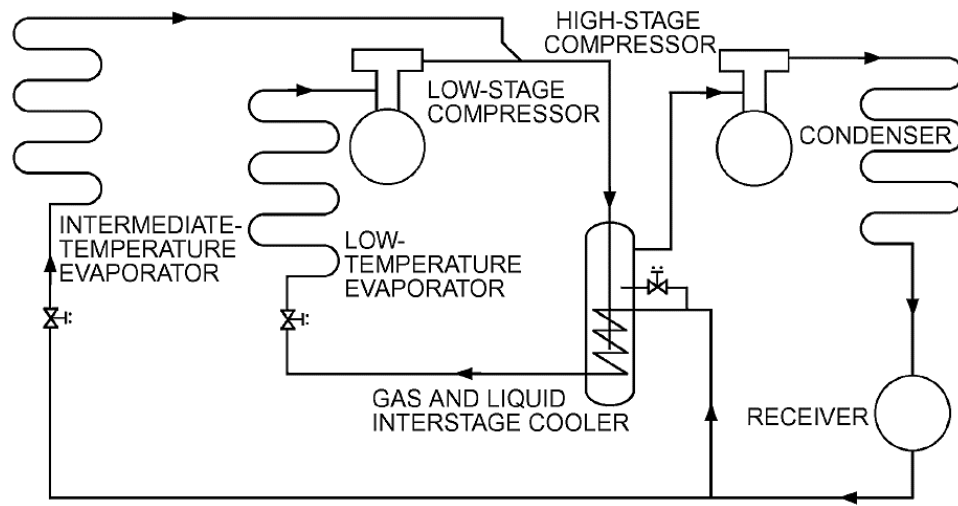


Figura 5.8. Sistema de refrigeración de doble etapa de compresión

Fuente: ASHRAE Refrigeración, 2010

CAPÍTULO 6 : DISPOSICIONES PREVIAS DE DISEÑO

6.1. Ubicación geográfica de la planta “Carnes La Pacífica”

Previo a la etapa de diseño, es trascendental conocer la ubicación y las condiciones, tanto de infraestructura y operación como climatológicas, en las que han de instalarse las cámaras de congelación, refrigeración y áreas de proceso climatizadas, esto porque el diseño del sistema de refrigeración debe garantizar su funcionalidad ante ambientes críticos, en especial, aquellos días en donde se registran las más altas temperaturas externas, según sea la posición geográfica del proyecto, ya que éste constituye una variable que afecta la carga térmica de los diferentes recintos refrigerados, y por ende, en la capacidad de los equipos involucrados en el proceso.

El proyecto “Carnes La Pacífica” se desarrolla en las zonas aledañas a Managua, Nicaragua. Las condiciones ambientales presentes en dicha zona se tabulan en la tabla 6.1, siendo éstas los escenarios críticos en cuanto a temperatura y humedad relativa del aire, registradas, en la última década por el Instituto Nicaragüense de Estudios Territoriales.

Tabla 6.1. Condiciones climatológicas en Managua, Nicaragua.

Variable	Valor
Temperatura	35 °C
Humedad relativa	80 %
Altitud	33 msnm

Fuente: Instituto Nicaragüense de Estudios Territoriales, 2017.

Dichos datos serán de utilidad para cálculos posteriores correspondientes a la carga térmica, tanto por transmisión a través de superficies como por infiltración de aire.

6.2. Distribución física de la planta

La planta enfoca sus operaciones en el procesamiento y conservación en frío de carne de res y sus derivados, para lo cual divide su infraestructura en diferentes

recintos según sea el tipo de proceso o trabajo y necesidad de temperatura que en ésta se requiera, con tal de preservar la calidad y sanidad del producto que se maneja, en respuesta a la cadena de frío. Dicha distribución se representa mediante el plano arquitectónico adjunto como anexo 1, la cual responde a las disposiciones del cliente del proyecto. Cabe destacar que existen diversos recintos en donde la necesidad de frío no es trascendental, por lo que en la tabla 6.2 se resume aquellas zonas en donde sí se requiere del control de la temperatura interna; de paso se le asigna una codificación a cada sección, la cual se utilizará de ahora en adelante para simplificar la referencia de los mismos.

Tabla 6.2. Recintos con necesidad de frío y sus dimensiones internas

Sección	Nombre	Dimensiones	
		Área (m ²)	Altura (m)
AMC	Acúmulo y montaje de cajas de cartón	94,77	4,50
CIR	Circulación	87,17	4,50
DEP	Depósito de embalaje primario y etiquetas	17,55	4,50
AVC	Almacenamiento de vísceras congeladas	44,74	4,50
TCV	Túnel para congelar vísceras	16,95	4,50
ECV	Empaque en cartón de vísceras	39,65	4,50
T01	Túnel 01	44,40	4,50
T02	Túnel 02	44,40	4,50
T03	Túnel 03	44,40	4,50
PCO	Picking congelados (montaje de pallets)	49,07	4,50
MPE	Montaje de pallets enfriados	327,42	5,50
EXP	Expedición de productos	167,45	5,50
SCU	Salida de cuartos	76,46	6,50
BOC	Bodega de congelados	137,30	9,00
BOE	Bodega de enfriamientos	137,30	9,00
PFR	Pasillo frío	70,38	6,50
DHU	Deshuese	341,40	5,50
AIC	Área de inyectados y carne molida	88,17	5,50

Fuente: Elaboración propia con base en la información de “Carnes La Pacífica”

Tabla 6.3. Continuación de la tabla 6.2

Sección	Nombre	Dimensiones	
		Área (m ²)	Altura (m)
CUA	Cuarteo	132,18	6,50
CC1	Cámara canales 1	108,26	6,50
CC2	Cámara canales 2	123,95	6,50
CC3	Cámara canales 3	123,95	6,50
PCA	Pasillo caliente	57,25	6,50
TAE	Tableros eléctricos / Equipos	80,50	4,50
EVB	Enfriamiento de vísceras blancas	18,07	4,50
EVR	Enfriamiento de vísceras rojas	35,37	4,50

Fuente: Elaboración propia con base en la información de “Carnes La Pacífica”

La distribución de la planta influye en cómo se distribuyen los equipos, accesorios y tuberías en la edificación, así como en la carga térmica, en especial en el rubro asociado con la transmisión del calor a través de las superficies, por lo cual resulta ser otra variable a considerar en el diseño de sistema de refrigeración.

6.3. Requerimientos de temperatura por sección

Las condiciones térmicas que prevalecen a lo interno de un determinado recinto dependen tanto del proceso que se realice como del producto mismo. Por tal razón, la selección de la temperatura de trabajo no se realiza de forma arbitraria, no sin haber consultado además sobre los requerimientos legales que se establecen en el país sobre el manejo sanitario de productos destinados para el consumo humano. Para tal caso, en la hermana República de Nicaragua, algunos de los entes encargados de velar por las políticas y acciones sanitarias y de calidad en la actividad productora de carne vienen siendo el Ministerio de Agricultura y Ganadería (MAG) y el Instituto de Protección y Sanidad Agropecuaria (IPSA).

A razón de ello, es necesario verificar el cumplimiento por parte del cliente respecto a las directrices establecidos por dichos entes en torno a las temperaturas de operación. Dichos lineamientos fueron publicados en el diario oficial “La Gaceta” de

Nicaragua, en su decreto N° 49-90 sobre el Reglamento de Inspección Sanitaria de la Carne para Establecimientos Autorizados del año 1990, específicamente en la sección 26, artículo 37 sobre los requisitos para los establecimientos, en donde se establece lo siguiente: “Habrá suficiente espacio refrigerado para manejar correctamente los canales y productos cárnicos. Deberá mantener una temperatura máxima de 50 °F (10 °C) en zonas de manejo de productos cárnicos. En la zona de enfriamiento inicial (hasta un máximo de 72 horas) deberá mantener una temperatura máxima de 40 °F (4,4 °C). En áreas de mantenimiento indefinido de productos cárnicos deberá mantener una temperatura máxima de 0 °F (-18 °C)”.

Bajo estas directrices, se procede a comprobar si las temperaturas de trabajo de cada uno de los recintos cumplen con lo estipulado en dicho reglamento.

Tabla 6.4. Temperaturas de cada recinto en contraste con la reglamentación sobre instalaciones frigoríficas

Sección	Temperatura del recinto (°C)	Temperatura según reglamentación (°C)	Cumple con la reglamentación
AMC	20	-	-
CIR	5	< 10	Sí
DEP	20	-	-
AVC	-20	< -18	Sí
TCV	-30	< -18	Sí
ECV	5	< 10	Sí
T01	-30	< -18	Sí
T02	-30	< -18	Sí
T03	-30	< -18	Sí
PCO	5	< 10	Sí
MPE	5	< 10	Sí
EXP	5	< 10	Sí
SCU	5	< 10	Sí

Fuente: Elaboración propia

Tabla 6.5. Continuación de la tabla 6.4

Sección	Temperatura del recinto (°C)	Temperatura según reglamentación (°C)	Cumple con la reglamentación
BOC	-20	< -18	Sí
BOE	0	< 4,4	Sí
PFR	5	< 10	Sí
DHU	5	< 10	Sí
AIC	5	< 10	Sí
CUA	5	< 10	Sí
CC1	0	< 4,4	Sí
CC2	0	< 4,4	Sí
CC3	0	< 4,4	Sí
PCA	5	< 10	Sí
TAE	20	-	-
EVB	0	< 4,4	Sí
EVR	0	< 4,4	Sí

Fuente: Elaboración propia

Como se aprecia en la tablas anteriores, las temperaturas de trabajo planteadas por el cliente para cada una de las diferentes secciones a refrigerar o congelar cumplen con las disposiciones hechas en el reglamento mencionado; y de ahora en adelante, dichas temperaturas serán base para el cálculo tanto de cargas térmicas como de capacidad de los equipos que conforman el circuito de refrigeración.

CAPÍTULO 7 : DISEÑO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

Una de las etapas iniciales para el diseño de un sistema de refrigeración es conocer de las condiciones termo higrométricas, de construcción y de trabajo en las que se desarrollará el proyecto, siendo estas variables base para el cálculo de las cargas térmicas, y en el que viene siendo uno de los pasos siguientes en el planteamiento del sistema a diseñar.

7.1. Cálculo de la carga térmica

La carga térmica o carga frigorífica, resulta de todas aquellas variables que aportan calor al recinto refrigerado, y que por ende, es energía que debe extraerse de dicho espacio por medio de los elementos que conforman el sistema de refrigeración, con el fin de controlar las condiciones de temperatura y humedad en el recinto, según sea la finalidad de uso del mismo, es decir, si es para refrigeración o congelación. A partir del cálculo de la carga térmica es que se dimensionan los diferentes componentes y equipos del sistema de refrigeración, los cuales deben ser capaces de cumplir con la demanda de frío del espacio controlado; he ahí la trascendencia que tiene el cálculo de la misma y de considerar todas las variables que ésta conlleva. La carga frigorífica total incluye: la carga por transmisión a través de las superficies, la carga por infiltración del aire, la carga del producto a almacenar dentro del recinto y la carga interna o misceláneas como consecuencia del calor generado por la iluminación, las personas, los motores de los ventiladores de los evaporadores, equipos, embalaje, entre otros.

Para la determinación de la carga térmica del proyecto se emplea una memoria de cálculo que contempla las consideraciones de diseño propuestas en la literatura del manual de ASHRAE (2010), en los capítulos 19 y 24 del tomo de Refrigeración. Dicha memoria se presenta a continuación, la cual se divide en cada una de las categorías que conforman la carga frigorífica para cada una de las secciones. Cabe aclarar que, la metodología de cálculo utilizada, aplica para todas las secciones del proyecto por igual, no obstante, la misma se realiza de forma demostrativa y por

accesibilidad de datos para las zonas con aplicaciones de media y baja temperatura. Los datos correspondientes a las zonas de alta temperatura se obtuvieron mediante un trabajo de consultoría realizado previamente, por lo que las mismas se presentan en la tabla resumen de las cargas totales.

7.1.1. Carga por transmisión a través de las superficies

Esta carga corresponde a la transferencia de calor que ocurre a través de las paredes, techo y suelo del recinto producto de las diferencias de temperatura entre los ambientes interno y externo al espacio refrigerado. Esta variable se calcula en el estado estacionario según la ecuación (1):

$$Q_{transmisión} = UA\Delta t \quad (1)$$

Dónde:

- $Q_{transmisión}$ = ganancia de calor por transmisión, W.
- A = área exterior de la superficie, m²
- Δt = diferencia entre la temperatura del aire exterior y la temperatura del aire en el espacio refrigerado, K.
- U = coeficiente global de transmisión de calor de la pared, W/(m²·K)

Dicho coeficiente "U" se puede calcular mediante la siguiente ecuación:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{x}{k} + \frac{1}{h_o}} \quad (2)$$

Dónde:

- x = espesor de la pared, m
- k = conductividad térmica del material de la pared, W/(m·K)
- h_i = conductancia superficial interna, W/(m²·K)
- h_o = conductancia superficial externa, W/(m²·K)

Según el manual de ASHRAE (2010), en el tomo de Refrigeración, capítulo 24, en lo que respecta al cálculo de U se indica lo siguiente:

Para el aire quieto, es frecuente utilizar un valor de $9,07 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ tanto para h_i como h_o . Si la superficie externa está expuesta a un viento de 25 km/h , el valor de h_o incrementa hasta $34 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$. Con paredes gruesas y baja conductividad, la resistencia térmica x/k hace que U sea tan pequeño que los valores de $1/h_i$ como $1/h_o$ tienen poca influencia, y se pueden omitir en los cálculos (p.1).

En resumen, las variables requeridas para el cálculo de la carga por transmisión vienen siendo: las temperaturas interna y externa al espacio refrigerado, el tipo de material con que están construidas las paredes, techo y piso, su respectivo espesor y propiedades térmicas, así como las dimensiones constructivas del lugar.

Los datos necesarios para los cálculos se muestran en las siguientes tablas.

Tabla 7.1. Dimensiones estructurales de algunos de los recintos fríos

Sección	Dimensiones de las superficies (m^2)					
	Pared Norte	Pared Sur	Pared Este	Pared Oeste	Techo	Piso
AVC	35,01	35,01	25,88	25,88	44,74	44,74
TCV	13,50	13,50	25,88	25,88	17,25	17,25
T01	38,00	38,00	23,67	23,67	44,42	44,42
T02	38,00	38,00	23,67	23,67	44,42	44,42
T03	38,00	38,00	23,67	23,67	44,42	44,42
BOC	111,41	111,41	155,40	155,40	143,08	143,08
BOE	88,74	88,74	125,29	125,29	137,26	137,26
CC1	102,17	102,17	43,55	43,55	105,31	105,31
CC2	102,17	102,17	43,55	43,55	105,31	105,31
CC3	102,17	102,17	43,55	43,55	105,31	105,31

Fuente: Elaboración propia con base en la información de "Carnes La Pacífica"

Cabe resaltar que en este proyecto, las paredes y los techos de los recintos de media y baja temperatura serán construidos con panel de poliuretano, con un espesor de 200 mm. Este material posee una conductividad térmica "k" de 0,023 W/(m·K), dando como resultado un coeficiente global de transmisión "U" para dichos espacios de 0,115 W/(m²·K). Por su parte, los pisos se construyen con concreto, que al someterse a ambientes bajo 0°C, deben estar aislados. Una aproximación de la transferencia de calor por unidad de área que se puede dar a través del suelo frigorífico se obtiene a través del gráfico de la figura 7.1.

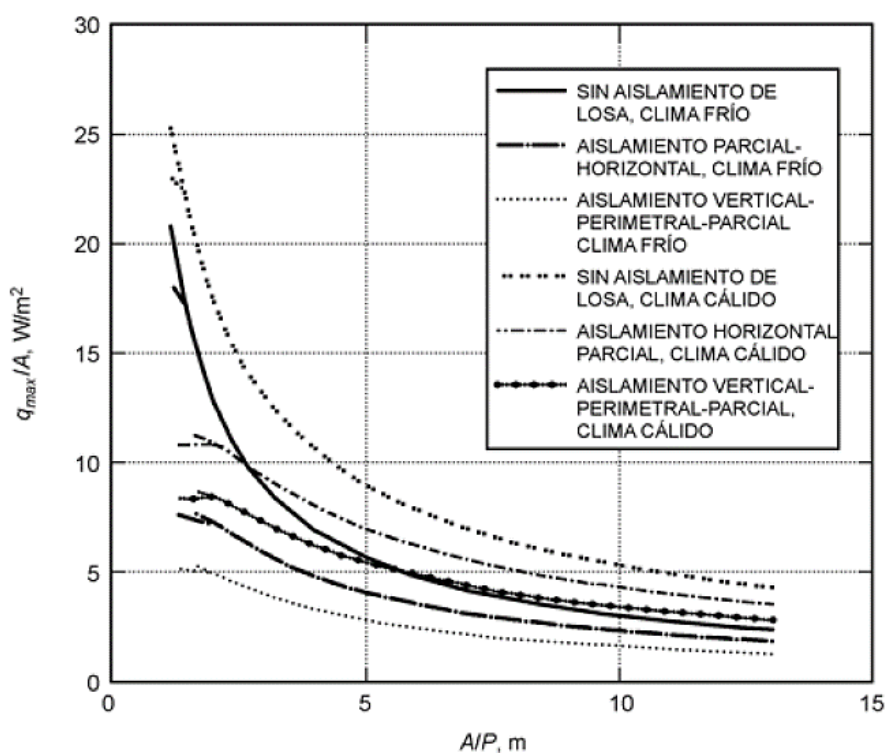


Figura 7.1. Variación de q_{\max}/A en función de A/P

Fuente: ASHRAE Refrigeración, 2010

La relación A/P de la figura anterior resulta del cociente entre el área del suelo frigorífico en metros cuadrados y su respectivo perímetro en metros, esto para contemplar la influencia del espesor y la longitud de la losa. En el caso del proyecto, se asume como valor crítico de transferencia de calor a través de la losa con

aislamiento en un ambiente cálido de 9 W/m^2 , por lo que dicho valor será empleado para cálculo de la carga térmica a través de los pisos de los espacios refrigerados analizados.

Tabla 7.2. Temperatura interna y externa a la que se exponen los recintos

Sección	Temperatura del recinto (°C)	Temperaturas externas críticas (°C)					
		Pared Norte	Pared Sur	Pared Este	Pared Oeste	Techo	Piso
AVC	-20	35,00	5,00	-30,00	20,00	50,00	25,00
TCV	-30	35,00	5,00	5,00	-20,00	50,00	25,00
T01	-30	5,00	-30,00	5,00	35,00	50,00	25,00
T02	-30	-30,00	-30,00	5,00	35,00	50,00	25,00
T03	-30	-30,00	5,00	5,00	35,00	50,00	25,00
BOC	-20	0,00	5,00	5,00	5,00	50,00	25,00
BOE	0	5,00	-20,00	5,00	5,00	50,00	25,00
CC1	0	5,00	0,00	5,00	5,00	50,00	25,00
CC2	0	0,00	0,00	5,00	5,00	50,00	25,00
CC3	0	0,00	35,00	5,00	5,00	50,00	25,00

Fuente: Elaboración propia con base en la información de “Carnes La Pacífica”

Al analizar la tabla 7.2 es posible observar que las superficies en un mismo recinto poseen diferentes temperaturas del aire externo, esto porque colindan con otros espacios que poseen diferentes temperaturas de trabajo, por lo que se hace necesario cuantificar la energía térmica que fluye a través de cada superficie, basado en el diferencial de temperatura del aire interno y el externo según sea la superficie.

Bajo las condiciones antes descritas, y aplicando la ecuación (1), los valores de transferencia de calor que se dan en cada una de las superficie de los recintos analizados se resumen en la tabla 7.3, y cuya ganancia total de calor por transmisión también se detalla en la misma tabla. A continuación se ejemplifica un cálculo de cómo se obtuvo el resultado de una superficie en específico.

Ejemplo de cálculo:

Para el caso de la pared norte de la sección conocida como almacenamiento de vísceras congeladas (AVC), la transferencia de calor a través de dicha superficie resulta ser de:

$$Q_{transmisión} = 0,115 \times 35,01 \times (35 - -20) = 221,44 \text{ W}$$

La metodología aplica para el resto de superficies. No obstante, para el piso del mismo recinto se procede de la siguiente manera:

$$Q_{transmisión} = 9 \times 44,74 = 402,62 \text{ W}$$

Bajo esta guía es que se obtuvieron los siguientes resultados:

Tabla 7.3. Carga térmica por transmisión en los recintos fríos

Sección	Ganancia de calor a través de las superficies (W)						Ganancia total de calor (W)
	Pared Norte	Pared Sur	Pared Este	Pared Oeste	Techo	Piso	
AVC	221,44	100,65	-29,76	119,03	360,12	402,62	1174,09
TCV	100,91	54,34	104,15	29,76	158,70	155,25	603,10
T01	152,94	0,00	95,29	176,97	408,70	399,81	1233,71
T02	0,00	0,00	95,29	176,97	408,70	399,81	1080,77
T03	0,00	152,94	95,29	176,97	408,70	399,81	1233,71
BOC	256,24	320,30	446,77	446,77	1 151,78	1 287,70	3909,55
BOE	51,03	-204,10	72,04	72,04	789,25	1 235,35	2015,61
CC1	58,75	0,00	25,04	25,04	605,54	947,80	1662,16
CC2	0,00	0,00	25,04	25,04	605,54	947,80	1603,41
CC3	0,00	411,22	25,04	25,04	605,54	947,80	2014,64

Fuente: Elaboración propia con base en la información de “Carnes La Pacífica”

7.1.2. Carga por cambios e infiltración de aire

Esta componente corresponde a la ganancia de calor producido por el intercambio térmico que se da cuando ingresa aire proveniente del medio externo, el cual se encuentra a mayor temperatura, hacia lo que es el cuarto frío, como consecuencia de

los cambios de aire ocasionados por la apertura de puertas e infiltraciones, por lo que dicha energía debe ser extraída del medio refrigerado.

Para el cálculo de esta variable se emplean los criterios que define Bohn en su manual de ingeniería, referente al número de cambios de aire en 24 horas en recintos fríos, los cuales se muestran en la figura 7.2

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

Nota: Para uso pesado multiplicar los valores de arriba por 2.0
Para largos periodos de almacenamiento multiplicar los valores por 0.6.

Figura 7.2. Cambios de aire promedio en 24 horas para cuartos de almacenamiento debajo de 0°C debido a la apertura de puertas e infiltración.

Fuente: Bohn, 2005

De acuerdo al volumen y las condiciones de trabajo del recinto, así será la recomendación en cuanto al número de cambios de aire. Al interpolar los respectivos valores de volumen de los distintos recintos en los datos de la figura 7.2 se obtienen los siguientes resultados en cuanto al número de cambios de aire:

Tabla 7.4. Cambios de aire en 24 horas en cada recinto

Sección	Volumen (m ³)	Cambios de aire en 24 horas	Sección	Volumen (m ³)	Cambios de aire en 24 horas
AVC	201,31	9,10	BOC	1 233,90	2,04
TCV	76,28	16,40	BOE	1 233,90	2,04
T01	199,80	9,30	CC1	703,69	4,70
T02	199,80	9,30	CC2	805,68	4,60
T03	199,80	9,30	CC3	805,68	4,60

Fuente: Elaboración propia con base en la información de “Carnes La Pacífica”

Lo que se detalla en la tabla 7.4 es parte del cálculo correspondiente a la carga térmica por infiltraciones de aire. Es importante conocer de las condiciones termo higrométricas a las que está expuesto el cuarto frío, tanto a lo interno como a lo externo, ya que dichas condiciones definen las propiedades físicas del aire y con ello, la magnitud térmica involucrada. Para determinar dichas propiedades, es necesario consultar la carta psicométrica (anexo 3), para lo cual se obtienen los resultados detallados en la tabla 7.5 y tabla 7.6.

Tabla 7.5. Propiedades físicas del aire interno en los cuartos fríos

Sección	Temperatura (°C)	Humedad relativa¹ (%)	Entalpía (kJ/kg)	Densidad (kg/m3)
AVC	-20	95	-18,50	1,39
TCV	-30	95	-29,50	1,45
T01	-30	95	-29,50	1,45
T02	-30	95	-29,50	1,45
T03	-30	95	-29,50	1,45
BOC	-20	95	-18,50	1,39
BOE	0	95	9,00	1,28
CC1	0	95	9,00	1,28
CC2	0	95	9,00	1,28
CC3	0	95	9,00	1,28

Fuente: Elaboración propia con base en la información de “Carnes La Pacífica”

Tabla 7.6. Propiedades físicas del aire externo

Detalle	Valor
Temperatura	35 °C
Humedad relativa	80 %
Entalpía	108 kJ/kg

Fuente: Elaboración propia con base en la información de “Carnes La Pacífica”

¹ El valor de humedad relativa del aire interno depende directamente del producto almacenado en el espacio refrigerado. En la sección 0 se explica a fondo sobre dicho dato.

Finalmente, para el cálculo de la carga por cambios e infiltración de aire se aplica la siguiente fórmula:

$$Q_{infiltración} = \frac{NV\rho\Delta h}{86,4} \quad (3)$$

Dónde:

- $Q_{infiltración}$ = ganancia de calor por infiltración, W.
- N = número de cambios de aire en 24 horas.
- V = volumen del cuarto frío, m³.
- ρ = densidad del aire interno, kg/m³.
- Δh = diferencia entre la entalpía del aire interno y externo, kJ/kg.

Bajo las condiciones antes descritas, y aplicando la ecuación (3), los valores correspondiente a la carga por cambios e infiltración del aire en cada cuarto frío se resumen en la tabla 7.7Tabla 7.3. A continuación se ejemplifica un cálculo de cómo se obtuvo dicho valor.

Ejemplo de cálculo:

Para el caso del túnel para congelar vísceras (TCV), la carga por infiltración resulta ser de:

$$Q_{infiltración} = \frac{16,40 \times 76,28 \times 1,45 \times (108 - -29,5)}{86,4} = 2\,886,58 \text{ W}$$

Bajo esta guía es que se obtuvieron los siguientes resultados:

Tabla 7.7. Carga térmica por infiltración en los cuartos fríos

Sección	Ganancia de calor (W)
AVC	3 728,15
TCV	2 886,58
T01	4 287,81
T02	4 287,81
T03	4 287,81
BOC	5 122,73
BOE	3 691,83
CC1	4 850,77
CC2	5 435,62
CC3	5 435,62

Fuente: Elaboración propia con base en la información de “Carnes La Pacífica”

7.1.3. Carga por producto

Equivale a la energía calórica que se extrae del producto que se almacena en el cuarto frío mientras éste tenga una temperatura superior a la de almacenamiento. Esta carga térmica consta de cuatro etapas, según sea el proceso de enfriamiento, los cuales se detallan a continuación con sus respectivas fórmulas necesarias para el cálculo:

- Extracción de calor para enfriar el producto desde la temperatura inicial hasta una temperatura por encima al punto de congelación.

$$Q_1 = \dot{m}c_1(t_1 - t_2) \quad (4)$$

- Extracción de calor para enfriar el producto desde la temperatura inicial hasta el punto de congelación.

$$Q_2 = \dot{m}c_1(t_1 - t_c) \quad (5)$$

c. Extracción de calor para congelar el producto.

$$Q_3 = \dot{m}h_f \quad (6)$$

d. Extracción de calor para enfriar el producto desde el punto de congelación hasta una temperatura por debajo de este punto.

$$Q_4 = \dot{m}c_2(t_c - t_3) \quad (7)$$

Al sumar las etapas mencionadas, se obtiene el equivalente al calor extraído total por efecto de enfriamiento y/o congelamiento del producto. Por tanto:

$$Q_{producto} = \frac{Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4}{86,4} \quad (8)$$

Dónde:

- Q_1, Q_2, Q_3, Q_4 = calor extraído, kJ/24h.
- \dot{m} = flujo másico de producto por día (kg/24h)
- c_1 = calor específico del producto por encima de la congelación, kJ/(kg·K)
- t_1 = temperatura inicial o de entrada del producto al cuarto frío por encima de la de congelación, °C
- t_2 = temperatura inferior a t_1 por encima de la de congelación, °C
- t_c = temperatura de congelación del producto, °C
- h_f = calor latente de fusión del producto, kJ/kg
- c_2 = calor específico del producto por debajo de la congelación, kJ/(kg·K)
- t_3 = temperatura final del producto por debajo de la de congelación, °C
- $Q_{producto}$ = carga térmica por producto, W

Para el cálculo de esa carga, es necesario conocer tanto de las propiedades térmicas como de las condiciones de almacenamiento del producto, que en este caso viene siendo la carne bovina y sus subproductos, por ejemplo las vísceras. La importancia de esto radica no sólo en un aspecto de funcionamiento del sistema de refrigeración, sino en la necesidad de garantizar la preservación y calidad en cuanto al olor, sabor,

color y textura de la carne; ya que el sistema debe de ser capaz de reducir la temperatura a lo interno del producto hasta el valor requerido de almacenamiento en el tiempo requerido.

A continuación se presentan las condiciones de almacenamiento que el manual de ASHRAE (2010) recomienda para los productos cárnicos bovinos, extraído del capítulo 19 del tomo de Refrigeración.

Producto	Temperatura de almacenam., °C	Humedad relativa, %	Vida aproximada de almacenamient o ²
Carne de vacuno			
Vacuno, fresca, mediana en canal	(-2)-1	88-95	1 semanas
cat.1, 60% magra	0-4	85-90	1-3 semanas
prime, 54% magra	0-1	85	1-3 semanas
solomillo	0-1	85	1-3 semanas
redondo	0-1	85	1-3 semanas
seca, picada	10-15	15	6-8 semanas
Hígado	0	90	5 días
Ternera, magra	(-2)-1	85-95	3 semanas
Vacuno, congelado	(-23)-(-18)	90-95	6-12 meses

Figura 7.3. Condiciones de almacenamiento de la carne de res

Fuente: ASHRAE Refrigeración, 2010

Para este proyecto se toma como valor aproximado de humedad relativa para el almacenamiento de la carne de un 95%, considerando tanto lo que ASHRAE recomienda como lo que el cliente solicita; con tal de que el producto no se deshidrate. En cuanto a la temperatura, esto se definió en secciones pasadas, en donde se consideraba el tipo de trabajo que se requiere en cada cuarto frío, sea refrigeración o congelación, pero que siempre responde a lo que ASHRAE sugiere.

En cuanto a las propiedades térmicas de la carne, éstas se detallan a continuación, que de igual manera, se obtuvieron mediante el manual de ASHRAE (2010), en el capítulo 19 del tomo de Refrigeración.

Alimentos	Contenido de humedad, % x_w	Proteína, % x_p	Grasa, % x_f	Carbohidrato		Ceniza, % x_z	Punto inicial de congelación, °C	Calor específico tras la congelación, kJ/(kg·K)	Calor específico anterior a la congelación, kJ/(kg·K)	Calor latente de fusión, kJ/kg
				Total, % x_c	Fibra, % x_b					
Carne de vacuno										
Falda	55,18	16,94	26,54	0,0	0,0	0,80	—	3,19	2,33	184
En canal, cat. 1	57,26	17,32	24,05	0,0	0,0	0,81	-2,2	3,24	2,31	191
cat. 2	58,21	17,48	22,55	0,0	0,0	0,82	-1,7	3,25	2,24	194
Hígado	68,99	20,00	3,85	5,82	0,0	1,34	-1,7	3,47	2,16	230
Costillar (costillas 6-12)	54,54	16,37	26,98	0,0	0,0	0,77	—	3,16	2,32	182
Redondo, corte completo magra y grasa	64,75	20,37	12,81	0,0	0,0	0,97	—	3,39	2,18	216
Redondo, corte completo magra	70,83	22,03	4,89	0,0	0,0	1,07	—	3,52	2,12	237
Solomillo, magro	71,70	21,24	4,40	0,0	0,0	1,08	-1,7	3,53	2,11	239
Lomo corto y bistec magro	69,59	20,27	8,17	0,0	0,0	1,01	—	3,49	2,14	232
Chuletón de buey magro	69,71	20,78	7,27	0,0	0,0	1,27	—	3,49	2,14	233
Filete magro	68,40	20,78	7,90	0,0	0,0	1,04	—	3,45	2,14	228
Ternera, magra	75,91	20,20	2,87	0,0	0,0	1,08	—	3,65	2,09	254

Figura 7.4. Datos de composición no congelada, punto inicial de congelación y calor específico de la carne de res

Fuente: ASHRAE Refrigeración, 2010.

Al analizar los datos de la figura 7.4, se opta por emplear como valor de temperatura de congelación de -2,2 °C, mientras que de 3,40 kJ/(kg·K) como calor específico por encima de la congelación, de 2,20 kJ/(kg·K) como calor específico por debajo de la congelación y de 250,00 kJ/kg como calor latente de fusión.

En la tabla 7.8 se muestran los datos respecto al flujo másico de carne, así como las temperaturas de entrada y salida del producto en cada recinto frío.

Tabla 7.8. Datos para el cálculo de carga térmica por producto

Sección	Temperatura del recinto (°C)	Flujo másico (kg/24h)	Temperatura entrada producto (°C)	Temperatura salida producto (°C)
AVC	-20	20 800,00	-13,00	-18,00
TCV	-30	3 600,00	40,00	-20,00
T01	-30	14 400,00	7,00	-20,00
T02	-30	14 400,00	7,00	-20,00
T03	-30	14 400,00	7,00	-20,00
BOC	-20	171 000,00	-13,00	-17,00
BOE	0	171 000,00	8,00	2,00
CC1	0	22 000,00	38,00	5,50
CC2	0	22 000,00	38,00	5,50
CC3	0	22 000,00	38,00	5,50

Fuente: Elaboración propia con base en la información de “Carnes La Pacífica”

Con la información presentada, se ejemplifica un caso de cómo se obtiene el valor de carga por producto.

Ejemplo de cálculo:

Para el caso del túnel para congelar vísceras (TCV), la carga por producto resulta ser de:

$$Q_2 = 20\,800 \times 3,40 \times (40 - -2,2) = 516\,528,00$$

$$Q_3 = 20\,800 \times 250,00 = 900\,000,00$$

$$Q_4 = 20\,800 \times 2,20 \times (-2,2 - -20) = 140\,976,00$$

$$Q_{\text{producto}} = \frac{0 + 516\,528,00 + 900\,000,00 + 140\,976,00}{86,4} = 18\,026,67$$

Bajo esta metodología es que se obtuvieron los siguientes resultados, teniendo en consideración la naturaleza del proceso de enfriamiento:

Tabla 7.9. Carga térmica por infiltración en los cuartos fríos

Sección	Calor desprendido por enfriamiento (kJ/24h)	Calor desprendido por congelación (kJ/24h)	Calor desprendido en congelamiento (kJ/24h)	Carga total (W)
AVC	N/A ²	N/A	228 800,00	2 648,15
TCV	516 528,00	900 000,00	140 976,00	18 026,67
T01	450 432,00	3 600 000,00	563 904,00	53 406,67
T02	450 432,00	3 600 000,00	563 904,00	53 406,67
T03	450 432,00	3 600 000,00	563 904,00	53 406,67
BOC	N/A	N/A	1 504 800,00	17 416,67
BOE	3 488 400,00	N/A	N/A	40 375,00
CC1	2 431 000,00	N/A	N/A	28 136,57
CC2	2 431 000,00	N/A	N/A	28 136,57
CC3	2 431 000,00	N/A	N/A	28 136,57

Fuente: Elaboración propia con base en la información de “Carnes La Pacífica”

7.1.4. Cargas internas o misceláneas

Esta carga comprende el calor aportado por elementos distintos a los que se han mencionado con anterioridad. Ejemplo de ello son las personas, luminarias, montacargas, embalaje, equipos eléctricos, como los ventiladores de los evaporadores y/o equipos de proceso de corte, entre otros, que por su actividad aportan energía térmica al espacio a refrigerar.

7.1.4.1. Carga por personas

Según ASHRAE (2010), tomo de Refrigeración, capítulo 24, “el calor emitido por las personas que se añade a la carga térmica depende de factores como la temperatura de la sala, el tipo de trabajo que se realice, el tipo de ropa que llevan y el peso de las personas” (p.6). Para simplificar este cálculo, ASHRAE propone la siguiente información, referente al equivalente calorífico de los ocupantes.

² El término N/A significa “no aplica”

Temperatura del Espacio Refrigerado, Equivalente Calorífico por Persona, °C	W
10	210
5	240
0	270
-5	300
-10	330
-15	360
-20	390

Figura 7.5. Equivalente calorífico de los ocupantes

Fuente: ASHRAE Refrigeración, 2010

Si se desea calcular el aporte de calor hecho por los ocupantes, se multiplica el número de ocupantes en el recinto por el equivalente calorífico por persona detallado en la figura 7.5, según sea la temperatura del espacio refrigerado. Cabe destacar que en este proyecto, y para los espacios a los que se les está realizando los cálculos, la presencia de personas es nula o de corto tiempo, por lo que su aporte de calor no es significativo, y no es tomado en cuenta dentro de los cálculos. Sin embargo, en otras áreas sí hay personas que se encuentran laborando, como lo es en la sala de procesos y corte, por lo que su aporte sí es muy significativo, en especial si el número de ocupantes es elevado, y su tiempo de permanencia también.

7.1.4.2. Carga por iluminación

En el caso de la iluminación, ASHRAE establece como criterio de cálculo, que la ganancia térmica asociada a esta variable sea de 10,8 W/m² como mínimo, en instalaciones destinadas a ser cuartos fríos. Entonces, para el cálculo del aporte térmico hecho por las luminarias, se multiplica el área del recinto por el factor antes mencionado. Dichos resultados se muestran en la tabla 7.10.

Tabla 7.10. Carga térmica por iluminación

Sección	Área (m²)	Carga térmica (W)
AVC	44,74	497,00
TCV	16,95	192,00
T01	44,40	527,00
T02	44,40	527,00
T03	44,40	527,00
BOC	137,10	1 500,00
BOE	137,10	1 525,00
CC1	108,26	1 170,00
CC2	123,95	1 170,00
CC3	123,95	1 170,00

Fuente: Elaboración propia con base en la información de “Carnes La Pacífica”

7.1.4.3. Carga por motores

En este apartado se habla específicamente de los motores de los ventiladores de los evaporadores, cuya presencia es irrefutable en instalaciones frigoríficas, ya que son necesarios para el movimiento del aire a lo largo y ancho de las cámaras de refrigeración y congelación, para así tener uniformidad en la temperatura interna de éstas y lograr el efecto de enfriamiento de los productos en el tiempo requerido. Para estimar la ganancia de calor producto de dichos motores, se consulta la información que se detalla en la figura 7.6, la cual proviene del capítulo 24 del manual de ASHRAE, tomo de Refrigeración.

Potencia Nominal del Motor, kW	Tipo de Motor	Velocidad Nominal, rpm	Eficiencia del Motor a Plena Carga, %	Ubicación del Motor y del Equipo de Accionamiento Respecto al Espacio Climatizado o la corriente de aire		
				A	B	C
				Motor dentro, Equipo accionamiento dentro, W	Motor fuera, Equipo accionamiento dentro, W	Motor dentro, Equipo accionamiento fuera, W
0,04	De espira de sombra	1500	35	105	35	70
0,06			35	170	59	110
0,09			35	264	94	173
0,12			35	340	117	223
0,19	De fase partida	1750	54	346	188	158
0,25			56	439	246	194
0,37			60	621	372	249
0,56			72	776	557	217
0,75	Trifásico	1750	75	993	747	249
1,1			77	1.453	1.119	334
1,5			79	1.887	1.491	396
2,2			81	2.763	2.238	525
3,7			82	4.541	3.721	817
5,6			84	6.651	5.596	1.066
7,5			85	8.760	7.178	1.315
11,2			86	13.009	11.192	1.820
14,9			87	17.140	14.913	2.230
18,6			88	21.184	18.635	2.545
22,4			89	25.110	22.370	2.765
30			89	33.401	29.885	3.690
37			89	41.900	37.210	4.600
45			89	50.395	44.829	5.538
56	90	62.115	55.962	6.210		
75	90	82.918	74.719	8.290		
93	90	103.430	93.172	10.342		
110	91	123.060	111.925	11.075		
150	91	163.785	149.135	14.738		
190	91	204.805	186.346	18.430		

Figura 7.6. Ganancia de calor de motores eléctricos típicos

Fuente: ASHRAE Refrigeración, 2010

Con base en los valores descritos en dicha figura, y previendo cuál viene siendo la potencia del motor(es) instalado(s) en la cámara, es que se estima la ganancia de calor a raíz de la presencia de éstos. Sin embargo, también se debe definir la configuración en que puede ser instalado el motor junto al equipo de accionamiento. En nuestro caso, se asume una configuración de “motor dentro, equipo accionamiento dentro”, ya que según comenta el profesor Ing. Oscar Eduardo Monge Ruíz (comunicación personal, noviembre 2016), dicha configuración resulta ser la más económica en términos constructivos. En la tabla 7.11 se detalla la carga térmica por motores de ventiladores.

Tabla 7.11. Carga térmica por motores

Sección	Potencia motores³ (kW)	Carga térmica (W)
AVC	1,1	1 453
TCV	3,7	4 541
T01	11,2	13 009
T02	11,2	13 009
T03	11,2	13 009
BOC	5,6	6 651
BOE	7,5	8 760
CC1	14,9	17 140
CC2	14,9	17 140
CC3	14,9	17 140

Fuente: Elaboración propia con base en la información de “Carnes La Pacífica”

7.1.4.4. Cargas adicionales

Sumado a las cargas internas anteriores, se tienen lo que son las cargas adicionales, relacionadas con la emisión de calor de los motores de los equipos de proceso o trabajo, montacargas, embalaje, dispositivos de control de humedad, así como las funciones de des-escarche en los evaporadores, ya sea por gas caliente o electricidad; esto a lo interno de espacio a refrigerar. Estas cargas se contabilizan en la tabla 7.12.

Tabla 7.12. Carga térmica por elementos adicionales

Sección	Carga térmica⁴ (W)
AVC	500
TCV	6 000
T01	18 000

Fuente: Elaboración propia con base en la información de “Carnes La Pacífica”

³ Estos valores corresponden a la potencia total del motor(es) por recinto, los cuales se obtuvieron mediante un estudio previo solicitado por el cliente, y que fue realizado por una empresa consultora, por lo que dichos datos son tomados como base para el cálculo de la carga térmica.

⁴ De igual manera, estos valores se determinaron mediante un estudio previo.

Tabla 7.13. Continuación de la tabla 7.12

Sección	Carga térmica (W)
T02	18 000
T03	18 000
BOC	1 000
BOE	3 000
CC1	9 500
CC2	9 500
CC3	9 500

Fuente: Elaboración propia con base en la información de “Carnes La Pacífica”

7.1.5. Carga térmica total

Una vez estimado los aportes individuales de calor de cada una de las variables mencionadas se determina la carga total de refrigeración, tanto por recinto con necesidad de frío como del sistema en general. En la tabla 7.14 se muestran los valores de carga térmica total para las secciones analizadas.

Tabla 7.14. Carga térmica total en secciones analizadas

Sección	Cargas (kW)				Carga térmica total (kW)
	Transmisión	Infiltración	Producto	Internas	
AVC	1,17	3,73	2,65	2,45	10,00
TCV	0,60	2,89	18,03	10,73	32,25
T01	1,23	4,29	53,41	31,54	90,46
T02	1,08	4,29	53,41	31,54	90,31
T03	1,23	4,29	53,41	31,54	90,46
BOC	3,91	5,12	17,42	9,15	35,60
BOE	2,02	3,69	40,38	13,29	59,37
CC1	1,66	4,85	28,14	27,81	62,46
CC2	1,60	5,44	28,14	27,81	62,99
CC3	2,01	5,44	28,14	27,81	63,40

Fuente: Elaboración propia con base en la información de “Carnes La Pacífica”

No obstante, es preciso obtener la carga térmica horaria por recinto, la cual se determina como una fracción de la carga térmica por cada 24 horas respecto a la cantidad de horas que se necesita los equipos de frío en operación, esto porque es uno de los parámetros necesarios para la selección de los equipos que conforman el circuito de refrigeración. Agregado a esto, es recomendable considerar un factor de seguridad respecto a este cálculo, que según ASHRAE, sería de un 10% sobre la carga calculada, con tal de contemplar posibles discrepancias entre el criterio de diseño y el funcionamiento real.

En resumen, la carga horaria se determina de la siguiente manera:

$$Q_h = Q_T \times \frac{24 \text{ horas}}{\text{horas de trabajo}} \times FS \quad (9)$$

Dónde:

- Q_h = carga horaria por recinto, kW/h.
- Q_T = carga térmica total por recinto, kW.
- FS = factor de seguridad del 10%.

Ejemplo de cálculo:

Para el caso del túnel 01 (T01), la carga horaria sería de:

$$Q_h = 90,46 \times \frac{24 \text{ horas}}{36 \text{ horas}} \times 1,1 = 66,34 \text{ kW/h}$$

De igual manera aplica para los demás recintos a refrigerar. Los resultados se muestran en la tabla 7.15.

Tabla 7.15. Carga térmica horaria con factor de seguridad para los recintos analizados

Sección	Horas de operación por día ⁵ (h)	Carga térmica total (kW)	Carga horaria (kW/h)	Carga horaria con FS (kW/h)
AVC	36	10,00	6,67	7,33
TCV	36	32,25	21,50	23,65
T01	36	90,46	60,31	66,34
T02	36	90,31	60,21	66,23
T03	36	90,46	60,31	66,34
BOC	24	35,60	35,60	39,16
BOE	24	59,37	59,37	65,30
CC1	18	62,46	83,28	91,61
CC2	18	62,99	83,98	92,38
CC3	18	63,40	84,53	92,98

Fuente: Elaboración propia con base en la información de “Carnes La Pacífica”

En resumen, los datos respectivos de carga térmica para todos los recintos con necesidad de frío, y que son la base para la selección de los equipos del sistema de refrigeración se muestran en la tabla 7.16, expresados en kilowatt/hora y en toneladas de refrigeración.

Tabla 7.16. Carga total de refrigeración del sistema

Sección	Nombre	Carga térmica (kW/h)	Carga térmica (TR)
AMC	Acumulo y montaje de cajas de cartón	20,40	5,80
CIR	Circulación	23,80	6,77
DEP	Depósito de embalaje primario y etiquetas	3,50	1,00
AVC	Almacenamiento de vísceras congeladas	7,33	2,09
TCV	Túnel para congelar vísceras	23,65	6,72
ECV	Empaque en cartón de vísceras	11,40	3,24
T01	Túnel 01	66,34	18,86

Fuente: Elaboración propia con base en la información de “Carnes La Pacífica”

⁵ Dato según “Carnes La Pacífica”

Tabla 7.17. Continuación de la tabla 7.16

Sección	Nombre	Carga térmica (kW/h)	Carga térmica (TR)
T02	Túnel 02	66,34	18,86
T03	Túnel 03	66,34	18,86
PCO	Picking congelados (montaje de pallets)	12,30	3,50
MPE	Montaje de pallets enfriados	68,61	19,51
EXP	Expedición de productos	50,31	14,31
SCU	Salida de cuartos	24,30	6,91
BOC	Bodega de congelados	39,16	11,13
BOE	Bodega de enfriamientos	65,30	18,57
PFR	Pasillo frío	20,90	5,94
DHU	Deshuese	106,22	30,20
AIC	Área de inyectados y carne molida	21,60	6,14
CUA	Cuarteo	37,61	10,69
CC1	Cámara canales 1	92,98	26,44
CC2	Cámara canales 2	92,98	26,44
CC3	Cámara canales 3	92,98	26,44
PCA	Pasillo caliente	16,40	4,66
TAE	Tableros eléctricos / Equipos	22,90	6,51
EVB	Enfriamiento de vísceras blancas	27,32	7,77
EVR	Enfriamiento de vísceras rojas	26,94	7,66
Total carga de refrigeración		1 107,95	315,04

Fuente: Elaboración propia con base en la información de “Carnes La Pacífica”

Cabe resaltar, que otra variable a considerar en la escogencia de equipos es la temperatura saturada de succión o de régimen; no obstante la misma se determinará en secciones posteriores, lo cual complementará la información anterior.

7.2. Selección del refrigerante

En el manual de ASHRAE (2013), en el capítulo 29 del tomo de Fundamentos, se define al refrigerante como un fluido capaz de transportar calor de un lado a otro en cantidades suficientes para desarrollar una transferencia de calor. Los refrigerantes

son los fluidos de trabajo en sistemas de refrigeración, aire acondicionado y bombas de calor. Absorben el calor de aquel espacio destinado a ser refrigerado, y lo liberan en otro recinto en donde la presencia de calor no es relevante, a través del proceso de evaporación y condensación respectivamente.

La selección de un refrigerante se realiza tomando en consideración los siguientes factores:

- a. Propiedades termo físicas.
- b. Estabilidad química bajo condiciones de uso.
- c. Inflamabilidad y toxicidad.
- d. Implicaciones ambientales.
- e. Costo.
- f. Disponibilidad.
- g. Eficiencia.
- h. Compatibilidad con los lubricantes del compresor y los materiales de los equipos.
- i. Legislación nacional.

Según el Manual de Buenas Prácticas en Refrigeración de la Secretaría del Ambiente de Paraguay (2014), aquellos refrigerantes catalogados como mezclas que son mayormente empleados para aplicaciones de media y baja temperatura son el R-507 y el R-404A; en tanto que en el manual de ASHRAE (2010), en el capítulo 30 del tomo Refrigeración, resalta la tendencia en el uso del amoníaco (R-717) como refrigerante principal en industrias de productos cárnicos. A raíz de ello, se analizarán dichos refrigerantes según los factores de escogencia mencionados, y con ello determinar la sustancia refrigerante que mejor cumpla con los requisitos del proyecto.

7.2.1. Criterio ambiental

En el siglo pasado, uno de los principales causantes del deterioro de la capa de ozono y del calentamiento global eran los refrigerantes, en especial aquellos

catalogados como clorofluorocarbonos (CFC's) y los hidro-clorofluorocarbonos (HCFC's). A raíz de ello, surgen los tratados internacionales como lo son el Protocolo de Montreal y el Protocolo de Kioto, en los que se busca erradicar el uso de estos tipos de refrigerantes en un plazo no mayor al año 2020, y abrir paso al uso de sustancias refrigerantes preferiblemente naturales, como lo son el amoniaco, dióxido de carbono, entre otros.

Para medir el impacto ambiental que ocasionan los refrigerantes, se utilizan los índices de “potencial de agotamiento de ozono” (ODP por sus siglas en inglés) y de “potencial de calentamiento global” (GWP por sus siglas en inglés). El primero mide la capacidad del refrigerante para debilitar la capa estratosférica de ozono sobre la base de su vida en la atmósfera y reacción con el ozono, en comparación con el R-11, el cual posee un valor de ODP de 1,0. Por su parte, el segundo describe la capacidad relativa de la sustancia para atrapar energía radiante en comparación con el CO₂ (R-744) con base en un tiempo horizonte de 100 años; por lo tanto, las mediciones del impacto climático de las emisiones de refrigerante se reportan en equivalente de CO₂. A continuación se detallan los valores respectivos de “ODP” y “GWP” para los refrigerantes en estudio.

Tabla 7.18. Índices ambientales de los refrigerantes en estudio

Refrigerante	ODP	GWP ₁₀₀
R-404A	0	3 700
R-507	0	3 800
R-717	0	< 1

Fuente: ASHRAE Fundamentos, 2013

De acuerdo con los índices ambientales, el refrigerante apto para el proceso sería el amoniaco, dado su bajo impacto tanto en el deterioro de la capa de ozono como de su contribución con el calentamiento global.

7.2.2. Criterio de seguridad

La operación con sustancias refrigerantes debe ser segura, esto con el fin de proteger la integridad de las personas que se encuentren realizando sus labores cotidianas en planta, ya que pueden estar expuestas a intoxicaciones o a sufrir repercusiones en su salud, como consecuencia del nivel de toxicidad e inflamabilidad del refrigerante ante una situación de fugas o explosiones del mismo.

En el manual de ASHRAE (2013), capítulo 29 del tomo de Fundamentos, se clasifican los refrigerantes de acuerdo con el nivel de peligrosidad que implica su uso, siendo éste en seis grupos de seguridad: A1, A2, A3, B1, B2 y B3; en donde A1 representa los refrigerantes menos peligrosos, en tanto que para B3 los más peligrosos. La letra en mayúscula denota el nivel de toxicidad, mientras que el número está relacionado con la inflamabilidad. A continuación se describen cada una de las asignaciones:

- a. Clase A: refrigerantes que tienen un límite de exposición ocupacional de 400 ppm o más.
- b. Clase B: refrigerantes que tienen un límite de exposición ocupacional menor a 400 ppm.
- c. Clase 1: no hay propagación de llama en el aire a 60 °C y 101,3 kPa.
- d. Clase 2: exhibe propagación de llama en el aire a 60 °C y 101,3 kPa. Posee como valor límite de inflamabilidad inferior (LFL) superior a 0,10 kg/m³ a 23 °C y 101,3 kPa y calor de combustión inferior a 19 000 kJ/kg.
- e. Clase 2L: exhibe una velocidad de combustión máxima de no más de 100 mm/s a 23 °C y 101,3 kPa.
- f. Clase 3: existe propagación de llama en el aire a 60 °C y 101,3 kPa. Posee un LFL inferior o igual a 0,10 kg/m³ a 23 °C y 101,3 kPa y calor de combustión mayor o igual a 19 000 kJ/kg.

En la tabla 7.19 se especifica la clasificación de los refrigerantes que están sometidos bajo estudio, esto según su nivel de peligrosidad.

Tabla 7.19. Clasificación de seguridad de los refrigerantes en estudio

Refrigerante	Grupo de seguridad
R-404A	A1
R-507	A1
R-717	B2L

Fuente: ASHRAE Fundamentos, 2013

Desde el punto de vista de seguridad, los refrigerantes aptos para la operación del sistema vienen siendo el R-404A o el R.507, ya que no son tan tóxicos e inflamables como el amoniaco.

7.2.3. Criterio de desempeño

En cuanto al desempeño en la capacidad refrigerante de una sustancia, esta se determina a través de sus características físicas y térmicas, de las cuales se pueden mencionar:

- a. Calor latente de vaporización.
- b. Volumen específico del vapor.
- c. Relación de compresión.
- d. Calor específico del refrigerante tanto en estado de líquido como de vapor.

De dichas propiedades se busca obtener los requerimientos mínimos de potencia por capacidad de refrigeración, es decir, un alto coeficiente de rendimiento. Respecto a las consideraciones sobre la selección de un refrigerante, Dossat (1986) indica:

Excepto para sistemas muy pequeños, es deseable tener un valor alto del calor latente para que sea mínimo el peso de refrigerante circulado por unidad de capacidad. Cuando se tiene un valor alto de calor latente y un volumen específico bajo en la condición de vapor, se tendrá un gran aumento en la capacidad y eficiencia del compresor. Con esto se logrará no sólo disminuir el consumo de potencia, sino además, reducir el desplazamiento necesario en el compresor, lo cual permitiría el uso de equipo pequeño y más compacto. Sin embargo, en los sistemas pequeños, si el valor de calor latente del refrigerante

es muy alto, la cantidad de refrigerante en circulación será insuficiente como para tener un control exacto del líquido (p.385).

Es deseable tener un calor específico bajo en el líquido y un calor específico alto en el vapor en tanto que ambos tiendan a aumentar el efecto refrigerante por libra, el primero se logra aumentando el efecto de subenfriamiento y el último disminuyendo el efecto de sobrecalentamiento. Cuando se cumplen estas condiciones en un fluido simple, se logrará mejorar la eficiencia del cambiador de calor líquido-succión (p.386).

Es muy deseable tener una temperatura baja en la descarga adiabática. Cuando lo anterior se combina con una relación de compresión razonable, la temperatura de descarga adiabática baja, reduce la posibilidad de sobrecalentamiento del compresor y contribuye en cierto grado a tener fácil mantenimiento y larga vida del compresor (p.386).

Resulta ser de conveniencia que la relación presión-temperatura del refrigerante sea tal que la presión en el evaporador esté por arriba de la atmosférica. En el caso de tenerse una fuga en el lado menor de presión del sistema, si la presión es menor a la atmosférica, se introducirá una considerable cantidad de aire y humedad en el sistema, de igual manera sucede con la presión vaporizante (p.387).

Naturalmente, que la temperatura crítica y la presión del refrigerante deben ser mayores que la temperatura y presión máximas que se tengan en el sistema. Así mismo, el punto de congelación del refrigerante debe ser satisfactoriamente menor a la temperatura mínima obtenida en el ciclo (p.387).

Bajo las premisas anteriores, se analizan los datos de la tabla 7.20, en donde se compara el rendimiento de las sustancias refrigerantes en análisis, bajo diferentes temperaturas de evaporación, pero las mismas de condensación.

Tabla 7.20. Comparación en el rendimiento de los refrigerantes en estudio bajo diferentes condiciones de operación.

Refrigerante	Relación de compresión	Efecto refrigerante neto (kJ/kg)	Circulación de refrigerante (g/s)	Consumo de potencia (kW)	Coficiente de rendimiento "COP" ⁶
Evaporador -31,7 °C / Condensador 30 °C					
R-404A	7,46	104,90	9,54	0,39	2,60
R-507	7,34	101,10	9,89	0,39	2,57
R-717	10,61	1 079,10	0,93	0,33	3,01
Evaporador -6,7 °C / Condensador 30 °C					
R-404A	2,92	118,80	8,42	0,18	5,60
R-507	2,90	114,90	8,70	0,18	5,56
R-717	3,51	1 113,00	0,90	0,16	6,25

Fuente: ASHRAE Fundamentos, 2014

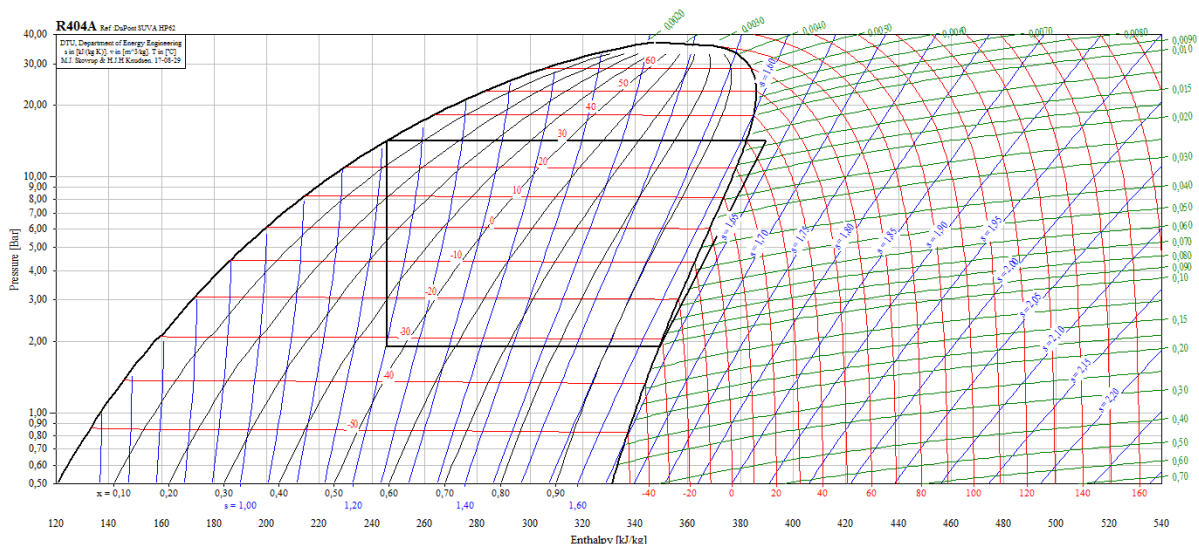


Figura 7.7. Diagrama de Mollier para el refrigerante R-404A bajo condiciones de temperatura de evaporación de -31,7 °C y condensación de 30 °C

Fuente: Elaboración propia, Coolpack v.1, 26

⁶ El COP es un índice energético que relaciona la cantidad de energía que se desea extraer del recinto y el consumo de potencia por parte del compresor. Cuanto mayor sea dicho valor, más eficiente es el sistema de refrigeración.

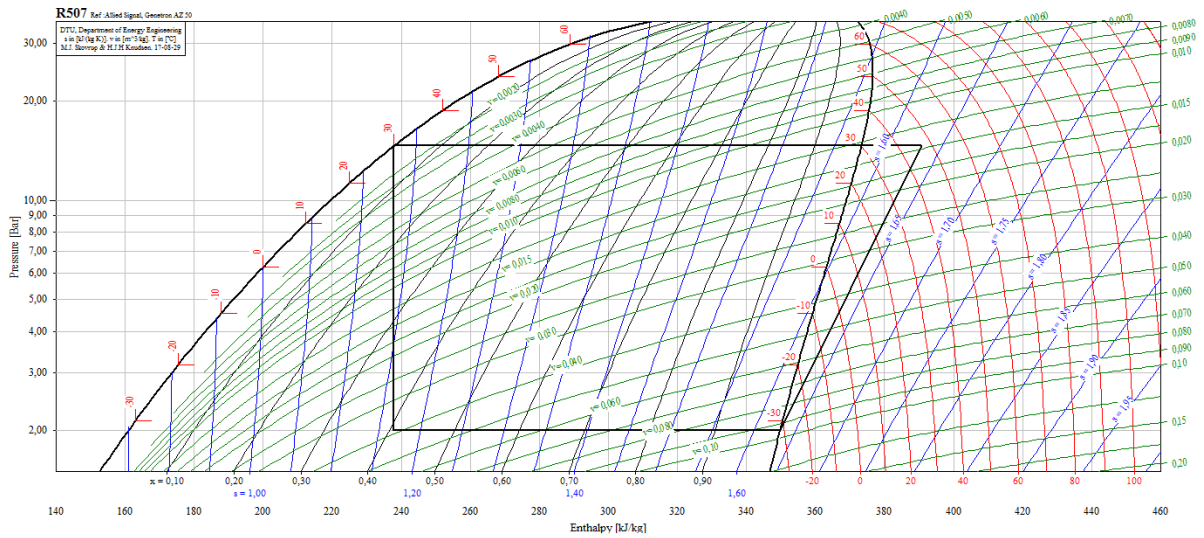


Figura 7.8. Diagrama de Mollier para el refrigerante R-507 bajo condiciones de temperatura de evaporación de $-31,7^{\circ}\text{C}$ y condensación de 30°C

Fuente: Elaboración propia, Coolpack v.1,26

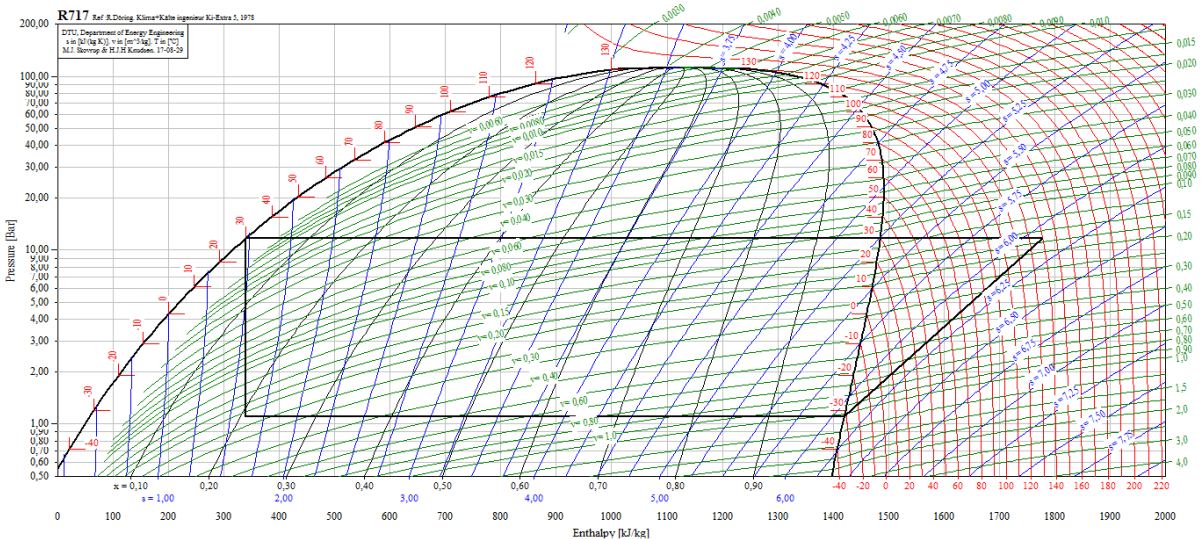


Figura 7.9. Diagrama de Mollier para el amoníaco (R-717) bajo condiciones de temperatura de evaporación de $-31,7^{\circ}\text{C}$ y condensación de 30°C

Fuente: Elaboración propia, Coolpack v.1, 26

Los diagramas anteriores representan el ciclo ideal de refrigeración para una etapa de compresión de los refrigerantes analizados. Los mismos se trazan con la finalidad

de ilustrar el comportamiento energético de los refrigerantes para las condiciones dadas de operación.

De acuerdo con los datos y diagramas, aquel refrigerante que presenta las mejores prestaciones es el amoníaco, ya que ofrece un mayor efecto refrigerante, se requiere menos cantidad del mismo en el sistema, el compresor consume menos potencia y el coeficiente de rendimiento es mayor. Por tanto, desde la perspectiva de desempeño, el amoníaco es apto para la operación del sistema.

7.2.4. Comparación entre criterios

En la tabla 7.21 se resume los resultados obtenidos a través del análisis de los diferentes criterios aplicados para la selección de un refrigerante, y con ello discernir entre las opciones que se tienen para una aplicación de media-baja temperatura, como lo es el caso del proyecto en desarrollo.

Tabla 7.21. Comparación de resultados para los distintos criterios de selección de refrigerantes

Refrigerante	Criterio			
	Ambiental		Seguridad	Desempeño
	OPD	GWP	Peligrosidad	COP
R-404A	0	3 700	Baja	2,60
R-507	0	3 800	Baja	2,57
R-717	0	< 1	Alta	3,01

Fuente: Elaboración propia.

En el caso del amoníaco (R-717), éste presenta mejores prestaciones desde la perspectiva ambiental y de desempeño, ya que su contribución con el calentamiento global y el deterioro de la capa de ozono son prácticamente nulas, en tanto que el desempeño que éste ofrece para las necesidades de enfriamiento resulta ser más eficiente y con ello, poder generar ahorros asociados tanto en la parte constructiva como de funcionamiento del sistema; esto en comparación con los demás

refrigerantes. Sin embargo, lo que corresponde a las mezclas denominadas R-404A y R-507, presentan ventaja desde el punto de vista de seguridad, que si bien su nivel de peligrosidad es menor que el amoníaco, no inhibe el hecho de contar con sistemas de detección de fugas y de atención de emergencias, ya que el contacto prolongado con estos refrigerantes produce irritación en piel y ojos, asfixia, pérdida de coordinación, arritmia cardíaca e inclusive la muerte. Por tal razón, cual sea la sustancia refrigerante que se emplee en el sistema de refrigeración, la seguridad en cuanto al diseño y operación del mismo es trascendental.

Ante tal análisis, y considerando la tendencias actuales de eficiencia energética y protección ambiental, se opta por seleccionar el amoníaco como refrigerante principal para las aplicaciones de media-baja temperatura. No obstante, surge la inquietud de considerar el emplear una sustancia refrigerante secundaria para aquellos recintos destinados a aplicaciones de media-alta temperatura, en donde la presencia de trabajadores es continua, por lo que su seguridad debe ser una prioridad.

7.3. Selección de refrigerante secundario

En el manual de ASHRAE (2010), en el tomo de Refrigeración, específicamente en el capítulo 13, se define al refrigerante secundario como aquel líquido que se emplea como fluido transmisor de calor, y que su temperatura cambia al ganar o perder energía calorífica, sin tener un cambio de fase. En cuanto a los criterios de selección, ASHRAE establece lo siguiente:

Para tener la máxima seguridad en los componentes y en la vida de los mismos, un refrigerante secundario debe ser compatible con los demás materiales del sistema a las presiones y temperaturas a las que se encuentren. El refrigerante debe ser compatible con el medio ambiente y con las normas de seguridad (ASHRAE, 2010, cap.13, p.1).

El refrigerante debe tener un punto de congelación preferiblemente de 8 kelvin, por debajo de la temperatura más baja del sistema o a la que estará expuesto. La viscosidad del refrigerante deberá ser lo suficientemente baja

como para permitir una transmisión de calor satisfactoria y una caída de presión razonable (ASHRAE, 2010, cap.13, p.1).

La presión de vapor del refrigerante no debe ser superior a la permitida a la máxima temperatura que se alcance. Para evitar el vacío en un sistema con un refrigerante secundario de baja presión de vapor, el refrigerante puede presionarse con nitrógeno seco a presión regulada en el tanque de expansión (ASHRAE, 2010, cap.13, p.1).

La principal razón por la cual se busca emplear un refrigerante secundario es proteger la integridad de las personas que trabajan en el recinto refrigerado, como lo son en las salas de proceso y empaque, esto ante una posible eventualidad como lo puede ser la fuga de refrigerante, por lo que el factor de seguridad es una variable trascendental a considerar en la selección de este. De igual manera, la escogencia del mismo responde a la parte de eficiencia energética y de impacto ambiental que el uso de esta pueda ocasionar. Dentro de algunas opciones que ASHRAE señala como posibles refrigerantes secundarios, y que pueden cumplir con los requerimientos del proyecto, son: propilenglicol, etilenglicol, metanol, cloruro sódico y cloruro cálcico. A continuación se procede a comparar las prestaciones que los refrigerantes secundarios ofrecen.

Tabla 7.22. Comparación de prestaciones de refrigerantes secundarios

Refrigerante	Concentración por masa (%)	Temperatura de congelación (°C)	Trasiego L/(s·kW)	Caída de presión (kPa)	Coefficiente de transferencia de calor (W/m ² ·K)
Propilenglicol	39	-20,60	0,046	20,06	1,16
Etilenglicol	38	-21,60	0,050	16,41	2,31
Metanol	26	-20,70	0,047	14,13	2,69
Cloruro sódico	23	-20,60	0,046	15,86	3,17
Cloruro cálcico	22	-22,10	0,050	16,69	3,21
Agua-amoniaco	14	-21,70	0,045	16,82	3,07

Fuente: ASHRAE Refrigeración, 2010

Como consecuencia de su alta viscosidad a bajas temperaturas, el propilenglicol presenta una mayor resistencia a fluir, por lo que se tiene una mayor caída de presión en las tuberías y por ende, ofrece mayor dificultad para ser bombeado, a su vez que posee una capacidad calorífica menor que los demás refrigerantes, posicionándolo como el refrigerante secundario menos favorable para operar en el sistema. Por su parte, no se tiene un refrigerante en que, basado en sus prestaciones, sea un claro dominante sobre los demás, es decir, si se busca alta capacidad calorífica, se puede optar por el cloruro sódico, mientras que si se desea tener una menor caída de presión en las tuberías, el metanol sería el indicado. Como consecuencia de ello, se requiere analizar otros criterios para discernir sobre la selección del refrigerante secundario idóneo. En la tabla 7.23 se compara, con base en las condiciones de operación que ahí se detallan, los valores relativos de potencia de bombeo de las sustancias refrigerantes bajo análisis.

Tabla 7.23. Energía relativa necesaria para bombeo

Refrigerante	Factor de energía
Agua-amoniaco	1,00
Metanol	1,08
Propilenglicol	1,14
Etilenglicol	1,25
Cloruro sódico	1,30
Cloruro cálcico	1,45

Fuente: ASHRAE Refrigeración, 2010

Desde la perspectiva energética, la mezcla agua-amoniaco presenta las mejores prestaciones, sin embargo, la idea de no utilizar el amoniaco como refrigerante en zonas con presencia de trabajadores, hace que dicha posibilidad sea descartada, por lo que el metanol toma fuerza para ser seleccionado como refrigerante secundario, ya que presenta ventajas operativas sobre las demás sustancias, según todo lo analizado con anterioridad. Sin embargo, falta evaluar un último criterio, y que es el punto medular por el cual se selecciona el refrigerante, como lo es la parte de

seguridad e impacto ambiental, así como su compatibilidad con los componentes del sistema de refrigeración principal. En la tabla 7.24 se detalla información resumida sobre el nivel de peligrosidad de las sustancias en cuanto a toxicidad e inflamabilidad, y su reacción contra los materiales.

Tabla 7.24. Información adicional sobre los refrigerantes secundarios

Refrigerante	Otras consideraciones
Propilenglicol	Es una mezcla que se comporta bien cuando es utilizada en media temperatura, hasta -15 °C, pero tiene viscosidad muy alta en bajas temperaturas. No es tóxico ni inflamable, pero presenta ciertos riesgos de contaminación ambiental. No es corrosivo para los metales. Es generalmente considerado seguro por la Administración de Alimentos y Medicamentos (FDA por sus siglas en inglés) para usos alimenticios.
Etilenglicol	Presenta mejores propiedades que el anterior, pero tiene el inconveniente de su alta toxicidad con riesgos de contaminación ambiental.
Metanol	Tiene bajo punto de ebullición y presenta riesgos de inflamabilidad. Es tóxico. Puede ser corrosivo para plomo y aluminio.
Cloruro sódico	Tiene muy buena capacidad calorífica pero es muy corrosivo en presencia de oxígeno. No es inflamable.
Cloruro cálcico	Tiene muy buena capacidad calorífica pero es muy corrosivo en presencia de oxígeno. No es inflamable.

Fuente: Ricardo Aguiló, 2000

Según la información anterior, a excepción del propilenglicol, las demás sustancias son muy tóxicas y/o inflamables, además de que son contaminantes y corrosivas con los metales, lo cual los imposibilita a operar junto al amoniaco, por lo que desde un punto de vista operacional, de seguridad y ambiental, el propilenglicol sería el refrigerante secundario a emplear.

Si bien el metanol, que era la opción más viable, presentaba las mejores prestaciones en cuanto a variables energéticas, la parte de seguridad y su incompatibilidad con algunos metales no respalda su uso, lo que obliga a considerar la opción del propilenglicol, que como se describe en la tabla 7.24, es un refrigerante

seguro, recomendado para aplicaciones en industria de alimentos y no es corrosivo con los metales, con la ligera desventaja de que se consume más energía para ser bombeado en comparación con el metanol, tal y como se detalló en la tabla 7.23. Por tal razón, se opta por utilizar el propilenglicol como refrigerante secundario para los equipos instalados en las salas de proceso y empaque del proyecto.

Como respuesta a la selección del propilenglicol como refrigerante secundario, es necesario conocer el porcentaje de concentración del mismo por masa o volumen de agua, ya que esta define el punto de congelación característico de la mezcla, la cual según ASHRAE, debe ser preferiblemente de 8 °C por debajo de la temperatura más baja del sistema o a la que estará expuesta. Para el caso del proyecto, la temperatura estimada a la que puede estar expuesto el propilenglicol es de 0 °C, por lo que el punto de congelación de la disolución acuosa debería rondar los -8 °C. En la tabla 7.25 se muestran los diferentes puntos de congelación para las diferentes concentraciones de propilenglicol en agua, y que será guía para determinar la concentración necesaria de la mezcla para que esta no se congele a lo largo de las tuberías o equipos.

Tabla 7.25. Puntos de congelación de soluciones acuosas de propilenglicol

Concentración v/v (%)	Punto de congelación (°C)
0	0,0
10	-3,3
20	-7,6
30	-13,4
40	-22,1
50	-33,5
60	-51,1

Fuente: ASHRAE Fundamentos, 2013

Como se describe en la tabla anterior, el punto de congelación de la disolución acuosa de propilenglicol disminuye conforme aumenta la concentración. Entonces,

para una temperatura prevista de -8 °C, la concentración de la disolución acuosa requerida estaría entre un 20% y un 30%, sin embargo, como medida de seguridad ante posible congelamiento de la mezcla en la ruta de bombeo y variaciones en cuanto a las condiciones de operación respecto a las de diseño, se opta por emplear una concentración del 30% de propilenglicol.

En resumen, para el proyecto se tienen dos subsistemas de refrigeración, uno que opera haciendo circular amoniaco a través de los evaporadores de los recintos de media y baja temperatura, en donde no hay ocupación de personas, y otro en el que se hace pasar propilenglicol al 30% a través de las unidades enfriadoras de aire en aquellos recintos en donde hay presencia continua de personas, pero que siempre ocupa del amoniaco para recibir la carga térmica del propilenglicol. En la tabla 7.26 se detalla el tipo de sub-sistema para cada uno de los recintos fríos del proyecto “Carnes La Pacífica”.

Tabla 7.26. Tipo de subsistema de refrigeración a emplear en cada recinto frío

Sección	Tipo de subsistema	Sección	Tipo de subsistema
AMC	Propilenglicol al 30%	BOC	Amoniaco
CIR	Propilenglicol al 30%	BOE	Amoniaco
DEP	Propilenglicol al 30%	PFR	Propilenglicol al 30%
AVC	Amoniaco	DHU	Propilenglicol al 30%
TCV	Amoniaco	AIC	Propilenglicol al 30%
ECV	Propilenglicol al 30%	CUA	Propilenglicol al 30%
T01	Amoniaco	CC1	Amoniaco
T02	Amoniaco	CC2	Amoniaco
T03	Amoniaco	CC3	Amoniaco
PCO	Propilenglicol al 30%	PCA	Propilenglicol al 30%
MPE	Propilenglicol al 30%	TAE	Propilenglicol al 30%
EXP	Propilenglicol al 30%	EVB	Amoniaco
SCU	Propilenglicol al 30%	EVR	Amoniaco

Fuente: Elaboración propia

7.4. Consideraciones previas para la selección y ubicación de las unidades evaporadoras

Dossat (1986), en su libro de Principios de Refrigeración, define al evaporador como:

Cualquier superficie de transferencia de calor en el cual se vaporiza un líquido volátil para eliminar calor de un espacio o producto refrigerado. Debido a las muchas y diversas aplicaciones de la refrigeración mecánica, los evaporadores se fabrican en una gran variedad de tipos, formas, tamaños y diseños, y se pueden clasificar de diferentes maneras, tales como tipo de construcción, método de alimentación del líquido, condiciones de operación, método de circulación de aire (o líquido), tipo de control del refrigerante y por sus aplicaciones (p.227).

No obstante, el uso del evaporador no se restringe únicamente a la vaporización de un líquido, como es el caso del amoníaco empleado como refrigerante primario, sino que permite que otras sustancias como el propilenglicol, utilizado como refrigerante secundario, absorba el calor del aire y se dé un cambio en el calor sensible de dicha sustancia, es decir, no ocurre vaporización, sólo un aumento en su temperatura como consecuencia de la transferencia térmica con el aire a través del evaporador, permitiendo así generar el efecto de enfriamiento del recinto.

La selección de un equipo de este tipo conlleva considerar una serie de factores con el fin de lograr el efecto de enfriamiento deseado en el producto y el espacio refrigerado, entre ellos se puede mencionar:

- a. Capacidad según la carga térmica a extraer.
- b. Sustancia refrigerante a emplear.
- c. Tipo de alimentación de refrigerante.
- d. Diferencia de temperatura entre el refrigerante del evaporador y el aire del recinto.
- e. Temperatura del recinto.

- f. Caudal de aire volumétrico.
- g. Alcance o distancia que el aire debe recorrer para enfriar la zona más alejada.
- h. Distribución del aire.
- i. Tipo de des-escarche.
- j. Paso de las aletas en el serpentín.
- k. Ubicación del equipo.

Como se ha descrito, para este proyecto se ha de emplear dos sustancias refrigerantes, como lo son el amoniaco y el propilenglicol, lo cual incide directamente sobre las características constructivas del evaporador, como por ejemplo, en el caso del amoniaco, los evaporadores no pueden ser construidos con tubos de cobre, en tanto que para el propilenglicol, este material es compatible. Un material que es compatible con el amoniaco es el acero inoxidable.

La carga térmica a extraer del recinto frío puede ser manejada por uno o más evaporadores, según sea la capacidad que éstos tengan acorde a sus especificaciones de construcción dotadas por el fabricante. A su vez, la cantidad de equipos a instalar se ve influenciada por las dimensiones y la aplicación del recinto, con el fin de garantizar una homogenización en la distribución del aire en el espacio frío y manejar un número de intercambios de aire por hora recomendados a través del evaporador, para así agilizar el proceso de enfriamiento del producto. En la tabla 7.27 se muestra los valores mínimos y máximos de intercambios de aire por hora recomendados según sea el tipo de aplicación del recinto frío.

Tabla 7.27. Intercambios de aire recomendados por hora

Tipo de aplicación	Número de intercambios de aire recomendados	
	Mínimo	Máximo
Conservación de congelación	40	80
Conservación de refrigeración	40	80
Cámara de corte	20	30

Fuente: Paranjpey, 2013

Tabla 7.28. Continuación de la tabla 7.27

Tipo de aplicación	Número de intercambios de aire recomendados	
	Mínimo	Máximo
Cámara de enfriamiento de carne	80	120
Maduración de plátano	120	200
Almacenamiento de frutas y verduras	30	60
Túneles de congelación rápida	150	300
Salas de procesos	20	30
Almacenamiento de carne sin empacar	30	60

Fuente: Paranjpey, 2013

Por ejemplo, para el caso de los túneles de congelamiento T01, T02 y T03, el número de intercambios de aire por hora necesarios oscila entre 150 y 300. A partir de dichos datos se obtiene el caudal de aire a manejar por el o los evaporadores a instalar en dichos túneles, el cual se determina al multiplicar el número de intercambios de aire por hora asignados por el volumen del recinto, que en tal caso es de 200 m³, por lo que en dicho espacio se requiere de un caudal de 30 000 m³/h a 60 000 m³/h de aire. Otro ejemplo viene siendo la sala de deshuese DHU, en donde el volumen del recinto es de aproximadamente 1 878 m³, por lo que al ser una sala de procesos, se recomienda un mínimo de 20 y un máximo de 30 intercambios de aire por hora, dando como resultado un caudal de entre 37 550 m³/h a 56 330 m³/h de aire. De igual forma, la metodología de cálculo aplica para los restantes recintos, variando el número de intercambios de aire según la actividad que se esté desarrollando en este.

Respecto al tipo de des-escarche, el manual de ASHRAE (2010), en el tomo de Refrigeración, capítulo 2, sugiere que todos aquellos evaporadores que funcionan a una temperatura por debajo de aproximadamente 3,3 °C, necesitarán des-escarche. Existen varios mecanismos para lograr esta acción, como por ejemplo, el des-escarche por aire, por gas caliente, eléctrico o por agua; sin embargo, la aplicación de uno de estos resulta conveniente para una determinada condición de temperatura

del recinto. El método habitual de des-escarche en cámaras a 2,2 °C y temperaturas superiores incluye generalmente des-escarche por convección empleando el propio aire del recinto en donde se encuentre. En éste los ventiladores se mantienen en marcha, por lo que el proceso de descongelación ocurre durante el paro del compresor. Por su parte, los métodos normalmente aplicados para cámaras más frías que 2,2 °C son el des-escarche por gas caliente o el eléctrico, en donde se introduce calor adicional en el recinto para descongelar la batería y la bandeja de drenaje. Si se comparan los métodos antes mencionados, ASHRAE establece que el des-escarche eléctrico es más rápido y eficiente que por gas caliente, no obstante, es el que disipa mayor calor en el recinto, por lo que en función del costo de energía, puede no ser tan económico. Sin importar el tipo de des-escarche, el método requiere de un control preciso con el fin de evitar incrementos de temperatura en el recinto que pueda afectar la calidad del producto. Una variable que influye en los tiempos de des-escarche es la separación de las aletas en el serpentín del evaporador. Se recomienda emplear evaporadores con 4 aletas por pulgada para aplicaciones de congelado, 6 aletas por pulgada para media temperatura y de 8 aletas por pulgada para alta temperatura.

En cuanto al tipo de alimentación de refrigerante y la diferencia de temperatura entre el refrigerante en el evaporador y el aire del recinto, se describirán en secciones posteriores según el circuito de refrigeración.

Una vez que se establece la cantidad de unidades evaporadoras a instalar en cada recinto frío, se determina su ubicación física en dicho espacio. Existen una serie de recomendaciones a considerar para la instalación de los evaporadores hecha por Bohn (2005), de las cuales se pueden rescatar los siguientes:

- a. Evitar colocar los evaporadores directamente arriba de las puertas o cerca de las aberturas de las puertas en donde la baja temperatura se está manteniendo y en cualquier parte que sea posible para mantener una temperatura normal.

- b. Dar el espacio necesario entre la parte posterior del evaporador y la pared que permitan el retorno libre del aire.
- c. La dispersión del aire deberá cubrir la cámara completamente.
- d. Debe conocerse la ubicación de anaqueles, entre otros.
- e. Ubicarlos en posiciones que permitan el flujo positivo del aire (del interior hacia el exterior de la cámara), es decir, dirigir la descarga hacia las puertas de acceso, con el fin reducir el ingreso del aire proveniente del medio externo.

En la figura 7.10 se muestra la posición en la que deberían instalarse los evaporadores en donde el montaje en una pared es suficiente y se tiene un flujo simple horizontal de aire. Por su parte, en la figura 7.11, se tiene un arreglo de evaporadores en espacios grandes, en donde no es posible instalarlos en un único lado o en donde la distancia del tiro del aire debe tomarse en cuenta. Si bien en dicha figura se representan evaporadores de flujo simple opuesto, estos pueden reemplazarse por unidades de doble flujo, los cuales generan el mismo efecto de distribución del aire.

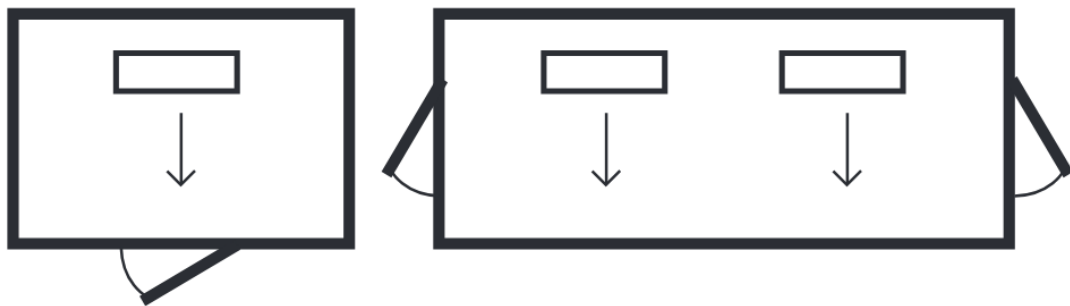


Figura 7.10. Ubicación recomendada del evaporador

Fuente: Bohn, 2005

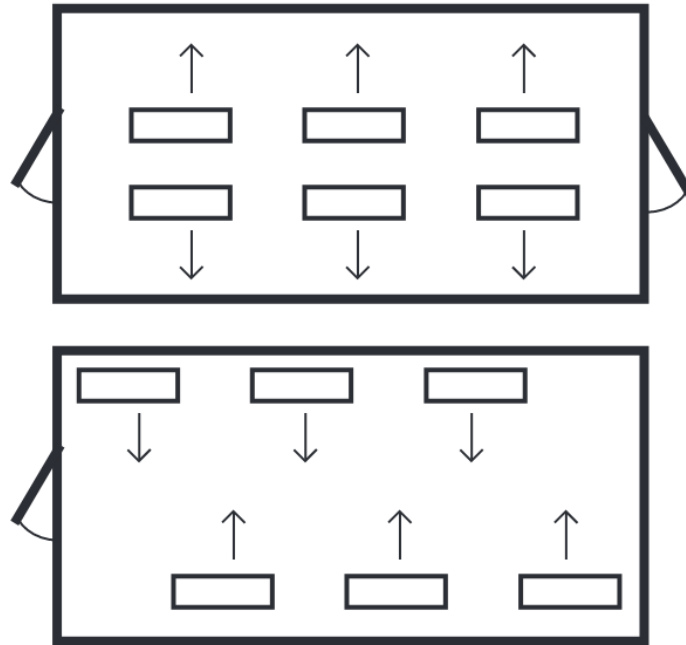


Figura 7.11. Arreglo de evaporadores en un recinto grande

Fuente: Bohn, 2005

Siguiendo las recomendaciones y criterios descritos, en la tabla 7.29 se enlistan el número de evaporadores a instalar en cada recinto, así como la capacidad requerida de extracción de calor, el tipo de flujo de aire y el mecanismo de descongelamiento según la temperatura del aire del recinto.

Tabla 7.29. Cantidad y tipo de evaporadores a instalar por recinto frío

Sección	Carga térmica total (kW)	Cantidad de equipos	Capacidad unitaria (kW)	Flujo de aire	Tipo de descongelamiento
AMC	20,40	2	10,20	Simple	Convección natural
CIR	23,80	2	11,90	Doble	Convección natural
DEP	3,50	1	3,50	Simple	Convección natural
AVC	7,33	2	3,67	Simple	Gas caliente
TCV	23,65	1	23,65	Simple	Gas caliente
ECV	11,40	1	11,40	Simple	Convección natural

Fuente: Elaboración propia

Tabla 7.30. Continuación de la tabla 7.29

Sección	Carga térmica total (kW)	Cantidad de equipos	Capacidad unitaria (kW)	Flujo de aire	Tipo de descongelamiento
T01	66,34	1	66,34	Simple	Gas caliente
T02	66,34	1	66,34	Simple	Gas caliente
T03	66,34	1	66,34	Simple	Gas caliente
PCO	12,30	1	12,30	Simple	Convección natural
MPE	68,61	3	22,87	Simple	Convección natural
EXP	50,31	1	25,15	Doble	Convección natural
		2	12,58	Doble	Convección natural
SCU	24,30	2	12,15	Doble	Convección natural
BOC	39,16	2	19,58	Simple	Gas caliente
BOE	65,30	2	32,65	Simple	Gas caliente
PFR	20,90	1	20,90	Doble	Convección natural
DHU	106,22	4	26,55	Simple	Convección natural
AIC	21,60	1	21,60	Simple	Convección natural
CUA	37,61	1	37,61	Doble	Convección natural
CC1	92,98	3	30,99	Simple	Gas caliente
CC2	92,98	3	30,99	Simple	Gas caliente
CC3	92,98	3	30,99	Simple	Gas caliente
PCA	16,40	1	16,40	Doble	Convección natural
TAE	22,90	2	11,45	Simple	Convección natural
EVB	27,32	1	27,32	Simple	Gas caliente
EVR	26,94	1	26,94	Simple	Gas caliente

Fuente: Elaboración propia

En la figura 7.12 y figura 7.13 se evidencian la ubicación en la que han de instalarse los evaporadores que serán seleccionados en dos recintos, específicamente en la cámara de canales y el pasillo frío, según lo definido en la tabla anterior. La conclusión de este análisis se puede apreciar en el apéndice 1.

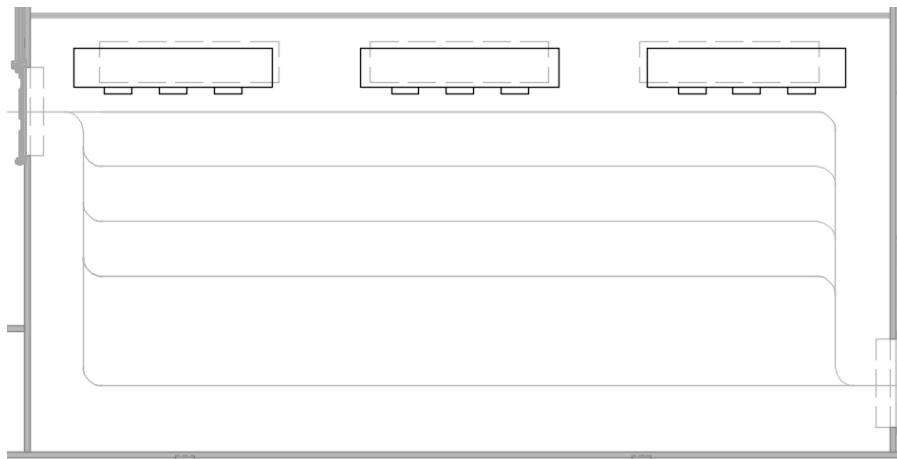


Figura 7.12. Evaporadores de flujo simple en la cámara de canales

Fuente: Elaboración propia, Autodesk AutoCAD 2015

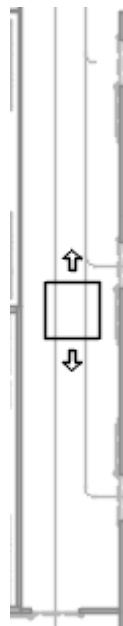


Figura 7.13. Evaporador de flujo doble en el pasillo frío

Fuente: Elaboración propia, Autodesk AutoCAD 2015

7.5. Diseño del sistema de refrigeración con propilenglicol

En este apartado se trata sobre la selección de las unidades enfriadoras de aire según las especificaciones de diseño, además del dimensionamiento de las tuberías y de la selección de los diferentes accesorios necesarios para la operación y control de este sistema de refrigeración, el cual está en interacción térmica con el sistema principal de amoníaco.

7.5.1. Selección de unidades enfriadoras de aire

El uso principal de estos equipos está en enfriar el aire de aquellos espacios destinados para trabajos como procesamiento y empacado de carne, pasillos, entre otros, cuyos ambientes se encuentran a temperaturas superiores a los 0 °C, en donde la presencia de personas es constante, por lo que se emplea el propilenglicol como sustancia refrigerante. Como se mencionó en secciones pasadas, la selección de estos equipos obedece a una serie de factores con el fin de obtener el mejor rendimiento para el enfriamiento del recinto. No obstante, existe un factor adicional relacionado con la operatividad del equipo, como lo es la diferencia de temperatura entre el refrigerante que se encuentra en la unidad enfriadora y el aire del recinto, también conocido como “DT” del evaporador, la cual incide adicionalmente sobre la humedad relativa del espacio refrigerado. Y es que, la conservación y manipulación óptima de los alimentos depende tanto de la temperatura como de la humedad relativa del recinto frío, en el que según Dossat (1986), cuando es muy baja la humedad del espacio, se tiene una deshidratación en los productos, en tanto que si la humedad es muy alta, se fortalece el crecimiento de mohos, hongos y bacterias. No obstante, la humedad del recinto no tiene relevancia si el producto refrigerado se encuentra empacada.

El hecho de tener una “DT” baja resulta en una humedad relativa del espacio muy alta, en tanto que si la “DT” es alta, la humedad en dicho recinto disminuye. La escasez de la “DT” varía según la aplicación, puede ser tan baja como 4,5°C para los enfriadores de un almacenamiento húmedo y tan alta como 14°C para

almacenamientos internos y talleres. Dossat (1986), en su libro de Principios de Refrigeración, define los valores de “DT” según el porcentaje de humedad relativa que se requiere en el espacio refrigerado. Dichos valores se muestran en la tabla 7.31.

Tabla 7.31. Diseño de evaporador con DT

Humedad relativa %	Diseño DT (°C)	
	Convección natural	Convección forzada
95 – 91	7 – 8	4 – 6
90 – 86	8 – 9	6 – 7
85 – 81	9 – 10	7 – 8
80 – 76	10 – 11	8 – 9
75 – 70	11 – 12	9 – 10

Fuente: Dossat, 1986

Según Moreno (2006), la humedad relativa de una sala de procesos podría ser alrededor de un 75 %, por lo que según la tabla anterior, se requiere seleccionar unidades enfriadoras que operen con un “DT” de no más de 10 °C, para aquellas unidades que empleen convección forzada para la movilización del aire en el recinto. Dicho valor se empleará para todas las secciones en las que se destina la instalación de unidades enfriadoras con propilenglicol, ya que las condiciones de trabajo o aplicaciones son similares. Por lo tanto, para tales recintos en donde la temperatura de diseño mínimo es de 5 °C, las unidades enfriadoras de aire se alimentarán con propilenglicol al 30 % a una temperatura de -5 °C.

Cabe resaltar, que en estos equipos no se da la vaporización de la sustancia refrigerante, sino un cambio en el calor sensible del mismo, producto de la transferencia de calor de éste con el aire del recinto a través del serpentín de la unidad enfriadora. Por lo que otra variable que influye en el dimensionamiento de dicha unidad es la variación en la temperatura del propilenglicol respecto a la entrada y salida de éste en el equipo. Dicha variación incide además sobre las condiciones de operación del “chiller” (el cual se detallará posteriormente), quien se constituye

como el medio por el cual el amoníaco absorbe la energía calorífica que posee el propilenglicol una vez que pasa por la unidad enfriadora, para así suministrar dicha sustancia a la temperatura deseada. Según Energy Design Resources (2009), la escogencia en dicho diferencial de temperatura tiene implicaciones en costos de instalación y operación del sistema de enfriamiento. Dichas implicaciones se resumen en la tabla 7.32.

Tabla 7.32. Impacto en costos de iniciales y energéticos de la diferencia de temperatura del agua enfriada.

	Diferencial de temperatura	
	Bajo	Alto
Rango típico	4 °C	11 °C
Impacto en costos iniciales	Unidad enfriadora más pequeña	Tuberías, bombas y motor de bombas más pequeños
Impacto en costos de energía	Menor consumo de energía del ventilador	Menor consumo de energía de la bomba

Fuente: Energy Design Resources, 2009

De primera mano, se podría escoger un diferencial de temperatura para el propilenglicol, tanto en la unidad enfriadora como en el “chiller”, de 11 °C. Sin embargo, según la misma fuente, el emplear un rango alto en el diferencial de temperatura presenta una serie de desventajas, las cuales se enumeran a continuación:

- a. El uso de un diferencial de temperatura bajo es un enfoque conservador, ya que da como resultado mayores tamaños de bombas y tuberías, por lo que permite prever futuras ampliaciones del sistema.
- b. Para lograr el menor consumo de energía por parte del “chiller” debido al aumento de las temperaturas del agua entrante, el “chiller” puede que tenga que hacer tres pasadas en vez de dos. Esto puede aumentar los costos en las tuberías y hacer más difícil el reemplazo y limpieza del tubo.

- c. En algunos enfriadores de aire, dependiendo de las condiciones de temperatura del aire de diseño, el uso de un mayor diferencial de temperatura no sólo aumentará la densidad de aleta, sino también en el número de filas del serpentín, lo que incrementa los costos iniciales y la caída de presión del equipo.

Ante tales premisas, se opta por emplear un diferencial de temperatura bajo, específicamente de 4 °C, considerando que aunque se pueden tener tuberías y bombas más grandes como consecuencia de dicha escogencia, las unidades enfriadoras y sus ventiladores son más pequeños, por lo que su aporte térmico resulta ser menor en el recinto. En resumen, las condiciones de operación en las que se han de manejar el propilenglicol para el sistema de refrigeración secundario se detallan en la tabla 7.33.

Tabla 7.33. Condiciones termo físicas del propilenglicol en el sistema secundario de refrigeración

Sustancia refrigerante	Propilenglicol
Concentración v/v	30 %
Temperatura de suministro a equipos	-5 °C
Temperatura de retorno de los equipos	-1 °C

Fuente: Elaboración propia

En cuanto al tipo de alimentación de refrigerante, éstos equipos pueden considerarse como recirculados (concepto que se desarrollará con mayor detalle en la sección de evaporadores de amoniaco), ya que se conectan a una red en donde el propilenglicol es impulsado a través de bombas, cuya elección se especificará en secciones posteriores.

Con la ayuda del software GPC.AM de Guntner, en su versión del año 2015, se seleccionan las unidades enfriadoras requeridas según las variables que se han detallado a lo largo del proyecto, es decir, cantidad, capacidad térmica, dirección del flujo de aire, tipo de descongelamiento, dardo y caudal de aire, ubicación, entre otros.

Del mismo se obtiene información que será de utilidad para el dimensionamiento de las tuberías y sus accesorios, así como para determinar la capacidad de trasiego de las bomba según las necesidades de consumo de refrigerante por parte de las unidades enfriadoras. En la tabla 7.34 se detalla los modelos seleccionados marca Guntner, así como el flujo másico de propilenglicol unitario que se requiere para cumplir con la capacidad de enfriamiento por parte del equipo.

Tabla 7.34. Selección de unidades enfriadoras de aire

Sección	Temperatura del aire (°C)	Cantidad de equipos	Capacidad unitaria (kW)	Modelo	Flujo másico unitario ⁷ (kg/h)
AMC	20	2	10,20	GGHN 040.2D/14-ANX51/10P.M	2 388
CIR	5	2	11,90	MDGN 066C/110-AJ/24P	2 786
DEP	20	1	3,50	MGF 031.1A/14-AX/12P	819
ECV	5	1	11,40	GGHN 045.2D/24-ANX51/12P.M	2 669
PCO	5	1	12,30	GGHN 045.2D/24-ANX51/12P.M	2 880
MPE	5	3	22,87	GGHN 050.2D/24-ANL50/10P.M	5 355
EXP	5	1	25,15	MDGN 051C/24-AJ/12P	5 889
		2	12,58	MDGN 041A/34-AJ/12P	2 945
SCU	5	2	12,15	MDGN 066C/110-AJ/24P	2 845
PFR	5	1	20,90	MDGN 066C/14-AJ/16P	4 893
DHU	5	4	26,55	GGHN 050.2H/210-ANL50/14P.M	6 216
AIC	5	1	21,60	GGHN 050.2E/24-ANL50/10P.M	5 057
CUA	5	1	37,61	S-MDGN 066D/37-AJ/8P	8 806
PCA	5	1	16,40	MDGN 041A/34-AJ/12P	3 840
TAE	20	2	11,45	GGHN 040.2D/14-ANX51/10P.M	2 681

Fuente: Elaboración propia

En el anexo 11 se muestra una ficha técnica sobre las características constructivas y de operación para una de las unidades seleccionadas.

⁷ Valor obtenido mediante el software GPC.AM 2015

De lo anterior se puede concluir que se requiere un flujo másico total de 103 072 kg/h de propilenglicol al 30% para abastecer todo el sistema de refrigeración secundario.

7.5.2. Dimensionamiento de las tuberías

Según el capítulo 13 del tomo de Refrigeración de ASHRAE (2010), el dimensionamiento de las tuberías empleadas para la distribución del refrigerante secundario hacia los enfriadores de aire se realiza basado en los métodos de cálculo descritos en el capítulo 22 del tomo de Fundamentos del mismo ente. Según dicho capítulo, este sistema secundario de refrigeración puede tratarse como un sistema hidrónico, ya que la sustancia empleada, como lo es el propilenglicol, posee propiedades físicas muy similares a las del agua a temperatura ambiente. Además de ser un sistema hidrónico, también lo es cerrado, ya que así operan la mayoría de los sistemas de agua enfriada, al haber recirculación del refrigerante a través del circuito. Los elementos básicos que conforman un sistema hidrónico cerrado son: los mecanismos de transferencia de calor (entiéndanse estos como las enfriadoras de aire y el “chiller”), las tuberías, cámara de expansión y bomba. Tales componentes se muestran en la figura 7.14, para los cuales se detallará su funcionamiento y dimensionamiento en secciones posteriores.

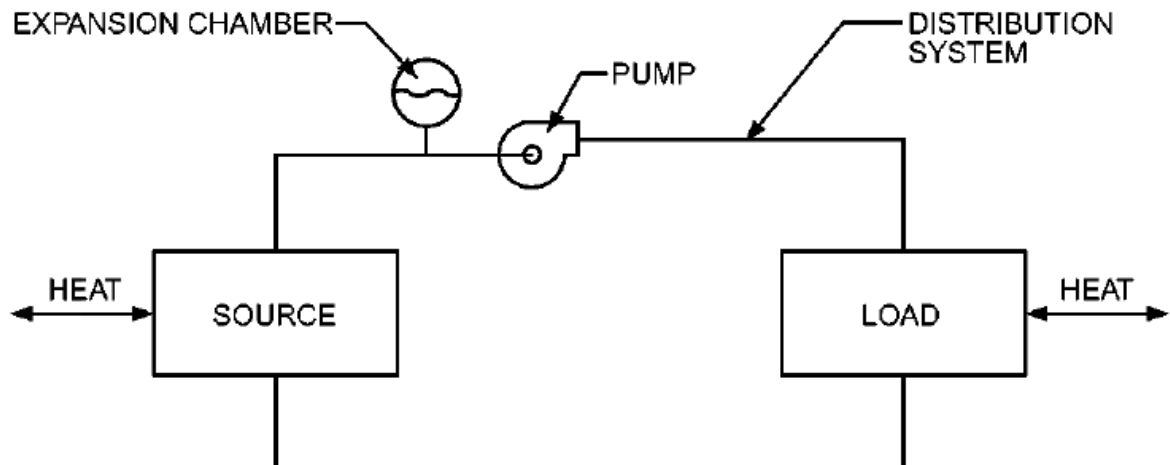


Figura 7.14. Componentes fundamentales de un sistema hidrónico

Fuente: ASHRAE Sistemas y Equipos de HVAC, 2016

Determinada la ubicación tanto de las unidades enfriadoras como del cuarto de máquinas, se proyecta la distribución espacial de la tubería principal y sus ramales. Para determinar el diámetro de la tubería se necesitan conocer los siguientes factores:

- a. Caudal a trasegar, esto según el agrupamiento hecho de las unidades enfriadoras por cada tubería.
- b. Caída de presión permisible a través de las tuberías, que según el manual de ASHARE (2013), en el tomo de Fundamentos, capítulo 22, la caída de presión permisible a través de las tuberías es de 1 a 4 metros de columna de agua por cada 100 metros de tubería.
- c. Velocidad del refrigerante, siendo este un máximo recomendado de 1,5 m/s.
- d. Material.
- e. Disponibilidad comercial en tamaños.

Según comenta Mora (2017) en su tesis, los materiales con que son fabricadas las tuberías para aplicaciones con propilenglicol son el acero inoxidable y el hierro galvanizado. Si bien ambos presentan propiedades mecánicas, se opta por emplear tuberías de hierro galvanizado ya que son económicamente más accesibles.

La distribución de las tuberías con propilenglicol se puede observar en el apéndice 2. A partir de ello y las consideraciones de diseño, se determinan los diámetros de las diferentes tuberías. Para los efectos de este proyecto, se utiliza el software que brinda el fabricante Bell & Gossett, el cual tiene como dato de entrada el caudal de diseño de la tubería, y éste brinda como resultado el diámetro recomendado con sus respectivos valores de velocidad y caída de presión en la tubería según el material con que esté fabricado. Dichos resultados se muestran en la tabla 7.35.

Tabla 7.35. Dimensionamiento de las tuberías principal, ramales y por equipos de propilenglicol

Tramo	Longitud (m)	Flujo másico (kg/h)	Caudal ⁸ (m ³ /h)	Diámetro (mm)	Pérdida fricción (m/100m)	Velocidad (m/s)	Caída presión (m)
G01	75,0	103 072	99,44	150	1,74	1,49	1,31
G02	26,3	25 242	24,35	80	3,78	1,42	0,99
G03	11,4	4 893	4,72	50	1,41	0,60	0,16
G04	5,4	20 349	19,63	80	2,58	1,14	0,14
G05	4,0	2 845	2,74	32	3,77	0,79	0,15
G06	14,6	17 504	16,89	80	1,98	0,98	0,29
G07	4,0	2 845	2,74	32	3,77	0,79	0,15
G08	10,0	14 659	14,14	80	1,45	0,82	0,15
G09	4,0	2 945	2,84	32	4,00	0,82	0,16
G10	10,2	11 714	11,30	65	2,76	1,01	0,28
G11	4,0	2 945	2,84	32	4,00	0,82	0,16
G12	8,8	8 769	8,46	50	3,88	1,09	0,34
G13	8,9	2 880	2,78	32	3,85	0,80	0,34
G14	9,5	5 889	5,68	50	1,94	0,73	0,18
G15	3,1	77 830	75,08	150	1,06	1,12	0,03
G16	4,0	3 840	3,70	40	3,04	0,78	0,12
G17	18,5	73 990	71,38	150	1,00	1,06	0,19
G18	10,4	29 928	28,87	100	1,38	0,98	0,14
G19	4,0	8 806	8,50	50	3,91	1,09	0,16
G20	10,5	21 122	20,38	80	2,75	1,19	0,29
G21	17,5	21 122	20,38	80	2,75	1,19	0,48
G22	4,0	5 355	5,17	50	1,65	0,66	0,07
G23	4,0	5 355	5,17	50	1,65	0,66	0,07
G24	4,0	5 355	5,17	50	1,65	0,66	0,07

Fuente: Elaboración propia

⁸ Calculado con base en la densidad del propilenglicol a la temperatura de retorno del mismo, el cual corresponde a -1 °C.

Tabla 7.36. Continuación de la tabla 7.35

Tramo	Longitud (m)	Flujo másico (kg/h)	Caudal⁹ (m³/h)	Diámetro (mm)	Pérdida fricción (m/100m)	Velocidad (m/s)	Caída presión (m)
G25	4,0	5 057	4,88	50	1,49	0,62	0,06
G26	2,3	44 062	42,51	100	2,75	1,44	0,06
G27	9,2	5 362	5,17	50	1,65	0,66	0,15
G28	10,7	2 681	2,59	32	3,41	0,74	0,36
G29	4,0	2 681	2,59	32	3,41	0,74	0,14
G30	16,6	38 700	37,33	100	2,18	1,26	0,36
G31	20,9	24 864	23,99	80	3,68	1,40	0,77
G32	4,0	6 216	6,00	50	2,13	0,77	0,09
G33	4,0	6 216	6,00	50	2,13	0,77	0,09
G34	4,0	6 216	6,00	50	2,13	0,77	0,09
G35	4,0	6 216	6,00	50	2,13	0,77	0,09
G36	9,9	13 836	13,35	65	3,70	1,20	0,37
G37	5,3	2 669	2,57	32	3,38	0,74	0,18
G38	17,0	11 167	10,77	65	2,54	0,97	0,43
G39	5,5	819	0,79	20	3,42	0,64	0,19
G40	5,0	10 348	9,98	65	2,22	0,90	0,11
G41	4,0	2 786	2,69	32	3,64	0,77	0,15
G42	2,5	7 562	7,30	50	2,99	0,94	0,07
G43	3,7	4 776	4,61	50	1,35	0,59	0,05
G44	10,7	2 388	2,30	32	2,79	0,66	0,30
G45	4,0	2 388	2,30	32	2,79	0,66	0,11
G46	18,7	2 786	2,69	32	3,64	0,77	0,68

Fuente: Elaboración propia

⁹ Calculado con base en la densidad del propilenglicol a la temperatura de retorno del mismo, el cual corresponde a -1 °C.

7.5.3. Sistema de bombeo

El refrigerante debe desplazarse a través de las tuberías, y para ello, se emplean sistemas de bombeo. Al tratarse de sistemas hidrónicos, las bombas a utilizar son del tipo centrífugo. Para seleccionar un determinado modelo de bomba centrífuga, se necesitan conocer tres variables: el caudal total a trasegar, la caída de presión del sistema y las condiciones de succión. Según el manual de ASHRAE (2010), en su tomo de Refrigeración, capítulo 13, el caudal a bombear se basará en la densidad a la temperatura de retorno, que para el caso del proyecto, sería de $-1\text{ }^{\circ}\text{C}$. Para dicha temperatura, se tienen las siguientes propiedades físicas del propilenglicol:

Tabla 7.37. Propiedades físicas del propilenglicol a la temperatura de retorno

Variable	Valor
Temperatura	$-1\text{ }^{\circ}\text{C}$
Densidad	$1\ 036,57\text{ kg/m}^3$
Volumen específico	$0,00096\text{ m}^3/\text{kg}$

Fuente: ASHRAE Fundamentos (2013)

Según la tabla 7.35, el flujo másico total del sistema corresponde a $103\ 072\text{ kg/h}$, que al multiplicar por el valor del volumen específico en la tabla 7.37, se obtiene un caudal de $99,44\text{ m}^3/\text{h}$, equivalentes a 438 GPM .

Respecto a la caída de presión del sistema, ésta se divide en dos factores: la pérdida de carga estática y dinámica. La primera se compone de diversos elementos, los cuales se mencionan a continuación:

- Fricción en las tuberías y accesorios que conforman la ruta crítica, medido desde la descarga hasta la succión de la bomba, ya que es un circuito cerrado.
- Caída de presión ocasionada por el enfriador de aire crítico y el “chiller”.
- Altura geométrica medida desde la descarga de la bomba al punto más alto de las tuberías.

Por su parte, la pérdida de carga dinámica está relacionada con la velocidad del fluido a la descarga de la bomba. Dicha carga es proporcional al cuadrado de la velocidad, en este caso medido en metros por segundo, e inversamente proporcional a dos veces el valor de la aceleración de la gravedad en la Tierra ($9,81 \text{ m/s}^2$).

En resumen, la carga total de presión a manejar por la bomba resulta de la suma de las pérdidas de carga estática y dinámica a través de todo el circuito.

En un principio resulta difícil determinar la caída de presión producto de los accesorios en las tuberías, ya que se desconoce de primera mano la cantidad, tipo y tamaño de válvulas y otros componentes que se instalarán en la red del sistema hidrónico. Es por ello, que en el manual de ASHRAE (2013), en su tomo de Fundamentos, capítulo 22, sugiere que como regla de uso frecuente, suponer que la longitud de diseño de la tubería sea de un 50% a 100% más larga que la real, con el fin de contemplar las pérdidas por accesorios en la red. Por tal razón, se opta por considerar una longitud de tubería de un 100% más larga de la real para la ruta definida como la crítica como parte del cálculo de la carga de presión estática.

Al analizar la distribución de tuberías, y considerando los datos de caída de presión de la tabla 7.35, se determina que la ruta crítica está definida por los tramos G01-G02-G04-G06-G08-G10-G12-G14, para lo cual se tiene una caída de presión de 3,68 metros de columna de agua (sólo en la descarga), que si se considera lo que sugiere ASHRAE, la caída de presión por concepto de fricción de tuberías y accesorios en esta sección, se aproxima a 7,36 metros de columna de agua. Al ser la succión, constructivamente muy similar a la descarga, ésta presentaría un caída de presión similar, por lo que al final, la caída de presión en la ruta crítica sería de 14,72 metros de columna de agua. Recordar que la ruta crítica no es aquella que resulta ser el conjunto de tuberías de mayor longitud, sino aquella que en conjunto con la enfriadora de aire, genera una mayor caída de presión medido desde la descarga de la bomba. En la tabla 7.38 se detalla el aporte al cabezal de presión por parte del sistema hidrónico, según los factores mencionados.

Tabla 7.38. Aporte al cabezal de presión de los elementos del sistema hidráulico

Carga	Variable	Caída de presión (mca)
Estática	Ruta crítica	14,72
	Enfriador de aire	10,00
	Chiller	8,00
	Altura geométrica	10,00
Dinámica	Velocidad	0,11
	Total	42,83

Fuente: Elaboración propia

Respecto a las condiciones de succión de la bomba, Mora (2017) indica:

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 (p.120).

Considerando lo anterior, se resumen las condiciones de operación del sistema de bombeo en la siguiente tabla:

Tabla 7.39. Condiciones de operación mínima del sistema de bombeo

Condición	Valor
Caudal	99,44 m ³ /h (438 GPM)
Presión	45 mca
NPSH	Succión presurizada

Fuente: Elaboración propia

Para seleccionar el modelo de bomba a emplear, se utiliza la información brindada por el fabricante Bell & Gossett respecto a las curvas características de las mismas. Es importante resaltar que la escogencia de la bomba debe responder de forma satisfactoria a las condiciones de operación mínimas definidas para el sistema hidráulico, sin embargo, lo conveniente sería que la misma lo hiciera con el menor consumo de energía y de la forma más eficiente posible. El modelo que mejor se adapta a las necesidades del proyecto presenta la siguiente curva característica:

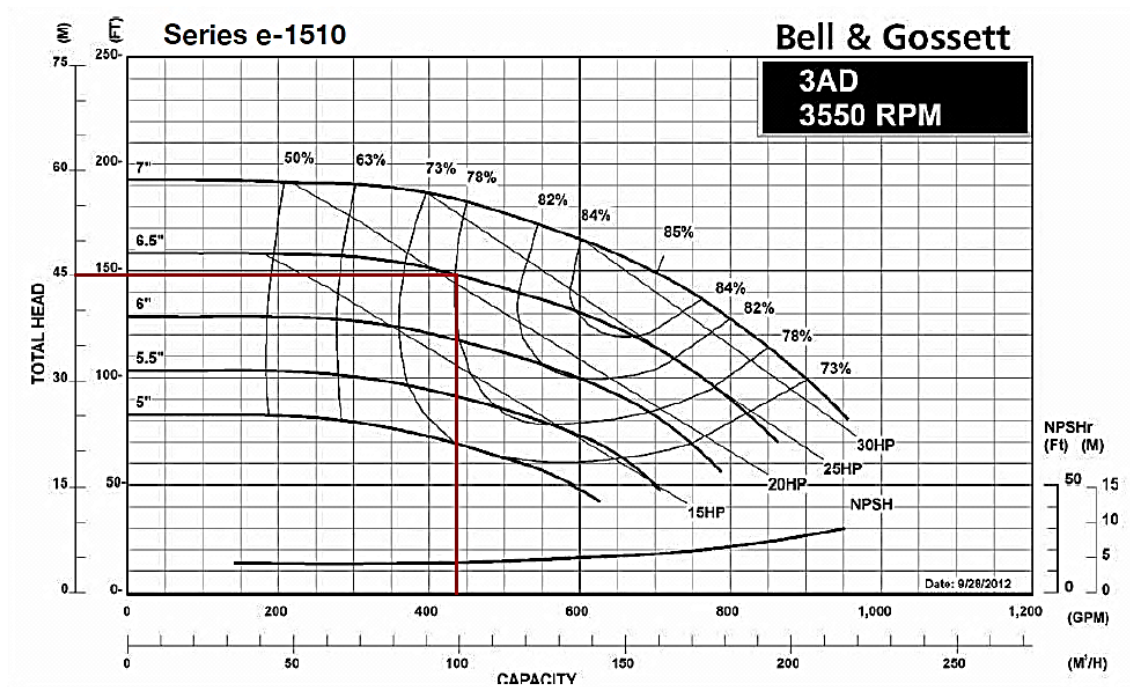


Figura 7.15. Curva característica bomba Bell & Gossett Series e-1510 3AD

Fuente: Elaboración propia mediante diagrama de Bell & Gossett

Al demarcar las condiciones de operación del sistema en la curva característica de la bomba preseleccionada, se determina que la misma debe presentar las características constructivas que se detallan en la tabla 7.40.

Tabla 7.40. Selección del sistema de bombeo

Fabricante	Bell & Gossett
Número de serie de la bomba	e-1510
Número de modelo de la bomba	3AD
Eficiencia a plena carga	78%
Velocidad	3 550 rpm
Impulsor	6,5 in
Potencia del motor	25 HP

Fuente: Elaboración propia

Cabe resaltar, que se ha de instalar dos bombas de la misma capacidad en una configuración paralela, ya que uno de éstos cumple con la función de ser respaldo en caso de presentarse un fallo en la bomba principal.

7.5.4. Cámara de expansión

En el manual de ASHRAE (2016), en el tomo de Sistemas y Equipos de HVAC, capítulo 13, define a la cámara de expansión de la siguiente manera:

La cámara de expansión, también llamado como tanque de expansión o compresión, es empleada en sistemas térmicos e hidráulicos. En su función térmica, la cámara proporciona un espacio en el que el líquido incompresible puede expandirse o desde el cual puede contraerse a medida que el líquido experimenta cambios volumétricos debido a cambios de temperatura. Para permitir esta expansión o contracción, la cámara de expansión proporciona un punto de interfaz entre el fluido del sistema y un gas compresible. Por definición, un sistema cerrado puede tener sólo una de dichas interfaces, por lo tanto, un sistema diseñado para funcionar como un sistema cerrado puede tener sólo una cámara de expansión (p.4).

Para determinar el tamaño de la cámara de expansión se utiliza la fórmula brindada en el manual de ASHRAE (2010), en el tomo de Refrigeración, capítulo 13. Esta toma en consideración la cantidad de refrigerante secundaria que se tiene albergado en todo el sistema hidrónico (entiéndase tuberías y equipos), así como de las diferencias de densidades del refrigerante a la temperatura más baja a la que se bombea el refrigerante hacia las unidades enfriadoras de aire y a la temperatura máxima. El concepto de temperatura máxima puede referirse a dos escenarios posibles: (1) la temperatura a la que retorna el propilenglicol una vez que circuló a través de la unidad enfriadora de aire, y (2) la temperatura con que el propilenglicol ingresa por primera vez al sistema, es decir, a una temperatura ambiente. La ventaja del primer escenario es que se obtiene una cámara de expansión de menor tamaño respecto al segundo escenario, sin embargo, el hecho de considerar la temperatura ambiente como temperatura máxima en el cálculo, brinda la seguridad de que la cámara seleccionada pueda controlar la expansión del refrigerante secundario sin tener incrementos elevados en la presión del sistema. Además, el depósito de expansión se dimensiona para contener un volumen residual con el refrigerante del sistema más un volumen de expansión y un espacio de vapor por encima del refrigerante. Según el mismo ASHRAE, es adecuado un espacio de vapor igual al 20% del volumen del depósito de expansión. La fórmula a emplear para calcular el volumen del depósito se define a continuación:

$$ETV = \frac{V_s[(\rho_1/\rho_2) - 1]}{1 - (R_F + V_F)} \quad (10)$$

Dónde:

- EVT = volumen del depósito de expansión, m^3
- V_s = volumen del refrigerante en el sistema, m^3
- ρ_1 = densidad del refrigerante a la temperatura más baja, kg/m^3
- ρ_2 = densidad del refrigerante a la temperatura máxima, kg/m^3
- R_F = volumen residual del líquido del depósito, expresado como fracción.
- V_F = volumen del espacio de vapor, expresado como fracción

Es por ello, que para determinar el volumen del depósito hay que calcular las variables requeridas. Como primer punto, se determina el volumen de refrigerante contenido en todo el sistema hidrónico, y para ello se considera la longitud y diámetro de las tuberías, así como el volumen de los tubos de las unidades enfriadoras de aire, cuyo dato es proporcionado por el fabricante.

Tabla 7.41. Volumen de refrigerante secundario en tuberías

Tramo	Longitud¹⁰ (m)	Diámetro (mm)	Volumen (m³)
G01	150,0	150	2,6507
G02	52,6	80	0,2644
G03	22,8	50	0,0448
G04	10,8	80	0,0543
G05	8,0	32	0,0064
G06	29,2	80	0,1468
G07	8,0	32	0,0064
G08	20,0	80	0,1005
G09	8,0	32	0,0064
G10	20,4	65	0,0677
G11	8,0	32	0,0064
G12	17,6	50	0,0346
G13	17,8	32	0,0143
G14	19,0	50	0,0373
G15	6,2	150	0,1096
G16	8,0	40	0,0101
G17	37,0	150	0,6538
G18	20,8	100	0,1634
G19	8,0	50	0,0157

Fuente: Elaboración propia

¹⁰ Esta longitud representa la totalidad del tramo, es decir, comprende las secciones correspondientes de suministro y retorno.

Tabla 7.42. Continuación de la tabla 7.41

Tramo	Longitud (m)	Diámetro (mm)	Volumen (m³)
G20	21,0	80	0,1056
G21	35,0	80	0,1759
G22	8,0	50	0,0157
G23	8,0	50	0,0157
G24	8,0	50	0,0157
G25	8,0	50	0,0157
G26	4,6	100	0,0361
G27	18,4	50	0,0361
G28	21,4	32	0,0172
G29	8,0	32	0,0064
G30	33,2	100	0,2608
G31	41,8	80	0,2101
G32	8,0	50	0,0157
G33	8,0	50	0,0157
G34	8,0	50	0,0157
G35	8,0	50	0,0157
G36	19,8	65	0,0657
G37	10,6	32	0,0085
G38	34,0	65	0,1128
G39	11,0	20	0,0035
G40	10,0	65	0,0332
G41	8,0	32	0,0064
G42	5,0	50	0,0098
G43	7,4	50	0,0145
G44	21,4	32	0,0172
G45	8,0	32	0,0064
G46	37,4	32	0,0301
Total			5,6757

Fuente: Elaboración propia

Tabla 7.43. Volumen de refrigerante secundario en equipos

Sección	Cantidad de equipos	Volumen unitario (m ³)	Volumen total (m ³)
AMC	2	0,0062	0,0124
CIR	2	0,0227	0,0454
DEP	1	0,0019	0,0019
ECV	1	0,0163	0,0163
PCO	1	0,0163	0,0163
MPE	3	0,0192	0,0576
EXP	1	0,0276	0,0276
	2	0,0164	0,0328
SCU	2	0,0227	0,0454
PFR	1	0,0235	0,0235
DHU	4	0,0438	0,1752
AIC	1	0,0291	0,0291
CUA	1	0,0853	0,0853
PCA	1	0,0166	0,0166
TAE	2	0,0062	0,0124
Total			0,5978

Fuente: Elaboración propia

Según las tablas anteriores, el volumen total de refrigerante en el sistema hidrónico es de 6,28 m³ (equivalentes a 1 657,4 galones). En cuanto a las densidades del propilenglicol al 30%, se tiene que a la temperatura más baja (-5 °C) es de 1 037,89 kg/m³, mientras que para la temperatura máxima (35 °C) es de 1 021,09 kg/m³. Con base en esta información, y la fórmula que ASHRAE sugiere, se determina que:

$$ETV = \frac{6,28[(1\ 037,89/1\ 021,09) - 1]}{1 - (0,2 + 0,1)} = 0,147\ m^3$$

En resumen, el volumen mínimo de la cámara de expansión es de 0,147 m³ (equivalente a 39 galones). Al revisar el catálogo del fabricante Bell & Gossett, se tienen dos tipos de tanques de expansión: con diafragma o con vejiga. El primero es

un tanque presurizado que contiene una membrana entre el líquido y el aire precargado, en donde el volumen de aceptación es menor al volumen total del tanque. Por su parte el de vejiga contiene una bolsa a lo interno del tanque y el aire contenido no tiene contacto con el líquido, en donde el volumen de aceptación es igual al tamaño del tanque. Optando por emplear un tanque de expansión con vejiga, se determina el modelo del mismo que se requiere para el sistema en cuestión, en donde sus principales características se detallan en la tabla 7.44.

Tabla 7.44. Selección de la cámara de expansión.

Fabricante	Bell & Gossett
Modelo	B-200
Capacidad	200 L (53 galones)

Fuente: Elaboración propia

7.5.5. Sistema de enfriamiento de propilenglicol o “chiller”

A través de los enfriadores de aire, el propilenglicol absorbe el calor de los distintos recintos, por lo que su temperatura aumenta, y para que éste siga suministrándose a la temperatura requerida a la entrada de dichas unidades, es preciso que el propilenglicol sufra un proceso de enfriamiento, por lo que el uso de un intercambiador de calor resulta necesario, de tal forma que el propilenglicol proveniente de las unidades enfriadoras de aire disminuya su temperatura desde $-1\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Cabe recordar, que el principio fundamental para que se dé la transferencia de calor, es que se tengan dos sustancias interactuantes en el que exista un diferencial de temperatura, por lo que se necesita de un fluido externo al sistema secundario de refrigeración que se encuentre a una temperatura inferior a la del propilenglicol, para que pueda absorber el calor de éste último. De aquí el hecho por el cual se conectan el circuito secundario con el primario de refrigeración, en donde el amoniaco cumple esa función de enfriar al propilenglicol a través de un intercambiador de contacto indirecto.

Para seleccionar al chiller se debe conocer de los siguientes factores: (1) caudal de propilenglicol, (2) temperatura de entrada y salida del propilenglicol, (3) temperatura del amoniaco en el chiller y (4) capacidad térmica. En resumen, se requiere que el chiller tenga la capacidad de manejar una carga térmica de 440,3 kW (125,2 TR), en donde se hace circular 99,44 m³/h (438 GPM) de propilenglicol al 30% con el fin de reducir su temperatura de -1 °C a -5 °C, empleando amoniaco a una temperatura de -8 °C como fluido externo para extraer dicho calor. Bajo tales consideraciones, se determina el modelo del “chiller” requerido, en donde sus principales características se detallan en la tabla 7.45

Tabla 7.45. Selección del intercambiador de calor o “chiller”

Fabricante	Frick
Modelo	PLW-400-24
Temperatura de operación	-8 °C
Capacidad máxima	570,4 kW (162,2 TR)
Temperatura de entrada del propilenglicol	-1 °C
Temperatura de salida del propilenglicol	-5 °C
Flujo volumétrico	101,2 m ³ /h (445,6 GPM)
Tasa de recirculación	1,3

Fuente: Elaboración propia

7.5.6. Accesorios

Un sistema hidrónico es uno hidráulico en donde el fluido se utiliza para el intercambio de calor como lo es en sistemas de climatización, y como tal, requiere de distintos accesorios como filtros, válvulas, entre otros, con el fin de controlar y resguardar la operatividad del sistema. Dado lo dinámico que éste resulta en cuanto al cumplimiento con las necesidades de intercambio térmico, es necesario instalar elementos de control y modulación del flujo de glicol en cada sección de la red con el fin de mantener el equilibrio de las condiciones térmicas en los recintos.

Para cumplir con dichos requerimientos se instalan válvulas de cierre tipo globo T piloteadas de forma eléctrica (válvula solenoide), válvulas de balanceo, filtro y

válvulas globo en las tuberías que alimentan a las unidades enfriadoras. Las primeras se utilizan para interrumpir el flujo de glicol en dichas unidades como respuesta a la necesidad de mantener el equilibrio térmico deseado en el recinto; siendo instaladas en las líneas de suministro de líquido refrigerante a las enfriadoras de aire.

A través de las válvulas de balanceo se regula el flujo de glicol hacia cada unidad enfriadora de aire de tal forma que reciba la cantidad de flujo correcta bajo cualquier condición de carga, sea plena o parcial. Según ASHRAE, un sistema HVAC está balanceado cuando el flujo de agua, o en este caso de glicol, a través de los intercambiadores de calor se encuentra entre un +/- 10% del diseño estipulado por el fabricante; en nuestro caso, dichos valores se especifican en la tabla 7.34, con el detalle de “flujo másico unitario”, sobre el cual se considera esa variación para hacer la selección en el tamaño de las válvulas de balanceo. Este aspecto resulta muy importante ya que un sistema mal balanceado produce una distribución de flujo inequitativa, por lo que el rendimiento de las unidades enfriadoras disminuye y por ende, habrá afectaciones en las condiciones térmicas del recinto.

En cuanto a los filtros, estos se utilizan para proteger ciertos elementos del sistema al retener partículas sólidas que puedan afectar el funcionamiento de las válvulas. Además, se instalan válvulas de globo tanto en la línea de alimentación como de retorno de glicol de las unidades enfriadoras, así como en cada extremo en donde se tenga instalado una válvula especial, ya que éstas cumplen la función de ser válvulas de servicio, que interrumpen el flujo en caso de realizar algún trabajo, ya sea en las tuberías o en el mismo equipo de enfriamiento, en donde se requiera realizar el desmontaje de algún elemento del circuito. Finalmente, se colocan válvulas de cierre rápido tipo bola junto a la unidad enfriadora de aire, la cual cumplirá la función de ser una válvula de drenaje de refrigerante para cuando se requieran hacer trabajos en la unidad enfriadora de aire. En la figura 7.16 se ilustra la manera en que se propone instalar las válvulas y accesorios antes descritos en las unidades enfriadoras de aire.

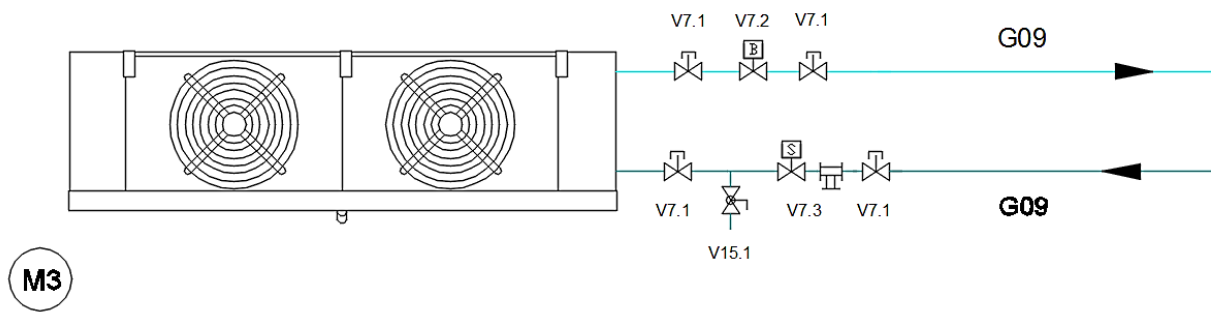


Figura 7.16. Instalación de válvulas en unidades enfriadoras de aire

Fuente: Elaboración propia, Autodesk AutoCAD 2015

Para dimensionar el tamaño de las válvulas de balanceo se utiliza las curvas de rendimiento brindadas por el fabricante Bell & Gossett, y para ello se necesita conocer el caudal que se hace pasar por la enfriadora de aire. En la figura 7.17 se muestra un ejemplo de cómo se selecciona la válvula de balanceo de la unidad enfriadora del recinto denominado como “PCO”. Para el correcto funcionamiento térmico de dicha unidad se requiere de un flujo de propilenglicol de 2 880 kg/h, equivalentes a aproximadamente 12,23 GPM, y si se analiza el diagrama de la válvula de balanceo de 32 mm (1 ¼ in), se tiene que el “Cv”¹¹ de dicha válvula para una estrangulación del 0% (totalmente abierta) permite modular una carga de 12,50 GPM, por lo que si se considera la variación permitida por ASHRAE para el balanceo del flujo respecto a la del diseño, se puede determinar que dicha válvula es idónea para la sección analizada. La idea es seleccionar la válvula más pequeña que permita realizar el balanceo con el menor grado de estrangulación posible, si no es el caso, se opta por una de mayor tamaño. El tamaño de la válvula de balanceo depende principalmente del caudal y no del diámetro de la tubería en la que será instalada. Respecto a las válvulas de globo y solenoide, éstas sí se seleccionarán de acuerdo al perfil de la tubería.

¹¹ EL Cv o coeficiente de caudal se define como el caudal de agua a 15,5 °C (60 °F), medido en metros cúbicos por hora (m³/h), que produce una pérdida de carga de 1 bar al circular por la válvula.

Part No. 117103 Model No. CB-1/4
 Part No. 117402 Model No. CB-1/4S

**FOR SYSTEM BALANCING
 AND SYSTEM PRESSURE DROP**

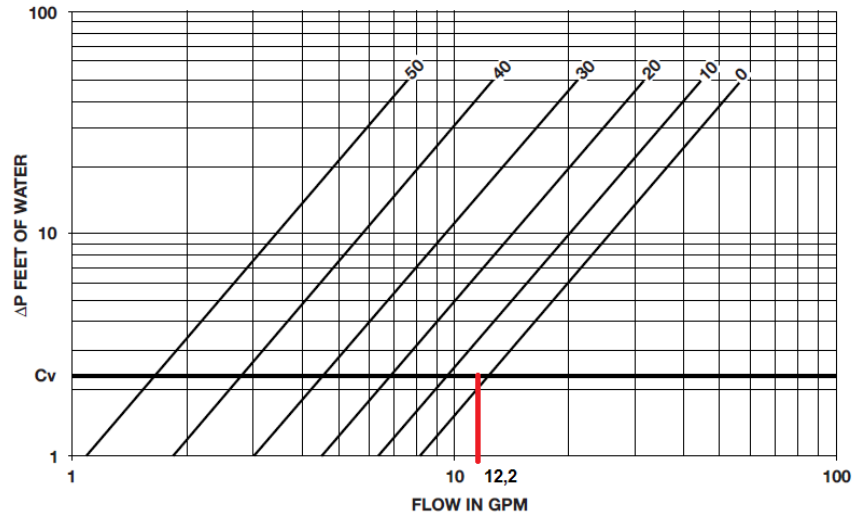


Figura 7.17. Ejemplo de selección de válvula de balanceo

Fuente: Elaboración propia mediante diagrama de Bell & Gossett

En lo que corresponde al sistema de bombeo, los accesorios a instalarse son: válvulas mariposa en ambos extremos de la bomba, filtro y reducción excéntrica en la succión (esto porque: (1) el diámetro de la succión de la bomba es de 100 mm en tanto que la tubería es de 150 mm, (2) es un sistema hidráulico cerrado y (3) es excéntrica dada las razones geométricas antes descritas), válvula “check” que impida el retorno de líquido a la descarga en casos de parada del sistema y una válvula “bypass” general que simule la pérdida de carga del sistema. En la figura 7.18 se ilustra la manera en que se propone instalar las válvulas y accesorios antes descritos en el sistema de bombeo.

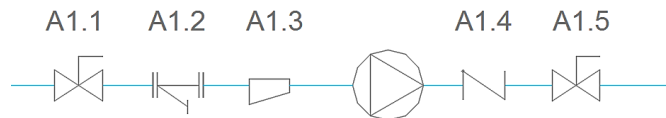


Figura 7.18. Instalación de válvulas en sistema de bombeo

Fuente: Elaboración propia, Autodesk AutoCAD 2015

En cuanto a los accesorios que se instalan cerca de la unidad de bombeo como los que se muestran en la figura anterior, se seleccionan de acuerdo al tamaño de las tuberías en las que están conectados. Sin embargo, existe una salvedad en cuanto a la válvula de bypass se refiere. Esta válvula, que si bien constructivamente es una válvula de balanceo, cumple una funcionalidad distinta a la de balancear, y puede ser instalado de forma individual, es decir, por cada manejadora de aire, o emplearse uno de forma general (siendo el caso para este proyecto). Al ser de aplicación general, la misma debe simular la pérdida de carga de todo el sistema que va conectado en paralelo al bypass, y ser capaz de manejar el flujo máximo de todo el sistema de bombeo. Con base en dicha información, se calcula el CV requerido de la válvula, y con ello, seleccionar el tamaño de la misma según las condiciones dadas de operación.

Para determinar el CV de la válvula se utiliza la siguiente fórmula:

$$CV = \frac{Q}{\sqrt{\Delta P / SG}} \quad (11)$$

Dónde:

- CV = coeficiente de caudal
- Q = caudal, GPM
- ΔP = caída de presión, psi
- SG = gravedad específica

En resumen, el caudal a manejar por la válvula de bypass es de 99,93 m³/h (440 GPM) y ésta debe simular una carga de 45 mca (63,96 psi). Bajo tales consideraciones, el CV requerido de la válvula es de:

$$CV = \frac{440}{\sqrt{63,96 / 1,036}} = 56$$

Con la ayuda del software que brinda el fabricante Bell & Gossett como lo es System Syzer, se determina el tamaño de la válvula bypass que se requiere según las condiciones de operación y el CV que se calculó, seleccionándose para una apertura aproximada al 20%, esto por razones de tener una buena vida útil de la válvula. En la figura 7.19 se muestra la selección de la válvula requerida.

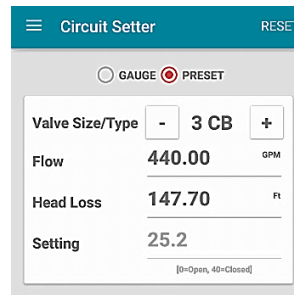


Figura 7.19. Selección de la válvula de bypass

Fuente: Elaboración propia mediante System Syzer.

En la tabla 7.46 se detalla el tamaño y cantidad de válvulas que se requieren instalar en las líneas de suministro y retorno de propilenglicol de las unidades enfriadoras por sección, así como en el sistema de bombeo, esto según los criterios vistos.

Tabla 7.46. Selección de válvulas y accesorios por cada sección enfriada

Sección	Designación	Cantidad	Tipo de válvula	Diámetro (mm)
AMC	V1.1	8	Válvula globo	32
	V1.2	2	Válvula de balance	32
	V1.3	2	Válvula solenoide y filtro	32
CIR	V2.1	8	Válvula globo	32
	V2.2	2	Válvula de balance	32
	V2.3	2	Válvula solenoide y filtro	32
DEP	V3.1	4	Válvula globo	20
	V3.2	1	Válvula de balance	20
	V3.3	1	Válvula solenoide y filtro	20

Fuente: Elaboración propia

Tabla 7.47. Continuación de la tabla 7.46

Sección	Designación	Cantidad	Tipo de válvula	Diámetro (mm)
ECV	V4.1	4	Válvula globo	32
	V4.2	1	Válvula de balance	32
	V4.3	1	Válvula solenoide y filtro	32
PCO	V5.1	4	Válvula globo	32
	V5.2	1	Válvula de balance	32
	V5.3	1	Válvula solenoide y filtro	32
MPE	V6.1	12	Válvula globo	50
	V6.2	3	Válvula de balance	50
	V6.3	3	Válvula solenoide y filtro	50
EXP	V7.1	8	Válvula globo	32
	V7.2	2	Válvula de balance	32
	V7.3	2	Válvula solenoide y filtro	32
	V7.4	4	Válvula globo	50
	V7.5	1	Válvula de balance	50
	V7.6	1	Válvula solenoide y filtro	50
SCU	V8.1	8	Válvula globo	32
	V8.2	2	Válvula de balance	32
	V8.3	2	Válvula solenoide y filtro	32
PFR	V9.1	4	Válvula globo	50
	V9.2	1	Válvula de balance	40
	V9.3	1	Válvula solenoide y filtro	50
DHU	V10.1	16	Válvula globo	50
	V10.2	4	Válvula de balance	50
	V10.3	4	Válvula solenoide y filtro	50
AIC	V11.1	4	Válvula globo	50
	V11.2	1	Válvula de balance	40
	V11.3	1	Válvula solenoide y filtro	50

Fuente: Elaboración propia

Tabla 7.48. Continuación de la tabla 7.46

Sección	Designación	Cantidad	Tipo de válvula	Diámetro (mm)
CUA	V12.1	4	Válvula globo	50
	V12.2	1	Válvula de balance	50
	V12.3	1	Válvula solenoide y filtro	50
PCA	V13.1	4	Válvula globo	40
	V13.2	1	Válvula de balance	40
	V13.3	1	Válvula solenoide y filtro	40
TAE	V14.1	8	Válvula globo	32
	V14.2	2	Válvula de balance	32
	V14.3	2	Válvula solenoide y filtro	32
---	V15.1	25	Válvula de bola (drenaje)	15
	V16.1	2	Válvula globo	80
	V16.2	2	Válvula globo	80
	V16.3	2	Válvula globo	150
	V16.4	2	Válvula globo	100
	V16.5	2	Válvula globo	65
Sistema de Bombeo	A1.1	2	Válvula mariposa	150
	A1.2	2	Filtros	150
	A1.3	2	Difusor excéntrico	150 x 100
	A1.4	2	Válvula check	150
	A1.5	2	Válvula mariposa	150
	A1.6	1	Válvula bypass	80

Fuente: Elaboración propia

7.6. Diseño del sistema de refrigeración con amoníaco

En este apartado se trata sobre la selección de los evaporadores que se instalarán en todos los recintos fríos que operan a una temperatura igual o inferior a 0°C y de cómo serán sus condiciones de operación y descongelamiento, así como del dimensionamiento de las tuberías y accesorios necesarios para la operación y control de este sistema, según las características de diseño propuestas.

7.6.1. Diseño de la red de distribución de amoniaco a evaporadores

7.6.1.1. Selección de evaporadores

La mayoría de los criterios utilizados para la selección de los enfriadores de aire con propilenglicol como capacidad térmica, tipo de des-escarche, ubicación de los equipos, caudal de aire, entre otros, aplican de igual manera que para los evaporadores con amoniaco, con la salvedad de que la sustancia refrigerante es distinta y que existen diferentes maneras de alimentar el refrigerante en dichos evaporadores. Según ASHRAE, existen tres formas de alimentar los evaporadores, siendo éstos: por expansión directa, por inundación o por recirculación. Dossat (1986) define dichos métodos de la siguiente manera:

- a. Expansión directa: la cantidad de líquido refrigerante que alimenta al evaporador está restringido de acuerdo a la cantidad que pueda ser completamente vaporizado, de tal manera que sólo llegue vapor a la línea de succión. Para asegurarse de tener una completa vaporización del refrigerante se permite un sobrecalentamiento de 10 °F al final del evaporador, requiriendo de un 10% al 20% de la superficie total del mismo. Este tipo de alimentación resulta ser el menos eficiente en comparación con los demás ya que se necesitan evaporadores de mayor área de transferencia de calor y el riesgo de retorno de refrigerante líquido al evaporador es alto, sin embargo, el diseño de estos es más sencillo, su costo inicial es más bajo, se requiere menos carga de refrigerante y tienen menos problemas que los demás en lo que respecta al regreso del aceite (generalmente en sistemas con refrigerantes halocarburos). Se prefiere su uso en sistemas cuyas temperaturas de operación sean mayores a los 0 °C.
- b. Inundado: los evaporadores inundados trabajan con refrigerante líquido con lo cual se llenan por completo a fin de aprovechar toda la superficie de los tubos para tener la mayor razón posible de transferencia de calor. Se requiere de un acumulador o colector de refrigerante al lado del evaporador para alimentarlo mediante la gravedad. El nivel de líquido se regula mediante un control de

flotador y, el vapor generado por la ebullición del refrigerante en los tubos se separa del líquido en la parte superior de dicho acumulador y se envía a la línea de succión. Resulta ser un sistema de alta eficiencia, y puede emplearse en aplicaciones de alta y baja temperatura. Se reduce el riesgo de retorno de refrigerante líquido al compresor.

- c. Recirculado o sobrealimentado: es aquel en el cual la cantidad de refrigerante líquido en circulación a través del evaporador ocurre con un exceso respecto a la cantidad de refrigerante que es vaporizado en éste. Los rangos de razón de recirculación varían de 2 a 1 hasta 6 ó 7 a 1, dependiendo de la sustancia refrigerante empleada. Un rango de recirculación de 3 a 1 indica que se tiene en circulación tres tantos de líquido circulando que pueden ser vaporizados, en cuyo caso, que al pasar por el evaporador de regreso al acumulador, se tienen dos partes de líquido y una parte de vapor. Resulta ser uno de los sistemas más eficientes que pueden ser utilizados en sistemas de alta y baja temperatura, en donde el refrigerante es recirculado por medio de bombas o mediante la misma presión del sistema desde un recipiente que almacena el refrigerante a la presión del evaporador. Al igual que el inundado, se reduce el riesgo de retorno de refrigerante líquido al compresor. Por lo general, una razón de recirculación apropiada para el sistema de amoníaco es de 4 a 1 si se tiene alimentación ascendente, mientras que de 7 a 1 si la alimentación es descendente.

No basta con sólo considerar el método por el cual se alimenta el refrigerante al evaporador, sino también si el mismo se hace en la parte superior o inferior del mismo. ASHRAE resalta las siguientes ventajas para la alimentación superior:

- a. Una carga de refrigerante más pequeña.
- b. Posiblemente un recipiente de baja presión más pequeña.
- c. La posible ausencia de una penalización de presión estática.
- d. Un mejor retorno del aceite.
- e. Métodos de des-escarce más simples y rápidos.

Por su parte, las ventajas de una alimentación inferior son:

- a. Los detalles de la distribución son menos críticos.
- b. Son menos importantes las posiciones relativas de los evaporadores y de los recipientes de baja presión.
- c. Son más sencillos el diseño y la implantación del sistema.
- d. Puede requerir de una menor recirculación de refrigerante, por lo que la carga de bombeo y la caída de presión en las líneas es menor.

Basado en las anteriores premisas, se propone realizar el diseño del circuito de evaporadores de amoníaco utilizando alimentación ya sea inundado o recirculado (esto se especifica posteriormente según las condiciones de operación de los equipos evaporadores), haciendo el ingreso del refrigerante líquido por la parte inferior de dichas unidades.

Otra de las variables a determinar es la temperatura de evaporación en los equipos, la cual depende de la temperatura del recinto y del “DT” en el evaporador. Generalmente, para cuartos que funcionan como cámaras o túneles, en donde se tienen temperaturas de congelación, la diferencia de temperatura “DT” se mantiene por debajo de 8 °C, esto por, según ASHRAE, razones de economía del sistema y la frecuencia de des-escarche de las unidades, más que por el control de la humedad en el recinto, y que también depende de cómo se diseñe el sistema de compresión.

Tabla 7.49. Temperatura de evaporación y método de alimentación de refrigerante para cada evaporador según su condición de operación

Sección	Temperatura aire (°C)	Temperatura evaporación (°C)	Carga térmica (kW)	Cantidad equipos	Alimentación del refrigerante	Tasa de alimentación
AVC	-20	-28	7,33	2	Inundado	1
TCV	-30	-40	23,65	1	Recirculado	4
T01	-30	-40	66,34	1	Recirculado	4

Fuente: Elaboración propia

Tabla 7.50. Continuación de la tabla 7.49

Sección	Temperatura aire (°C)	Temperatura evaporación (°C)	Carga térmica (kW)	Cantidad equipos	Alimentación del refrigerante	Tasa de alimentación
T02	-30	-40	66,34	1	Recirculado	4
T03	-30	-40	66,34	1	Recirculado	4
BOC	-20	-28	39,16	2	Inundado	1
BOE	0	-8	65,30	2	Recirculado	4
CC1	0	-8	92,98	3	Recirculado	4
CC2	0	-8	92,98	3	Recirculado	4
CC3	0	-8	92,98	3	Recirculado	4
EVB	0	-8	27,32	1	Recirculado	4
EVR	0	-8	26,94	1	Recirculado	4

Fuente: Elaboración propia

Al observar la información de la tabla 7.49, resulta importante aclarar lo que ahí se detalla. Si bien tanto el sistema inundado como el recirculado son eficientes para suministrar el refrigerante a los evaporadores, se opta por utilizar sistemas inundados en aquellos equipos que trabajen con una temperatura de evaporación de -28 °C, esto por aspectos económicos y de diseño de los acumuladores de líquido, ya que en su mayoría, los sistemas recirculados son empleados cuando se requieren alimentar muchas unidades evaporadoras o se tienen altas cargas de refrigeración. Por ejemplo, las cargas a -28 °C suman 46,49 kW (13,22 TR), las de -40 °C suman 222,67 kW (63,30 TR), mientras que las cargas a -8 °C resultan ser de 398,50 kW (113,31 TR), por lo que el uso de sistemas recirculados para las cargas a -28 °C podría resultar en utilizar acumuladores muy grandes, lo cual se traduce en un sobre diseño, en tanto que para las demás cargas, este sistema resulta idóneo. Cabe destacar, que se utiliza un tanque inundado por cada evaporador.

Ante todo lo explicado, se seleccionan los evaporadores requeridos con la ayuda del software GPC.AM de Guntner, en su versión del año 2015, considerando en especial el método de alimentación de refrigerante, es decir si es inundado o recirculado, así

como el tipo de desescarche, el cual es por medio de gas caliente; y después, todas las variables que se han venido detallando a lo largo del documento.

Tabla 7.51. Modelos seleccionados de evaporadores de amoníaco según requerimientos de operación.

Sección	Cantidad de equipos	Capacidad unitaria (kW)	Modelo	Flujo másico unitario (kg/h)
AVC	2	3,67	AGHN 040.2F/112-H0V/30P.M	10
TCV	1	23,65	S-AGHN 050.2F/2A-H0L/12P.M	246
T01	1	66,34	AGHN 080.2F/210-HLL/8P.M	689
T02	1	66,34	AGHN 080.2F/210-HLL/8P.M	689
T03	1	66,34	AGHN 080.2F/210-HLL/8P.M	689
BOC	2	19,58	S-AGHN 050.2D/312-HHL/8P.M	52
BOE	2	32,65	S-AGHN 050.2D/48-H0L/8P.M	365
CC1	3	30,99	AGHN 050.2F/312-HHL/14P.M	346
CC2	3	30,99	AGHN 050.2F/312-HHL/14P.M	346
CC3	3	30,99	AGHN 050.2F/312-HHL/14P.M	346
EVB	1	27,32	AGHN 045.2H/27-H0L/24P.M	305
EVR	1	26,94	AGHN 050.2F/28-H2L/14P.M	301

Fuente: Elaboración propia

En el anexo 12 se muestra una ficha técnica sobre las características constructivas y de operación para una de las unidades seleccionadas.

7.6.1.2. Sistema de des-escarche en unidades evaporadoras

Como se había mencionado, aquellas unidades que se encuentren operando en recintos con temperaturas por debajo de los 3,3 °C necesitan del des-escarche, y que el método más recomendado para hacerlo es mediante gas caliente. Este método consiste en introducir vapor proveniente de la descarga del compresor al serpentín, con el fin de calentarla y así desprender la escarcha que se forma tanto en los tubos como en el depósito de condensados, ya que si esto no se realiza, la

eficiencia del equipo disminuye al disminuir la capacidad de transferir calor entre el aire y el refrigerante. Además de realizar la función de des-escarche, el gas caliente de descarga de refrigerante limpia la parte interior de la unidad. El control de este proceso se puede hacer mediante un termostato o de forma cronometrada. Según el manual de ASHRAE (2010), en el tomo de Refrigeración, capítulo 2, se recomienda que el des-escarchado se realice simultáneamente como máximo a un tercio de los evaporadores del sistema, es decir, si el sistema tiene 900 kW de capacidad de refrigeración, la tubería principal de suministro de gas caliente debe dimensionarse para 300 kW de refrigeración.

Según Parker Hannifin Corporation (2012), el proceso de descongelamiento de los evaporadores por gas caliente ocurre de la siguiente manera:

1. Fase de refrigeración: el refrigerante líquido fluye a través de una válvula de alimentación de líquido. Parte o todo del refrigerante se vaporiza al absorber el calor del recinto. Dicha mezcla o vapor de refrigerante sale por la válvula de cierre de succión abierta y fluye hacia el evaporador.
2. Fase de cierre: la válvula de alimentación de líquido se cierra. Mientras los ventiladores continúan operando, el líquido dentro del evaporador se vaporiza y sale a través de la válvula de parada de succión. El hecho de evacuar el refrigerante del evaporador permite que al momento de introducir el gas caliente a la unidad, el calor se aplique directamente a los tubos y no en calentar el refrigerante líquido. Al final de esta etapa, los ventiladores se detienen y la válvula de cierre de succión está cerrada.
3. Fase de gas suave: utilizado especialmente en sistema de recirculación de líquidos a baja temperatura. Consiste en una válvula solenoide pequeña que introduce gradualmente gas caliente en el serpentín, con el fin de reducir la probabilidad de ocurrencia de daños por choques de presión. Al final de esta fase, la válvula de gas suave se cierra.
4. Fase de descongelamiento: el solenoide de gas caliente se abre, permitiendo un mayor flujo de gas caliente hacia el evaporador. El gas comienza a

condensarse ya que cede energía térmica para fundir la escarcha, mientras que la presión a lo interno del equipo se eleva, por lo que entra en operación el regulador de descongelamiento. El refrigerante condensado fluye a través del regulador y se dirige hacia un acumulador de refrigerante o a una línea de succión protegida. Finalizado el proceso, la válvula de gas caliente se cierra.

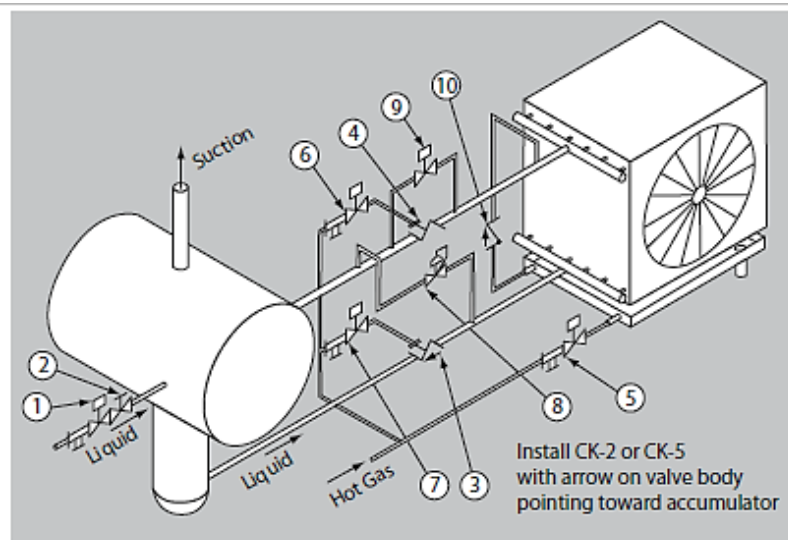
5. Fase de ecualización: mediante la apertura de una pequeña válvula de ecualización, se reduce lentamente la presión dentro del evaporador, ya que si esto no se realiza, produciría interrupciones del sistema.
6. Fase de retardo del ventilador: finalizado la ecualización, dicha válvula se cierra. Por su parte, las válvulas de parada de succión y de alimentación de líquido se abren. El ventilado aún no entra en funcionamiento, ya que se busca primeramente que la temperatura del evaporador disminuya con el fin de congelar alguna gota que pueda quedar sobre la superficie del serpentín.
7. Continuación del proceso de refrigeración: pasado la fase de retardo, el ventilador es energizado, por lo que el proceso de refrigeración continúa hasta que inicie el próximo ciclo de descongelación.

Dentro de las principales válvulas requeridas para el control de este proceso están:

- a. Válvula de parada de succión (suction stop valve): proporciona la apertura o cierre de la línea de succión en el evaporador para poder realizar el des-escarhe. Tiene una pérdida de presión mínima cuando está abierta para una refrigeración normal.
- b. Válvula de alimentación de líquido (liquid feed valve): similar al anterior, sólo que proporciona la apertura o cierre de la línea de alimentación de líquido refrigerante al evaporador cuando se está en proceso el des-escarhe. Múltiples instalaciones incorporan reguladores de flujo o válvulas de expansión manual para balancear el líquido que alimenta a los evaporadores.
- c. Válvula de gas caliente (hot gas valve): estas válvulas se abren para admitir el gas caliente en el serpentín para el des-escarhe.

- d. Dispositivos de eliminación de condensado: modulan el flujo de refrigerante líquido condensado fuera del evaporador durante el des-escarche.
- e. Válvula de retención o “check”: su función principal es prevenir el reflujó, ya que solo permiten el flujo en una sola dirección.

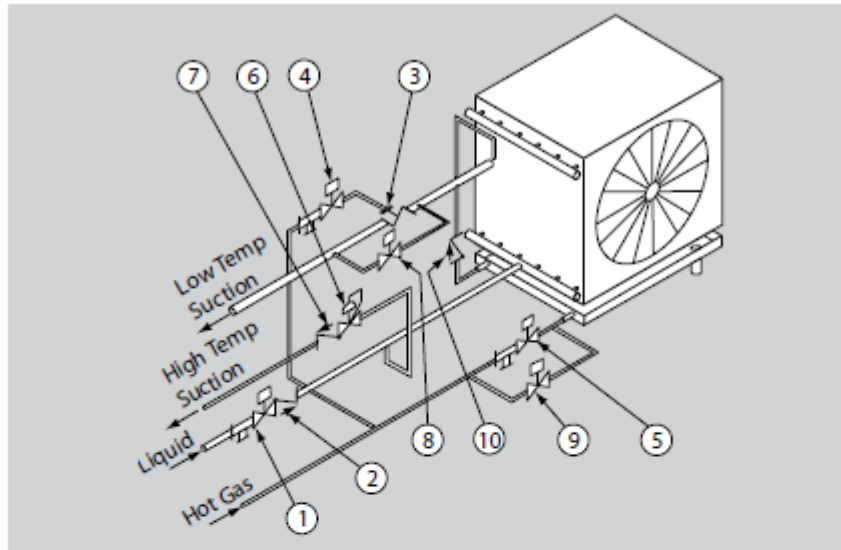
Según sea el tipo de alimentación de refrigerante a los evaporadores, así será el circuito diseñado para el des-escarche de dicha unidad. A través de los boletines informativos del fabricante Parker se estudia tanto los tipos de válvula como la instalación de las mismas según sea el caso, por lo que el diseño de los circuitos de descongelamiento del proyecto se basa en la información que ahí se detalla. En la figura 7.20 y figura 7.21 se muestra un esquema con la distribución de las válvulas en análisis según el método de alimentación de refrigerante. Cabe aclarar que dicho esquema muestra un modelo básico de instalación de válvulas, es decir, la misma puede diferir en cuanto a la realidad del diseño, ya que no contempla válvulas de servicio o corte, que para efectos del proyecto, sí serán incluidos, tal y como se muestran en la figura 7.22 y figura 7.23.



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

Figura 7.20. Circuito básico de descongelamiento por gas caliente para evaporadores inundados

Fuente: Parker Hannifin Corporation, 2012



No.	Qty.	Description	Recommended Valve Type
1	1	Liquid Feed Solenoid with Close-Coupled Strainer	S8F, S4A or SV2
2	1	Check Valve	CK-4
3	1	Suction Stop Valve	CK-2 or CK-5
4	1	Pilot Solenoid with Close-Coupled Strainer	S6N or S8F
5	1	Hot Gas Solenoid with Close-Coupled Strainer	S4A or SV2
6	1	Defrost Relief Regulator	A4AK
7	1	Check Valve	CK-4
8	1	Equalizing Valve	S8F or S7A
9	1	Soft Gas Valve	S8F, S4A or SV2
10	1	Check Valve	CK-3 or CK-4

Figura 7.21. Circuito básico de descongelamiento por gas caliente para evaporadores sobrealimentados

Fuente: Parker Hannifin Corporation, 2012

Cabe recordar que la alimentación de refrigerante hacia los evaporadores se hace desde la parte inferior de los mismos, esto para ambos casos, en tanto que la succión ocurre en la línea superior de los evaporadores, tal y como se muestra en las

siguientes figuras, en donde la dirección del flujo se indica mediante una flecha en la correspondiente línea.

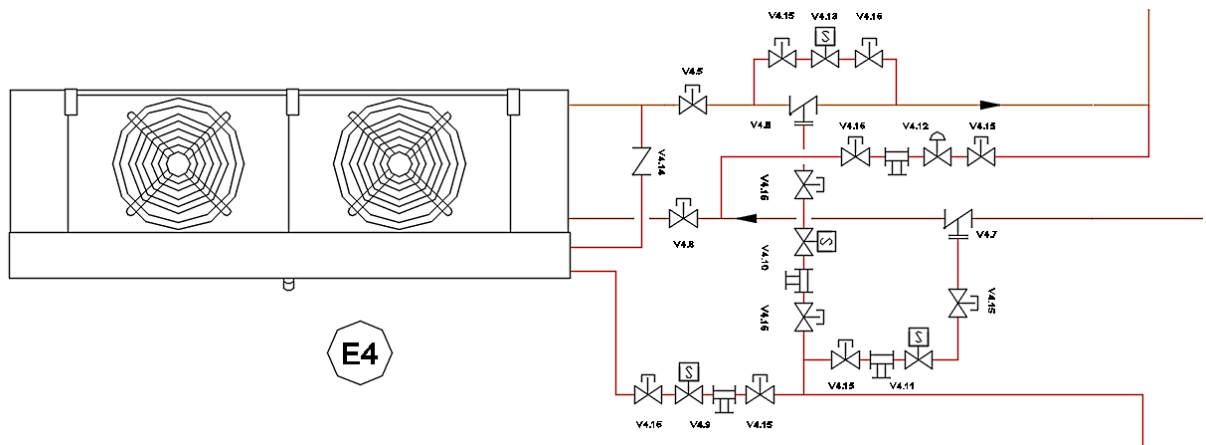


Figura 7.22. Circuito diseñado para descongelamiento y alimentación de los evaporadores inundados con sus respectivas válvulas

Fuente: Elaboración propia, Autodesk AutoCAD 2015

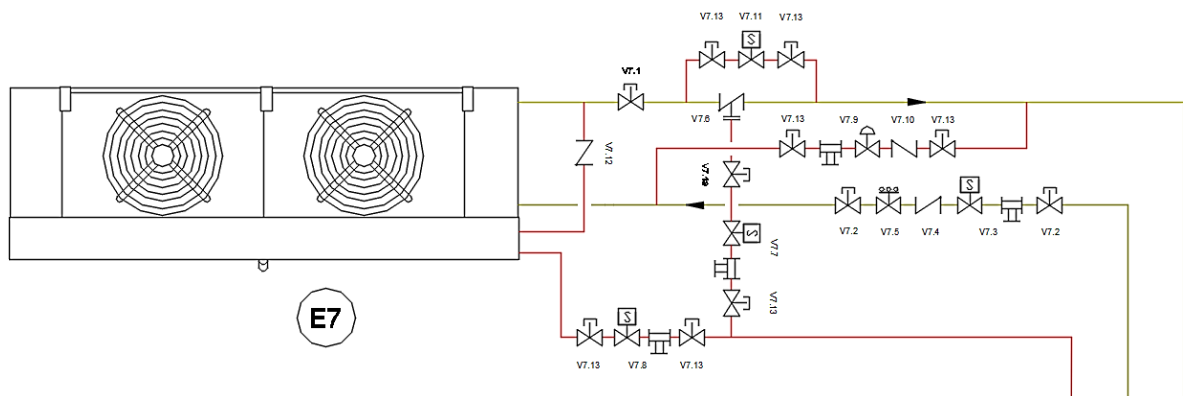


Figura 7.23. Circuito diseñado para descongelamiento y alimentación de los evaporadores sobrealimentados con sus respectivas válvulas

Fuente: Elaboración propia, Autodesk AutoCAD 2015

La línea demarcada con color rojo representa el circuito por donde se hace circular el gas caliente para el proceso de descongelamiento, en tanto que las otras líneas

representan el suministro y retorno del refrigerante hacia el tanque inundado o la recirculadora, según sea el caso.

7.6.1.3. Dimensionamiento de las tuberías

Según el Instituto Internacional de Refrigeración con Amoniac (IIAR por sus siglas en inglés), existen dos métodos por el cual se dimensionan las tuberías para aplicaciones en general con amoniac. Dichos métodos se explican en el “Ammonia Refrigeration Piping Handbook” de la IIAR en su versión del 2004, capítulo 1, los cuales se resumen a continuación:

- a. Método recomendado (basado en análisis económico): dicho manual recomienda que las tuberías sean dimensionadas considerando el factor económico. Dado un flujo y condición de operación, el tamaño óptimo de las tuberías es aquella en donde se logra el balance entre los costos de operación y los costos de instalación. La escogencia se hace considerando la capacidad térmica que se debe alimentar a través de la tubería. La implicación de este método es la proyección a 15 años de vida útil de la red de amoniac.
- b. Método convencional (basado en la caída de presión): método en el cual el dimensionamiento de las tuberías se realiza considerando la caída de presión o temperatura que se pueda generar a través de éstas.

Es por ello que se utiliza el método recomendado por la IIAR para el dimensionamiento de las tuberías, es decir, basado en el análisis económico.

Otro aspecto a resaltar es el material y el calibre en que son seleccionadas las tuberías. Según el manual de ASHRAE (2010), en el tomo de Refrigeración, capítulo 2, debido a que el amoniac ataca el cobre, éste no puede ser utilizado en este tipo de sistemas de refrigeración. Lo recomendable es que tanto las tuberías como los accesorios sean fabricados de acero o hierro negro. El sistema de tuberías para el amoniac debe seguir el estándar B31.5 de ASME y el estándar 2 de IIAR, que establecen lo siguiente:

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

Dentro de las principales tuberías que se tienen en el circuito de distribución de refrigerante hacia los evaporadores están:

- a. Línea de líquido de evaporadores sobrealimentados.
- b. Línea de succión húmeda de evaporadores sobrealimentados.
- c. Línea de líquido que alimenta a los tanques inundados.
- d. Línea de succión seca de los tanques inundados.
- e. Línea de líquido evaporadores inundados.
- f. Línea de retorno evaporadores inundados.
- g. Línea de gas caliente o descongelamiento.

Cada línea se dimensiona de acuerdo a la carga de refrigeración que debe alimentar, así como de las condiciones de operación, como por ejemplo, temperatura de evaporación o estado del refrigerante en la tubería, según sea el caso. Por ejemplo, se tiene la línea de alimentación principal de todas las unidades evaporadoras a

-8 °C, la cual abastece 398,5 kW (113,31 TR) de energía, y que según las tablas de IIAR, se requiere de una tubería de 40 mm (1 ½ in) cédula 80, tal y como se observa en la figura 7.24. Se busca seleccionar aquella tubería con una capacidad mayor a la requerida, sin embargo, también se toma en cuenta evitar el sobredimensionamiento. Una correcta selección de las tuberías evita tener altas caídas de presión y temperatura en las líneas, lo cual puede traer implicaciones negativas en la operatividad de los equipos principales del sistema.

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

NOTES:

a. Circulating n=4, with -10°F liquid: for n=5, table tons*0.8; for n=3, table tons*1.33; for n=2, table tons*2.0.

Figura 7.24. Ejemplo de cómo se dimensiona la tubería de líquido para equipo sobrealimentado

Fuente: Elaboración propia mediante las tablas de tuberías de IIAR

En la tabla 7.52 y tabla 7.54 se resume sobre los diámetros y calibres de las tuberías que conforman la red de distribución de amoniaco a las diferentes unidades evaporadoras, empleado para ello las tablas comprendidas entre anexo 4 y anexo 8.

Tabla 7.52. Dimensionamiento de las tuberías principales y ramales de amoniaco

Tramo	Longitud (m)	Función	Capacidad (kW)	Diámetro (mm)	SCH
A01	65,45	Succión húmeda -8°C	398,50	125	40
A02	65,45	Líquido bombeado -8°C		40	80
A03	14,10	Succión húmeda -8°C	92,98	65	40
A04	14,10	Líquido bombeado -8°C		20	80
A05	1,50	Succión húmeda -8°C	302,52	100	40
A06	1,50	Líquido bombeado -8°C		32	80
A07	37,60	Succión húmeda -8°C	65,30	50	40
A08	37,60	Líquido bombeado -8°C		20	80
A09	3,50	Succión húmeda -8°C	240,22	100	40
A10	3,50	Líquido bombeado -8°C		32	80
A11	12,10	Succión húmeda -8°C	92,98	65	40
A12	12,10	Líquido bombeado -8°C		20	80
A13	7,70	Succión húmeda -8°C	147,24	80	40
A14	7,70	Líquido bombeado -8°C		25	80
A15	12,10	Succión húmeda -8°C	92,98	65	40
A16	12,10	Líquido bombeado -8°C		20	80
A17	52,20	Succión húmeda -8°C	54,26	50	40
A18	52,20	Líquido bombeado -8°C		20	80
A19	65,20	Succión seca -28°C	46,49	50	40
A20	65,20	Líquido sub-enfriado a alta presión		15	80
A21	32,80	Succión seca -28°C	39,16	40	80
A22	32,80	Líquido sub-enfriado a alta presión		15	80
A23	68,10	Succión seca -28°C	7,33	25	80
A24	68,10	Líquido a sub-enfriado alta presión		15	80

Fuente: Elaboración propia

Tabla 7.53. Continuación de la tabla 7.52

Tramo	Longitud (m)	Función	Capacidad (kW)	Diámetro (mm)	SCH
A25	119,70	Succión húmeda -40°C	222,67	125	40
A26	119,70	Líquido bombeado -40°C		32	80
A27	46,10	Succión húmeda -40°C	199,02	125	40
A28	46,10	Líquido bombeado -40°C		32	80
A29	6,30	Succión húmeda -40°C	132,68	100	40
A30	6,30	Líquido bombeado -40°C		25	80
A31	6,30	Succión húmeda -40°C	66,34	80	40
A32	6,30	Líquido bombeado -40°C		20	80
HG01	56,00	Descongelamiento	222,56	50	40
HG02	15,30	Descongelamiento	30,99	20	40
HG03	3,80	Descongelamiento	191,56	50	40
HG04	31,85	Descongelamiento	19,58	20	40
HG05	2,50	Descongelamiento	178,51	50	40
HG06	35,00	Descongelamiento	32,65	20	40
HG07	2,50	Descongelamiento	156,74	50	40
HG08	15,30	Descongelamiento	30,99	20	40
HG09	7,70	Descongelamiento	125,75	40	40
HG10	15,30	Descongelamiento	30,99	20	40
HG11	25,00	Descongelamiento	94,76	32	40
HG12	21,00	Descongelamiento	27,13	20	40
HG13	8,10	Descongelamiento	76,67	32	40
HG14	11,00	Descongelamiento	68,79	32	40
HG15	22,00	Descongelamiento	3,67	15	40
HG16	35,00	Descongelamiento	66,34	32	40
HG17	6,30	Descongelamiento	66,35	32	40
HG18	6,30	Descongelamiento	66,34	32	40

Fuente: Elaboración propia

Tabla 7.54. Dimensionamiento de las tuberías de amoniaco por equipo

Equipo(s)	Longitud ¹² (m)	Función	Capacidad unitaria (kW)	Diámetro (mm)	SCH
E1	5,00	Succión húmeda -8°C	30,99	40	80
	5,00	Líquido bombeado -8°C		15	80
	9,00	Descongelamiento		20	40
E2	5,00	Succión húmeda -8°C	30,99	40	80
	5,00	Líquido bombeado -8°C		15	80
	9,00	Descongelamiento		20	40
E3	5,00	Succión húmeda -8°C	30,99	40	80
	5,00	Líquido bombeado -8°C		15	80
	9,00	Descongelamiento		20	40
E4	2,50	Succión tanque inundado	19,58	32	80
	3,00	Líquido tanque inundado		15	80
	4,00	Canal de retorno evaporador		50	40
	5,00	Canal de líquido evaporador		40	80
	9,00	Descongelamiento		20	40
E5	5,00	Succión húmeda -8°C	32,65	40	80
	5,00	Líquido bombeado -8°C		15	80
	9,00	Descongelamiento		20	40
E6	5,00	Succión húmeda -8°C	27,32	32	80
	5,00	Líquido bombeado -8°C		15	80
	9,00	Descongelamiento		20	40
E7	5,00	Succión húmeda -8°C	26,94	32	80
	5,00	Líquido bombeado -8°C		15	80
	9,00	Descongelamiento		20	40
E8	5,00	Succión húmeda -40°C	23,65	50	40
	5,00	Líquido bombeado -40°C		15	80
	9,00	Descongelamiento		20	40

Fuente: Elaboración propia

¹² Longitud correspondiente al largo de tubería para cada equipo. En dado caso como en E1, que al ser 3 equipos, entonces la longitud total resulta de la multiplicación por 3 del dato en tabla.

Tabla 7.55. Continuación de la tabla 7.54

Equipo(s)	Longitud ¹³ (m)	Función	Capacidad unitaria (kW)	Diámetro (mm)	SCH
E9	2,50	Succión tanque inundado	3,67	25	80
	3,00	Líquido tanque inundado		15	80
	4,00	Canal de retorno evaporador		32	80
	5,00	Canal de líquido evaporador		32	80
	9,00	Descongelamiento		15	40
E10	5,00	Succión húmeda -40°C	66,34	80	40
	5,00	Líquido bombeado -40°C		20	80
	9,00	Descongelamiento		32	40
E11	5,00	Succión húmeda -40°C	66,34	80	40
	5,00	Líquido bombeado -40°C		20	80
	9,00	Descongelamiento		32	40
E12	5,00	Succión húmeda -40°C	66,34	80	40
	5,00	Líquido bombeado -40°C		20	80
	9,00	Descongelamiento		32	40

Fuente: Elaboración propia

7.6.1.4. Selección de tanques inundados

Como se describió en secciones anteriores, aquellos evaporadores en donde la temperatura de evaporación es de -28 °C serán alimentados de forma inundada. Para ello, se necesita de un depósito de líquido situado junto a cada unidad o conjunto de unidades evaporadoras. Según el manual de ASHRAE (2010), en su tomo de Refrigeración, capítulo 14, para garantizar el flujo por gravedad del refrigerante e inundar completamente la superficie interna del serpentín, el nivel de líquido en el tanque debe estar a la misma altura que la parte superior de la batería. El dimensionamiento del tanque depende de los siguientes factores: (1) carga térmica, (2) temperatura de operación o evaporación, (3) temperatura de

¹³ Longitud correspondiente al largo de tubería para cada equipo. En dado caso como en E1, que al ser 3 equipos, entonces la longitud total resulta de la multiplicación por 3 del dato en tabla.

alimentación de líquido y (4) flujo máximo de refrigerante. Para todos los casos, la temperatura de operación es de $-28\text{ }^{\circ}\text{C}$, en tanto que la temperatura de alimentación del líquido al tanque es de aproximadamente $-6,66\text{ }^{\circ}\text{C}$, esto porque dicho líquido sufre un proceso de sub-enfriamiento a través de uno de los equipos ubicado en casa de máquinas (aspecto que más adelante se profundiza). En la tabla 7.56 se detalla las prestaciones que ofrece uno de los modelos de tanque inundado que ofrece Frick, con el cual se busca determinar si cumple con los requerimientos de funcionamiento de cada evaporador.

Tabla 7.56. Selección de tanques inundados

Sección	Cantidad tanques	Carga térmica del evaporador (kW)	Flujo másico requerido (kg/h)	Fabricante	Modelo	Capacidad máxima del tanque (kW)	Flujo másico máximo (kg/h)
AVC	2	3,67	10	Frick	HSDS	46,77	133,36
BOC	2	19,58	52		12-48		

Fuente: Elaboración propia

Los datos que se muestran en la tabla anterior corresponden al modelo de menor capacidad que ofrece dicho fabricante, por lo tanto, el tanque inundado modelo HSDS 12-48 cumple con los requerimientos de operación de todos los evaporadores que operan a una temperatura de evaporación de $-28\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Dicho tanque, además de acumular el líquido que alimenta al evaporador, también se encarga de separar las partículas de vapor de las de líquido de la mezcla húmeda proveniente del evaporador, en el que dicho vapor es succionado a través de la tubería que se encuentra en la parte superior del tanque y trasegado hacia el sistema de compresión, tal como se muestra en la siguiente figura.

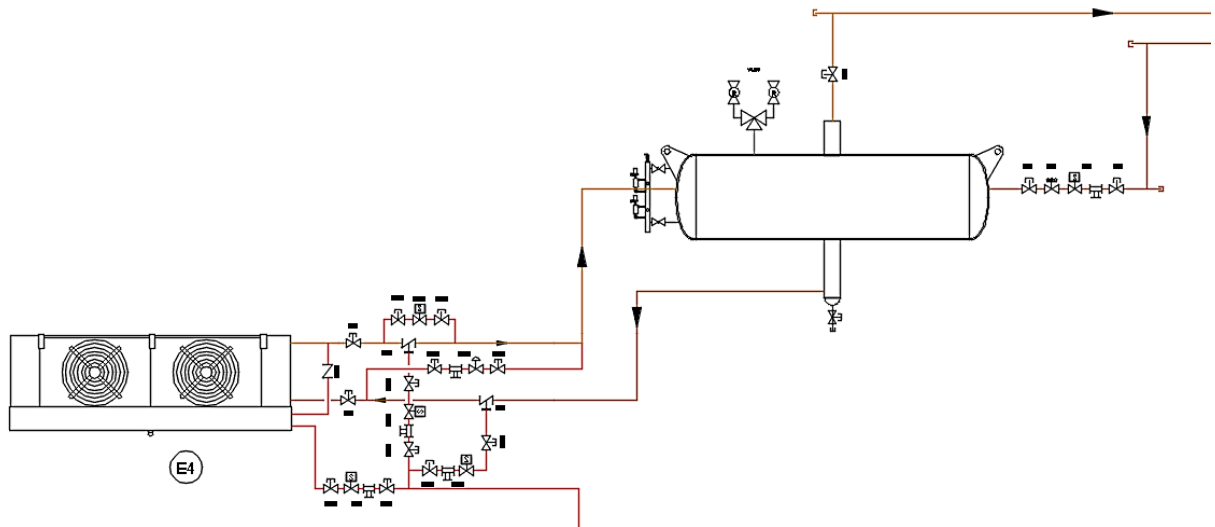


Figura 7.25. Diagrama de conexión del tanque inundado y sus válvulas

Fuente: Elaboración propia, Autodesk AutoCAD 2015

7.6.1.5. Accesorios

Similar al caso del sistema con propilenglicol, el uso de válvulas y accesorios de control permiten regular el funcionamiento de los equipos a través de la modulación en la alimentación de refrigerante, de tal forma que estos operen de acuerdo a las especificaciones de diseño del sistema, así como de controlar el proceso de desescarche del evaporador. La selección del tamaño de la válvula obedece a las condiciones a las que debe operar, para lo cual se obtiene un valor de CV (coeficiente de flujo), el cual debe coincidir con el valor característico de CV de cada válvula según el fabricante. A través de un software de selección de válvulas de Parker se determina el tamaño de las válvulas de control de flujo según el CV requerido para la aplicación, en tanto que las válvulas de cierre se dimensionan de acuerdo al perfil de la tubería.

Cada válvula cumple una función específica según el subsistema en el que fue instalado, es decir si es inundado o recirculado o bien si pertenece el circuito de descongelado. A continuación se resume sobre la funcionalidad de las mismas según el sub-sistema:

a. Recirculado:

- Las válvulas globo se utilizan para el corte del flujo de refrigerante dada la posible necesidad de realizar trabajos en las tuberías o en el propio evaporador.
- La válvula solenoide se emplea para interrumpir el flujo de refrigerante hacia los evaporadores como respuesta a la necesidad de mantener el equilibrio térmico.
- La válvula check evita el retorno de refrigerante líquido.
- Para este caso, la válvula de expansión manual cumple con una función similar a la de la válvula de balance que se encuentran instaladas en las manejadoras de aire, es decir, controlan la alimentación de refrigerante.
- En lo que respecta a las válvulas empleadas para el des-escarache, sus funciones ya fueron descritas en la sección correspondiente.

b. Inundado:

- Tanto las válvulas globo como las válvulas solenoide cumplen las mismas funciones que las especificadas en los evaporadores con alimentación recirculado, además de controlar el nivel de refrigerante en los tanques.
- En cuanto a la válvula de expansión, esta si presenta una diferencia respecto al sub-sistema anterior. Además de controlar la alimentación de refrigerante que entra al tanque inundado, ésta se encarga de expandir el líquido sub-enfriado que proviene a alta presión y llevarlo a una temperatura de $-28\text{ }^{\circ}\text{C}$, la cual viene siendo la condición de operación de los tanques.

- a. De igual manera, las válvulas utilizadas para el des-escarache cumplen con las funciones que anteriormente se detallaron.

En la figura 7.22, figura 7.23 y figura 7.25 se indica el tipo y ubicación de las válvulas requeridas en cada una de las tuberías de amoníaco según la función que ésta tenga, por ello, en la tabla 7.57 se especifica el tamaño de cada válvula para cada una de las líneas diseñadas.

Tabla 7.57. Selección de válvulas y accesorios en la red de distribución de amoníaco

Equipo	Sección	Designación	Cantidad	Tipo de válvula	Modelo	Diámetro (mm)	
E1	Succión húmeda	V1.1	3	Válvula globo	--	40	
		V1.2	6	Válvula globo	--	15	
	Alimentación líquido	V1.3	3	Válvula solenoide y filtro	S8F	15	
		V1.4	3	Válvula check	CK-4	15	
		V1.5	3	Válvula expansión manual	--	15	
	Descongelado	V1.6	3	Válvula de parada de succión	CK-2	32	
		V1.7	3	Válvula solenoide y filtro	S8F	15	
		V1.8	3	Válvula solenoide gas caliente y filtro	S4AD	20	
		V1.9	3	Regulador de descongelado	A4AK	20	
		V1.10	3	Válvula check	CK-4	20	
		V1.11	3	Válvula de ecualización	S7A	20	
			V1.12	3	Válvula check	CK-4	20
			V1.13	24	Válvula globo	--	20
E2	Succión húmeda	V2.1	3	Válvula globo	--	40	
		V2.2	6	Válvula globo	--	15	
	Alimentación líquido	V2.3	3	Válvula solenoide y filtro	S8F	15	
		V2.4	3	Válvula check	CK-4	15	
		V2.5	3	Válvula expansión manual	--	15	

Fuente: Elaboración propia

Tabla 7.58. Continuación de la tabla 7.57

Equipo	Sección	Designación	Cantidad	Tipo de válvula	Modelo	Diámetro (mm)
E2	Descongelado	V2.6	3	Válvula de parada de succión	CK-2	32
		V2.7	3	Válvula solenoide y filtro	S8F	15
		V2.8	3	Válvula solenoide gas caliente y filtro	S4AD	20
		V2.9	3	Regulador de descongelado	A4AK	20
		V2.10	3	Válvula check	CK-4	20
		V2.11	3	Válvula de ecualización	S7A	20
		V2.12	3	Válvula check	CK-4	20
		V2.13	24	Válvula globo	--	20
E3	Succión húmeda	V3.1	3	Válvula globo	--	40
		V3.2	6	Válvula globo	--	15
	Alimentación líquido	V3.3	3	Válvula solenoide y filtro	S8F	15
		V3.4	3	Válvula check	CK-4	15
		V3.5	3	Válvula expansión manual	--	15
	Descongelado	V3.6	3	Válvula de parada de succión	CK-2	32
		V3.7	3	Válvula solenoide y filtro	S8F	15
		V3.8	3	Válvula solenoide gas caliente y filtro	S4AD	20
		V3.9	3	Regulador de descongelado	A4AK	20
		V3.10	3	Válvula check	CK-4	20
		V3.11	3	Válvula de ecualización	S7A	20
		V3.12	3	Válvula check	CK-4	20
		V3.13	24	Válvula globo	---	20

Fuente: Elaboración propia

Tabla 7.59. Continuación de la tabla 7.57

Equipo	Sección	Designación	Cantidad	Tipo de válvula	Modelo	Diámetro (mm)
E4	Suministro líquido al tanque	V4.1	4	Válvula globo	--	15
		V4.2	2	Válvula solenoide y filtro	S8F	15
		V4.3	2	Válvula de expansión manual	--	15
	Succión seca	V4.4	2	Válvula globo	--	32
	Retorno líquido	V4.5	2	Válvula globo	--	50
	Alimentación evaporador	V4.6	2	Válvula globo	--	40
	Descongelado	V4.7	2	Válvula de cierre líquido	CK-2	40
		V4.8	2	Válvula de parada de succión	CK-2	50
		V4.9	2	Válvula solenoide gas caliente y filtro	SV2	15
		V4.10	2	Válvula solenoide succión y filtro	S8F	15
		V4.11	2	Válvula solenoide líquido y filtro	S8F	15
		V4.12	2	Regulador de descongelado	A4AK	20
		V4.13	2	Válvula de ecualización	S8F	15
		V4.14	2	Válvula check	CK-4	20
		V4.15	20	Válvula globo	--	20
		V4.16	4	Válvula alivio	SR1	15
E5	Succión húmeda	V5.1	2	Válvula globo	--	40
		V5.2	4	Válvula globo	--	15
	Alimentación líquido	V5.3	2	Válvula solenoide y filtro	S8F	15
		V5.4	2	Válvula check	CK-4	15
		V5.5	2	Válvula expansión manual	--	15

Fuente: Elaboración propia

Tabla 7.60. Continuación de la tabla 7.57

Equipo	Sección	Designación	Cantidad	Tipo de válvula	Modelo	Diámetro (mm)
E5	Descongelado	V5.6	2	Válvula de parada de succión	CK-2	32
		V5.7	2	Válvula solenoide y filtro	S8F	15
		V5.8	2	Válvula solenoide gas caliente y filtro	S4AD	20
		V5.9	2	Regulador de descongelado	A4AK	20
		V5.10	2	Válvula check	CK-4	20
		V5.11	2	Válvula de ecualización	S7A	20
		V5.12	2	Válvula check	CK-4	20
		V5.13	16	Válvula globo	--	20
E6	Succión húmeda	V6.1	1	Válvula globo	--	32
		V6.2	2	Válvula globo	--	15
	Alimentación líquido	V6.3	1	Válvula solenoide y filtro	S8F	15
		V6.4	1	Válvula check	CK-4	15
		V6.5	1	Válvula expansión manual	--	15
	Descongelado	V6.6	1	Válvula de parada de succión	CK-2	32
		V6.7	1	Válvula solenoide y filtro	S8F	15
		V6.8	1	Válvula solenoide gas caliente y filtro	S4AD	20
		V6.9	1	Regulador de descongelado	A4AK	20
		V6.10	1	Válvula check	CK-4	20
		V6.11	1	Válvula de ecualización	S7A	20
		V6.12	1	Válvula check	CK-4	20
		V6.13	8	Válvula globo	--	20
E7	Succión húmeda	V7.1	1	Válvula globo	--	32

Fuente: Elaboración propia

Tabla 7.61. Continuación de la tabla 7.57

Equipo	Sección	Designación	Cantidad	Tipo de válvula	Modelo	Diámetro (mm)
E7	Alimentación líquido	V7.2	2	Válvula globo	--	15
		V7.3	1	Válvula solenoide y filtro	S8F	15
		V7.4	1	Válvula check	CK-4	15
		V7.5	1	Válvula expansión manual	--	15
	Descongelado	V7.6	1	Válvula de parada de succión	CK-2	32
		V7.7	1	Válvula solenoide y filtro	S8F	15
		V7.8	1	Válvula solenoide gas caliente y filtro	S4AD	20
		V7.9	1	Regulador de descongelado	A4AK	20
		V7.10	1	Válvula check	CK-4	20
		V7.11	1	Válvula de ecualización	S7A	20
		V7.12	1	Válvula check	CK-4	20
		V7.13	8	Válvula globo	--	20
		E8	Succión húmeda	V8.1	1	Válvula globo
Alimentación líquido	V8.2		2	Válvula globo	--	15
	V8.3		1	Válvula solenoide y filtro	S8F	15
	V8.4		1	Válvula check	CK-4	15
	V8.5		1	Válvula expansión manual	--	15
	V8.6		1	Válvula de parada de succión	CK-2	40
Descongelado	V8.7		1	Válvula solenoide y filtro	S8F	15
	V8.8		1	Válvula solenoide gas caliente y filtro	S4AD	20
	V8.9		1	Regulador de descongelado	A4AK	20
	V8.10		1	Válvula check	CK-4	20

Fuente: Elaboración propia

Tabla 7.62. Continuación de la tabla 7.57

Equipo	Sección	Designación	Cantidad	Tipo de válvula	Modelo	Diámetro (mm)
E8	Descongelado	V8.11	1	Válvula de ecualización	S7A	20
		V8.12	1	Válvula check	CK-4	20
		V8.13	8	Válvula globo	--	20
E9	Suministro líquido al tanque	V9.1	4	Válvula globo	--	15
		V9.2	2	Válvula solenoide y filtro	S8F	15
		V9.3	2	Válvula de expansión manual	--	15
	Succión seca	V9.4	2	Válvula globo	--	25
	Retorno líquido	V9.5	2	Válvula globo	--	32
	Alimentación evaporador	V9.6	2	Válvula globo	--	32
	Descongelado	V9.7	2	Válvula de cierre líquido	CK-2	32
		V9.8	2	Válvula de parada de succión	CK-2	32
		V9.9	2	Válvula solenoide gas caliente y filtro	SV2	15
		V9.10	2	Válvula solenoide succión y filtro	S8F	15
		V9.11	2	Válvula solenoide líquido y filtro	S8F	15
		V9.12	2	Regulador de descongelado	A4AK	20
		V9.13	2	Válvula de ecualización	S8F	15
		V9.14	2	Válvula check	CK-4	15
		V9.15	20	Válvula globo	--	15
		V9.16	4	Válvula alivio	SR1	15
E10	Succión húmeda	V10.1	1	Válvula globo	--	80
	Alimentación líquido	V10.2	2	Válvula globo	--	20
		V10.3	1	Válvula solenoide y filtro	S8F	15

Fuente: Elaboración propia

Tabla 7.63. Continuación de la tabla 7.57

Equipo	Sección	Designación	Cantidad	Tipo de válvula	Modelo	Diámetro (mm)		
E10	Alimentación líquido	V10.4	1	Válvula check	CK-4	20		
		V10.5	1	Válvula expansión manual	--	20		
	Descongelado	V10.6	1	Válvula de parada de succión	CK-2	65		
		V10.7	1	Válvula solenoide y filtro	S8F	15		
		V10.8	1	Válvula solenoide gas caliente y filtro	S4AD	25		
		V10.9	1	Regulador de descongelado	A4AK	25		
		V10.10	1	Válvula check	CK-4	32		
		V10.11	1	Válvula de ecualización	S7A	20		
		V10.12	1	Válvula check	CK-4	32		
		V10.13	8	Válvula globo	--	32		
		E11	Succión húmeda	V11.1	1	Válvula globo	--	80
			Alimentación líquido	V11.2	2	Válvula globo	--	20
				V11.3	1	Válvula solenoide y filtro	S8F	15
V11.4	1			Válvula check	CK-4	20		
V11.5	1			Válvula expansión manual	--	20		
V11.6	1			Válvula de parada de succión	CK-2	65		
Descongelado	V11.7		1	Válvula solenoide y filtro	S8F	15		
	V11.8		1	Válvula solenoide gas caliente y filtro	S4AD	25		
	V11.9		1	Regulador de descongelado	A4AK	25		
	V11.10		1	Válvula check	CK-4	32		
	V11.11		1	Válvula de ecualización	S7A	20		
	V11.12		1	Válvula check	CK-4	32		
	V11.13		8	Válvula globo	--	32		

Fuente: Elaboración propia

Tabla 7.64. Continuación de la tabla 7.57

Equipo	Sección	Designación	Cantidad	Tipo de válvula	Modelo	Diámetro (mm)
E12	Succión húmeda	V12.1	1	Válvula globo	--	80
		V12.2	2	Válvula globo	--	20
	Alimentación líquido	V12.3	1	Válvula solenoide y filtro	S8F	15
		V12.4	1	Válvula check	CK-4	20
		V12.5	1	Válvula expansión manual	--	20
	Descongelado	V12.6	1	Válvula de parada de succión	CK-2	65
		V12.7	1	Válvula solenoide y filtro	S8F	15
		V12.8	1	Válvula solenoide gas caliente y filtro	S4AD	25
		V12.9	1	Regulador de descongelado	A4AK	25
		V12.10	1	Válvula check	CK-4	32
		V12.11	1	Válvula de ecualización	S7A	20
		V12.12	1	Válvula check	CK-4	32
	V12.13	8	Válvula globo	--	32	

Fuente: Elaboración propia

7.6.2. Diseño del cuarto de máquinas

Hasta el momento se ha desarrollado lo correspondiente a las etapas de evaporación y expansión en el ciclo de refrigeración por compresión del vapor. Para completar dicho ciclo, se requieren de los procesos de compresión y condensación, en el que a través de una serie de equipos ésta pueda llevarse a cabo. Dichos equipos, como lo son los compresores, condensadores, recirculadoras, tanques, entre otros (según sea el caso) se instalan en un recinto exclusivo para albergar todos estos elementos, en lo que comúnmente se denomina como cuarto de máquinas.

En las siguientes secciones se definen esos equipos requeridos y como han de interconectarse, para así culminar con el proceso principal de refrigeración por compresión.

7.6.2.1. Sistema de compresión

Dentro de los compresores existentes para aplicaciones de refrigeración con amoniaco se encuentran los siguientes:

- a. Alternativos.
- b. Rotativos de paletas.
- c. Rotativos de tornillo.

Según el manual de ASHRAE (2010), en su tomo de Refrigeración, capítulo 2, el compresor alternativo es por lo general el más utilizado en sistemas pequeños de refrigeración, aproximadamente menores a 75 kW de carga de enfriamiento, ya sea en una configuración de simple o doble etapa, en tanto que el compresor de tornillo resulta ser empleado en sistemas con cargas de enfriamiento superiores a los 75 kW, de igual manera en una configuración de simple o doble etapa. Tanto los compresores rotativos de paletas como los de tornillo se utilizan frecuentemente en etapas de baja presión, donde se necesita mover grandes volúmenes de gas, y en donde los sistemas de compresión alternativos de etapa simple están generalmente limitados a presiones de aspiración de entre 35 y 70 kPa (manométricos). Por su parte, en la etapa de alta presión, se pueden utilizar compresores alternativos o de tornillo. Es importante resaltar, que el diseño de un sistema de compresión no se limita a utilizar un único tipo de compresor, es decir, se pueden utilizar combinaciones de compresores en sistemas de múltiples etapas.

En dicho capítulo se sugiere que, cuando se selecciona un determinado compresor, se consideraren los siguientes aspectos:

- a. Tamaño del sistema y requisitos de capacidad.
- b. Ubicación del equipo, es decir, si ha de estar en interiores o al aire libre, sobre suelo o en cubierta.

- c. Ruido producido por el equipo.
- d. Funcionamiento a carga parcial o total.
- e. Funcionamiento de acuerdo a las condiciones atmosféricas.
- f. Tiempo de puesto a régimen necesario para reducir la temperatura a las condiciones deseadas para el funcionamiento inicial o normal.

Además, según una publicación hecha por el IIAR en el año 2010 sobre una comparación entre sistemas de compresión de simple y doble etapa, resalta que existen una serie de limitaciones en cuanto a la operatividad de los compresores reciprocantes en sistemas de una sola etapa de compresión, como por ejemplo el hecho de que dicho compresor presenta una relación de compresión máxima de 8 a 1, así como el comportamiento que adquiere el amoniaco durante la compresión, en el que se tiene un sobrecalentamiento del gas en la descarga, lo cual degrada de manera más rápida el aceite mineral al igual que deteriora los materiales internos de los compresores. Es por ello que con el desarrollo de los compresores de tornillo con inyección de aceite, se solucionan las limitantes que presentan los compresores reciprocantes, ya que se pueden alcanzar relaciones de compresión de hasta 20 a 1 para una sola etapa de compresión.

Para este proyecto, se requiere elevar la presión en el amoniaco desde una temperatura de $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ hasta $35\text{ }^{\circ}\text{C}$, cuyas presiones serían de 71,72 kPa y 1 350,76 kPa respectivamente, dando como resultado una relación de compresión de 18,83, lo cual sería imposible de lograr a través de una sola etapa de compresión mediante un compresor reciprocante, mas no con un compresor de tornillo. Sin embargo, el manejar una sola etapa de compresión puede traducirse en altos esfuerzos mecánicos en las partes móviles del compresor, así como en la reducción de la eficiencia operacional del mismo. Es por ello que surge la interrogante de si se quiere emplear un sistema de simple o doble etapa de compresión.

Según la misma publicación de la IIAR, se tienen una serie de consideraciones para seleccionar el sistema adecuado de compresión. Entre ellas se pueden mencionar las siguientes:

- a. Tipo de carga térmica: implica conocer el sistema para el cual el sistema de refrigeración da servicio, es decir, qué tan crítico resulta para el proceso el que se presente una falla en los compresores y se tenga una parada de producción.
- b. Costo inicial del sistema.
- c. Costos de operación.
- d. Flexibilidad en la operación: resulta ser que los sistemas de doble etapa de compresión son menos flexibles que los de etapa sencilla, sin embargo, para contrarrestar esta desventaja, se sugiere instalar un compresor “swing”, el cual puede operar como compresor “booster” (baja etapa) o como compresor de alta etapa.

Tanto ASHRAE como IIR recomiendan, que se debe considerar sistemas de doble etapa de compresión si la temperatura de evaporación mínima del sistema a considerar es menor a $-32\text{ }^{\circ}\text{C}$, ya que resulta poco económico si se realiza con una compresión de etapa simple. Como es el caso del proyecto en cuestión, la temperatura de evaporación a considerar es de $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$, por lo que la idea de diseñar el sistema de compresión como uno de doble etapa toma fuerza.

Un sistema de doble etapa se compone básicamente de un compresor a baja presión o “booster” y otro a alta presión, para lo cual se tiene una fase intermedia entre ambos compresores, esto porque las condiciones de descarga del compresor “booster” corresponde a las de succión del compresor de alta presión. Esa fase intermedia es ocupada por un tanque de presión intermedia o intercooler, el cual mantiene un cierto nivel de líquido y es donde descarga el compresor “booster”. Este recipiente puede cumplir con dos funciones: (1) retirar el sobrecalentamiento del gas proveniente de la primera etapa de compresión por contacto directo con el refrigerante líquido y (2) ser un acumulador de succión para aquellos evaporadores que operan a temperaturas intermedias. Es entonces que, el compresor “booster” succiona de los evaporadores que trabajan a baja temperatura y descarga en el intercooler, en tanto que el compresor de alta presión succiona del intercooler y

descarga hacia los condensadores. Este tipo de sistema presenta múltiples ventajas como: reducir la relación de compresión, requiere de menos energía, tiene costos de funcionamiento menores, el líquido que se sub-enfría sucesivamente en cada etapa de compresión incrementa la eficiencia del funcionamiento del sistema en general; no obstante, puede tener un costo inicial de equipos más elevados en comparación con un sistema de etapa simple de compresión.

Teniendo en cuenta que la descarga de un compresor resulta ser la succión del siguiente, es trascendental definir esa presión intermedia a la que debe trabajar los sistemas de doble etapa de compresión, esto con el objetivo de minimizar el consumo total de potencia del sistema. Dicha presión intermedia, que es a la cual se encuentra el tanque de presión intermedia o intercooler, se determina de la siguiente manera:

$$P_{int} = \sqrt{P_{succ,abs} \times P_{desc,abs}} \quad (12)$$

Dónde:

- P_{int} = presión intermedia
- $P_{succ,abs}$ = presión de succión absoluta
- $P_{desc,abs}$ = presión de descarga o condensación absoluta

Para este proyecto en específico, la presión de succión absoluta corresponde a 71,72 kPa para una temperatura de -40 °C, en tanto que la presión de condensación absoluta es de 1 350,76 kPa para una temperatura de 35 °C. Por lo tanto, la presión intermedia óptima del sistema resulta ser de:

$$P_{int} = \sqrt{71,72 \text{ kPa} \times 1\,350,76 \text{ kPa}} = 311,25 \text{ kPa}$$

Para una presión de 311,25 kPa en el amoniaco se requiere que éste se encuentre a una temperatura de aproximadamente -8 °C. Por lo tanto, lo óptimo para el sistema que se está diseñando es que el compresor de baja presión succione a una temperatura de -40 °C y descargue hacia el intercooler a una temperatura de -8°C;

en tanto que el compresor de alta presión succione a dicha temperatura y descargue a 35°C como condición de condensación.

Ahora que se han detallado muchos aspectos sobre los criterios para seleccionar el tipo de sistema de compresión, es momento de adaptarlo a las condiciones que se tienen para el proyecto. Considerando el hecho de que se tendría una alta relación de compresión para un único compresor, tal y como se calculó previamente, así como los beneficios que otorga el sistema de doble etapa de compresión, es por ello que se opta por plantear el diseño del sistema de compresión basado en esta configuración.

Respecto al tipo de compresor a emplear, hay ciertos aspectos que deben ser analizados. Por un aspecto de eficiencia energética, se tienen que agrupar las cargas de evaporación por niveles de temperatura, ya que según Mora (2017), la potencia eléctrica necesaria para extraer una tonelada de refrigeración sería óptimamente utilizada. Es por ello, que las cargas térmicas calculadas en secciones pasadas fueron agrupadas de acuerdo tanto por la sustancia refrigerante a emplear como por las condiciones de evaporación y ciclos de operación de los espacios refrigerados, previendo inclusive la configuración que podría tener el sistema de compresión. Es por ello, que se toma la decisión de disponer de al menos un compresor para cada agrupación de cargas, con tal de independizar las cargas de enfriamiento. En este caso, se tienen tres niveles de temperatura de evaporación: -40 °C, -28 °C y -8 °C, por lo que se estaría requiriendo de al menos un compresor para cada temperatura. Ya que el sistema se está definiendo como de doble etapa de compresión, se propone que las temperaturas de -40 °C y -28 °C sean tratadas como de baja presión, en tanto que la de -8 °C como de alta presión, aprovechando la condición de ser la presión intermedia óptima que debe tener el sistema de refrigeración. Teniendo en cuenta las condiciones de operación, es que se eligen los tipos de compresores requeridos:

- a. Para las cargas a -40 °C: la capacidad mínima a manejar por el compresor es de 222,65 kW (63,32 TR), en donde la presión de aspiración manométrica es

de -28,86 kPa y el índice de compresión es de 4,38, por lo que un compresor de tornillo resulta idóneo.

- b. Para las cargas a -28 °C: la capacidad mínima a manejar por el compresor es de 46,49 kW (13,2 TR) y su relación de compresión es de 2,39. Preliminarmente se podría considerar un compresor recíprocante, sin embargo, al analizar la presión de aspiración manométrica, el cual es de 31,14 kPa, y considerando lo que define ASHRAE, lo mejor sería emplear un compresor de tornillo.
- c. Para las cargas a -8 °C: la carga mínima a manejar por el compresor a alta presión corresponde a la totalidad del sistema más los calores de rechazo de los compresores a baja presión, siendo preliminarmente de 1 107,81 kW (315 TR); se tiene una relación de compresión de 4,28, por lo que el uso de un compresor de tornillo estaría más que justificado.
- d. Existe un compresor adicional que se utiliza como respaldo para el sistema, y que es conocido como “swing”, el cual mediante un juego de válvulas, succiona a -40 °C, -28 °C ó -8°C, y descarga a -8 °C ó 35 °C, esto porque tiene la potestad de cumplir con las funciones de alguno de los restantes compresores en caso de que se presente alguna falla en éstos. Y al igual que los demás, será un compresor de tornillo.

En resumen, el sistema de compresión a emplear sería de doble etapa, y utilizando compresores de tornillo. Entonces, para seleccionar los compresores es necesario conocer: (1) capacidad térmica, (2) temperatura de succión, (3) temperatura de descarga y (4) calor de rechazo de los compresores, especialmente en sistemas de doble etapa de compresión. La escogencia de los mismos se realizó empleado el software Coolware de Johnson Controls, basado en los factores que se mencionaron, de tal manera que la capacidad nominal de los compresores sea superior a la requerida. Dicha selección se resume en la Tabla 7.65, para la cual se presenta información relevante sobre el funcionamiento de los compresores.

Tabla 7.65. Selección de compresores para el sistema de refrigeración

Carga	Capacidad requerida (kW)	Modelo	Capacidad nominal (kW)	Calor de rechazo (kW)	Potencia de compresión (kW)	Potencia del motor (kW)
-40 °C	222,65	RWF 134	234,9	304,8	68,3	74,6
-28 °C	46,49	RXF 15	46,5	55,7	9,0	22,4
-8 °C	1 199,3	RWF 177	1 208,1	1 531,0	306,5	316,3
"Swing"	-40 °C	RWF 177	311,9	1 531,0	306,5	316,3
	-28 °C		601,4			
	-8 °C		1 208,1			

Fuente: Elaboración propia

Cabe resaltar, que para determinar la capacidad del compresor de alta presión se debe conocer la carga térmica a -8 °C, siendo de 838,8 kW, y los valores de calor de rechazo de los compresores de baja presión, que según la tabla anterior son de 304,8 kW y 55,7 kW. Se suman dichos valores, y se obtiene la capacidad requerida por el compresor en cuestión, siendo de 1 199,3 kW; y ya que el compresor Frick RWF 177 posee una capacidad nominal superior a la requerida, entonces su escogencia es aceptable. En la figura 7.26 se muestra el unifilar sobre la instalación de los compresores seleccionados.

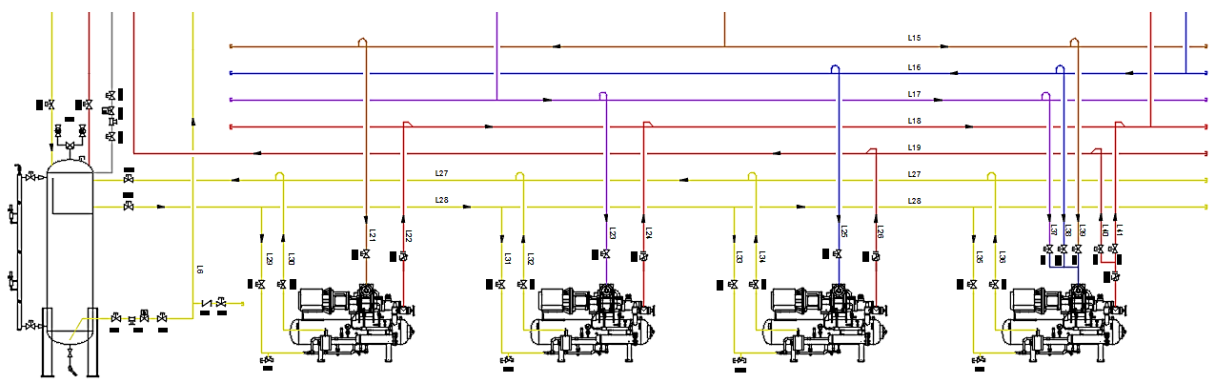


Figura 7.26. Representación de los compresores RXF 15, RWF 134 y RWF 177 respectivamente

Fuente: Elaboración propia, Autodesk AutoCAD 2015

7.6.2.2. Sistema de enfriamiento del aceite

El aceite en los compresores cumple una función trascendental, es cual es lubricar las partes móviles con el fin de reducir la fricción y el desgaste por el contacto entre superficies, a la vez que remueve el calor producido por el trabajo del compresor, con lo cual se aumenta la vida útil del equipo en comparación con aquel que no es lubricado. A como el aceite absorbe el calor producto del trabajo de compresión, también es necesario remover el calor que éste absorbe a través de un mecanismo de enfriamiento del lubricante. Según el manual de ASHRAE (2010), en el tomo de Refrigeración, capítulo 2, el lubricante en los compresores de tornillo puede enfriarse de las siguientes maneras:

- a. Inyección de líquido refrigerante.
- b. Enfriamiento indirecto con glicol o agua en un intercambiador de calor.
- c. Enfriamiento indirecto con refrigerante a alta presión por termosifón.

De los tres métodos de enfriamiento, el más común en la industria es por termosifón. En este, el líquido refrigerante a alta presión a las condiciones de condensación enfría el lubricante en un intercambiador tubular de calor. Este método resulta ser el mejor ya que expulsa la carga de refrigeración del aceite al condensador o sistema auxiliar de enfriamiento, por lo que dicha carga no se transfiere al compresor de alta presión, lo cual mejora la eficiencia del sistema. Caso similar ocurre con el enfriamiento indirecto con glicol, en donde se expulsa la carga de enfriamiento del aceite a un condensador evaporativo o torre de enfriamiento, sin embargo, según el boletín informativo de FRICK 070.900-E, se tiene el riesgo de contaminación del aceite, algo que no sucede con el método de termosifón. En lo que respecta al enfriamiento por inyección de líquido, este método usualmente disminuye la eficiencia y capacidad del compresor. Entre estas y otras razones, se opta por emplear el método de enfriamiento del lubricante por termosifón, ya que resulta ser un proceso con las mejores prestaciones para el sistema en general. Y para ello, se requiere de un tanque termosifón el cual es alimentado con refrigerante líquido proveniente del receptor de líquido. Sin embargo, existen receptores de líquido que

incorporan el sistema termosifón en un único paquete, por lo que este aspecto será considerado en la sección correspondiente al receptor de líquido.

7.6.2.3. Sistema de condensación

Posterior a la compresión del vapor refrigerante es necesario retirarle el calor sensible y latente que éste contiene, y para ello se emplean superficies de transferencia de calor conocidos como condensadores. A través de estos, el vapor refrigerante a alta presión cede el calor hacia el medio condensante, de tal forma que primero es enfriado hasta su condición de saturación y luego condensado hasta su estado de fase líquida, para así alimentar a las diferentes unidades evaporadoras. Dicho medio condensante puede ser aire, agua o una combinación de ambos elementos.

Según Dossat (1986) los condensadores generalmente son de tres tipos: (1) enfriados con aire, (2) enfriados con agua y (3) evaporativos. Dicho autor los define de la siguiente manera:

- a. Condensadores enfriados por aire: básicamente utilizan el aire como medio condensante del refrigerante, de tal forma que la temperatura del aire aumenta como consecuencia de la transferencia de calor. La circulación del aire puede ser por convección natural o forzada a través de un ventilador. Uno de los inconvenientes de la convección natural es que el flujo de aire es muy bajo, por lo que se requiere de una superficie condensante grande, limitando pues su uso para sistemas pequeños de refrigeración. Para mejorar el rendimiento de este condensador, se instalan ventiladores que permitan aumentar la tasa de transferencia de calor hacia el medio.
- b. Condensadores enfriados por agua: utilizan el agua para condensar el vapor de refrigerante, en donde la temperatura del agua aumenta a raíz de la interacción térmica. Estos pueden ser de tres tipos: (1) de doble tubo, (2) de casco y serpentín y (3) acorazados. Es deseable tener a los fluidos en contraflujo, sea cual sea el tipo de intercambiador de calor, esto porque la

diferencia de temperatura media entre fluidos es mayor, lo cual resulta en una mayor transferencia de calor.

- c. Condensadores evaporativos: estos utilizan tanto el aire como el agua para absorber el calor del vapor de refrigerante. En estos equipos, la condensación del refrigerante se efectúa principalmente por la evaporación del agua en el condensador, a pesar de que se da un aumento en la temperatura del aire, sin embargo, el uso de este radica en maximizar la razón de transferencia de calor, al estar evacuando el vapor de agua. Según el manual de ASHRAE (2016), en el tomo de Sistemas y Equipos de HVAC, capítulo 39, este tipo de condensadores requiere menos superficie de transferencia de calor y flujo de aire para rechazar el mismo calor comparado con uno enfriado por aire, de igual forma, que se pueden lograr mayores eficiencias operativas si trabaja a temperaturas de condensación más bajas. A su vez, reducen el bombeo de agua que se requiere para el proceso.

De acuerdo a lo que establece la teoría en cuanto a eficiencia, funcionalidad y tamaño del equipo, se opta por emplear condensadores evaporativos para este proyecto, de tal manera que las condiciones de dimensionamiento y selección del mismo se entornan a este tipo de condensador, ya que existen variables que difieren entre un tipo y otro.

El condensador debe ser capaz de rechazar el calor contenido en el vapor de refrigerante hacia el ambiente, adquirido a través del proceso termodinámico comprendido entre las etapas de evaporación y compresión. Dicho calor de rechazo está en función del sistema de compresión seleccionado, es decir, el cálculo del mismo puede diferir de entre un sistema de etapa simple a uno de etapa doble. En el caso de un sistema de etapa simple de compresión, el calor de rechazo total está mediado por todos los compresores que conforman el sistema, en tanto que en un sistema de doble etapa, el calor de rechazo está determinado principalmente por los compresores de alta presión, esto porque en un principio, la selección de estos compresores depende de si son capaces de manejar las cargas a media temperatura

más el calor rechazado por los compresores de baja presión, por lo que el calor de rechazo de los compresores de alta incorporan la carga de los demás compresores. Es por ello, que según los datos de la tabla 7.65, el calor que debe rechazar el condensador es de 1 531,0 kW. No obstante, en este tipo de condensadores, el calor de rechazo está limitado por la temperatura de condensación y la temperatura de bulbo húmedo del ambiente, que para este proyecto son de 35 °C y 27 °C respectivamente; este último ya que incide sobre el funcionamiento evaporativo del condensador.

Con base en los datos anteriores, se selecciona el evaporador condensativo que se requiere para el sistema de refrigeración en cuestión, empleando para ello el software de selección Coolware.

Tabla 7.66. Selección del condensador evaporativo

Fabricante	Frick
Modelo	XLP2-1018-648
Capacidad	1 546,3 kW

Fuente: Elaboración propia

En la siguiente figura se muestra la conexión unifilar del condensador evaporativo de acuerdo a su diseño constructivo.

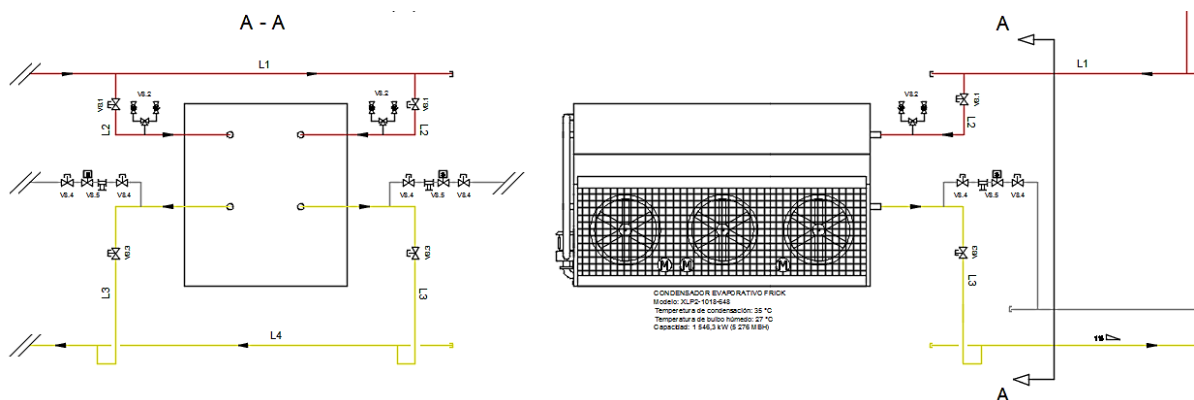


Figura 7.27. Representación en unifilar del condensador evaporativo

Fuente: Elaboración propia, Autodesk AutoCAD 2015

7.6.2.4. Sistema de recirculación

Como parte de un sistema de doble etapa de compresión, la instalación de un recipiente entre las etapas de alta y baja presión resulta conveniente para el funcionamiento del sistema de refrigeración. Este recipiente, denominado como enfriador intermedio, cumple diversas funciones, entre ellas se puede mencionar: (1) enfriar el gas de descarga del compresor “booster”, lo cual reduce el sobrecalentamiento del compresor de la etapa de alta presión, (2) sub-enfriar el refrigerante líquido utilizado para alimentar las cargas en la etapa de baja presión y (3) ser un acumulador de succión para aquellos evaporadores que operan a temperaturas intermedias; esto según las características constructivas del recipiente.

Para este proyecto, dado que se tiene un sistema de doble etapa de compresión, se opta por emplear un enfriador intermedio. Este recipiente opera a $-8\text{ }^{\circ}\text{C}$, que es la temperatura a la cual se maneja la presión intermedia del sistema de compresores, lo cual le permite también ser el acumulador de succión de las cargas intermedias, es decir, alimentar las unidades que operan a una temperatura de evaporación de $-8\text{ }^{\circ}\text{C}$ (excluyendo el chiller de glicol). A su vez, se encarga de sub-enfriar el refrigerante líquido a alta presión que alimenta a los tanques inundados de las cargas a $-28\text{ }^{\circ}\text{C}$ y de alimentar a un segundo acumulador de succión, el cual opera a una temperatura de $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$. Ante tal situación, este enfriador, al cual se le llamará recirculadora de media temperatura, incorpora un serpentín a lo interno del mismo con el fin de sub-enfriar el líquido de las cargas de $-28\text{ }^{\circ}\text{C}$, y además de un sistema de bombeo para alimentar a los respectivos evaporadores.

Y como se había mencionado, se utiliza un segundo acumulador de succión, el cual se encarga de alimentar las unidades que operan a una temperatura de evaporación de $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$, esto como parte del planteamiento de la alimentación de refrigerante de tipo recirculado, y al cual se le llamará recirculadora de baja temperatura. A diferencia del anterior, éste no posee serpentín en el interior, pero sí un sistema de bombeo.

Según el manual de ASHRAE (2010), en el tomo de Refrigeración, capítulo 2, al dimensionar este tipo de equipos hay que considerar: (1) la capacidad de los compresores en la etapa de baja presión y el des-re calentamiento del vapor, (2) la carga asociada al sub-enfriamiento y (3) toda la carga adicional que éste alimente. A su vez, al tratarse de equipos que emplean sistemas de bombeo, se tiene la necesidad de verificar que cumpla con las condiciones de caudal y presión requerida por el sistema. Según dicho capítulo, por lo general, la bomba de amoníaco líquido está dimensionada por el caudal necesario con un diferencial de presión de 170 kPa, lo cual es lo adecuado para la mayoría de las instalaciones de una sola planta; claro está que si existe una elevación estática de la descarga de la bomba, pues el diferencial de presión aumenta. Por su parte, en el capítulo 4 de dicho tomo, sugiere que para evitar la cavitación, en general, la presión mínima de la bomba deberá ser por lo menos igual al doble de la presión neta de succión disponible, conocido como NPSH, el cual es un dato que depende del fabricante, tanto de la bomba como del tanque recirculador. Es por ello, que se cuantifica tanto el caudal como la caída de presión que se genera en las tuberías de líquido bombeado, y para ello se utiliza la tabla sobre caídas de presión en tuberías de acero que brinda IIAR (ver anexo 9), así como muchos de los criterios que se aplicaron para la selección de la bomba centrífuga para el sistema de refrigeración con propilenglicol.

Tabla 7.67. Caída de presión en tuberías de amoníaco líquido

Tramo	Longitud equivalente (m)	Función	Flujo másico (kg/h)	Pérdida por fricción (kPa/100m)	Caída de presión (kPa)
A02	130,9	Líquido bombeado -8°C	4 450	49,77	65,15
A04	28,2	Líquido bombeado -8°C	1 038	113,11	31,90
A06	3,0	Líquido bombeado -8°C	3 412	67,86	2,04
A08	75,2	Líquido bombeado -8°C	730	54,29	40,83
A10	7,0	Líquido bombeado -8°C	2 682	42,98	3,01
A12	24,2	Líquido bombeado -8°C	1 038	113,11	27,37

Fuente: Elaboración propia

Tabla 7.68. Continuación de la tabla 7.67

Tramo	Longitud equivalente (m)	Función	Flujo másico (kg/h)	Pérdida por fricción (kPa/100m)	Caída de presión (kPa)
A14	15,4	Líquido bombeado -8°C	1 644	76,91	11,84
A16	24,2	Líquido bombeado -8°C	1 038	113,11	27,37
A18	104,4	Líquido bombeado -8°C	606	40,72	42,51
A26	239,4	Líquido bombeado -40°C	2 313	31,67	75,82
A28	92,2	Líquido bombeado -40°C	2 067	24,88	22,94
A30	12,6	Líquido bombeado -40°C	1 378	50,90	6,41
A32	12,6	Líquido bombeado -40°C	689	47,51	5,99
E1	10,0	Líquido bombeado -8°C	346	63,34	6,33
E2	10,0	Líquido bombeado -8°C	346	63,34	6,33
E3	10,0	Líquido bombeado -8°C	346	63,34	6,33
E5	10,0	Líquido bombeado -8°C	365	67,86	6,79
E6	10,0	Líquido bombeado -8°C	305	49,77	4,98
E7	10,0	Líquido bombeado -8°C	301	49,77	4,98
E8	10,0	Líquido bombeado -40°C	246	33,93	3,39
E10	10,0	Líquido bombeado -40°C	689	49,77	4,98
E11	10,0	Líquido bombeado -40°C	689	49,77	4,98
E12	10,0	Líquido bombeado -40°C	689	49,77	4,98

Fuente: Elaboración propia

Para el circuito de amoniaco a -8 °C, se tienen dos posibles rutas críticas: (1) grupo de tuberías A2-A6-A10-A14-A18-E7, (2) grupo de tuberías A2-A6-A8-E5. Por su parte, en el circuito de amoniaco a -40 °C la ruta crítica se compone por las tuberías A26-A28-A30-A32-E12. En la tabla 7.69 se cuantifica la caída de presión para cada una de las rutas crítica.

Tabla 7.69. Rutas críticas para el sistema de bombeo de amoniaco

Temperatura amoniaco (°C)	Ruta crítica	Caída de presión en tuberías (kPa)	Presión por elevación (kPa)	Caída de presión equipos (kPa)	Caída de presión total (kPa)
-8 °C	A2-A6-A10-A14-A18-E7	129,55	68,95	41,4	239,90
	A2-A6-A8-E5	114,80	68,95	41,4	225,15
-40 °C	A26-A28-A30-A32-E12	116,11	68,95	41,4	226,46

Fuente: Elaboración propia

La caída de presión en las tuberías de retorno se desprecia, debido al gran tamaño de las tuberías y el bajo caudal que en éstos circula. A su vez que, como la succión de la bomba es positiva, la carga a elevar por ésta resulta ser menor a lo calculado en la tabla anterior.

En resumen, de acuerdo con los cálculos anteriores, se necesita una bomba que opere con un flujo másico de 4 450 kg/h y un cabezal de presión mínima de 239,90 kPa para el circuito de amoniaco a -8 °C, en tanto que para el circuito a -40 °C, se requiere una bomba que trabaje con un flujo másico de 2 313 kg/h y un cabezal de presión mínima de 226,46 kPa.

En lo que respecta al tanque de amoniaco para las recirculadoras, las capacidades que éstas deben tener son:

- a. Recirculadora de media temperatura: ésta debe manejar las cargas de amoniaco a -8 °C, que corresponden a 398,5 kW (113,32 TR), exceptuando la carga asociada al “chiller”. Además, debe de contemplarse la carga asociada a los compresores de baja presión, que suman 269,2 kW (76,6 TR). En total, la capacidad mínima requerida por esta recirculadora es de 667,7 kW (189,92 TR).
- b. Recirculadora de baja temperatura: ésta únicamente debe dimensionarse para alimentar las cargas a -40 °C, que corresponden a 222,7 kW (63,32 TR).

Teniendo en cuenta las necesidades tanto de capacidad térmica de la recirculadora como de bombeo, se seleccionan los paquetes de recirculación que se requieren para el sistema de refrigeración, empleando para ello el software de selección Coolware. Dichos modelos se detallan en la Tabla 7.70.

Tabla 7.70. Selección de recirculadoras

Recirculadora	Fabricante	Modelo	Capacidad (kW)	Bomba	
				Flujo (kg/h)	Presión (kPa)
-8 °C	Frick	VRP 42-143	1 412	4 671	372
-40 °C	Frick	VRP 42-143	833	2 411	349

Fuente: Elaboración propia

De acuerdo a la información anterior se resalta que, a pesar de sobrepasar por mucho la capacidad térmica requerida, las características de bombeo son las necesarias para hacer recircular el amoniaco a través de los evaporadores.

En la siguientes figuras se muestran las conexiones unifilares de ambas recirculadoras, según la función requerida por estos.

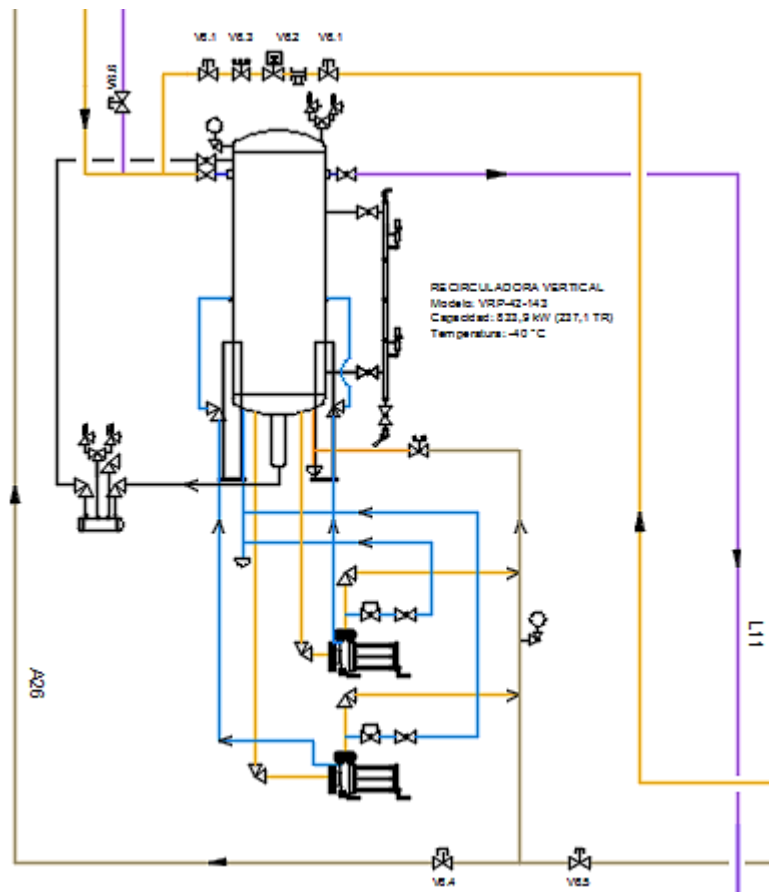


Figura 7.28. Representación en unifilar de la recirculadora de baja temperatura

Fuente: Elaboración propia, Autodesk AutoCAD 2015

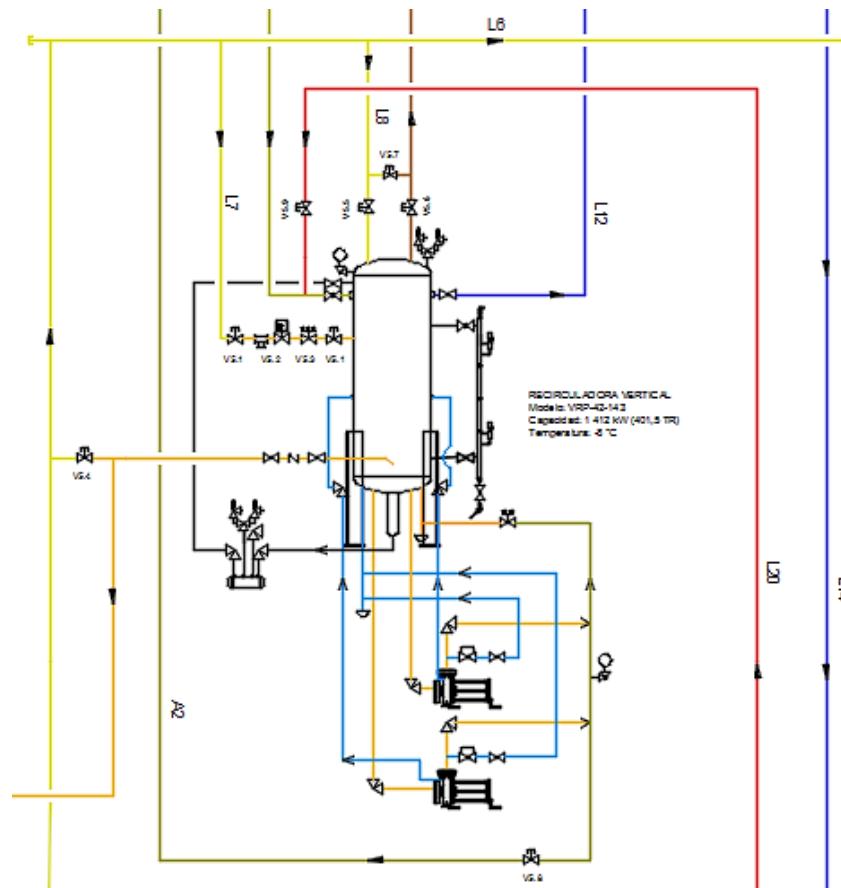


Figura 7.29. Representación en unifilar de la recirculadora de media temperatura

Fuente: Elaboración propia, Autodesk AutoCAD 2015

7.6.2.5. Dimensionamiento de las tuberías

La selección del tamaño de las tuberías se basa en los mismos criterios aplicados para el dimensionamiento de las mismas en la red de distribución de amoníaco. Dentro de las principales tuberías que se tienen en el circuito de casa de máquinas, según cada equipo, están:

- a. Condensador evaporativo: dos líneas de entrada de vapor refrigerante a alta presión en la parte superior, y dos líneas de salida de refrigerante líquido a alta presión en la parte inferior del equipo.

- b. Recibidor de líquido: una línea de entrada de refrigerante líquido a alta presión proveniente del condensador, una línea de ecualización que iguala la presión entre el recibidor y el condensador, una línea de salida de refrigerante líquido a alta presión que alimenta tanto a la recirculadora de media temperatura como al chiller, y las líneas de entrada y salida del enfriamiento del lubricante por termosifón.
- c. Recirculadora de media temperatura: una línea de entrada de refrigerante líquido a alta presión, una línea de succión húmeda proveniente de los evaporadores, las líneas correspondientes al sub-enfriamiento del refrigerante para los tanques inundados, una línea de alimentación de la recirculadora de baja temperatura, una línea para la descarga de los compresores de baja presión, una línea de succión seca hacia el compresor de alta presión y una línea de líquido bombeado que alimenta a los evaporadores.
- d. Recirculadora de baja temperatura: una línea de entrada de refrigerante líquido, una línea de succión húmeda proveniente de los respectivos evaporadores, una línea de líquido bombeado y una línea de succión seca hacia el compresor de $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$.
- e. Chiller: una línea de entrada de refrigerante líquido a alta presión, una línea de succión seca hacia el compresor de alta presión, y las líneas correspondientes al suministro y retorno del propilenglicol de las manejadoras de aire.
- f. Compresores: cada compresor posee una línea de succión seca y de descarga, además de las líneas para el enfriamiento del lubricante. No obstante, en el caso del compresor “swing” o de respaldo, éste posee tres líneas de succión y dos de descarga, por lo que mediante un juego de válvulas o modulación de la carga, este compresor se ajusta para que opere como cualquiera de los restantes compresores.

En la Figura 7.30 se traduce lo que se detalló con anterioridad sobre las líneas de refrigerante en un diagrama unifilar de la distribución de las tuberías en casa de máquinas.

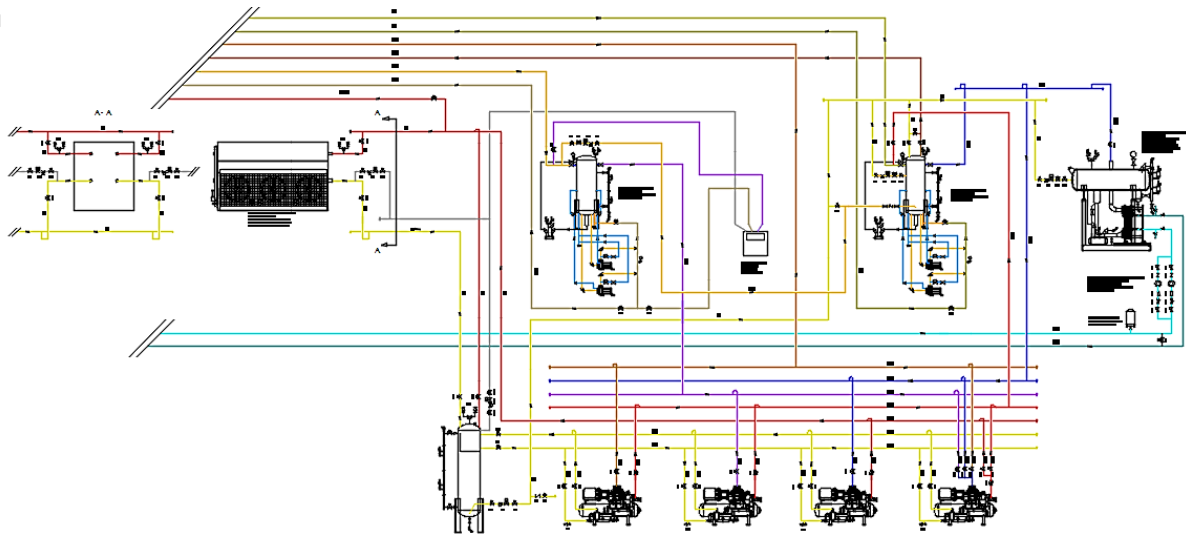


Figura 7.30. Unifilar de las tuberías en casa de máquinas

Fuente: Elaboración propia, Autodesk AutoCAD 2015

Para dimensionar las tuberías se considera tanto la carga térmica nominal que circula a través de éstas, como las temperaturas de operación y la función que cumplen. Para ello, se vuelve a consultar las tablas de IIAR (ver anexo 4 hasta anexo 8), y cuyos resultados se muestran en la siguiente tabla.

Tabla 7.71. Dimensionamiento de las tuberías de amoniaco en casa de máquinas

Tramo	Longitud (m)	Función	Capacidad (kW)	Diámetro (mm)	SCH
A1	65,45	Succión húmeda -8°C	398,50	125	40
A2	65,45	Líquido bombeado -8°C		40	80
A19	65,20	Succión seca -28°C	46,49	50	40
A20	65,20	Líquido alta presión		15	80
A25	119,70	Succión húmeda -40°C	222,67	125	40
A26	119,70	Líquido bombeado -40°C		32	80
HG01	56,00	Descongelamiento	222,56	50	40
G01	75,00	Suministro glicol	440,29	150	40

Fuente: Elaboración propia

Tabla 7.72. Continuación de la tabla 7.71

Tramo	Longitud (m)	Función	Capacidad (kW)	Diámetro (mm)	SCH
L1	33,00	Vapor alta presión	1 107,95	125	40
L2	6,49	Entrada condensador	553,98	100	40
L3	8,25	Salida condensador	553,98	50	40
L4	25,30	Alimentación del recibidor	1 107,95	65	40
L5	11,11	Ecuilización	1 107,95	50	40
L6	18,04	Salida recibidor de líquido	1 107,95	50	40
L7	4,18	Alimentación recirculadora -8°C	621,17	40	80
L8	2,31	Líquido alta presión	46,49	15	80
L9	4,07	Alimentación chiller	440,29	32	80
L10	12,76	Alimentación recirculadora -40°C	222,67	20	80
L11	3,30	Succión seca recirculadora -40°C	222,67	125	40
L12	3,30	Succión seca recirculadora -8°C	667,66	125	40
L13	3,52	Succión seca chiller	440,29	100	40
L14	5,28	Succión seca -8°C	1 107,95	150	40
L15	14,30	Manifold succión -28°C	46,49	50	40
L16	14,30	Manifold succión -8°C	1 107,95	150	40
L17	14,30	Manifold succión -40°C	222,67	125	40
L18	14,30	Manifold descarga compresor de baja	269,16	100	40
L19	15,40	Manifold descarga compresor de media	1 107,95	125	40
L20	8,14	Descarga booster a recirculadora de media	269,16	100	40
L21	7,15	Succión compresor -28°C	46,49	50	40
L22	6,05	Descarga compresor -28°C	46,49	40	80
L23	7,15	Succión compresor -40°C	222,67	125	40
L24	6,05	Descarga compresor -40°C	222,67	100	40
L25	7,15	Succión compresor -8°C	1 107,95	150	40
L26	6,05	Descarga compresor -8°C	1 107,95	125	40
L27	19,80	Retorno enfriamiento por termosifón	159,72	50	40
L28	19,80	Alimentación enfriamiento por termosifón	159,72	65	40

Fuente: Elaboración propia

Tabla 7.73. Continuación de la tabla 7.71

Tramo	Longitud (m)	Función	Capacidad (kW)	Diámetro (mm)	SCH
L29	6,60	Entrada termosifón compresor -28°C	2,64	32	40
L30	8,36	Salida termosifón compresor -28°C	2,64	32	40
L31	6,60	Entrada termosifón compresor -40°C	25,20	32	40
L32	8,36	Salida termosifón compresor -40°C	25,20	32	40
L33	6,60	Entrada termosifón compresor -8°C	131,88	50	40
L34	8,36	Salida termosifón compresor -8°C	131,88	65	40
L35	6,60	Entrada termosifón compresor swing	131,88	50	40
L36	8,36	Salida termosifón compresor swing	131,88	65	40
L37	7,15	Succión -40 °C compresor swing	222,67	125	40
L38	7,15	Succión -8 °C compresor swing	1 107,95	150	40
L39	7,15	Succión -28 °C compresor swing	46,49	50	40
L40	6,05	Descarga -8 °C compresor swing	1 107,95	125	40
L41	6,05	Descarga -40 °C ó -28 °C compresor swing	222,67	100	40

Fuente: Elaboración propia

En la siguiente figura se ejemplifica cómo es que se obtiene el tamaño de la tubería para la descarga del compresor de alta presión, para la cual se maneja una carga térmica de 1 107,95 kW (315 TR).

Tables 1-2A to 1-5A
Suction and Discharge Line Capacity (tons)

Service	Temp. (°F)	Press. psig or (in. Hg)	Pipe Size (NPS)																
			Pipe Schedule																
			1 80	1¼ 80	1½ 80	2 40	2½ 40	3 40	4 40	5 40	6 40	8 40	10 40	12 Std.	14 Std.	16 Std.	18 Std.	20 Std.	24 Std.
Table 1-2A Suction Line Low Stage	-10	9.0	4.8	8.9	12.5	24.6	35.8	56.8	101	162	239	436	687	1000	1240	1660	2160	2700	4010
	-20	3.5	4.0	7.4	10.4	20.6	30.0	47.5	84.3	136	200	365	575	840	1030	1390	1810	2260	3360
	-30	(1.7")	3.3	6.1	8.6	17.1	24.8	39.4	69.9	113	166	302	477	696	857	1150	1500	1870	2780
	-40	(8.8")	2.7	5.0	7.1	14.0	20.4	32.3	57.4	92.4	136	248	391	572	704	945	1230	1540	2290
	-50	(14.4")	2.2	4.2	5.8	11.5	16.8	26.6	47.3	76.2	112	204	323	471	580	779	1010	1270	1880
	-60	(18.7")	1.8	3.3	4.7	9.3	13.5	21.4	38.0	61.2	90.2	164	259	379	466	626	815	1020	1510
Table 1-3A Discharge Low Stage	150	33.4	4.7	8.8	12.3	24.4	35.5	56.2	99.8	161	237	432	681	994	1220	1640	2140	2680	3980
Table 1-4A Suction Line High Stage	40	58.4	9.0	16.6	23.3	46.0	67.1	106	189	304	447	815	1290	1880	2310	3100	4040	5060	7510
	30	44.9	7.8	14.4	20.2	40.0	58.2	92.2	164	264	389	708	1120	1630	2010	2700	3510	4390	6520
	20	33.4	6.7	12.3	17.3	34.3	49.9	79.0	140	226	333	607	957	1400	1720	2310	3010	3760	5590
	10	23.7	5.7	10.6	14.9	29.4	42.8	67.7	120	194	285	520	820	1200	1470	1980	2580	3230	4790
	0	15.6	4.9	9.0	12.6	25.0	36.4	57.6	102	165	243	442	697	1020	1250	1680	2190	2740	4070
Table 1-5A Discharge High Stage	175	181	10.7	19.8	27.8	54.8	79.9	127	225	362	533	971	1530	2240	2750	3700	4810	6030	8950

Figura 7.31. Ejemplo de cómo se dimensiona la tubería de descarga del compresor de alta presión

Fuente: Elaboración propia mediante las tablas de tuberías de IIR

Para la carga requerida, lo recomendable es que la tubería de descarga del compresor de alta presión sea de 125 mm (5 in), tal y como se evidenció en la figura anterior.

7.6.2.6. Selección del recipiente de líquido

El recipiente de líquido o recipiente de alta presión, es un tanque empleado para el almacenamiento del refrigerante requerido en el sistema, así como de absorber las variaciones de volumen del refrigerante. Dicho recipiente puede ser horizontal o vertical. Para este caso, se prefiere hacer uso de disposición vertical, esto por dos aspectos: (1) razones espaciales y (2) aprovechamiento de la función adicional que tienen algunos de estos recipientes para ser además un tanque termosifón para el sistema de enfriamiento del lubricante de los compresores. Un aspecto importante en cuanto a las conexiones de este recipiente es el uso de una línea de equalización de

presiones entre éste y el condensador, ya que según IIAR, si la presión del recibidor es mayor que la presión de salida de condensador, entonces el refrigerante líquido no puede salir de éste último.

Según ASHRAE y Grondzik (2007), el recibidor de líquido debería dimensionarse para almacenar toda la carga de refrigerante líquido contenido en las tuberías y equipos del sistema, permitiendo un 20% para la expansión del refrigerante. En otras palabras, la capacidad de almacenamiento del tanque corresponde a un 120% del volumen total del refrigerante requerido, y su nivel de carga no debe ser mayor al 80% de su capacidad. Ante tal situación, es necesario estimar la carga de amoniaco en las líneas donde se tenga refrigerante en estado líquido, así como de los equipos del sistema; para ello se considera la densidad del amoniaco según la temperatura de trabajo, así como de las especificaciones de los fabricantes de los equipos en cuestión.

Tabla 7.74. Cálculo de carga de refrigerante en tuberías principales y de casa de máquinas

Tramo	Longitud (m)	Función	Diámetro (mm)	Volumen (m3)	Carga (kg)
A02	65,45	Líquido bombeado -8°C	40	0,082	53,41
A04	14,10	Líquido bombeado -8°C	20	0,004	2,88
A06	1,50	Líquido bombeado -8°C	32	0,001	0,78
A08	37,60	Líquido bombeado -8°C	20	0,012	7,67
A10	3,50	Líquido bombeado -8°C	32	0,003	1,83
A12	12,10	Líquido bombeado -8°C	20	0,004	2,47
A14	7,70	Líquido bombeado -8°C	25	0,004	2,45
A16	12,10	Líquido bombeado -8°C	20	0,004	2,47
A18	52,20	Líquido bombeado -8°C	20	0,016	10,65
A20	65,20	Líquido a alta presión	15	0,012	6,77
A22	32,80	Líquido a alta presión	15	0,006	3,40
A24	68,10	Líquido a alta presión	15	0,012	7,07
A26	119,70	Líquido bombeado -40°C	32	0,096	66,44

Fuente: Elaboración propia

Tabla 7.75. Continuación de la tabla 7.74

Tramo	Longitud (m)	Función	Diámetro (mm)	Volumen (m3)	Carga (kg)
A28	46,10	Líquido bombeado -40°C	32	0,037	25,59
A30	6,30	Líquido bombeado -40°C	25	0,003	2,13
A32	6,30	Líquido bombeado -40°C	20	0,002	1,37
L3	8,25	Salida condensador	50	0,016	9,52
L4	25,30	Alimentación del recibidor	65	0,084	49,31
L6	18,04	Salida recibidor de líquido	50	0,035	20,81
L7	4,18	Alimentación recirculadora -8°C	40	0,005	3,09
L8	2,31	Líquido alta presión	15	0,000	0,24
L9	4,07	Alimentación chiller	32	0,003	1,92
L10	12,76	Alimentación recirculadora -40°C	20	0,004	2,60
L28	19,80	Alimentación líquido termosifón	65	0,066	38,59
L29	6,60	Entrada termosifón compresor -28°C	32	0,005	3,12
L31	6,60	Entrada termosifón compresor -40°C	32	0,005	3,12
L33	6,60	Entrada termosifón compresor -8°C	50	0,013	7,61
L35	6,60	Entrada termosifón compresor swing	50	0,013	7,61

Fuente: Elaboración propia

Tabla 7.76. Cálculo de carga refrigerante en evaporadores y sus tuberías

Equipo	Longitud (m)	Función	Diámetro (mm)	Volumen (m3)	Carga unitaria (kg)	Carga total (kg)
E1	5,00	Líquido bombeado -8°C	15	0,001	0,57	1,72
		Volumen interno del equipo		0,044	28,70	86,11
E2	5,00	Líquido bombeado -8°C	15	0,001	0,57	1,72
		Volumen interno del equipo		0,044	28,70	86,11
E3	5,00	Líquido bombeado -8°C	15	0,001	0,57	1,72
		Volumen interno del equipo		0,044	28,70	86,11

Fuente: Elaboración propia

Tabla 7.77. Continuación de la tabla 7.76

Equipo	Longitud (m)	Función	Diámetro (mm)	Volumen (m3)	Carga unitaria (kg)	Carga total (kg)
E4	3,00	Líquido tanque inundado	15	0,001	0,31	0,62
	5,00	Canal de líquido evaporador	40	0,006	4,24	8,49
		Volumen interno del equipo		0,030	20,19	40,38
E5	5,00	Líquido bombeado -8°C	15	0,001	0,57	1,15
		Volumen interno del equipo		0,039	25,39	50,78
E6	5,00	Líquido bombeado -8°C	15	0,001	0,57	0,57
		Volumen interno del equipo		0,031	20,20	20,20
E7	5,00	Líquido bombeado -8°C	15	0,001	0,57	0,57
		Volumen interno del equipo		0,03	19,68	19,68
E8	5,00	Líquido bombeado -40°C	15	0,001	0,61	0,61
		Volumen interno del equipo		0,031	21,33	21,33
E9	3,00	Líquido tanque inundado	15	0,001	0,31	0,62
	5,00	Canal de líquido evaporador	32	0,004	2,72	5,43
		Volumen interno del equipo		0,009	5,74	11,48
E10	5,00	Líquido bombeado -40°C	20	0,002	1,08	1,08
		Volumen interno del equipo		0,08	56,60	56,60
E11	5,00	Líquido bombeado -40°C	20	0,002	1,08	1,08
		Volumen interno del equipo		0,08	55,22	55,22
E12	5,00	Líquido bombeado -40°C	20	0,002	1,08	1,08
		Volumen interno del equipo		0,08	55,22	55,22

Fuente: Elaboración propia

Tabla 7.78. Carga de refrigerante de los equipos en casa de máquinas

Equipo	Carga (kg)
Condensador evaporativo	415,00
Tanques de recirculación	416,40
Tanques inundados	56,25
Chiller	53,60

Fuente: Elaboración propia

Ahora, para determinar el volumen total de refrigerante hay que hacer una serie de consideraciones, entre ellas están: (1) se asume que las líneas de líquido están completamente inundadas y (2) en lo que respecta a las líneas de succión húmeda no se puede asumir que toda la línea está inundada, ya que parte de ésta posee también vapor, lo cual depende directamente de la tasa de recirculación establecida, que en este caso es de 4 a 1, es decir, en dichas líneas se tiene tres tantos de líquido y uno de vapor. Es por ello, que se asume que el total de líquido que circula en dichas líneas corresponde a $\frac{3}{4}$ del total de líquido que circula en las líneas de líquido bombeado hacia los evaporadores con alimentación recirculada. Bajo dichas consideraciones, se estima que la carga total del sistema es de 2 448,48 kg, lo cual equivale a un volumen de $4,17 \text{ m}^3$ a la presión de condensación. Si se considera el 20% sugerido por ASHRAE para la expansión del refrigerante, se tiene que la capacidad del tanque receptor de líquido debe ser de 5 m^3 .

Con base en dicho dato, se selecciona el tanque receptor que se requiere para el sistema de refrigeración, empleando para ello el software de selección Coolware. Dicha selección, así como las prestaciones del equipo, se detalla en la siguiente tabla.

Tabla 7.79. Selección del tanque receptor de líquido

Fabricante	Frick
Modelo	VHPTSR 54-149
Volumen	5,05 m ³
Carga térmica máxima	1 533,93 kW

Fuente: Elaboración propia

En la siguiente figura se muestra la conexión unifilares del tanque en cuestión, de acuerdo a las funciones requeridas.

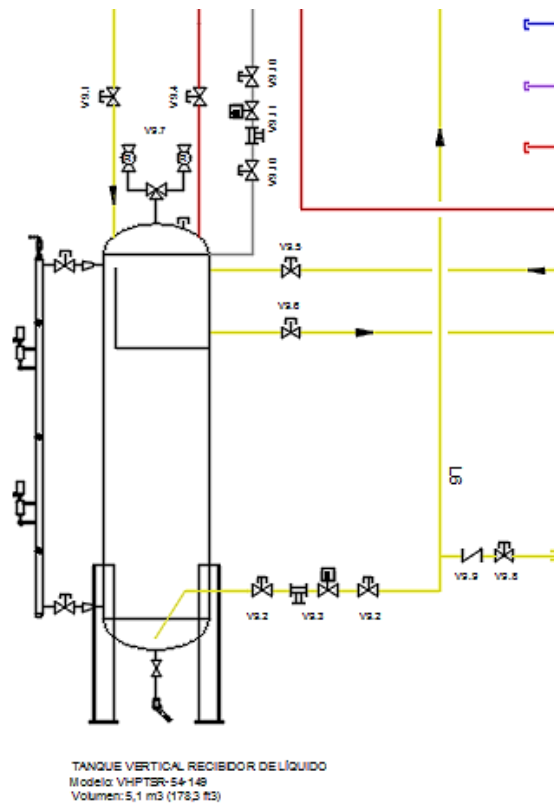


Figura 7.32. Representación en unifilar del receptor de líquido

Fuente: Elaboración propia, Autodesk AutoCAD 2015

7.6.2.7. Sistema de purga de aire

La infiltración de gases no condensables, como el aire, al sistema de refrigeración resulta posible a pesar de ser un circuito cerrado, y con mayor razón si la presión de aspiración en algún punto del sistema es inferior a la presión atmosférica, además de errores de vaciado. El problema de tener gases no condensables en el sistema es que se reduce el rendimiento frigorífico del mismo, además de que contribuye a tener presiones de condensación y temperaturas de descarga más altas de lo normal, lo cual puede desencadenar en un paro del sistema. Por ello, la instalación de un sistema que permita extraer esos gases no condensables es idónea. Estos sistemas, bien conocidos como purgadores de aire, se canalizan para llevar los gases no condensables desde el recipiente y el condensador hasta estas unidades, en donde son separados el amoníaco del aire, para que posteriormente éste último sea evacuado y el refrigerante sea succionado para reintegrarse al sistema.

Uno de los fabricantes de purgadores de aire es la marca Hansen, y según esta compañía, para instalar estos equipos se requieren de tres líneas: (1) una línea de 15 mm de diámetro, que conecte al recibidor y la salida del condensador con el purgador, (2) una tubería de 20 mm de diámetro para la aspiración del gas del purgador, conectado a un separador de succión y (3) una línea de líquido de 15 mm de diámetro, el cual se puede tomar en un lugar que esté libre de aceite. Es por ello que se escoge el modelo APM-4 de Hansen, el cual es ideal para sistemas de 703 kW (299 TR) o más.

7.6.2.8. Accesorios

El correcto funcionamiento del sistema como un todo está asociado, entre muchas cosas, a una correcta selección y operación de las válvulas y accesorios. Por ello, al igual que en los casos anteriores, la selección de las válvulas depende del CV requerido según las condiciones de flujo y presión que se tiene en la tubería en que será instalada.

A través del mismo software de selección de válvulas de Parker se determina el tamaño de las válvulas de control de flujo según el CV requerido para la aplicación, en tanto que las demás válvulas se dimensionan de acuerdo al perfil de la tubería, a excepción de las válvulas de alivio, las cuales se determinan de acuerdo a la capacidad de descarga de aire a la atmósfera, dado el tamaño del recipiente presurizado y la presión de seteo del mismo.

Cada equipo cuenta con su juego de válvulas y accesorios, quienes realizan una función en específico. Éstas se resumen a continuación:

- a. Condensador evaporativo: se instalan válvulas de cierre tipo globo, tanto en la entrada de vapor de refrigerante como en la salida de líquido condensado ante futuras situaciones de servicio para el equipo, así como válvulas de alivio con la finalidad de evitar un incremento en la presión del condensador cuando las válvulas de cierre son, básicamente cerradas. Finalmente, se tiene el juego de válvulas requerido para el control de la purga de aire a la salida del condensador.
- b. Recibidor de líquido: las líneas de entrada de refrigerante líquido, de equalización y del circuito de enfriamiento del lubricante son mediados por válvulas de cierre tipo globo, en tanto que la línea de salida de refrigerante es mediado por un juego de válvulas compuesto por válvulas de cierre tipo globo y solenoide, con el fin de detener el flujo de amoníaco en caso de fugas. Además, se tiene el juego de válvulas requerido para el control de la purga de aire, compuesto igualmente por válvulas de cierre y solenoide. Finalmente, se instalan una válvula de cierre del mismo tipo y una válvula check en una línea empleada para la carga de refrigerante al sistema, el cual ubica en la línea de salida de líquido.
- c. Compresores: estos equipos incorporan sus propias válvulas como parte del paquete de automatización. Sin embargo, según sea el caso, se instalan válvulas de cierre tipo globo en las tuberías de succión y descarga, tal y como sucede con el compresor “swing”. Además, en las tuberías correspondientes

al sistema individual de enfriamiento del lubricante se instalan válvulas de cierre con funciones similares a sus homólogas.

- d. Recirculadoras: en las líneas de entrada de líquido se instalan un juego de válvulas compuestas por: (1) válvulas de cierre tipo globo y solenoide, para regular el flujo de refrigerante hacia la recirculadora según el nivel de líquido que éste tenga y (2) válvulas de expansión manual, quienes expanden el refrigerante a la temperatura de trabajo respectivo. En las demás líneas, se instalan válvulas de cierre del mismo tipo.
- e. Chiller: en la línea de entrada de líquido se instalan válvulas de cierre, solenoide y de expansión manual con funciones similares a las de las recirculadora. En tanto que en las demás líneas, se instalan válvulas de cierre tipo globo.

En la tabla 7.80 se especifica el tamaño de cada válvula para cada una de las líneas diseñadas para el circuito de casa de máquinas, según la ubicación que éste tenga.

Tabla 7.80. Selección de válvulas y accesorios en equipos de casa de máquinas

Equipo	Parte	Código	Cantidad	Tipo de válvula	Modelo	Diámetro (mm)
Compresor RWF 134 (-40°C)	Succión	V1.1	1	Válvula globo	Incorporado	
	Descarga	V1.2	1	Válvula globo y check	Incorporado	
	Entrada enfriamiento	V1.3	1	Válvula globo	--	32
	aceite	V1.4	1	Válvula de purga	--	32
	Salida enfriamiento aceite	V1.5	1	Válvula globo	--	32
Compresor RXF 15 (-28°C)	Succión	V2.1	1	Válvula globo	Incorporado	
	Descarga	V2.2	1	Válvula globo y check	Incorporado	

Fuente: Elaboración propia

Tabla 7.81. Continuación de la tabla 7.80

Equipo	Parte	Código	Cantidad	Tipo de válvula	Modelo	Diámetro (mm)
Compresor RXF 15 (-28°C)	Entrada	V2.3	1	Válvula globo	--	32
	enfriamiento	V2.4	1	Válvula de purga		32
	Salida enfriamiento	V2.5	1	Válvula globo	--	32
Compresor RWF 177 (-8°C)	Succión	V3.1	1	Válvula globo	Incorporado	
	Descarga	V3.2	1	Válvula globo y check	Incorporado	
	Entrada enfriamiento	V3.3	1	Válvula globo	--	50
		V3.4	1	Válvula de purga	--	50
	Salida enfriamiento	V3.5	1	Válvula globo	--	65
Compresor RWF 177 (Swing)	Succión	V4.1	1	Válvula globo	--	125
		V4.2	1	Válvula globo	--	50
		V4.3	1	Válvula globo	--	150
	Descarga	V4.4	1	Válvula globo y check	Incorporado	
		V4.5	1	Válvula globo	--	100
		V4.6	1	Válvula globo	--	125
	Entrada enfriamiento	V4.7	1	Válvula globo	--	50
		V4.8	1	Válvula de purga	--	50
	Salida enfriamiento	V4.9	1	Válvula globo	--	65

Fuente: Elaboración propia

Tabla 7.82. Continuación de la tabla 7.80

Equipo	Parte	Código	Cantidad	Tipo de válvula	Modelo	Diámetro (mm)
Recirculadora -8°C	Entrada de líquido	V5.1	2	Válvula globo	--	40
		V5.2	1	Válvula solenoide y filtro	S4A	20
		V5.3	1	Válvula de expansión manual	--	40
	Bypass	V5.4	1	Válvula globo	--	20
	Entrada intercooler	V5.5	1	Válvula globo	--	15
	Salida intercooler	V5.6	1	Válvula globo	--	15
	Bypass intercooler	V5.7	1	Válvula globo	--	15
	Descarga de líquido	V5.8	1	Válvula globo	--	20
	Descarga compresor booster	V5.9	1	Válvula globo	--	100
Recirculadora -40°C	Entrada de líquido	V6.1	2	Válvula globo	--	20
		V6.2	1	Válvula solenoide y filtro	S8F	15
		V6.3	1	Válvula de expansión manual	--	20
	Descarga de líquido	V6.4	1	Válvula globo	--	32
	Purga	V6.5	1	Válvula globo	--	15
		V6.6	1	Válvula globo	--	20

Fuente: Elaboración propia

Tabla 7.83. Continuación de la tabla 7.80

Equipo	Parte	Código	Cantidad	Tipo de válvula	Modelo	Diámetro (mm)
Chiller	Entrada de líquido	V7.1	2	Válvula globo	--	32
		V7.2	1	Válvula solenoide y filtro	SV2	15
		V7.3	1	Válvula de expansión manual	--	32
	Succión seca	V7.4	1	Válvula globo	--	100
Condensador evaporativo	Entrada de vapor	V8.1	2	Válvula globo	--	100
		V8.2	2	Manifold válvula de alivio	M1	20
		4	Válvulas de alivio	SRH3	20	
	Salida de líquido	V8.3	2	Válvula globo	--	50
	Purga	V8.4	4	Válvula globo	--	15
		V8.5	2	Válvula solenoide y filtro	S8F	15
Recibidor de líquido	Entrada de líquido	V9.1	1	Válvula globo	--	65
		V9.2	2	Válvula globo	--	50
	Salida de líquido (king valve)	V9.3	1	Válvula solenoide y filtro	S4A	20
	Línea de ecualización	V9.4	1	Válvula globo	--	50

Fuente: Elaboración propia

Tabla 7.84. Continuación de la tabla 7.80

Equipo	Parte	Código	Cantidad	Tipo de válvula	Modelo	Diámetro (mm)
Recibidor de líquido	Entrada enfriamiento termosifón	V9.5	1	Válvula globo	--	50
	Salida enfriamiento termosifón	V9.6	1	Válvula globo	--	65
	Válvula de alivio	V9.7	1	Manifold válvula de alivio	M1	20
			2	Válvulas de alivio	SRH3	20
	Línea de servicio	V9.8	1	Válvula globo	--	25
		V9.9	1	Válvula check	--	25
		V9.10	2	Válvula globo	--	15
	Purga	V9.11	1	Válvula solenoide y filtro	S8F	15

Fuente: Elaboración propia

7.6.2.9. Aislamiento en tuberías

Según el manual de ASHRAE (2010), en el tomo de Refrigeración, capítulo 10, las líneas de refrigerante por debajo de la temperatura ambiente se aíslan principalmente para minimizar la ganancia de calor en los fluidos internos, controlar la condensación superficial y prevenir acumulaciones de hielo. La selección del espesor del aislamiento no sólo contempla aspectos técnicos, sino que involucra el factor económico, con el fin de balancear el costo por pérdida de energía y el costo de adquisición del aislante. Según ASHRAE, un parámetro práctico para seleccionar el espesor del aislamiento es que se produzca una ganancia de calor de 25 W/m²,

parámetro con el cual se elaboraron la tabla que se muestra como anexo 10. Según dicha tabla, el espesor de aislamiento se selecciona de acuerdo al diámetro nominal de la tubería y la temperatura de servicio del refrigerante.

En la tabla 7.85 y tabla 7.86 se resumen sobre los espesores de aislamiento (poliuretano con cubierta de aluminio) para las tuberías que lo requieran.

Tabla 7.85. Espesor de aislamiento para las tuberías con propilenglicol

Tramo	Diámetro (mm)	Espesor de aislamiento (mm)	Tramo	Diámetro (mm)	Espesor de aislamiento (mm)
G01	150	65	G24	50	40
G02	80	50	G25	50	40
G03	50	40	G26	100	50
G04	80	50	G27	50	40
G05	32	40	G28	32	40
G06	80	50	G29	32	40
G07	32	40	G30	100	50
G08	80	50	G31	80	50
G09	32	40	G32	50	40
G10	65	40	G33	50	40
G11	32	40	G34	50	40
G12	50	40	G35	50	40
G13	32	40	G36	65	40
G14	50	40	G37	32	40
G15	150	65	G38	65	40
G16	40	40	G39	20	40
G17	150	65	G40	65	40
G18	100	50	G41	32	40
G19	50	40	G42	50	40
G20	80	50	G43	50	40
G21	80	50	G44	32	40
G22	50	40	G45	32	40
G23	50	40	G46	32	40

Fuente: Elaboración propia

Tabla 7.86. Espesor de aislamiento para tuberías con amoníaco

Tramo	Función	Diámetro (mm)	Espesor de aislamiento (mm)
A01	Succión húmeda -8°C	125	50
A02	Líquido bombeado -8°C	40	40
A03	Succión húmeda -8°C	65	40
A04	Líquido bombeado -8°C	20	40
A05	Succión húmeda -8°C	100	50
A06	Líquido bombeado -8°C	32	40
A07	Succión húmeda -8°C	50	40
A08	Líquido bombeado -8°C	20	40
A09	Succión húmeda -8°C	100	50
A10	Líquido bombeado -8°C	32	40
A11	Succión húmeda -8°C	65	40
A12	Líquido bombeado -8°C	20	40
A13	Succión húmeda -8°C	80	50
A14	Líquido bombeado -8°C	25	40
A15	Succión húmeda -8°C	65	40
A16	Líquido bombeado -8°C	20	40
A17	Succión húmeda -8°C	50	40
A18	Líquido bombeado -8°C	20	40
A19	Succión seca -28°C	50	65
A20	Líquido a alta presión sub-enfriado	15	40
A21	Succión seca -28°C	40	50
A22	Líquido a alta presión sub-enfriado	15	40
A23	Succión seca -28°C	25	50
A24	Líquido a alta presión sub-enfriado	15	40
A25	Succión húmeda -40°C	125	90
A26	Líquido bombeado -40°C	32	65
A27	Succión húmeda -40°C	125	90
A28	Líquido bombeado -40°C	32	65
A29	Succión húmeda -40°C	100	90
A30	Líquido bombeado -40°C	25	65
A31	Succión húmeda -40°C	80	75
A32	Líquido bombeado -40°C	20	65
L10	Alimentación recirculadora -40°C	20	65

Fuente: Elaboración propia

Tabla 7.87. Continuación de la tabla 7.86

Tramo	Función	Diámetro (mm)	Espesor de aislamiento (mm)
L11	Succión seca recirculadora -40°C	125	90
L12	Succión seca recirculadora -8°C	125	50
L13	Succión seca chiller	100	50
L14	Succión seca -8°C	150	65
L15	Manifold succión -28°C	50	65
L16	Manifold succión -8°C	150	65
L17	Manifold succión -40°C	125	90
L18	Manifold descarga compresor de baja	100	50
L20	Descarga booster hacia recirculadora de media	100	50
L21	Succión compresor -28°C	50	65
L22	Descarga compresor -28°C	40	50
L23	Succión compresor -40°C	125	90
L24	Descarga compresor -40°C	100	90
L25	Succión compresor -8°C	150	65
L37	Succión -40 °C compresor swing	125	90
L38	Succión -8 °C compresor swing	150	65
L39	Succión -28 °C compresor swing	50	65
L41	Descarga -40 °C ó -28 °C compresor swing	100	50
E1	Succión húmeda -8°C	40	40
	Líquido bombeado -8°C	15	40
E2	Succión húmeda -8°C	40	40
	Líquido bombeado -8°C	15	40
E3	Succión húmeda -8°C	40	40
	Líquido bombeado -8°C	15	40
E4	Succión tanque inundado	32	50
	Líquido tanque inundado	15	40
	Canal de retorno evaporador	50	65
	Canal de líquido evaporador	40	50
E5	Succión húmeda -8°C	40	40
	Líquido bombeado -8°C	15	40
E6	Succión húmeda -8°C	32	40
	Líquido bombeado -8°C	15	40

Fuente: Elaboración propia

Tabla 7.88. Continuación de la tabla 7.86

Tramo	Función	Diámetro (mm)	Espesor de aislamiento (mm)
E7	Succión húmeda -8°C	32	40
	Líquido bombeado -8°C	15	40
E8	Succión húmeda -40°C	50	75
	Líquido bombeado -40°C	15	50
E9	Succión tanque inundado	25	50
	Líquido tanque inundado	15	40
	Canal de retorno evaporador	32	40
	Canal de líquido evaporador	32	40
E10	Succión húmeda -40°C	80	75
	Líquido bombeado -40°C	20	65
E11	Succión húmeda -40°C	80	75
	Líquido bombeado -40°C	20	65
E12	Succión húmeda -40°C	80	75
	Líquido bombeado -40°C	20	65

Fuente: Elaboración propia

CAPÍTULO 8 : RECOPIACIÓN DE INFORMACIÓN DE MANTENIMIENTO

El mantenimiento de sistemas electromecánicos como el de refrigeración resulta de vital importancia para la actividad productiva, esto con el fin de garantizar la disponibilidad y confiabilidad de cada uno de los equipos y elementos que integran el sistema de refrigeración. Un mal o escaso mantenimiento de las unidades se traduce en futuros altos costos de reparación, consumos de energía excesivos y disminución en el rendimiento de operación. Por ello, a través de programas de mantenimiento preventivo, que se adapten a las condiciones de operación de los equipos, se buscará conservar el buen rendimiento de los mismos y con ello disminuir la posibilidad de tener paradas del sistema que puedan afectar al producto que se está refrigerando, esto por concepto de merma. Uno de los equipos más críticos para el sistema es el compresor, por lo que se recopila información sobre el mantenimiento de dichas unidades. Para ello se consultan los boletines 070.410-IOM y 070.610-IOM de Frick sobre los compresores seleccionados, y de éstos se puede resumir que es importante verificar que no existan fugas, vibración o ruidos anormales, así como realizar análisis de aceite y vibraciones al primer uso del equipo y de forma periódica. La periodicidad, según el fabricante, con que se realizan las tareas de inspección y mantenimiento de los compresores se muestra en la siguiente figura:

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 8.1. Programa de mantenimiento preventivo de los compresores según el fabricante

Fuente: Frick, 2014

Lo anterior corresponde a una recomendación hecha por el fabricante para la frecuencia en que se realizan las labores de mantenimiento, sin embargo, esto puede variar según las condiciones de operación.

Otros equipos a los que también hay que enfocarles el mantenimiento son el condensador, las recirculadoras y los evaporadores. Estas unidades incorporan, entre muchas cosas, lo que son motores, válvulas, filtros, entre otros, por lo que es necesario realizar tareas de inspección para verificar que no existan fugas, vibración o ruidos anormales. Además, se pueden realizar tanto mediciones eléctricas como térmicas con tal de verificar el estado de los equipos. Un aspecto importante en el funcionamiento de un condensador evaporativo es el control de la calidad del agua, ya que ésta incide en la formación de incrustaciones, crecimiento de algas y corrosión en las superficies metálicas, en especial los serpentines, lo cual afecta la capacidad de transferencia de calor del equipo.

Claro está, que el mantenimiento debe contemplar un concepto global, es decir, no sólo aplicarse a todo el sistema, sino que aplicarlo desde un punto de vista de

seguridad del personal. Además del mantenimiento de los equipos, debe de considerarse las inspecciones a las demás partes del circuito de refrigeración. Según la Cámara Chilena de Refrigeración y Climatización (2016), las inspecciones deben extenderse a los siguientes aspectos:

- a. Escapes en tuberías, válvulas, sellos, bridas, uniones soldadas, entre otros.
- b. Estado general exterior de los componentes.
- c. Estado y vida útil de las válvulas de seguridad, reguladoras de presión y de alivio.
- d. Condiciones del aislamiento térmico.
- e. Estado físico de las tuberías.
- f. Funcionalidad de los detectores de amoníaco y demás equipos de seguridad y atención de emergencias.
- g. Estado de la señalización de tuberías, accesorios, rutas, entre otros.
- h. Nivel de contaminación del amoníaco.
- i. Calidad del agua para la etapa de condensación.

CAPÍTULO 9 : COSTO DEL PROYECTO

Muchos de los equipos y accesorios que en este apartado se detallan se adquieren en el extranjero, por lo que los precios descritos corresponden a costos base; los detalles de las cotizaciones y demás implementos necesarios son de interés propio de RSFcr. Los costos asociados al proyecto se desglosan a continuación:

Tabla 9.1. Costo por manejadoras de aire y evaporadores

Sección	Cantidad de equipos	Precio unitario	Precio total
AMC	2	\$2 180	\$4 359
CIR	2	\$4 429	\$8 858
DEP	1	\$732	\$732
ECV	1	\$4 841	\$4 841
PCO	1	\$4 841	\$4 841
MPE	3	\$5 053	\$15 159
EXP	1	\$5 570	\$5 570
	2	\$5 187	\$10 373
SCU	2	\$4 429	\$8 858
PFR	1	\$4 720	\$4 720
DHU	4	\$6 721	\$26 885
AIC	1	\$5 730	\$5 730
CUA	1	\$11 660	\$11 660
PCA	1	\$5 187	\$5 187
TAE	2	\$2 180	\$4 359
AVC	2	\$3 572	\$7 145
TCV	1	\$8 405	\$8 405
T01	1	\$17 820	\$17 820
T02	1	\$17 820	\$17 820
T03	1	\$17 821	\$17 821
BOC	2	\$9 145	\$18 289

Fuente: Elaboración propia

Tabla 9.2. Continuación de la tabla 9.2

Sección	Cantidad de equipos	Precio unitario	Precio total
BOE	2	\$12 050	\$24 100
CC1	3	\$11 366	\$34 099
CC2	3	\$11 367	\$34 102
CC3	3	\$11 368	\$34 104
EVB	1	\$8 550	\$8 550
EVR	1	\$10 322	\$10 322
Total			\$354 708

Fuente: Elaboración propia

Tabla 9.3. Costo por tuberías

Características	Diámetro (mm)	Cantidad a adquirir	Precio unitario	Precio total
Hierro Galvanizado SCH 40	20	2	\$17	\$34
	32	29	\$29	\$850
	40	2	\$41	\$81
	50	28	\$58	\$1 615
	65	15	\$88	\$1 325
	80	37	\$124	\$4 571
	100	11	\$174	\$1 917
	150	34	\$296	\$10 055
Hierro Negro SCH 40	15	7	\$11	\$79
	20	48	\$19	\$926
	32	26	\$40	\$1 043
	40	2	\$44	\$89
	50	58	\$48	\$2 795
	65	18	\$74	\$1 332
	80	5	\$98	\$489

Fuente: Elaboración propia

Tabla 9.4. Continuación de la tabla 9.3

Características	Diámetro (mm)	Cantidad a adquirir	Precio unitario	Precio total
Hierro Negro SCH 40	100	10	\$134	\$1 337
	125	57	\$186	\$10 591
	150	6	\$246	\$1 475
Hierro Negro SCH 80	15	44	\$26	\$1 136
	20	28	\$31	\$856
	25	16	\$37	\$599
	32	36	\$51	\$1 818
	40	30	\$70	\$2 114
Total				\$47 127

Fuente: Elaboración propia

Tabla 9.5. Costo por accesorios en la red de amoniaco

Accesorio	Modelo	Cantidad	Tamaño (mm)	Precio unitario	Precio total
Regulador de descongelamiento	A4AK	18	20	\$583	\$10 491
		3	25	\$685	\$2 055
Válvula de alivio	SR1	8	15	\$161	\$1 287
	SRH3	6	20	\$215	\$1 287
Válvula check	CK-4	16	15	\$139	\$2 223
		33	20	\$158	\$5 203
		6	32	\$257	\$1 539
		1	25	\$188	\$188
Válvula de cierre líquido	CK-2	2	32	\$519	\$1 038
		2	40	\$737	\$1 473
Válvula de ecualización	S7A	17	20	\$345	\$5 866
	S8F	4	15	\$278	\$1 114

Fuente: Elaboración propia

Tabla 9.6. Continuación de la tabla 9.5

Accesorio	Modelo	Cantidad	Tamaño (mm)	Precio unitario	Precio total
Válvula de expansión manual	--	18	15	\$116	\$2 094
		4	20	\$130	\$520
		1	32	\$193	\$193
		1	40	\$297	\$297
Válvula de parada de succión	CK-2	15	32	\$519	\$7 783
		1	40	\$737	\$737
		2	50	\$735	\$1 469
		3	65	\$1 010	\$3 030
Válvula globo	--	66	15	\$103	\$6 823
		143	20	\$119	\$17 002
		3	25	\$142	\$426
		39	32	\$184	\$7 182
		15	40	\$263	\$3 945
		12	50	\$303	\$3 637
		4	65	\$403	\$1 610
		3	80	\$596	\$1 789
		5	100	\$777	\$3 887
		2	125	\$1 463	\$2 926
		1	150	\$1 674	\$1 674
Válvula solenoide gas caliente y filtro	S4AD	14	20	\$1 078	\$15 089
		3	25	\$1 109	\$3 326
Válvula solenoide y filtro	SV2	4	15	\$549	\$2 197
	S8F	50	15	\$340	\$16 994
	S4A	2	20	\$589	\$1 179
	SV2	1	15	\$549	\$549
Manifold válvula de alivio	M1	3	20	\$202	\$607
Total					\$140 725

Fuente: Elaboración propia

Tabla 9.7. Costo por accesorios en red de propilenglicol

Accesorio	Cantidad	Tamaño (mm)	Precio unitario	Precio total
Difusor de succión	2	150 x 100	\$553	\$1 105
Válvulas de balance y bola	Varios	Varios	\$10 348	\$10 348
Válvulas solenoide	Varios	Varios	\$8 364	\$8 364
Válvulas globo	Varios	Varios	\$11 575	\$11 575
Total				\$31 392

Fuente: Elaboración propia

Tabla 9.8. Costo por equipos en casa de máquinas

Equipo	Cantidad	Precio unitario	Precio total
Chiller glicol - amoniaco	1	\$68 563	\$68 563
Tanque inundado	4	\$5 047	\$20 188
Recirculadora	1	\$86 246	\$86 246
Recirculadora	1	\$95 114	\$95 114
Compresor	1	\$138 780	\$138 780
Compresor	1	\$59 943	\$59 943
Compresor	1	\$206 566	\$206 566
Compresor	1	\$212 068	\$212 068
Condensador evaporativo	1	\$101 219	\$101 219
Recibidor de líquido	1	\$25 368	\$25 368
Tanque de expansión	1	\$1 383	\$1 383
Bombas centrífugas	2	\$2 906	\$5 813
Total			\$1 021 249

Fuente: Elaboración propia

Tabla 9.9. Costo por refrigerante

Carga NH3 (kg)	Cantidad de cilindros	Precio unitario	Precio total
5 117,87	76	\$351	\$26 667

Fuente: Elaboración propia

Tabla 9.10. Costo base del proyecto

Variable	Costo
Válvulas, accesorios y otros	\$198 784
Tuberías	\$47 127
Equipos	\$1 375 957
Mano de obra	\$350 000
Total	\$1 971 868

Fuente: Elaboración propia

CAPÍTULO 10 : CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

10.1. Conclusiones

1. Se determinaron las capacidades requeridas por los equipos que conforman el sistema de refrigeración propuesto, es decir, evaporadores, compresores, tanques inundados, recirculadores, condensador evaporativo, recibidor de líquido e intercambiador de calor.
2. Se diseñó la red de tuberías que conforman el sistema de refrigeración.
3. Se seleccionaron los equipos requeridos para el sistema de refrigeración según las necesidades de cargas térmicas y capacidades comerciales.
4. Se realizaron los diagramas unifilares de distribución y conexión de los equipos y tuberías del sistema propuesto.
5. Se recopiló información referente al mantenimiento de los equipos del sistema de refrigeración.
6. Se estima que el costo base requerido para el proyecto es de \$ 1 971 868.

10.2. Recomendaciones

1. Elaborar planes de mantenimiento preventivo para los equipos y accesorios del sistema de refrigeración propuesto.
2. Capacitar al personal para las labores de operación y mantenimiento de los equipos y accesorios del sistema de refrigeración.
3. Contar con equipos, planes y brigadas para la atención de emergencias en caso de fugas de amoníaco.
4. Rotular las tuberías, según la sustancia y estado físico que por ésta se trasiega.
5. Disponer de sistemas de detección y alarma de fugas de refrigerante.

BIBLIOGRAFÍA

1. ASHRAE. (2010). American Society of Heat, Refrigeration and Air Conditioned Engineers Handbook. *Refrigeration*.
2. ASHRAE. (2013). American Society of Heat, Refrigeration and Air Conditioned Engineers Handbook. *Fundamentals*.
3. ASHRAE. (2016). American Society of Heat, Refrigeration and Air Conditioned Engineers Handbook. *HVAC Systems and Equipment*.
4. Bohn. (2005). *Manual de ingeniería*. Retrieved from <http://www.bohn.com.mx/ArchivosPDF/BCT-025-H-ENG-1APM-Manual-Ingenieria.pdf>
5. Cámara Chilena de Refrigeración y Climatización. (2016). *Manual de buenas prácticas en refrigeración con amoníaco*. Retrieved from <http://www.cchryc.cl/biblioteca-camara/biblioteca-camara-2016-12-001.pdf>
6. Dossat, R. (1986). *Principios de refrigeración*. México: Continental.
7. Energy Design Resources. (2009). *Chilled water plant design guide*. Retrieved from http://www.taylor-engineering.com/Websites/taylorengineering/images/guides/EDR_DesignGuidelines_CoolToolsChilledWater.pdf
8. Frick. (2009). *XLP2 Evaporative condensers, form 140.920-SED*. Retrieved from <http://www.johnsoncontrols.com/~media/jci/be/united->

states/refrigeration/industrial-refrigeration/xlp2-evaporative-
condensers/files/be_spec_xlp2_evp_condenser.pdf

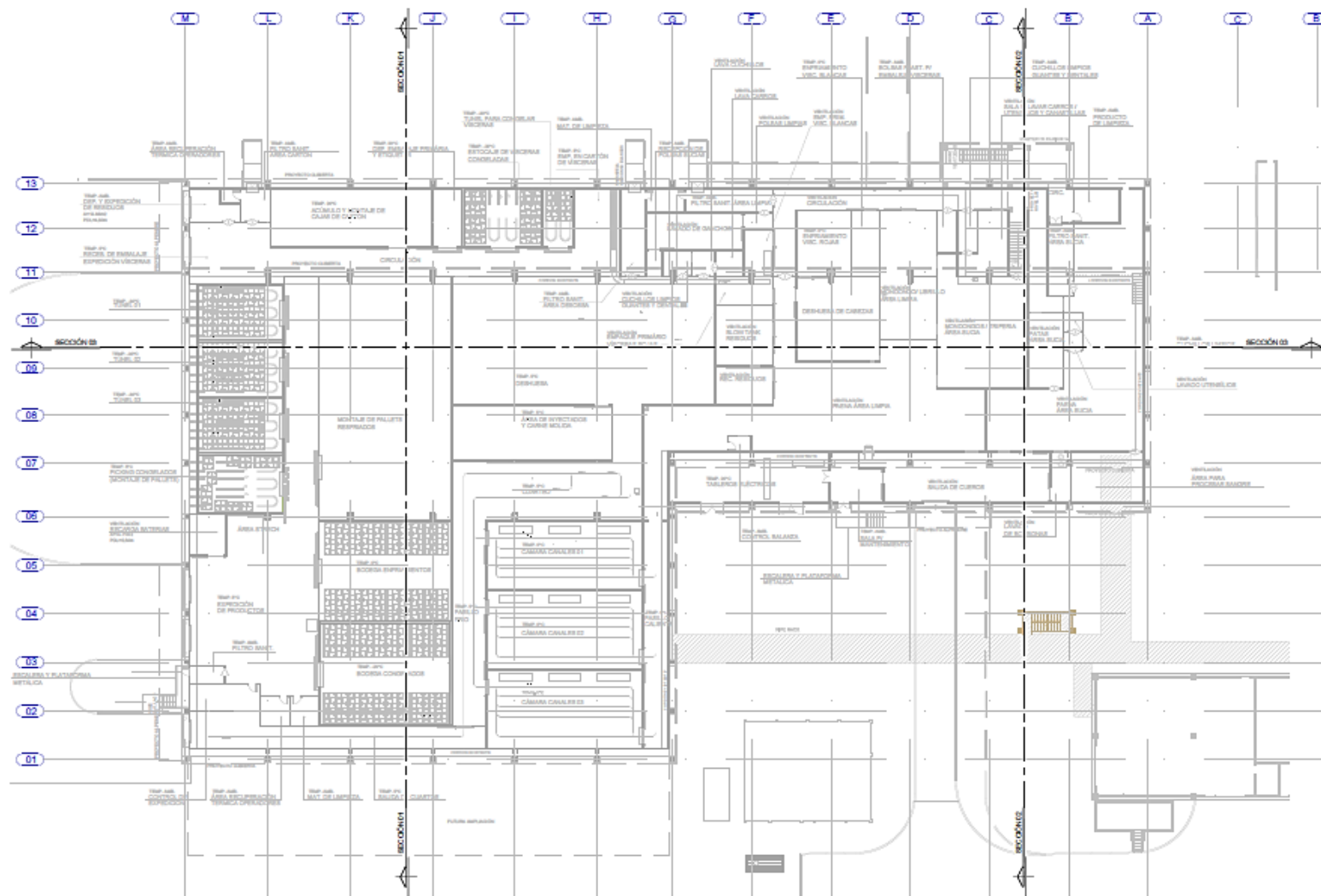
9. Frick. (2010). *Vertical and horizontal recirculator packages, form 120-200 IOM*. Retrieved from http://www.johnsoncontrols.com/-/media/jci/be/united-states/refrigeration/industrial-refrigeration/files/be_spec_liquid_recirculator.pdf
10. Frick. (2014). *RWF II: Rotary screw compressor units, form 070.610-IOM*. Retrieved from http://www.johnsoncontrols.com/es_latinoamerica/-/media/jci/be/united-states/refrigeration/industrial-refrigeration/rwf-ii-frick/files/be_spec_frick_rwf_ii.pdf
11. Frick. (2014). *RXF: Rotary screw compressor units, form 070.410-IOM*. Retrieved from http://www.johnsoncontrols.com/es_latinoamerica/-/media/jci/be/united-states/refrigeration/industrial-refrigeration/rxf-frick/files/be_sg_frick_rxf.pdf
12. Grondzik, W. (2007). *Air conditioning system design manual* (Segunda ed.). Butterworth-Heinemann.
13. GTM. (2014). *Ficha de datos de seguridad: etilenglicol*. Retrieved from <http://www.gtm.net/images/industrial/e/ETILENGLICOL.pdf>
14. GTM. (2016). *Ficha de datos de seguridad: cloruro de calcio*. Retrieved from <http://www.gtm.net/images/industrial/c/CLORURO%20DE%20CALCIO.pdf>
15. GTM. (2016). *Ficha de datos de seguridad: cloruro de sodio*. Retrieved from <http://www.gtm.net/images/industrial/c/CLORURO%20DE%20SODIO.pdf>

16. GTM. (2016). *Ficha de datos de seguridad: metanol*. Retrieved from <http://www.gtm.net/images/industrial/m/METANOL.pdf>
17. GTM. (2017). *Ficha de datos de seguridad: propilenglicol*. Retrieved from <http://www.gtm.net/images/industrial/p/PROPILENGLICOL.pdf>
18. IIAR. (2004). *Ammonia Refrigeration Piping Handbook*.
19. IIAR. (2010). *Trabajo técnico #2: Doble etapa de compresión contra etapa sencilla de compresión con economizador tipo tanque flash en compresores de tornillo*. Retrieved from <http://web.iiar.org/membersonly/PDF/TC/TSP30.pdf>
20. Mora, A. (2017). *Diseño de un sistema de refrigeración por amoníaco a diferentes temperaturas para una industria de proceso de carne bovina y porcina*. Tesis de licenciatura, Tecnológico de Costa Rica.
21. Moreno, B. (2006). *Higiene e inspección de carnes* (Segunda ed., Vol. I). Madrid, España: Ediciones Díaz de Santos S.A.
22. National Refrigerants. (2015). *Safety data sheet, R-404A*. Retrieved from <http://www.refrigerants.com/pdf/SDS%20R404A.pdf>
23. National Refrigerants. (2015). *Safety data sheet, R-507*. Retrieved from <http://www.refrigerants.com/pdf/SDS%20R507.pdf>
24. Nicaragua, Diario Oficial La Gaceta. (1990). *Reglamento de inspección sanitaria de la carne para establecimientos autorizados*. Retrieved from <http://sajurin.enriquebolanos.org/vega/docs/G-1990-09-19.pdf>

25. Nicaragua, Instituto Nicaragüense de Estudios Territoriales [INETER]. (2017). *Atlas climático de Nicaragua*. Retrieved from <http://webserver2.ineter.gob.ni/mapas/Nicaragua/clima/atlas/index.html>
26. Paraguay, Secretaría del Ambiente [SEAM]. (2014). *Manual de buenas prácticas en refrigeración*. Retrieved from <http://www.seam.gov.py/sites/default/files/users/comunicacion/Manual%20Buenas%20Practicas.pdf>
27. Paranjpey, R. (2013). *Cold storage design*. Retrieved from <http://ramesh-paranjpey.com/articles/Cold%20Storage%20Design%20Often%20Overlooked%20Aspects.pdf>
28. Parker Hannifin Corporation. (2012). *Hot gas defrost for ammonia evaporators. Bulletin 90-11c*. Retrieved from <http://www.parker.com/parkerimages/Parker.com/Literature/Refrigerating%20Specialties%20Division/Literature/Brochures/90-11-EN.pdf>
29. Ricardo Aguiló, R. (2000). *Comparación entre sistemas de refrigeración: ventajas, desventajas e impacto ambiental*. Retrieved from <http://abcm.org.br/app/webroot/anais/mercofrío/2000/arquivos/r0203.pdf>
30. Whitman, W., & Johnson, W. (2000). *Tecnología de la refrigeración y aire acondicionado* (Vol. I). Madrid, España: Thompson Paraninfo.

ANEXOS

Anexo 1. Plano arquitectónico



Fuente: Carnes La Pacífica, 2017

Anexo 2. Imágenes 3D de la planta



Fuente: Carnes La Pacífica, 2017

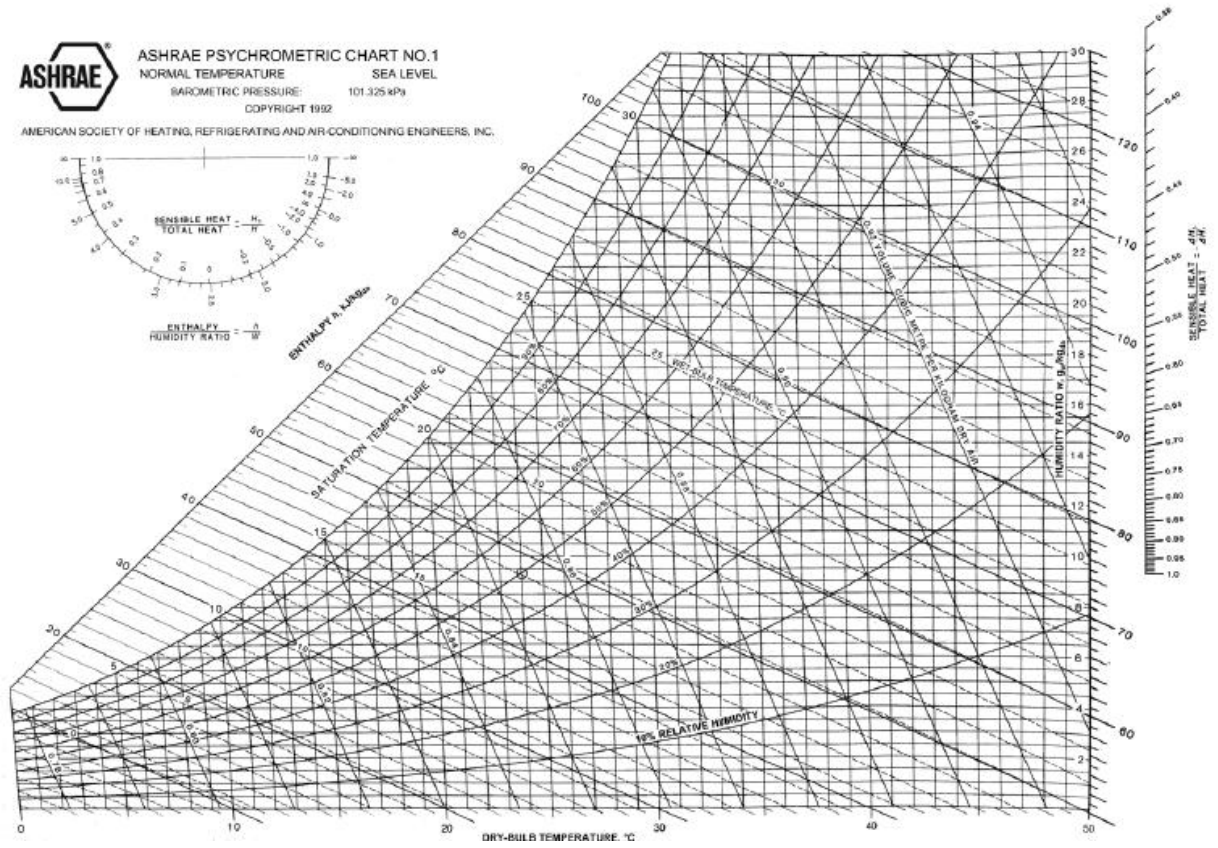


Fuente: Carnes La Pacífica, 2017



Fuente: Carnes La Pacífica, 2017

Anexo 3. Carta psicrométrica



Fuente: ASHRAE Fundamentos, 2013

Anexo 4. Capacidad de las líneas de succión y descarga en compresores (en toneladas de refrigeración)

Tables 1-2A to 1-5A
Suction and Discharge Line Capacity (tons)

Service	Temp. (°F)	Press. psig or (in. Hg)	Pipe Size (NPS)																
			Pipe Schedule																
			1 80	1¼ 80	1½ 80	2 40	2½ 40	3 40	4 40	5 40	6 40	8 40	10 40	12 Std.	14 Std.	16 Std.	18 Std.	20 Std.	24 Std.
Table 1-2A Suction Line Low Stage	-10	9.0	4.8	6.9	12.5	24.6	35.8	56.8	101	162	239	436	687	1000	1240	1660	2160	2700	4010
	-20	3.5	4.0	7.4	10.4	20.6	30.0	47.5	84.3	136	200	365	575	840	1030	1390	1810	2260	3360
	-30	(1.7")	3.3	6.1	8.6	17.1	24.8	39.4	69.9	113	166	302	477	696	857	1150	1500	1870	2780
	-40	(8.6")	2.7	5.0	7.1	14.0	20.4	32.3	57.4	92.4	136	248	391	572	704	945	1230	1540	2290
	-50	(14.4")	2.2	4.2	5.8	11.5	16.8	26.6	47.3	76.2	112	204	323	471	580	779	1010	1270	1880
	-60	(18.7")	1.8	3.3	4.7	9.3	13.5	21.4	38.0	61.2	90.2	164	259	379	466	626	815	1020	1510
Table 1-3A Discharge Low Stage	150	33.4	4.7	8.8	12.3	24.4	35.5	56.2	99.8	161	237	432	661	994	1220	1640	2140	2680	3990
Table 1-4A Suction Line High Stage	40	58.4	9.0	16.6	23.3	46.0	67.1	106	189	304	447	815	1290	1880	2310	3100	4040	5060	7510
	30	44.9	7.8	14.4	20.2	40.0	58.2	92.2	164	264	369	708	1120	1630	2010	2700	3510	4390	6520
	20	33.4	6.7	12.3	17.3	34.3	49.9	79.0	140	226	333	607	957	1400	1720	2310	3010	3760	5590
	10	23.7	5.7	10.6	14.9	29.4	42.8	67.7	120	194	285	520	820	1200	1470	1980	2580	3230	4790
	0	15.6	4.9	9.0	12.6	25.0	36.4	57.6	102	165	243	442	697	1020	1250	1680	2190	2740	4070
Table 1-5A Discharge High Stage	175	181	10.7	19.8	27.8	54.8	79.9	127	225	362	533	971	1530	2240	2750	3700	4810	6030	8950

NOTES:

1. The basis for each of the above tables is detailed in Table 1-1 on page 1-2, and stated in the text on page 1-4. The table values must be adjusted for actual conditions.
2. To adjust for pipe cost, power cost, hours of use, and years of life, use Equation 1-1 in the text, page 1-4.
3. For line capacity in pounds per minute and the associated temperature loss and pressure loss, see the corresponding tables (e.g., for Table 1-2A, see Tables 1-2B, 1-2C, and 1-2D).

Fuente: IIAR, 2014

Anexo 5. Capacidad de líneas de retorno sobrealimentados (en toneladas de refrigeración)

Table 1-6A
Overfeed Return Line Vapor Capacity (tons)

Service	Temp. (°F)	Press. psig or (in. Hg)	Pipe Size (NPS)																
			Pipe Schedule																
			1 80	1¼ 80	1½ 80	2 40	2½ 40	3 40	4 40	5 40	6 40	8 40	10 40	12 Std.	14 Std.	16 Std.	18 Std.	20 Std.	24 Std.
Table 1-6A Overfeed Return Lines	40	58.4	5.35	9.90	13.9	27.5	40.0	63.4	113	181	267	487	768	1120	1380	1850	2410	3020	4480
	30	44.9	4.79	8.86	12.5	24.6	35.8	56.7	101	162	239	436	687	1000	1240	1660	2160	2700	4010
	20	33.4	4.22	7.81	11.0	21.7	31.6	50.0	88.8	143	211	384	606	885	1090	1460	1900	2380	3540
	10	23.7	3.74	6.91	9.71	19.2	27.9	44.2	78.5	127	186	340	536	782	963	1290	1680	2110	3130
	0	15.6	3.27	6.06	8.51	16.8	24.5	38.8	68.9	111	163	298	470	686	844	1130	1480	1850	2740
	-10	9.0	2.89	5.34	7.50	14.8	21.6	34.2	60.7	97.8	144	262	414	604	744	999	1300	1630	2420
	-20	3.5	2.49	4.60	6.47	12.8	18.6	29.5	52.3	84.3	124	226	357	521	642	862	1120	1400	2090
	-30	(1.7")	2.13	3.94	5.54	10.9	15.9	25.2	44.8	72.1	106	194	305	446	549	737	960	1200	1780
	-40	(8.8")	1.80	3.33	4.68	9.25	13.5	21.3	37.9	61.0	89.9	164	258	377	465	624	812	1020	1510
	-50	(14.4")	1.53	2.83	3.98	7.86	11.4	18.1	32.2	51.9	76.4	139	220	321	395	530	690	864	1280
-60	(18.7")	1.27	2.35	3.31	6.53	9.51	15.1	26.7	43.1	63.5	116	182	266	328	440	573	718	1070	

NOTES:

1. The basis for the above table is detailed in Table 1-1 on page 1-2, and stated in the text on page 1-4. **The table values must be adjusted for actual conditions.**
2. To adjust for pipe cost, power cost, hours of use, and years of life, use Equation 1-1 in the text, page 1-4.
3. The capacities in the table are recommendations based on a circulating number (n) of 4, where $n = 1/x$, and x = exit vapor quality. To adjust for different circulating number, use Equation 1-6 in the text, page 1-7.
4. For line capacity of overfeed return risers, see Tables 1-18A and B. For temperature loss in risers, see Table 1-6C, note 5.
5. For line capacity of horizontal pipes in pounds per minute and the associated temperature loss and pressure loss, see Tables 1-6B, 1-6C, and 1-6D.

Fuente: IIAR, 2014

Anexo 6. Capacidad de líneas de líquido (en toneladas de refrigeración)

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	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	6,660	11,000
Table 1-7B Condenser Drain, Full Liquid Flow	tons	9.0	21.8	36.0	75.0	116	210	330	583	1,110	1,980	3,040	6,300	10,500	16,500
Table 1-8 High Pressure Liquid Main	tons	31.6	58.4	87.1	179	254	495	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	82.8	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	555	911	1,350	2,390	3,850	5,870
Table 1-12A Pump Suction	gpm	2.1	4.0	6.9	12.8	18.1	35.8	52.2	82.0	148	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	538	948	1,390	2,500	3,990	5,950
Table 1-13 Defrost Relief Line	tons ^{b,c}	10.7	19.8	33.0	59.0	81.0	154	220	338	584	918	1,320	2,300	3,620	5,190

NOTES:

- Circulating n=4, with -10°F liquid; for n=5, table tons*0.8; for n=3, table tons*1.33; for n=2, table tons*2.0.
- Based on a velocity of 4 FPS and a nominal coil capacity based on a 10° T.D.
- Line sizing applies to section from coil to regulator. Downstream of the regulator, specify piping two sizes larger than the inlet pipe.

NOTE: The basis for each of the above tables is detailed on pages 1-8 and 1-9.

Fuente: IIAR, 2014

Anexo 7. Capacidad de las líneas de gas caliente y ecualización (en toneladas de refrigeración)

**Table 1-14B
Hot Gas Defrost Line Capacity (tons)**

Pipe Size (NPS) (Sch.)	¾	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	Std.
Capacity ($\Delta P=2$ psi)	3.3	6.2	10.2	18.4	26.1	44.4	63.3	100	171	269	417	764	1200	1770
Capacity ($\Delta P=5$ psi)	5.1	9.8	16.0	28.8	40.8	69.4	98.9	157	267	451	682	1190	1870	2760
C_p	3.0	7.3	12.0	21.6	30.6	52.0	74.1	118	200	338	489	883	1400	2070

NOTES:

- a. Pressure loss in globe valves with gas pressure regulated to 100 psig.
- b. Adjust flow for other C_p values by multiplying table flow by (Actual C_p /Table C_p).
- c. Hot gas defrost flow can be two or three times the evaporator rating. See Table 1-24 for evaporating flow.
- d. Tons are evaporator nominal capacities.

**Table 1-15
Receiver Equalizer Line Capacity (tons)**

Pipe Size (NPS) (Sch.)	¾	1	1¼	1½	2	2½	3	4	5	6
	80	80	80	80	40	40	40	40	40	40
Capacity	50	86	160	225	450	650	1000	1800	2900	4300

NOTE: Receivers exposed to warm ambient temperatures may need larger equalizers. The basis for the above table is detailed on page 1-9.

Fuente: IAR, 2014

Anexo 8. Capacidad de las líneas de alimentación inundado y para el enfriamiento por termosifón

**Table 1-16
Gravity-Flooded Liquid Leg & Return Riser Capacity (tons)**

Pipe Size (NPS)	Liquid Leg (tons)	Tons @ Gravity Return Riser (Temperature in °F)									
		40°	30°	20°	10°	0°	-10°	-20°	-30°	-40°	-50°
1½	4.7	8.2	7.2	6.3	5.6	4.9	4.3	3.8	3.3	2.9	2.5
2	7.2	12	10	8.9	7.9	6.9	6.1	5.3	4.7	4.1	3.6
3	13.1	23	20	18	16	14	12	11	9.3	8.2	7.2
4	20.6	34	30	26	23	20	18	16	14	12	11
6	37.5	53	47	41	36	32	28	24	21	19	17
8	60.4	95	83	73	64	56	50	44	38	34	29
10	124	153	134	118	103	91	80	70	62	54	47
12	190	224	197	173	152	133	117	103	90	79	70
14	304	396	348	305	268	235	207	181	159	140	123
16	653	636	558	490	430	378	331	291	255	224	197
18	1030	923	810	711	624	548	481	422	371	326	286

NOTE: The figures in this table are intended to provide appropriate gravity-induced recirculation rates for flooded evaporators when the surge drum is a short distance in elevation above the evaporator. The basis for the above table is detailed on page 1-9.

**Table 1-17
Thermosiphon Oil Cooling Line Capacity (thousands of BTU/hr)**

Pipe Size (NPS)	Liquid (HPL) ^a	Supply (TSS) ^b	Return (TSR) ^c	Vent Line (TSV) ^d
¾	262	—	—	—
1	432	—	—	—
1¼	900	228	118	—
1½	1,390	322	164	—
2	2,520	594	310	445
2½	3,960	927	565	745
3	6,760	1,460	882	1,210
4	13,300	2,590	1,940	2,150
5	—	4,170	3,400	3,800
6	—	6,120	5,400	5,500
8	—	11,000	10,700	10,700

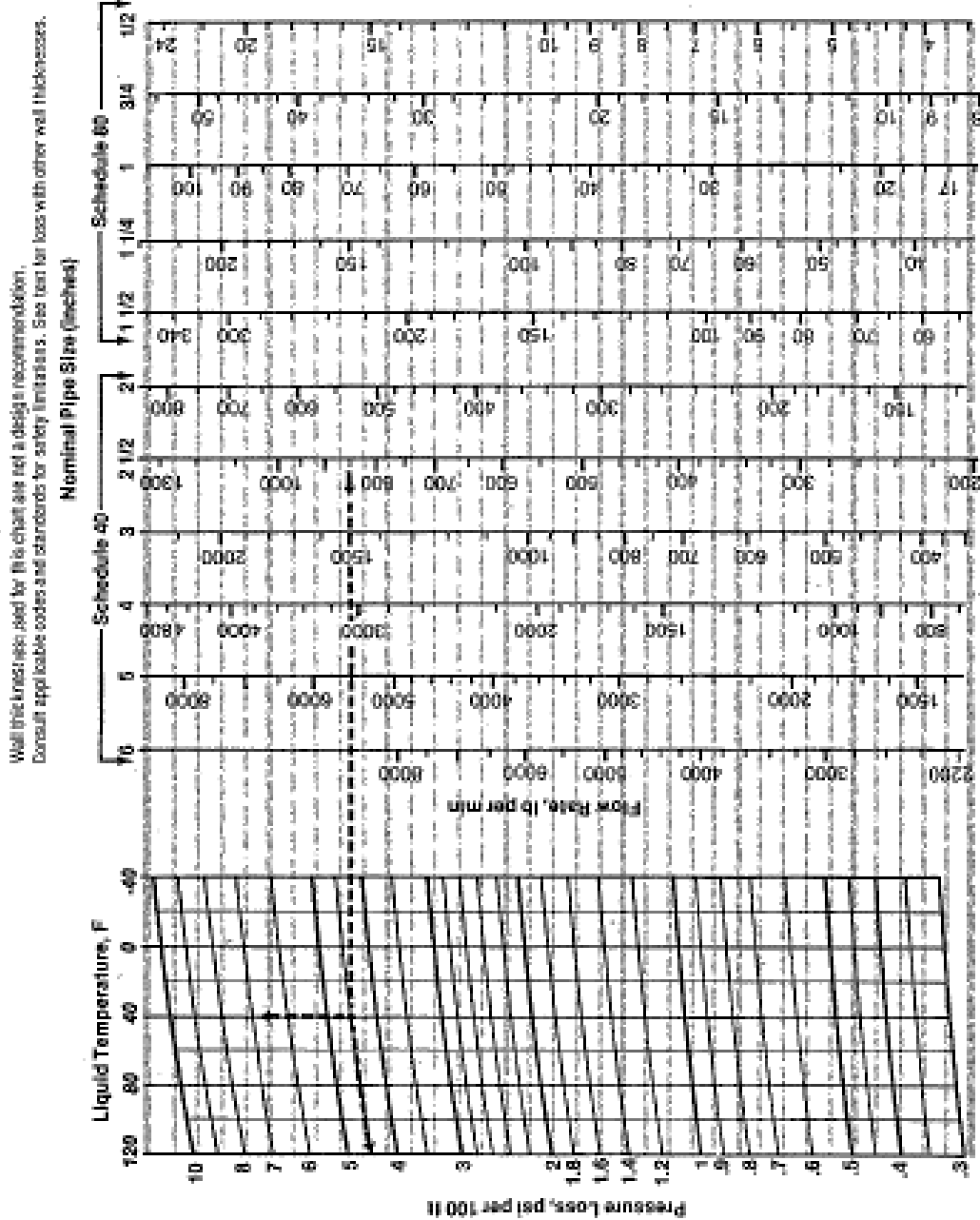
NOTES:

- a. Makeup to level-controlled thermosiphon receiver. Values based on liquid velocity of 1.5 to 2.5 ft/s.
- b. Values based on pressure drop in pipe of 0.25 psi per 1000 pipe diameters.
- c. Values based on 10 feet of pipe, one angle valve, one elbow and negligible pressure drop through the heat exchanger.
- d. Values based on maximum allowable total pressure drop of 0.25 psi, including losses in 50 feet of pipe, one globe valve, three elbows, one branch tee, and the exit of the thermosiphon receiver. TSV piping should be no smaller than 2".
- e. The basis of the above table is detailed on page 1-9. Refer to Figures 4-35 to 4-38 for schematics of typical thermosiphon oil cooler designs.

Fuente: IIAR, 2014

Anexo 9. Caída de presión en líneas de líquido

Figure 1-9
Liquid Lines, Pressure Loss in Steel Pipe



NOTE: Wall thicknesses used for this chart are not a design recommendation. Consult applicable codes and standards for safety limitations. See text for pressure loss for other wall thicknesses.

Anexo 10. Espesor de aislamiento

(Temperatura Ambiente de 38°C, Humedad Relativa del 90%, Emitancia de 0,4, Velocidad del Viento de 12 km/h)

Diámetro Nominal de la Tubería, mm	Temperatura de Funcionamiento de la Tubería, °C							
	+5	-7	-20	-30	-40	-50	-60	-70
15	25	40	40	50	50	65	65	65
20	25	40	50	50	65	65	65	75
25	25	40	50	50	65	65	75	90
40	40	40	50	50	65	65	75	90
50	40	40	50	65	75	75	90	100
65	40	40	50	65	75	75	90	100
75	40	50	65	75	75	90	100	115
100	40	50	65	75	90	90	100	115
125	40	50	65	75	90	100	115	125
150	50	65	75	75	90	100	115	125
200	50	65	75	90	100	115	125	140
250	50	65	75	90	100	115	125	150
300	50	65	75	90	115	125	140	150
350	50	65	90	100	115	125	140	150
400	50	75	90	100	115	125	150	165
450	50	75	90	100	115	140	150	165
500	50	75	90	100	115	140	150	165
600	50	75	90	100	125	140	150	180
700	50	75	90	100	125	140	150	180
750	65	75	90	100	125	140	165	180
900	65	75	90	100	125	140	165	180

Notas:

1. El espesor del aislamiento se selecciona ya sea para prevenir, o minimizar, la condensación en la superficie de la camisa exterior, como para limitar la ganancia de calor a 25 W/m², el espesor que sea mayor.
2. Todos los espesores son en milímetros.
3. Los valores no incluyen factores de seguridad o de envejecimiento. Las condiciones reales de funcionamiento pueden variar. Consulte a un ingeniero proyectista para recomendaciones adecuadas para su sistema específico.
4. Datos calculados utilizando el programa NAIMA 3E Plus.

Fuente: ASHRAE Refrigeración, 2010

Anexo 11. Ficha técnica de una de las manejadoras de aire



Fecha: 2017-09-12
 Solicitud del:
 Proyecto:
 No. de oferta:
 Posición:
 Responsable:

Enfriador de aire		MDGN 041A/34-AJ/12P ¡Sólo para el cálculo!	
Capacidad:	12.6 kW	Medio:	Propilenoglicol 30 Vol. %
Superficie de reserva:	6.9 %	Entrada:	-5.0 °C
Caudal de aire:	9150 m³/h	Salida:	-1.0 °C
Velocidad del aire:	2.4 m/s	Pérdida de presión:	0.54 bar
Condensado:	3.21 kg/h	Volume flow (current/max):	2.84 / 3.83 m³/h
Temp. de aire:	5.0 °C	Caudal de masa:	2945 kg/h
Humedad rel.:	75 %	Ventiladores:	3 Unidad(es) 3~400V 60HzY/(-)
Presión atmosf.:	1013 mbar	Datos por motor (datos nominales):	Diámetro del ventilador:
Coef. transf. de calor:	16.24 W/(m²·K)	Revoluciones:	1400 min-1 / (-)
		Capacidad:	0.29 kW, 1/6 hp mecánico
		Corriente:	0.52 A
		Corriente:	0.52 A
		Tiro de aire:	aprox. 2 x 10 m ⁽¹⁾
Caja:	AlMg, Pintada en polvo blanco brillante	Tubos intercambiador:	Cobre ⁽²⁾
Superf. de intercambio:	103.8 m²	Aletas:	Aluminio ⁽²⁾
Volumen de tubos:	16.4 l	Conexiones por cada aparato:	
Paso de aleta:	4.00 mm	Entrada:	1 1/8 in
Peso vacío:	128 kg ⁽³⁾	Salida:	1 1/8 in
Presión de servicio máxima:	16.0 bar		
Dimensiones: ⁽³⁾		Colector:	2 x 7/8 in
Longitud del aparato:	2330 mm	Diámetro de distribuidor:	2 x 7/8 in
Ancho del aparato:	1565 mm	Area de paso:	1.1 m²
Altura del aparato:	475 mm ⁽³⁾	Circuitos:	1N
Número de soportes:	8	Distribuciones:	4

Fuente: Guntner Software GPC-AM-2015

Anexo 12. Ficha técnica de una de los evaporadores de amoniaco



Fecha: 2017-09-12
 Solicitud del:
 Proyecto:
 No. de oferta:
 Posición:
 Responsable:

Evaporador inundado AGHN 050.2F/312-HHL/14P.M ¡Sólo para el cálculo!

Capacidad:	31.0 kW	Refrigerante:	NH3 (R717)
Superficie de reserva:	3.3 %	Temp. de evaporación:	-8.0 °C
Caudal de aire:	25833 m ³ /h ⁽¹⁾	Tasa de alimentación (bomba):	4.0
Velocidad del aire:	3.4 m/s		
Condensado:	11.65 kg/h		
Temp. de aire:	0.0 °C ⁽²⁾		
Humedad rel.:	80 %		
Presión atmosf.:	1013 mbar		
Coef. transf. de calor:	38.18 W/(m ² ·K)	Caudal de masa:	346 kg/h
Ventiladores:	3 Unidad(es) 3~460V 60HzY/(--)	Diámetro del ventilador:	500 mm
Datos por motor (datos nominales):		Nivel de presión sonora:	64 dB(A)
Revoluciones:	1650 min ⁻¹ / (--)	a una distancia de:	3.0 m
Capacidad:	1.30 kW, 1 hp mecánico		
Corriente:	2.10 A	Tiro de aire:	aprox. 32 m ⁽³⁾
Caja:	AlMg, Pintada en polvo blanco brillante	Tubos intercambiador:	Acero inox. AISI 304 ⁽⁴⁾
Superf. de intercambio:	109.0 m ²	Aletas:	Aluminio ⁽⁴⁾
Diámetro de distribuidor:	1" NPS (33.40 mm)	Colector:	1 1/4" NPS (42.16 mm)
Volumen de tubos:	44.2 l	Entrada:	1/2" NPS (21.34 mm)
Paso de aleta:	12.00 mm	Colector de aspiración:	1 1/4" NPS (42.16 mm)
Peso vacío:	231 kg ⁽⁵⁾		
Presión de servicio máxima:	32.0 bar		
Dimensiones: ⁽⁵⁾			
Longitud del aparato:	3620 mm	Circuitos:	1N
Ancho del aparato:	835 mm	Distribuciones:	6
Altura del aparato:	785 mm ⁽⁵⁾	Area de paso:	2.1 m ²
Número de soportes:	8		

Fuente: Guntner Software GPC-AM-2015

Anexo 13. Ficha técnica del intercambiador de calor o “chiller



INDUSTRIAL REFRIGERATION
 practica Flavio Ureña
 PLW-400-24

PLW-400-24



Lisandro Salas
 Date: October 09, 2017
 Gauge Ref: 14.7 psi

PACKAGE DESIGN AND PERFORMANCE

Model	PLW-400-24	Mass Empty	4041 lbm
Overall Length	99,4 in	Mass Flooded	4159 lbm
Overall Width	58,9 in	Charge	118 lbm
Overall Height	102,6 in	Capacity	125,8 TR
Vessel Dia	24,0 in	Max Capacity	162,2 TR
Vessel Length	88,0 in	Gas Out Flow	53,8 lbm/min
Overall DWP	250,0 psi	Max Gas Out	69,4 lbm/min
Operating Temp	17,6 °F	Flow	
Liq Feed Temp	95,0 °F		
Liq Feed Size	1,5in Motorized		
Liq Feed Veloc	66,4 %		
Operating Level	2,0 in		
High Level	9,5 in		
Surge Volume	6,9 ft³		

HEAT EXCHANGER DESIGN AND PERFORMANCE

Refrigerant	R717 Ammonia	Plate Pairs	62
Fluid	Propylene Glycol	REFRIGERANT SIDE	
% By Mass	30,0 %	Evap Temp	17,6 °F
Refrig DWP	250,0 psi	Evap Pres	31,0 psig
Max Plate Pairs	67	LIQUID SIDE	
Bar Length	35,4 in	Enter Temp	30,2 °F
Plate Material	304 Stainless	Leave Temp	23,0 °F
Plate Thickness	0,5 mm	Mass Flow	3837,4 lbm/min
Gasket Material	EPDM/Paraprene	Vol Flow	445,6 gpm
Liq Fitting Type	Studded - Lined	Pres Drop	10,4 psi
Liq Fitting Dia	4,0 in	Min Wall Temp	20,0 °F

NOZZLES (CUSTOMER CONNECTIONS)

	Dia	Mass Flow	Pres Drop
	(in)	(lbm/min)	(psi/100ft)
Gas Outlet (Refrig Side)	4,0	53,8	0,36
Liq Makeup (Refrig Side)	1,5	53,8	9,39
Sec Fluid Connections (Brine Side)	4,0	3837,4	

Fuente: Frick, Coolware 2017

HEAT EXCHANGER DESIGN AND PERFORMANCE

Model	PLW-400-24	Mass Empty	2082 lbm
Length	51,9 in	Mass Flooded	2171 lbm
Width	22,0 in	Plate Area	498,1 ft ²
Height	57,3 in	Refrig Charge	88,8 lbm
Plate Angle	30/30	Refrig Pres Drop	0,3 psi
Flow Direction	Co-Current	Refrig Liq Head	1,1 ft
		dp	
		Recirc Ratio	1,3

VESSEL DESIGN AND PERFORMANCE

Max Sep Velocity	115,0 ft/min	Liq Out Flow	59,0 lbm/min
		Sep Velocity	89,1 ft/min
		Sep Velocity %	77,5 %
		Max	

NOZZLES (INTERNAL CONNECTIONS)

	Dia	Mass Flow	Pres Drop
	(in)	(lbm/min)	(psi/100ft)
Wet Return	4,0	59,0	0,48
Liquid Outlet	2,5	59,0	0,03
Relief	1,5		
Oil Pot Relief	0,5		
Level Column	1,5		
Drain	2,0		

RELIEF VALVES

	Main (Vessel)	Oil Pot
f Constant	0,5 lbm/ft ² -min	0,5 lbm/ft ² -min
Specific Volume Va	13,100 ft ³ /lbm	13,100 ft ³ /lbm
Relief Valve Size	Shank 813	Shank 800
Blowdown Bd	34,0 %	12,0 %
Allowed Pressure Drop = DWP x Bd	85,0 psi	30,0 psi
System Pressure Drop	35,7 psi	1,1 psi
Valve Cv	3,4	0,7
System Cvs	4,8	7,3
Required Flow=f x D x L x Va	243,0 scfm	10,9 scfm
Relief Book Flow Q	576,2 scfm	121,7 scfm
Adjusted Capacity=Qb x Cvs / Cv	470,6 scfm	121,1 scfm
Adjusted Capacity (Mass Flow)	35,9 lbm/min	9,2 lbm/min

Fuente: Frick, Coolware 2017

Anexo 14. Ficha técnica del compresor de -40 °C



practica Flavio Ureña
Run 1
RWFII 134

RWFII 134



Lisandro Salas
Date: October 09, 2017
Gauge Ref: 14.7 psi

PACKAGE		PERFORMANCE		CONDITIONS	
Model	RWFII 134	Capacity	66,8 TR	Refrigerant	R717 Ammonia
Compressor	SGC 1918	Shaft Power	91,6 hp	Comp Ratio	5,44
Vi Range	2.2 - 5,0	Capacity %	100,0 %	Ideal Vi	4,10
Casing	Gray Cast Iron	Perf Factor	1,371 hp/TR	Actual Vi	4,10
Rotors	Standard	Slide Valve Pos	100,0 %	Disc T	169,7 °F
Bearings	Standard	Speed	100,0 %	Disc DewT	22,4 °F
		Speed	3550 rpm		
EVAPORATOR		INTERCOOLER			
Capacity	66,8 TR	Capacity	79,8 TR		
DewT/BubbleT	-40,0 °F/ -40,0 °F	DewT/BubbleT	17,6 °F/ 17,6 °F		
Pressure	-4,3 psig	Pressure	31,0 psig		
Superheat	0,0 °F	Approach T	0,0 °F		
Inlet T	17,6 °F	Line Superheat	0,0 °F		
Line Superheat	10,0 °F	Inlet T	95,0 °F		
Line Pres Drop	1,0 psi	Line Superheat	0,0 °F		
		Line Pres Drop	1,0 psi		
OIL COOLING		OIL FLOWS			
Type	Frick #9	Total Flow	9,8 gpm		
Cooling Type	Thermosyphon	Pump Type	Demand		
Heat Reject	86 kbtu/hr	Pump On	Yes		
Bearing Oil T	130,0 °F	Valve Dia	1,0 in		
		Valve Pos	5,0 %		
		System dP	10,0 psi		
FLOW		SUCTION VALVE		DISCHARGE VALVE	
Suction	25,0 lbm/min	Type	Standard	Type	Standard
Discharge	25,0 lbm/min	Pres Drop	0,0 psi	Pres Drop	0,1 psi
		Stop	6,0 in	Stop	4,0 in
		Check	6,0 in	Check	4,0 in
OIL SEPARATOR		MOTOR		DESIGN	
Orientation	Horizontal	Power	100 hp	Mx Oil HR	86 kbtu/hr
Diameter	24,0 in	Nominal SF	1,15		
Coalescers	2	Actual SF	1,26		
Design Pres	300,0 psi	Volt	460/3/60		
Velocity Ref	0,34	FLA	112		
Saver CR	5,44	Starter	Solid State Mounted		

Fuente: Frick, Coolware 2017

COMPRESSOR			PACKAGE		
Swept Vol	V_{thm}	0,22 ft ³ /rev	Design Pres		300,0 psi
Volumetric Eff	VE	90 %	Separator Length		118,7 in
Min Capacity	C_{ap}	12,0 %	Separator Dia		24,0 in
REFRIGERANT			STANDARD AIR		
Specific Volume	V_r	6,210 ft ³ /lbm	Temperature	T_a	520,0 °R
Molecular Weight	M_r	17,03 g/mol	Specific Volume	V_a	13,100 ft ³ /lbm
Abs Relieving Temp	T_r	477,3 °R	Molecular Weight	M_a	28,97 g/mol
Spec Heat Ratio	k	1,38	Constant	C_a	356,0
Constant	f	0,5 lbm/ft ² -min			

COMPRESSOR PROTECTION

Refrigerant Constant $C_r = 520 \times ((k(2/(k+1)))^{(k+1)/(k-1)}))^{1/2} = 354,4$
 Conversion $r_w = (C_a/C_r) \times (T_r/T_a)^{1/2} \times (M_a/M_r)^{1/2} = 1,3$
 Refrigerant Mass Flow $W_r = V_{thm} \times RPM \times VE \times Cap / V_r = 13,7 \text{ lbm/min}$
 Air Mass Flow $W_a = W_r \times r_w = 17,2 \text{ lbm/min}$
 Displacement Flow = $W_a \times V_a = 225,4 \text{ scfm}$

VESSEL PROTECTION

Separator Flow = $f \times D \times L \times V_a = 129,5 \text{ scfm}$

RELIEF VALVE CAPACITY

Size = Shank 812
 Blowdown $B_d = 35,0 \%$
 Allowed Pressure Drop = $DWP \times B_d = 105,0 \text{ psi}$
 System Pressure Drop = 31,7 psi
 Valve $CV_v = 2,3$
 System $CV_s = 2,0$
 Book Capacity $Q_b = 462,0 \text{ scfm}$
 Adjusted Capacity = $Q_b \times CV_s / CV_v = 397,0 \text{ scfm}$

Fuente: Frick, Coolware 2017

Anexo 15. Ficha técnica del compresor de -8 °C



RWFII 177



practica Flavio Ureña
Run 1
Screw Package

Lisandro Salas
Date: **October 09, 2017**
Gauge Ref: **14.7 psi**

PACKAGE		PERFORMANCE		CONDITIONS	
Model	RWFII 177	Capacity	343,5 TR	Refrigerant	R717 Ammonia
Compressor	SGC 2313	Shaft Power	410,8 hp	Comp Ratio	4,50
Vi Range	2.2 - 5,0	Capacity %	100,0 %	Ideal Vi	3,71
Casing	Gray Cast Iron	Perf Factor	1,196 hp/TR	Actual Vi	3,71
Rotors	Standard	Slide Valve Pos	100,0 %	Disc T	180,0 °F
Bearings	Standard	Speed	100,0 %	Disc DewT	96,1 °F
		Speed	3550 rpm		
INTERCOOLER		CONDENSER			
Capacity	343,5 TR	Heat Reject	5224 mbh		
DewT/BubbleT	17,6 °F/ 17,6 °F	DewT/BubbleT	95,0 °F/ 95,0 °F		
Pressure	31,0 psig	Pressure	181,2 psig		
Line Superheat	0,0 °F	Subcooling	0,0 °F		
Inlet T	95,0 °F	Ext Subcooling	0,0 °F		
Line Superheat	10,0 °F	Line Superheat	0,0 °F		
Line Pres Drop	1,0 psi	Line Pres Drop	1,0 psi		
OIL COOLING		OIL FLOWS			
Type	Frick #3	Total Flow	41,3 gpm		
Cooling Type	Thermosyphon	Pump Type	None		
Heat Reject	450 kbtu/hr	Valve Dia	1,3 in		
Bearing Oil T	130,0 °F	Valve Pos	90,4 %		
		System dP	10,0 psi		
FLOW		SUCTION VALVE		DISCHARGE VALVE	
Suction	147,0 lbm/min	Type	Standard	Type	Standard
Discharge	147,0 lbm/min	Pres Drop	0,4 psi	Pres Drop	0,3 psi
		Stop	6,0 in	Stop	5,0 in
		Check	6,0 in	Check	5,0 in
OIL SEPARATOR		MOTOR		DESIGN	
Orientation	Horizontal	Power	424 hp	Min Cond	75,0 °F/ 75,0 °F
Diameter	30,0 in	Nominal SF	1,15	Min Speed	720 rpm
Coalescers	3	Actual SF	1,19	Mx Oil HR	450 kbtu/hr
Design Pres	300,0 psi	Volt	460/3/60		
Velocity Ref	0,61	FLA	457		
Saver CR	3,25	Drive	Drive Loose		

Fuente: Frick, Coolware 2017

COMPRESSOR			PACKAGE		
Swept Vol	V_{thm}	0.29 ft ³ /rev	Design Pres		300,0 psi
Volumetric Eff	VE	90 %	Separator Length		131,9 in
Min Capacity	C_{ap}	12,0 %	Separator Dia		30,0 in
REFRIGERANT			STANDARD AIR		
Specific Volume	V_r	3,291 ft ³ /lbm	Temperature	T_a	520,0 °R
Molecular Weight	M_r	17,03 g/mol	Specific Volume	V_a	13,100 ft ³ /lbm
Abs Relieving Temp	T_r	509,7 °R	Molecular Weight	M_a	28,97 g/mol
Spec Heat Ratio	k	1,42	Constant	C_a	356,0
Constant	f	0.5 lbm/ft ² -min			

COMPRESSOR PROTECTION

Refrigerant Constant $C_r = 520 \times ((k(2/(k+1)))^{(k+1)/(k-1)}))^{1/2} = 358,0$
 Conversion $r_w = (C_a/C_r) \times (T_r/T_a)^{1/2} \times (M_a/M_r)^{1/2} = 1,3$
 Refrigerant Mass Flow $W_r = V_{thm} \times RPM \times VE \times Cap / V_r = 34,1 \text{ lbm/min}$
 Air Mass Flow $W_a = W_r \times r_w = 43,8 \text{ lbm/min}$
 Displacement Flow = $W_a \times V_a = 574,3 \text{ scfm}$

VESSEL PROTECTION

Separator Flow = $f \times D \times L \times V_a = 180,0 \text{ scfm}$

RELIEF VALVE CAPACITY

Size = Shank 813
 Blowdown $B_d = 35,0 \%$
 Allowed Pressure Drop = $DWP \times B_d = 105,0 \text{ psi}$
 System Pressure Drop = 31,7 psi
 Valve $CV_v = 3,4$
 System $CV_s = 3,0$
 Book Capacity $Q_b = 685,6 \text{ scfm}$
 Adjusted Capacity = $Q_b \times CV_s / CV_v = 594,1 \text{ scfm}$

Fuente: Frick, Coolware 2017

Anexo 16. Ficha técnica del compresor de -28 °C



RXF 15



practica Flavio Ureña
Run 1
RXF 15

Lisandro Salas
Date: **October 12, 2017**
Gauge Ref: **14.7 psi**

PACKAGE		PERFORMANCE		CONDITIONS	
Model	RXF 15	Capacity	13,1 TR	Refrigerant	R717 Ammonia
Compressor	XJF 95M	Shaft Power	12,1 hp	Comp Ratio	2,82
Vi Range	2.2 - 5,0	Capacity %	100,0 %	Ideal Vi	2,49
Casing	Gray Cast Iron	Perf Factor	0,925 hp/TR	Actual Vi	2,20
Rotors	Standard	Slide Valve Pos	100,0 %	Disc T	146,7 °F
Bearings	Standard	Speed	100,0 %	Disc DewT	22,3 °F
		Speed	3550 rpm		
EVAPORATOR		INTERCOOLER			
Capacity	13,1 TR	Capacity	15,1 TR		
DewT/BubbleT	-18,4 °F/ -18,4 °F	DewT/BubbleT	17,6 °F/ 17,6 °F		
Pressure	4,4 psig	Pressure	31,0 psig		
Superheat	0,0 °F	Approach T	0,0 °F		
Inlet T	17,6 °F	Line Superheat	0,0 °F		
Line Superheat	10,0 °F	Inlet T	95,0 °F		
Line Pres Drop	1,0 psi	Line Superheat	0,0 °F		
		Line Pres Drop	1,0 psi		
OIL COOLING		OIL FLOWS			
Type	Frick #3	Total Flow	2,4 gpm		
Cooling Type	Thermosyphon	Pump Type	Demand		
Heat Reject	8 kbtu/hr	Pump On	Yes		
Bearing Oil T	130,0 °F	System dP	10,0 psi		
FLOW		SUCTION VALVE		DISCHARGE VALVE	
Suction	4,8 lbm/min	Type	Standard	Type	Standard
Discharge	4,8 lbm/min	Pres Drop	0,1 psi	Pres Drop	0,0 psi
		Stop	2,5 in	Stop	2,5 in
		Check	2,5 in	Check	2,5 in
OIL SEPARATOR		MOTOR		DESIGN	
Orientation	Horizontal	Power	30 hp	Mx Oil HR	8 kbtu/hr
Diameter	14,0 in	Nominal SF	1,15		
Coalescers	1	Actual SF	2,85		
Design Pres	300,0 psi	Volt	460/3/60		
Velocity Ref	0,32	FLA	35		
Saver CR	2,82	Starter	Solid State Loose		

Fuente: Frick, Coolware 2017

COMPRESSOR			PACKAGE		
Swept Vol	V_{thm}	0,03 ft ³ /rev	Design Pres		300,0 psi
Volumetric Eff	VE	90 %	Separator Length		74,6 in
Min Capacity	C_{ap}	25,0 %	Separator Dia		14,0 in
REFRIGERANT			STANDARD AIR		
Specific Volume	V_r	6,210 ft ³ /lbm	Temperature	T_a	520,0 °R
Molecular Weight	M_r	17,03 g/mol	Specific Volume	V_a	13,100 ft ³ /lbm
Abs Relieving Temp	T_r	477,3 °R	Molecular Weight	M_a	28,97 g/mol
Spec Heat Ratio	k	1,38	Constant	C_a	356,0
Constant	f	0,5 lbm/ft ² -min			

COMPRESSOR PROTECTION

$$\text{Refrigerant Constant } C_r = 520 \times \left(\frac{2}{(k+1)} \right)^{\frac{(k+1)/(k-1)}{2}} = 354,4$$

$$\text{Conversion } r_w = (C_a/C_r) \times (T_r/T_a)^{1/2} \times (M_a/M_r)^{1/2} = 1,3$$

$$\text{Refrigerant Mass Flow } W_r = V_{thm} \times \text{RPM} \times \text{VE} \times C_{ap} / V_r = 3,2 \text{ lbm/min}$$

$$\text{Air Mass Flow } W_a = W_r \times r_w = 4,1 \text{ lbm/min}$$

$$\text{Displacement Flow} = W_a \times V_a = 53,2 \text{ scfm}$$

VESSEL PROTECTION

$$\text{Separator Flow} = f \times D \times L \times V_a = 47,5 \text{ scfm}$$

RELIEF VALVE CAPACITY

Size = Shank 812

Blowdown $B_d = 35,0 \%$

Allowed Pressure Drop = $DWP \times B_d = 105,0 \text{ psi}$

System Pressure Drop = $13,9 \text{ psi}$

Valve $CV_v = 2,3$

System $CV_s = 2,2$

Book Capacity $Q_b = 462,0 \text{ scfm}$

Adjusted Capacity = $Q_b \times CV_s / CV_v = 432,9 \text{ scfm}$

Fuente: Frick, Coolware 2017

Anexo 17. Ficha técnica del condensador evaporativo



XLP2-1018-648



practica Flavio Ureña
XLP2-1018-648

Lisandro Salas
Date: October 12, 2017
Gauge Ref: 14.7 psi

MODEL		WET RATING		AIR/WATER	
XLP2-1018-648		Refrigerant	R717 Ammonia	Fans	3
Length	215,8 in	WetBulb Temp	80,6 °F	Fan Motors	(3)7,5 hp
Width	118,0 in	Cond Temp	95,0 °F	Pump Motors	(1)7,5 hp
Height	184,0 in	Heat Rejection	5276 mbh	Air Flow	81800 cfm
		Cond Pres	181,2 psig	Water Flow	760,0 gpm
WEIGHTS/VOLUMES		DRY RATING		NOISE	
Shipping	24370 lbm	Dry Bulb Temp	50,0 °F	Top @ 5ft	82,2 dBA
Operating	33930 lbm	Cond Temp	75,0 °F	Back @ 5ft	68,4 dBA
Heavy Section	18510 lbm	Heat Rejection	1252 mbh	End @ 5ft	68,5 dBA
Coil Volume	98,5 ft³			End @ 5ft	73,0 dBA
Refrig Charge	911 lbm			Air Inlet @ 5ft	91,4 dBA
				Top @ 50ft	69,1 dBA
				Back @ 50ft	61,4 dBA
				End @ 50ft	61,0 dBA
				End @ 50ft	61,0 dBA
				Air Inlet @ 50ft	75,9 dBA

Fuente: Frick, Coolware 2017

Anexo 18. Ficha técnica del recibidor de líquido



VHPTSR 54-149



practica Flavio Ureña
VHPTSR 54-149

Lisandro Salas
Date: October 12, 2017
Gauge Ref: 14.7 psi

VESSEL		CONDITIONS		PERFORMANCE	
Model	VHPTSR 54-149	Refrigerant	R717 Ammonia	Max Heat Load	5234 kbtu/hr
Diameter	54 in	Operating	95,0 °F	Reservoir Vol	24,7 ft³
Length	149,0 in				
DWP	250 psi				
LEVELS		NOZZLES			
Total	178,3 ft³		Dia		
Refrig Charge	5885 lbm		(in)		
		Equalizer	6,00		
		Liq Inlet	5,00		
		Liq Outlet	2,50		
		Relief	0,75		
		TS Supply	5,00		
		TS Return	6,00		
		Level Col	1,25		
		Purge	0,75		
		Drain	1,00		

Fuente: Frick, Coolware 2017

Anexo 19. Ficha técnica de la recirculadora de media temperatura



practica Flavio Ureña
VRP 42

VRP 42



Lisandro Salas
Date: October 10, 2017
Gauge Ref: 14.7 psi

VESSEL		CONDITIONS		PERFORMANCE	
Model	VRP 42	Refrigerant	R717 Ammonia	Max Capacity	401,5 TR
Orientation	Vertical	Operating	17,6 °F	Max Flow	171,8 lbm/min
Diameter	42 in	Liq Feed	95,0 °F	Max Velocity	115,0 ft/min
Length	143,0 in	Recirc Ratio	4,0		
DWP	250 psi				

LEVELS		NOZZLES		
		Dia	Mass Flow	Pres Drop
		(in)	(lbm/min)	(psi/100ft)
Operating Lev	18,0 in			
High Level	91,0 in			
Surge	56,5 ft³	Gas Outlet	6,00	171,8
Refrig Charge	445 lbm	Wet Return	8,00	525,8
		Liq Outlet	1,50	84,8
		Liq Makeup	4,00	256,6
		Pump Suction	5,00	525,8
		Level Col	1,50	0,05
		Relief	0,75	
		Oil Pot Vent	0,75	
		Liq Bypass	1,50	

PUMP			
R42-216F4AM-040551-A		Brake Power	1,9 hp
Voltage	460/3/60	Nom Power	3,4 hp
Pres Diff	35,0 psi	Impeller	6,0 in
Capacity	113,1 TR	NPSH Req	2,6 ft
Flow	163,2 lbm/min	NPSH Avail	4,8 ft
Flow	30,1 gpm	Pump TDH	124,3 ft

LIQUID FEED

RELIEF VALVE

f Constant	0,5 lbm/ft²·min
Specific Volume Va	13,100 ft³/lbm
Vessel Required Flow=f x Dx L x Va	273,2 scfm
Size	Shank 813
Blowdown Bd	34,0 %
Allowed Pressure Drop=DWP x Bd	85,0 psi
System Pressure Drop	48,6 psi
Valve Cvv	3,4
System Cvs	3,7
Book Capacity Qb	576,2 scfm
Adjusted Capacity=Qb x Cvs / Cvv	424,4 scfm

Fuente: Frick, Coolware 2017

Anexo 20. Ficha técnica de la recirculadora de baja temperatura



VRP 42



practica Flavio Ureña
VRP 42

Lisandro Salas
Date: October 09, 2017
Gauge Ref: 14.7 psi

VESSEL		CONDITIONS		PERFORMANCE	
Model	VRP 42	Refrigerant	R717 Ammonia	Max Capacity	237,1 TR
Orientation	Vertical	Operating	-40,0 °F	Max Flow	88,6 lbm/min
Diameter	42 in	Liq Feed	17,6 °F	Max Velocity	237,6 ft/min
Length	143,0 in	Recirc Ratio	4,0		
DWP	250 psi				

LEVELS		NOZZLES			
Operating Lev	18,0 in	Dia	Mass Flow	Pres Drop	
High Level	91,0 in	(in)	(lbm/min)	(psi/100ft)	
Surge	56,5 ft ^a	Gas Outlet	8,00	88,6	0,12
Refrig Charge	473 lbm	Wet Return	10,00	317,7	0,14
		Liq Makeup	3,00	88,6	1,70
		Pump Suction	4,00	317,7	0,05
		Level Col	1,50		
		Relief	0,75		
		Oil Pot Vent	0,75		
		Liq Bypass	1,50		

PUMP			
R42-216F4AM-0405S1-A	Brake Power	1,5 hp	
Voltage	460/3/60	Nom Power	3,4 hp
Pres Diff	35,0 psi	Impeller	5,8 in
Capacity	63,3 TR	NPSH Req	1,8 ft
Flow	84,8 lbm/min	NPSH Avail	4,7 ft
Flow	14,7 gpm	Pump TDH	116,9 ft

LIQUID FEED

RELIEF VALVE

f Constant	0,5 lbm/ft ³ -min
Specific Volume Va	13,100 ft ³ /lbm
Vessel Required Flow=f x Dx L x Va	273,2 scfm
Size	Shank 813
Blowdown Bd	34,0 %
Allowed Pressure Drop=DWP x Bd	85,0 psi
System Pressure Drop	48,6 psi
Valve Cv	3,4
System Cvs	3,7
Book Capacity Qb	576,2 scfm
Adjusted Capacity=Qb x Cvs / Cv	424,4 scfm

Fuente: Frick, Coolware 2017

Anexo 21. Ficha técnica del tanque inundado



practica Flavio Ureña
HSDS 12-48

HSDS 12-48



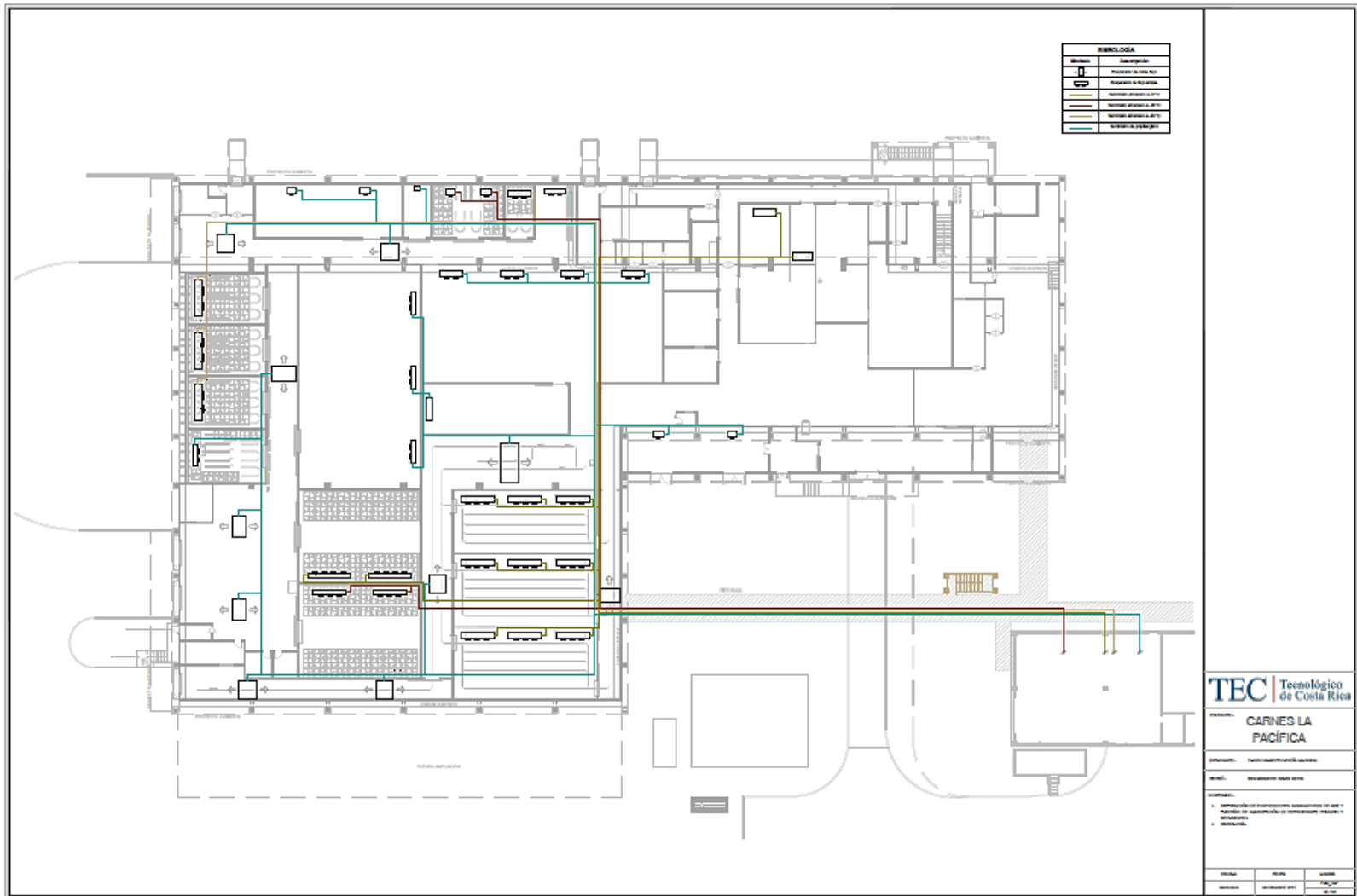
Lisandro Salas
Date: October 10, 2017
Gauge Ref: 14.7 psi

VESSEL		CONDITIONS		PERFORMANCE	
Model	HSDS 12-48	Refrigerant	R717 Ammonia	Max Capacity	13,3 TR
Diameter	12 in	Operating	-18,4 °F	Max Flow	4,9 lbm/min
Length	48,0 in	Liq Feed	20,0 °F	Max Velocity	176,9 ft/min
DWP	300 psi	Recirc Ratio	2,0		
LEVELS		NOZZLES			
Operating Level	4,0 in		Dia (in)	Mass Flow (lbm/min)	Pres Drop (psi/100ft)
High Level	6,4 in	Gas Outlet	2,00	4,9	0,24
Surge	0,7 ft³	Wet Return	2,50	9,1	0,25
Refrig Charge	31 lbm	Liq Makeup	0,75	4,9	4,27
		Liq Outlet	1,00	9,1	0,09
		Relief	0,50		
		Level Col	1,00		
		Drain	1,00		

Fuente: Frick, Coolware 2017

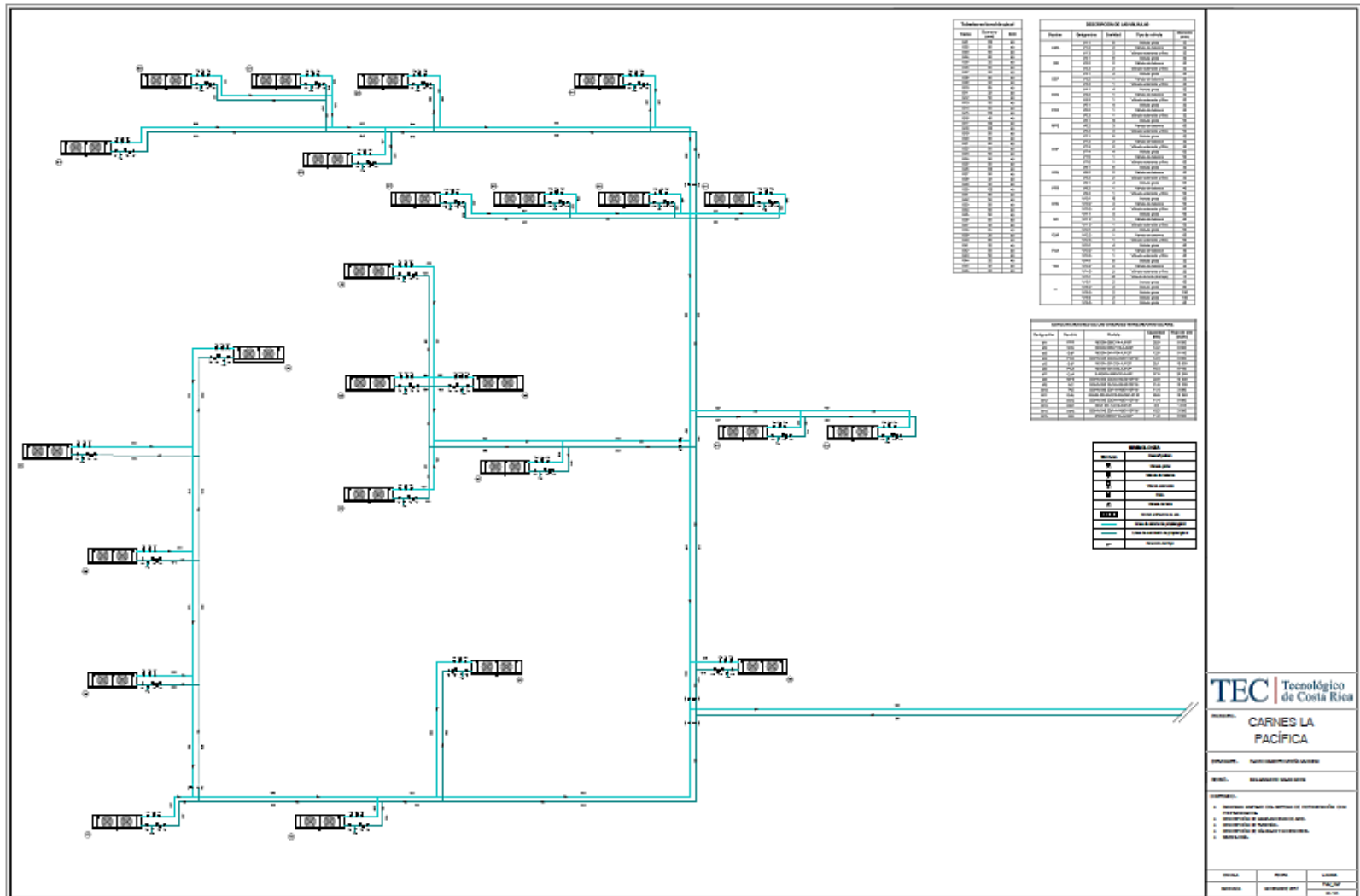
APÉNDICES

Apéndice 1. Distribución de evaporadores y manejadoras de aire



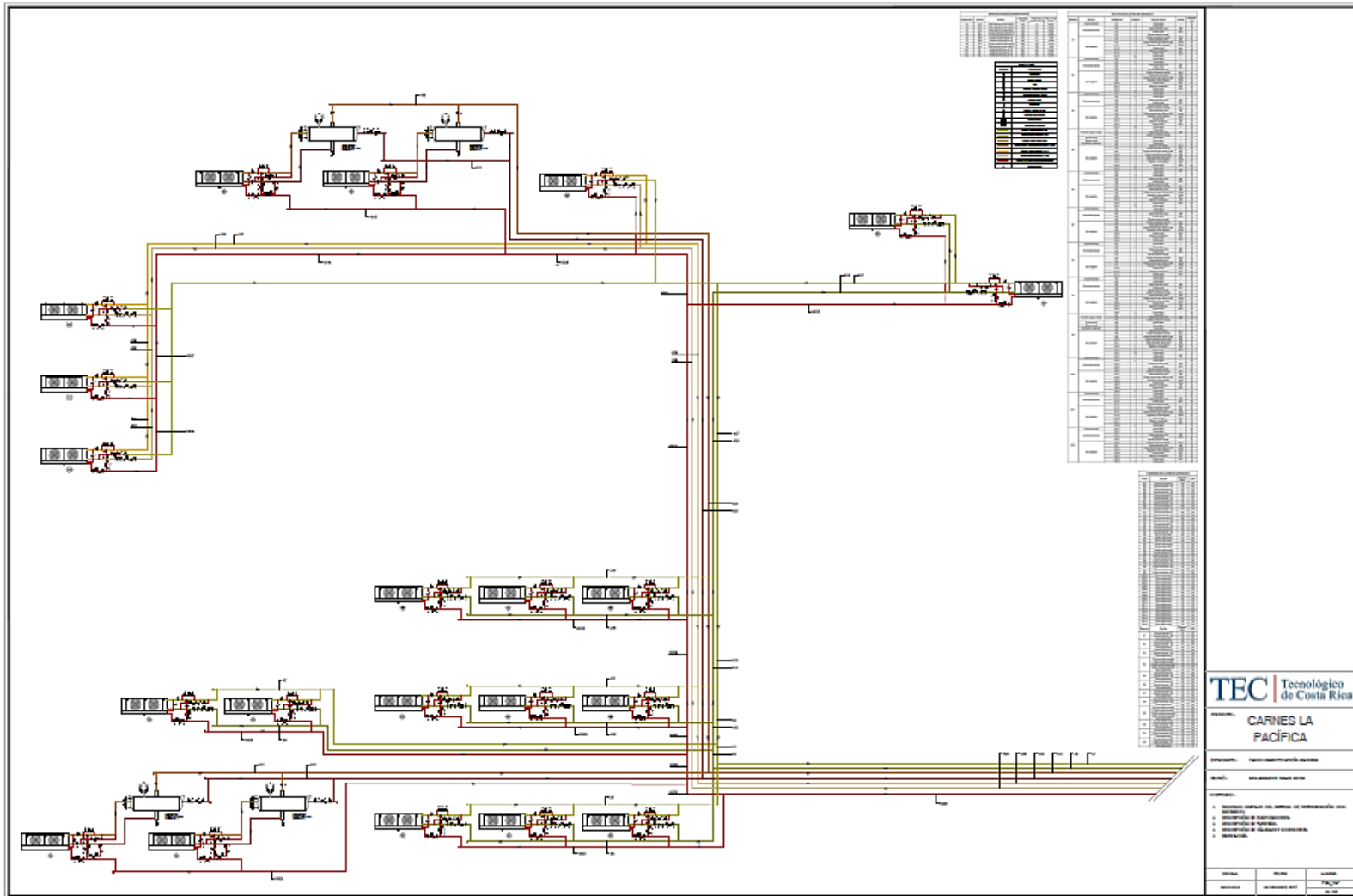
Fuente: Elaboración propia

Apéndice 2. Diagrama unifilar de la red de propilenglicol



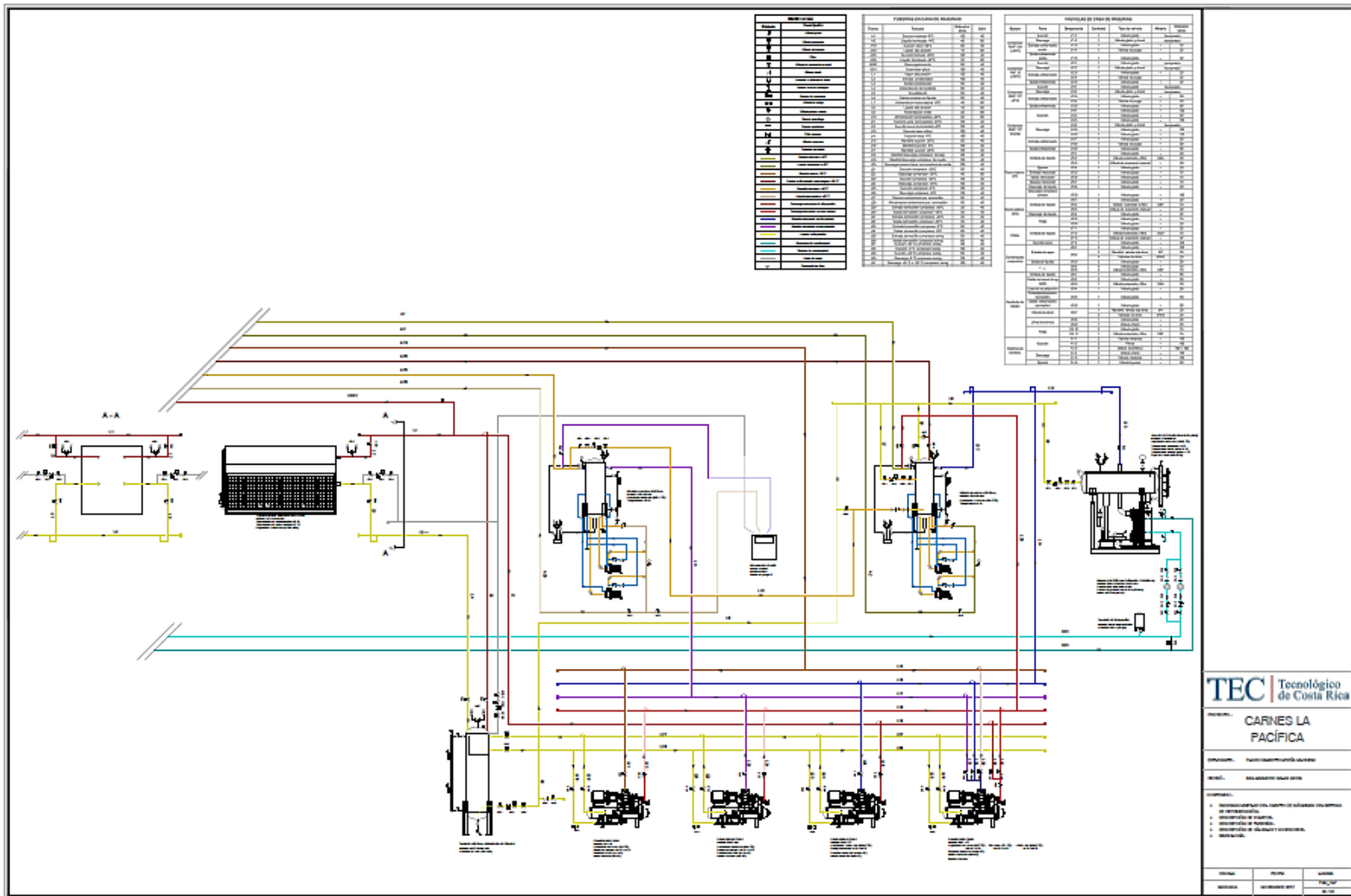
Fuente: Elaboración propia

Apéndice 3. Diagrama unifilar de la red de amoniaco



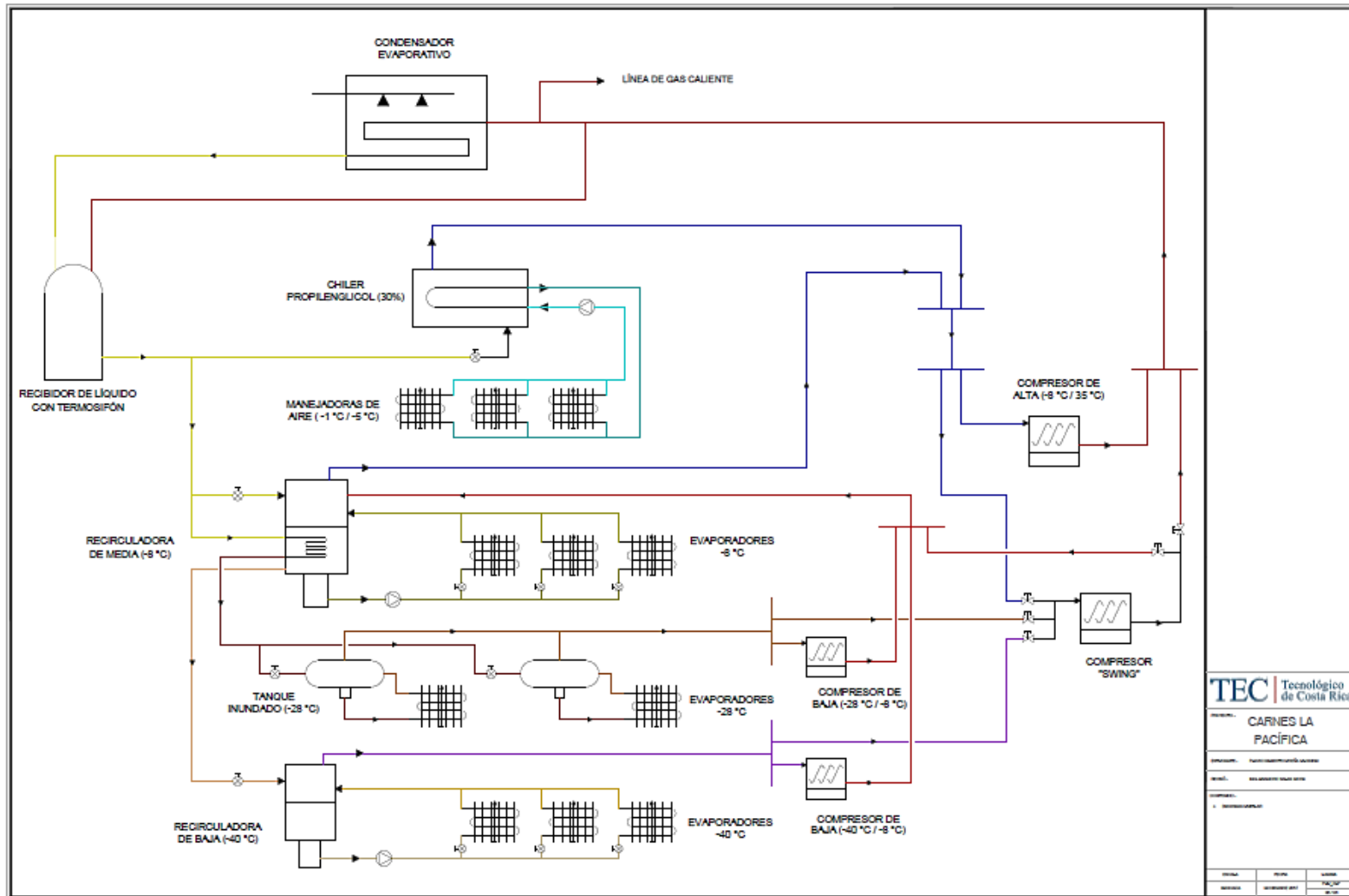
Fuente: Elaboración propia

Apéndice 4. Diagrama unifilar de la casa de máquinas



Fuente: Elaboración propia

Apéndice 5. Diagrama unifilar del sistema



Fuente: Elaboración propia