



UNIVERSIDAD  
DE PIURA

REPOSITORIO INSTITUCIONAL  
PIRHUA

# DISEÑO DE PLANTA PILOTO DE REFRIGERACIÓN INDUSTRIAL Y DE ESTRATEGIA DE CONTROL

Wilfredo Guzmán-Ortiz

Piura, marzo de 2018

FACULTAD DE INGENIERÍA

Departamento de Ingeniería Mecánico-Eléctrica

Guzmán, W. (2018). *Diseño de planta piloto de refrigeración industrial y de estrategia de control* (Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico-Eléctrico). Universidad de Piura. Facultad de Ingeniería. Programa Académico de Ingeniería Mecánico-Eléctrica. Piura, Perú.



Esta obra está bajo una licencia

[Creative Commons Atribución-NoComercial-SinDerivar 4.0 Internacional](https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/)

[Repositorio institucional PIRHUA – Universidad de Piura](https://repositorio.institucional.pirhua.edu.pe/)

**UNIVERSIDAD DE PIURA**  
**FACULTAD DE INGENIERÍA**



**Diseño de planta piloto de refrigeración industrial y de estrategia de control**

**Tesis para optar el Título de  
Ingeniero Mecánico – Eléctrico**

**Wilfredo Adrián Guzmán Ortiz**

Asesor: Mgtr. Ing. José José Manrique Silupú

Piura, marzo 2018



## **Agradecimiento**

A mis padres y mis hermanas, por haber confiado en mí durante el desarrollo de este proyecto, y brindado su apoyo.

A María Inés, por darme su apoyo para sacar este proyecto adelante.

A Gustavo, Kevin y Jorge, por sus consejos de amigo en esta etapa.

A El Sentimiento Guinda, por sus enseñanzas a lo largo de la carrera.

Al Dr. Ipanaqué y al Ing. Manrique, por la oportunidad de crecer profesionalmente.



## **Prólogo**

El presente proyecto de titulación se ha desarrollado durante la ejecución del proyecto “Control avanzado para mejorar uso de consumo energético en sistemas de refrigeración industrial”, con Convenio de Subvención N° 005-2016-FONDECYT. El proyecto en mención busca reducir los costos de consumo eléctrico mediante la aplicación de estrategias de control avanzado en los diferentes procesos que constituyen el ciclo de refrigeración.

En este documento, se podrán encontrar criterios de diseño para una planta piloto de refrigeración industrial, en el campus de la Universidad de Piura, así como también propuestas de estrategias de control usadas en la industria.

En el primer capítulo se podrán encontrar los aspectos teóricos necesarios para entender el desarrollo posterior del documento. En el segundo y tercer capítulo se encuentran los criterios de diseño desde los puntos de vista geométrico y energético. Por último, en el cuarto capítulo, se podrá encontrar la estrategia de control seleccionada por el autor.

Se hace un agradecimiento al Ing. Rodolfo Rodríguez, docente de la Universidad de Piura, quien tiene a cargo la supervisión de los datos adquiridos mediante el radar de la universidad, y quien ha compartido su información para realizar el diseño de la planta piloto.

Finalmente, se hace llegar el agradecimiento a CIENCIACTIVA del CONCYTEC por las facilidades brindadas para desarrollar este proyecto de investigación. De igual manera, se agradece a la Embajada del Reino Unido por el intercambio de conocimientos.



## Índice de contenido

<b>Introducción</b> .....	1
<b>Capítulo 1 Generalidades</b> .....	3
1.1. Breve historia de la refrigeración .....	3
1.2. Fundamentos de termodinámica .....	5
1.2.1. Sistema termodinámico .....	5
1.2.2. Clasificación de la energía.....	6
1.2.3. Propiedades de un sistema .....	7
1.2.4. Ley cero de la termodinámica.....	8
1.2.5. Primera ley de la termodinámica .....	8
1.2.6. Segunda ley de la termodinámica .....	9
1.2.7. Ciclos de refrigeración.....	11
1.2.7.1. Ciclo de Carnot.....	13
1.2.7.2. Ciclo de refrigeración por compresión de vapor .....	14
1.3. Fundamentos de transferencia de calor .....	16
1.3.1. Transferencia de calor por conducción.....	16
1.3.2. Transferencia de calor por convección .....	16
<b>Capítulo 2 Criterios de diseño</b> .....	19
2.1. Características del producto a enfriar .....	19
2.1.1. Frutas de estudio .....	19
2.1.2. Consideraciones de conservación .....	20
2.1.2.1. Mango.....	20
2.1.2.2. Plátano .....	21
2.1.2.3. Uva de mesa .....	21
2.1.3. Propiedades térmicas de las frutas .....	22
2.2. Condiciones ambientales.....	26
2.2.1. Datos ambientales .....	26
2.2.2. Psicrometría .....	28
2.3. Criterios de dimensionamiento .....	30
2.3.1. Pallets.....	30
2.3.2. Empaque de frutas, distribución sobre pallet y apilamiento.....	32
2.3.2.1. Mango.....	32
2.3.2.2. Plátano (banano orgánico).....	32
2.3.2.3. Uva de mesa .....	32
2.3.3. Presencia de personas .....	33
2.3.4. Evaporador.....	33
2.3.5. Puertas.....	33

2.3.6.	Consideraciones adicionales.....	33
2.4.	Sistema a implementar.....	34
2.5.	Consideraciones de cargas térmicas .....	35
2.5.1.	Carga de transmisión .....	36
2.5.2.	Carga del producto .....	37
2.5.3.	Carga interna .....	38
2.5.3.1.	Equipo eléctrico .....	38
2.5.3.2.	Máquinas elevadoras (forklift).....	40
2.5.3.3.	Equipo de procesamiento .....	40
2.5.3.4.	Personas.....	40
2.5.3.5.	Carga latente.....	40
2.5.3.6.	Carga relacionada al empaque .....	41
2.5.4.	Carga por infiltración de aire.....	41
2.5.4.1.	Infiltración por intercambio de aire.....	41
2.5.4.2.	Infiltración por flujo directo a través de puertas .....	42
2.5.4.3.	Componentes de calor sensible y latente .....	43
2.5.5.	Carga de equipos relacionados .....	44
2.5.6.	Factor de seguridad .....	44
2.6.	Criterios de selección de refrigerante .....	44
<b>Capítulo 3 Diseño de planta piloto.....</b>		<b>51</b>
3.1.	Diseño geométrico .....	51
3.1.1.	Carga soportada por apilamiento.....	51
3.1.2.	Distribución de apilamiento .....	51
3.1.2.1.	Mango .....	51
3.1.2.2.	Plátano (Banano orgánico).....	52
3.1.2.3.	Uva de mesa .....	52
3.1.3.	Determinación de dimensiones .....	52
3.2.	Diseño energético .....	54
3.2.1.	Datos ambientales.....	54
3.2.2.	Psicrometría.....	57
3.2.2.1.	Condiciones ambientales.....	57
3.2.2.2.	Condiciones de conservación.....	57
3.2.3.	Cálculo de cargas térmicas .....	58
3.2.3.1.	Carga de transmisión.....	59
3.2.3.2.	Carga del producto .....	62
3.2.3.3.	Carga interna .....	62
3.2.3.3.1.	Carga relacionada al empaque.....	62
3.2.3.3.2.	Presencia de personas .....	63
3.2.3.3.3.	Carga por iluminación .....	63
3.2.3.3.4.	Carga por maquinaria .....	64
3.2.3.4.	Carga por infiltración de aire .....	64
3.2.3.5.	Carga de equipos relacionados.....	65
3.2.4.	Estudio termodinámico del refrigerante .....	66
3.2.4.1.	Refrigerante R134a .....	67
3.2.4.2.	Refrigerante R507A .....	67
3.3.	Cálculo de parámetros para selección de equipos .....	68
3.3.1.	Evaporador .....	68
3.3.1.1.	Diseño 1 .....	68
3.3.1.2.	Diseño 2 .....	68

3.3.2. Condensador .....	73
3.3.2.1. Diseño 1 .....	73
3.3.2.2. Diseño 2 .....	73
3.3.3. Compresor.....	76
3.3.3.1. Diseño 1 .....	76
3.3.3.2. Diseño 2 .....	76
3.4. Interpretación de resultados .....	79
3.4.1. Diseños de recinto.....	79
3.4.1.1. Temperaturas de conservación .....	79
3.4.1.2. Cantidad de producto.....	79
3.4.2. Refrigerante .....	79
3.4.3. Compresor.....	81
3.4.4. Propuestas de diseño de planta .....	83
3.4.4.1. Propuesta de diseño 1 .....	83
3.2.1.1. Propuesta de diseño 2 .....	85
3.2.1.2. Propuesta de diseño 3 .....	85
<b>Capítulo 4 Estrategia de control .....</b>	<b>87</b>
4.1. Accesibilidad de equipos para implementación de sistemas de control .....	87
4.1.1. Compresor.....	87
4.1.1.1. Técnicas de control - Danfoss .....	87
4.1.1.2. Técnicas de control - Bitzer.....	97
4.1.2. Condensador .....	99
4.1.2.1. Técnicas de control - Danfoss .....	99
4.1.3. Evaporador.....	102
4.1.3.1. Control de suministro de líquido .....	102
4.1.3.2. Control de evaporador para dos presiones.....	106
4.1.3.3. Control de temperatura precisa.....	107
4.2. Propuesta de estrategia de control.....	107
<b>Conclusiones.....</b>	<b>109</b>
<b>Bibliografía.....</b>	<b>111</b>
<b>Apéndices.....</b>	<b>115</b>
Apéndice A Propiedades térmicas de las frutas .....	117
Apéndice B Propiedades térmicas del mango.....	121
Apéndice C Resumen de datos climatológicos obtenidos del Radar de la Universidad de Piura.....	122
Apéndice D Estudio psicrométrico de las condiciones ambientales de Piura y las condiciones del ambiente a refrigerar .....	126
<b>Anexos.....</b>	<b>129</b>
Anexo A Potencialidades de la Región Piura y porcentaje de participación de las exportaciones con respecto a las nacionales .....	131
Anexo B Resistencias térmicas recomendadas para las paredes y techo de los ambientes refrigerados .....	133
Anexo C Propiedades termofísicas de los refrigerantes de estudio: R-134a y R- 507 <sup>a</sup> .....	134



## Índice de figuras

Figura 1.	Representación del sistema termodinámico.....	6
Figura 2.	Representación de la ley cero de la termodinámica.....	8
Figura 3.	Representación de la primera ley de la termodinámica.....	9
Figura 4.	Representación de violación del enunciado de Kelvin-Planck.....	10
Figura 5.	Representación de violación del enunciado de Clausius.....	11
Figura 6.	Representación del ciclo de refrigeración.....	12
Figura 7.	Ciclo de Carnot.....	13
Figura 8.	Diagrama P-h del ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor.....	15
Figura 9.	Diagrama T-s del ciclo real de refrigeración por compresión de vapor.....	15
Figura 10.	Transferencia de calor por conducción.....	16
Figura 11.	Transferencia de calor por convección.....	17
Figura 12.	Extracción gráfica de tabla de Modelos de propiedades térmicas para los constituyentes de los alimentos.....	22
Figura 13.	Extracción gráfica de tabla de Modelos de propiedades térmicas para agua y hielo.....	23
Figura 14.	Comportamiento de la densidad del mango a lo largo del proceso de enfriamiento.....	25
Figura 15.	Comportamiento del calor específico del mango a lo largo del proceso de enfriamiento.....	25
Figura 16.	Comportamiento de la entalpía del mango a lo largo del proceso de enfriamiento.....	26
Figura 17.	Comportamiento de la entalpía del mango a lo largo del proceso de enfriamiento.....	26
Figura 18.	Representación de pallet.....	31
Figura 19.	Dimensiones promedio de una persona, en unidades inglesas.....	33
Figura 20.	Propuesta 1 de diseño de planta piloto.....	35
Figura 21.	Propuesta 2 de diseño de planta piloto.....	35
Figura 22.	Propuesta 3 de diseño de planta piloto.....	35
Figura 23.	Temperatura promedio de Piura. Período 2003 – 2013.....	36
Figura 24.	Extracción gráfica de tabla de Ratios de calor sensible para infiltración.....	43
Figura 25.	Representación gráfica en SolidWorks de la distribución de cajas de mango.....	51
Figura 26.	Apilamiento de empaque de mango.....	52
Figura 27.	Apilamiento de empaque de uva de mesa.....	53
Figura 28.	Panel modular de poliuretano tipo sándwich.....	59
Figura 29.	Diagrama P-h del ciclo de refrigeración a estudiar.....	69
Figura 30.	Evaluación de refrigerante R134a en Bitzer Software.....	80

Figura 31. Evaluación de refrigerante R507A en Bitzer Software. ....	81
Figura 32. Compresor - Modelo 4PES-10Y. ....	82
Figura 33. Compresor - Modelo 4TES-8Y. ....	82
Figura 34. Compresor – Modelo 4DES-5Y. ....	82
Figura 35. Compresor – Modelo 4EES-4Y. ....	83
Figura 36. Compresores con variación de velocidad para refrigerante R134a. ....	84
Figura 37. Compresores con variación de velocidad para refrigerante R507A. ....	84
Figura 38. Control por etapas – Compresor. ....	88
Figura 39. Zonas de actuación para controlador EKC 331. ....	89
Figura 40. Controlador EKC 331. ....	89
Figura 41. Transmisor AKS 33. ....	90
Figura 42. Control por variación de velocidad – Compresor, estrategia 1. ....	91
Figura 43. Variador de velocidad AKD 5000. ....	91
Figura 44. Módulo de entradas y salidas AK2. ....	91
Figura 45. Control por variación de velocidad – Compresor, estrategia 2. ....	92
Figura 46. Variador de frecuencia VLT 5000. ....	92
Figura 47. Control por desvío de gas caliente – Compresor. ....	93
Figura 48. Válvula servo-accionada ICS. ....	93
Figura 49. Válvulas de cierre SVA. ....	93
Figura 50. Control por inyección de líquido – Compresor. ....	94
Figura 51. Termostato RT 107. ....	94
Figura 52. Válvula termostática de inyección TEAT. ....	95
Figura 53. Filtro FA. ....	95
Figura 54. Control de presión del cárter – Compresor. ....	96
Figura 55. Válvula de retención y cierre SCA. ....	96
Figura 56. Válvulas solenoides EVRA y EVRAT. ....	96
Figura 57. Control de flujo invertido – Compresor. ....	97
Figura 58. Compresor ECOLINE VARISPEED. ....	98
Figura 59. Compresor CSVH. ....	98
Figura 60. Compresor CSVW. ....	98
Figura 61. Condensador evaporativo. ....	99
Figura 62. Condensador enfriado por agua. ....	100
Figura 63. Control de paso – Condensador. ....	100
Figura 64. Control de velocidad de ventiladores - Condensador. ....	101
Figura 65. Control de superficie – Condensador. ....	102
Figura 66. Control de suministro de líquido por expansión directa termostática– Evaporador. ....	103
Figura 67. EKC 202. ....	104
Figura 68. Control de suministro de líquido por expansión directa electrónica – Evaporador. ....	104
Figura 69. EKC 315A. ....	104
Figura 70. Control de suministro de líquido por bombas – Evaporador. ....	105
Figura 71. Válvula reguladora REG. ....	106
Figura 72. Control para dos presiones – Evaporador. ....	106
Figura 73. Válvulas piloto – Tipos CVP, CVPP, CVC, CVE, EVM y CVH. ....	107
Figura 74. Control de temperatura precisa – Evaporador. ....	108
Figura 75. Controlador de temperatura del medio EKC 361. ....	108

## Índice de tablas

Tabla 1.	Tasa de refrigeración del mango.....	20
Tabla 2.	Tasa de producción de etileno del mango.....	20
Tabla 3.	Tasa de respiración del plátano.....	21
Tabla 4.	Tasa de producción de etileno del plátano.....	21
Tabla 5.	Tasa de respiración de la uva.....	22
Tabla 6.	Datos de composición de alimentos no congelados.....	23
Tabla 7.	Especificaciones técnicas de pallets.....	32
Tabla 8.	Análisis de volumen ocupado por apilamientos.....	34
Tabla 9.	Conductividades térmicas de algunos materiales de aislamiento térmica.....	37
Tabla 10.	Tolerancias para el efecto del sol.....	37
Tabla 11.	Ganancias de calor por motores eléctricos de potencias menores a 0.8 kW.....	39
Tabla 12.	Eficiencia mínima nominal a plena carga para motores eléctricos de propósitos generales de 60 Hz.....	39
Tabla 13.	Calor equivalente de una persona.....	40
Tabla 14.	Grupos de seguridad de refrigerantes.....	44
Tabla 15.	Listado de refrigerantes según nivel de seguridad, primer grupo.....	45
Tabla 16.	Listado de refrigerantes según nivel de seguridad, segundo grupo.....	46
Tabla 17.	Evaluación de refrigerantes según su punto de ebullición.....	48
Tabla 18.	Evaluación del refrigerante según su impacto en el ambiente.....	50
Tabla 19.	Evaluación económica de los refrigerantes seleccionados.....	50
Tabla 20.	Dimensiones propuestas para un recinto refrigerado.....	54
Tabla 21.	Codificación de espacios.....	54
Tabla 22.	Temperatura máxima por mes y por año.....	55
Tabla 23.	Humedad relativa promedio por mes y por año.....	56
Tabla 24.	Temperatura del suelo.....	56
Tabla 25.	Tabla de cálculo de condiciones ambientales.....	57
Tabla 26.	Tabla de cálculo de condiciones de conservación.....	58
Tabla 27.	Características del producto.....	59
Tabla 28.	Características de recubrimiento de paneles.....	60
Tabla 29.	Características del concreto.....	60
Tabla 30.	Coefficientes de convección.....	61
Tabla 31.	Dimensiones de recintos.....	61
Tabla 32.	Cálculo de carga térmica por transmisión.....	61
Tabla 33.	Cálculo de carga térmica del producto.....	62
Tabla 34.	Calor específico del empaque por tipo de material.....	62
Tabla 35.	Carga térmica relacionada al empaque de la fruta.....	62

Tabla 36.	Carga térmica relacionada al pallet .....	63
Tabla 37.	Cálculo de carga térmica relacionado a la presencia de personas .....	63
Tabla 38.	Cálculo de carga térmica por iluminación .....	63
Tabla 39.	Cálculo de carga térmica por maquinaria presente en el recinto .....	64
Tabla 40.	Cálculo de carga térmica por infiltración de aire .....	64
Tabla 41.	Consideración para cálculo de carga por motores .....	65
Tabla 42.	Resumen de cálculo de cargas térmicas para Cámara de Conservación 1 .....	65
Tabla 43.	Resultados de estudio termodinámico del refrigerante R134a .....	70
Tabla 44.	Resultados de estudio termodinámico del refrigerante R507A .....	70
Tabla 45.	Cálculo de parámetros de selección de evaporador para cámara de conservación, Diseño 1 .....	71
Tabla 46.	Cálculo de parámetros de selección de evaporador para túnel de pre enfriamiento, Diseño 1 .....	71
Tabla 47.	Cálculo de parámetros de selección de evaporador para cámara de conservación, Diseño 2 .....	72
Tabla 48.	Cálculo de parámetros de selección de evaporador para túnel de pre enfriamiento, Diseño 2 .....	72
Tabla 49.	Cálculo de parámetros de selección de condensador para cámara de conservación, Diseño 1 .....	73
Tabla 50.	Cálculo de parámetros de selección de condensador para túnel de pre enfriamiento, Diseño 1 .....	74
Tabla 51.	Cálculo de parámetros de selección de condensador para cámara de conservación, Diseño 2 .....	75
Tabla 52.	Cálculo de parámetros de selección de condensador para túnel de pre enfriamiento, Diseño 2 .....	75
Tabla 53.	Cálculo de parámetros de selección de compresor para cámara de conservación, Diseño 1 .....	76
Tabla 54.	Cálculo de parámetros de selección de compresor para túnel de pre enfriamiento, Diseño 1 .....	77
Tabla 55.	Cálculo de parámetros de selección de compresor para cámara de conservación, Diseño 2 .....	78
Tabla 56.	Cálculo de parámetros de selección de compresor para túnel de pre enfriamiento, Diseño 2 .....	78
Tabla 57.	Evaluación de refrigerantes por ambientes; producto: uva .....	78
Tabla 58.	Evaluación de refrigerantes por ambientes; producto: uva .....	80

## **Introducción**

Según declaraciones hechas por el ex Ministro de Producción, Piero Ghezzi, publicadas en un artículo del Diario Gestión de febrero de 2015, el sector agroexportador crece a una tasa anual promedio del 19%, lo que se traduce en un incremento importante. Además, menciona que las condiciones de agua, clima, sol y suelo pueden convertir a la agroexportación en uno de los sectores más importantes de la economía del Perú.

Dentro de las regiones con mayor desarrollo del sector agroexportador se encuentra Piura, siendo la que más ha crecido en ese sector a nivel nacional e internacional. Sin embargo, este crecimiento ha sido muy acelerado y hay una escasez de plantas de empaque y conservación de productos agrícolas, entre ellos, las frutas.

A su vez, el consumo eléctrico en este sector ha ido aumentando. Tomando como referencia al Organismo Supervisor de la Inversión en Energía y Minería (OSINERGMIN), el consumo eléctrico industrial nacional anual en el 2014 fue de 20049.12 GWh, mientras que en los años 2012 y 2013, este valor fue de 17826.55 y 19292.58, respectivamente.

Adicionalmente, Perú, a nivel de Latinoamérica, tiene una de las tarifas de electricidad más altas en el sector industrial, después de Guatemala, Chile, Uruguay y Costa Rica. La tarifa de electricidad para ese sector, en el primer trimestre del año 2016, fue de 13.85 centavos de dólar americano (US\$) por kilovatio-hora (kWh). Esta información fue obtenida del Portal Web de OSINERGMIN.

A partir de las visitas a empresas agroexportadoras en Piura, se ha recogido información del consumo eléctrico de los sistemas de refrigeración, y éste suele representar alrededor del 80% del consumo total de la planta; esto debido a que el proceso de enfriamiento toma lugar, con mucha frecuencia, en horas punta. Si se considera como ejemplo a la uva, el proceso de enfriamiento dura de 8 a 12 horas.

Si bien, hay varios factores que influyen en la facturación elevada de consumo eléctrico en este tipo de plantas, lo que busca el presente proyecto de investigación es diseñar una planta piloto de refrigeración industrial, buscando un modelo óptimo.



# Capítulo 1

## Generalidades

### 1.1. Breve historia de la refrigeración

Antes de la existencia de las máquinas térmicas, la refrigeración se basaba en el hielo natural. Según literatura china anterior al primer milenio antes de Cristo, se realizaban ceremonias religiosas donde sótanos eran llenados con hielo durante invierno y se vaciaban en verano.

Los griegos y los romanos tenían pozos aislados con pasto, paja y ramas de árboles, donde la nieve era comprimida. Producto de esta compresión, se obtenía hielo, el cual era usado en épocas de mayor calor. Esta práctica llegó hasta casi mediados del siglo XX en algunas zonas rurales catalanas, donde eran llamados “pous de glaç”, y es descrita por el físico francés Jean Claude Pécelet.

Por otro lado, los egipcios, hindúes y otros pueblos, empleaban procedimientos para producir hielo de manera artificial, los cuales eran parecidos en sus principios, según la literatura. Estos procedimientos consistían en llenar vasijas poco profundas con agua, y colocarlas sobre gruesos lechos de paja durante la noche. Si las condiciones atmosféricas eran favorables, la pérdida de calor, debido a la evaporación nocturna, originaba la formación de finas capas de hielo en la superficie.

Hasta mediados del siglo XIX, existían navieras especializadas que transportaban toneladas de hielo desde Suecia, Estados Unidos y Canadá, hasta la India, Australia, las Antillas y América del Sur.

Una etapa intermedia entre el frío natural y el frío artificial, se le considera a la utilización de procesos químicos mediante mezclas refrigerantes. En adición a lo anterior, desde mucho antes, se sabía que, añadiendo ciertas sales al agua, se conseguía disminuir su temperatura.

En 1553, un médico español, Blas Villafranca, se ocupaba del enfriamiento del agua y el vino mediante el uso de mezclas refrigerantes. Él nombra por primera vez la palabra “refrigerar” en el sentido de lograr y mantener una temperatura inferior a la del ambiente. Este estudio lo describe en su libro “Methodes refrigerandi ex vocato sale nitro vinum aquamque ac potus quodvis aliud genus, cui accedaent varia naturalium rerum problemata, non minus jucunda lectura, quam necessaria cognitū”.

En 1607, se descubrió que se podía hacer uso de una mezcla de agua con sal para congelar el agua.

En el siglo XVII, las mezclas refrigerantes son utilizadas en la investigación científica por Robert Boyle y por el astrónomo físico francés Philippe Laire. Más adelante, en el siglo XVIII, Antoine Baumé, en sus escritos expone que formó hielo artificial gracias a que “el éter expuesto al aire se evapora rápidamente, y produce, al evaporarse, un frío muy sensible en el cuerpo que se evapora” (cita de Sigaud de la Fond).

Las mezclas refrigerantes permitieron experimentos a bajas temperaturas. Uno de los resultados fue que, en 1715, usando una mezcla de nieve y nitrato amónico, Fahrenheit establecía el cero de su termómetro.

Durante el siglo XIX, científicos como Von Karsten (1840), Hanemann (1864), Rüdorff (1869), Pflander (1875) y Brendel (1892), estudiaron las leyes que rigen las mezclas frigoríficas, y las mezclas de hielo y sal común, que permiten disminuir la temperatura hasta  $-20^{\circ}\text{C}$ .

Los anteriores métodos mencionados, son discontinuos y de capacidad muy limitada, por lo que no se puede hablar de refrigeración hasta la invención de los métodos continuos, de dos tipos básicos: consumidores de trabajo y consumidores de calor.

La refrigeración mecánica, es decir, producida consumiendo trabajo con una máquina funcionando continuamente, se obtuvo por diversos medios, pero todos basándose en la expansión de un fluido.

En la literatura anglosajona, la obtención de frío por evaporación, se adjudica a William Cullen. Él publicó en Edimburgo un trabajo científico titulado “Essay on Cold Produced by Evaporating Fluids” en el que escribió: “En un experimento hecho con éter nitroso, cuando el calor del aire estaba alrededor de los  $43^{\circ}\text{F}$ , colocamos en la vasija que contenía éter dentro de otra, un poco mayor, que contenía agua. Después de hacer vacío y que las vasijas hubieran permanecido unos minutos en el mismo, encontramos la mayor parte del agua congelada y que la vasija que contenía éter estaba rodeada de una gruesa y firme capa de hielo”.

Alrededor de 1761, Joseph Black, desarrolló su teoría del calor latente de fusión y evaporación. En 1744, Priestley descubrió el amoníaco y el dióxido de carbono, los cuales mostraron poseer propiedades termodinámicas convenientes para ser usados en refrigeración.

Ninguna de las anteriores invenciones pasó de la etapa de laboratorio, hasta que, en 1866, Edmond Carré construyó un sistema de uso comercial, y cuyo hermano mayor Ferdinand inventó la máquina de absorción.

Sin embargo, no se reconoce a un solo nombre la paternidad de la refrigeración, aunque Oliver Evans, el americano que desarrolló la máquina de vapor de alta presión, fue quizás el primero en proponer el uso de ciclos cerrados en refrigeración, en 1805.

Quien inventó el primer sistema de compresión de vapor, usando vapor condensable como medio refrigerante, fue el ingeniero americano Jacob Perkins. En 1834 obtuvo una

patente en los Estados Unidos, descrita como “Improvement in the Apparatus and Means of Producing Ice and in Cooling Liquids”. Al trasladarse a Inglaterra el mismo año, John Hague le construyó su primera máquina.

El posterior desarrollo de la refrigeración continua tuvo tres centros: Europa, Australia y los Estados Unidos. Europa la necesitaba para sus industrias lecheras, cerveceras, de destilación y para la importación de productos perecederos. Australia, al convertirse en un gran productor de carnes, requería de la refrigeración para la venta de sus productos. En los Estados Unidos, la zona del sur, bajo la amenaza de la Guerra Civil, desarrolló la industria de la refrigeración mecánica.

Se le atribuye el éxito de la primera máquina de refrigeración que funcionó comercialmente a John Gorrie, médico que buscaba una máquina que produjera hielo y frío para ayudar a tratar a sus pacientes de fiebre amarilla. Su patente le fue conferida en el año 1851, en los Estados Unidos.

En Australia fue James Harrison quien tuvo el mérito de pasar de las máquinas anteriores, las cuales eran solamente prototipos, a una máquina de compresión que fue comercial. En 1856 y 1857 obtuvo en Inglaterra patentes para una máquina de compresión de vapor de éter sulfúrico.

Sin embargo, se ha escrito que la primera máquina de refrigeración continua realmente operativa fue la construida en 1874 por Carl Ritter von Linde. Fue uno de los iniciadores de la gran industria frigorífica, inventando, además, el procedimiento de licuefacción del aire, el cual lleva su nombre.

Mientras tanto, se continuaba en la búsqueda de refrigerantes más seguros y de mejor rendimiento. Esta búsqueda terminó en 1930 cuando Thomas Midgley Jr., de Dupont, anunció el primer fluorocarbono, el Freón-12.

Cabe señalar que al principio y durante muchos años, se opinaba que la refrigeración artificial jamás se convertiría en una industria importante. A pesar de estas opiniones, la industria de la refrigeración y acondicionamiento de ambientes ha adquirido enormes proporciones en el mundo. La máquina frigorífica y la bomba de calor, han contribuido a elevar la calidad de vida de la humanidad por los pioneros del siglo XVIII.

## **1.2. Fundamentos de termodinámica**

La termodinámica puede ser definida como la ciencia de la energía o como el estudio de la energía, sus transformaciones y su relación con los estados de la materia.

### **1.2.1. Sistema termodinámico**

Un sistema termodinámico se define como una cantidad de materia o una región en el espacio elegida para su estudio. El sistema se separa de los alrededores, mediante una superficie real o imaginaria, fija o móvil, llamada frontera.

Los sistemas termodinámicos se pueden clasificar en sistemas abiertos o cerrados.

- Sistema cerrado, llamado también “masa de control” o sólo “sistema”; consiste en una cantidad fija de masa, y ninguna otra masa puede cruzar su frontera. Sin embargo, la energía, sea en forma de calor o trabajo, sí puede cruzarla.
- Sistema abierto, llamado también “volumen de control”, es una región en el espacio apropiadamente seleccionada. La energía y la masa pueden cruzar la frontera de este tipo de sistema.

ALREDEDORES

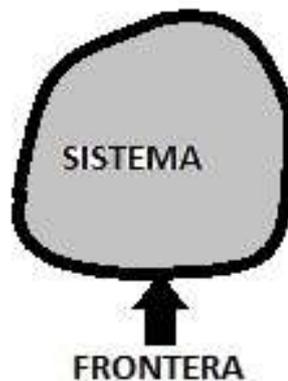


Figura 1. Representación del sistema termodinámico.  
Fuente: Elaboración propia

La entropía y la energía son importantes en cualquier sistema termodinámico:

- La entropía mide el desorden molecular dentro de un sistema. Mientras más desorden haya, mayor es la entropía, y viceversa.
- La energía tiene la capacidad de producir un efecto (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2013) o es la habilidad para causar cambios (Çengel & Boles, Thermodynamics: An Engineering Approach, 2015).

### 1.2.2. Clasificación de la energía

En el Manual de Fundamentos (Handbook of Fundamentals) de la ASHRAE, la energía es clasificada en: almacenada y transitoria.

- Energía almacenada
  - Energía térmica (interna)
  - Energía potencial
  - Energía química
  - Energía nuclear (atómica)
- Energía transitoria
  - Calor
  - Trabajo
  - Trabajo mecánico o de flecha
  - Trabajo de fluido

Mientras que en el libro Termodinámica (Çengel & Boles, Thermodynamics: An Engineering Approach, 2015), la energía se clasifica en macroscópica y microscópica:

- Energía macroscópica
  - Energía cinética
  - Energía potencial
  - Energía magnética
  - Energía eléctrica
  - Energía de tensión superficial
  
- Energía microscópica
  - Energía sensible
  - Energía latente
  - Energía química
  - Energía nuclear

En esta última clasificación no se incluyen el calor ni el trabajo, debido a que éstos son definidos como mecanismos de transferencia de energía.

### 1.2.3. Propiedades de un sistema

Una propiedad es cualquier característica de un sistema. Estas pueden clasificarse en:

- Propiedades intensivas: cuando son independientes de la masa del sistema.
  - Temperatura
  - Presión
  - Densidad
  
- Propiedades extensivas: dependen del tamaño o extensión del sistema
  - Masa
  - Volumen
  - Momentum

El estado de un sistema se define especificando dos propiedades intensivas independientes. Otras propiedades termodinámicas adicionales son la entropía y entalpía.

La entropía es considerada una propiedad extensiva, siendo sus unidades:  $kJ/K$ ; mientras que es considerada intensiva cuando las unidades son  $kJ/kg \cdot K$ . (Çengel & Boles, Thermodynamics: An Engineering Approach, 2015)

La entalpía también es considerada una propiedad extensiva, siendo sus unidades:  $kJ$ . La entalpía específica es considerada una propiedad intensiva, siendo sus unidades:  $kJ/kg$ . (National Aeronautics and Space Administration, 2015)

### 1.2.4. Ley cero de la termodinámica

Esta ley hace referencia al equilibrio térmico que alcanzan los cuerpos cuando están en contacto entre ellos.

La ley establece lo siguiente: “Si dos cuerpos se encuentran en equilibrio térmico con un tercer cuerpo, ambos también se encuentran en equilibrio térmico”. (Çengel & Boles, Thermodynamics: An Engineering Approach, 2015) (National Aeronautics and Space Administration, 2015) (Lucas, What is the Zeroth Law of Thermodynamics?, 2015)

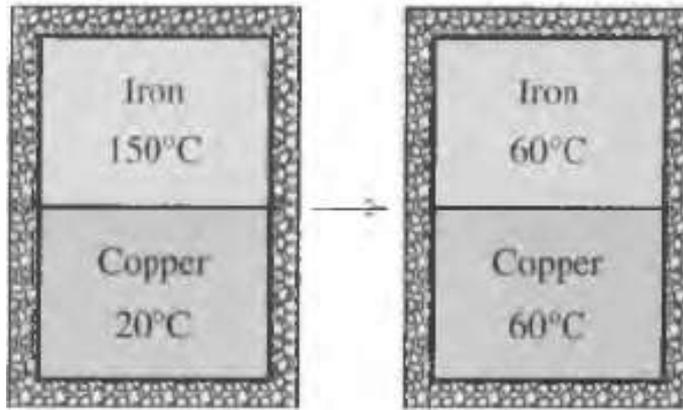


Figura 2. Representación de la ley cero de la termodinámica.

Fuente: (Çengel & Boles, Thermodynamics: An Engineering Approach, 2015)

### 1.2.5. Primera ley de la termodinámica

La primera ley establece lo siguiente: “La energía no puede ser creada ni destruida durante un proceso, sólo cambia de forma”.

En esta ley también está implícitamente definida la “ley” o “principio de conservación de la energía”.

El principio de conservación de la energía puede expresarse de la siguiente manera: “El cambio neto de la energía total del sistema durante un proceso es igual a la diferencia entre la energía total que entra y la energía total que sale del sistema durante ese proceso”.

$$E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}} = \Delta E_{\text{sistema}} \quad [kJ] \quad (1)$$

Por lo tanto, esta ley está relacionada con la cantidad de energía y sus transformaciones.

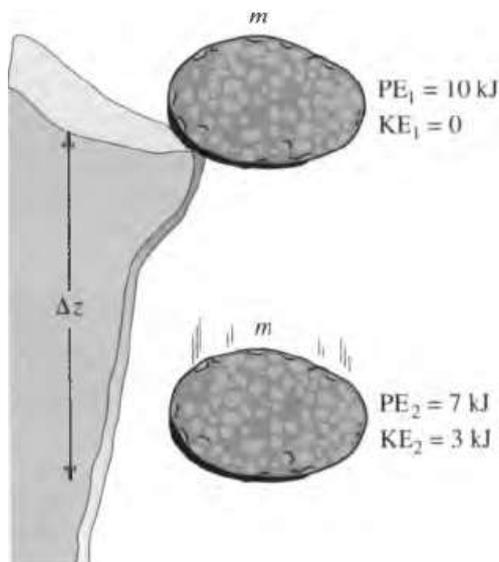


Figura 3. Representación de la primera ley de la termodinámica.

Fuente: (Çengel & Boles, Thermodynamics: An Engineering Approach, 2015)

“La implementación de la primera ley de la termodinámica para los gases, introduce otra útil variable de estado llamada entalpía”. (National Aeronautics and Space Administration, 2015)

### 1.2.6. Segunda ley de la termodinámica

Esta ley, en resumen, establece que un proceso se lleva a cabo en una determinada dirección y no en la dirección contraria. (Massachusetts Institute of Technology, s.f.) (Çengel & Boles, Thermodynamics: An Engineering Approach, 2015) (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2013)

Sin embargo, se pueden encontrar dos enunciados de la segunda ley que también pueden ser usados como expresión de ésta:

- Enunciado de Kelvin-Planck:
  - “Es imposible que cualquier dispositivo que funciona cíclicamente reciba calor de un solo depósito y produzca una cantidad neta de trabajo”. (Çengel & Boles, Thermodynamics: An Engineering Approach, 2015)
  - “No es posible un proceso cuyo único resultado sea la absorción de calor de un depósito y la conversión de ese calor en trabajo”. (Massachusetts Institute of Technology, s.f.)

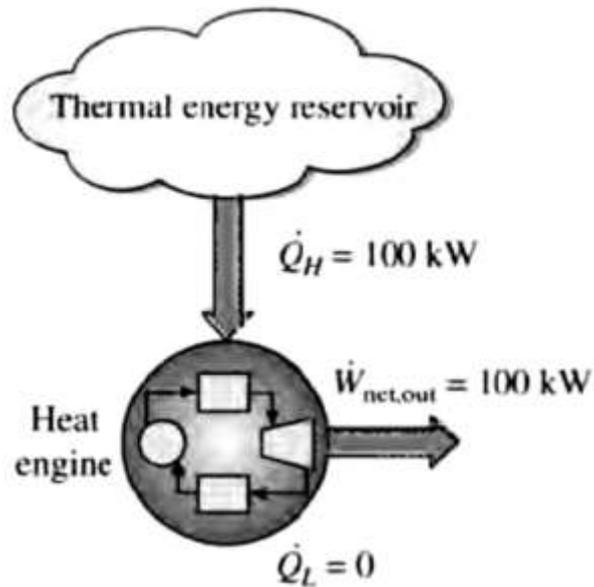


Figura 4. Representación de violación del enunciado de Kelvin-Planck.  
Fuente: (Çengel & Boles, Thermodynamics: An Engineering Approach, 2015)

- Enunciado de Clausius
  - “Es imposible construir un dispositivo que funcione en un ciclo y no produzca ningún otro efecto que la transferencia de calor de un cuerpo frío a un cuerpo con mayor temperatura.” (Çengel & Boles, Thermodynamics: An Engineering Approach, 2015)
  - “No es posible ningún proceso cuyo único resultado sea la transferencia de calor de un cuerpo frío a un cuerpo más caliente”. (Massachusetts Institute of Technology, s.f.)

Ambos enunciados son similares en consecuencias, y si un dispositivo viola el enunciado de Kelvin-Planck, viola también el enunciado Clausius, y viceversa.

Otro enunciado referido a la segunda ley que se ha podido encontrar, es el siguiente: “El nivel de desorden en el universo crece constantemente. Los sistemas tienden a pasar de un comportamiento ordenado a uno más aleatorio”. (Boston University, s.f.)

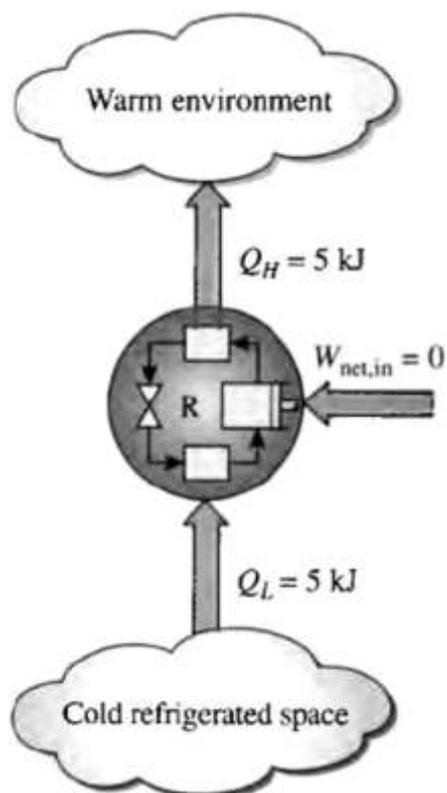


Figura 5. Representación de violación del enunciado de Clausius.  
Fuente: (Çengel & Boles, Thermodynamics: An Engineering Approach, 2015)

El enunciado anterior introduce el concepto de entropía. La entropía se considera una propiedad extensiva de un estado, y ésta mide el nivel de desorden de un sistema. Aunque es complicado medir la entropía total de un sistema, generalmente resulta más sencillo medir los cambios en la entropía. (Boston University, s.f.)

Así como la primera ley está relacionada a la cantidad de energía, la segunda ley se relaciona con la calidad de la energía.

### 1.2.7. Ciclos de refrigeración

El ciclo de refrigeración consiste en transferir energía térmica de una región con temperatura baja a una de mayor temperatura. El objetivo es mantener refrigerado un ambiente, removiendo calor de éste.

Como se sabe, el proceso natural de transferencia de calor es en el que la energía fluye del ambiente caliente al más frío y, por lo tanto, un proceso en dirección contraria no puede llevarse a cabo sino mediante un dispositivo llamado “refrigerador”.

Al fluido que permite este trabajo se le llama “refrigerante”.

“La primera y segunda ley de la termodinámica pueden ser aplicadas a los componentes individuales para determinar los balances de energía y masa, y la irreversibilidad de los componentes”. (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2013)

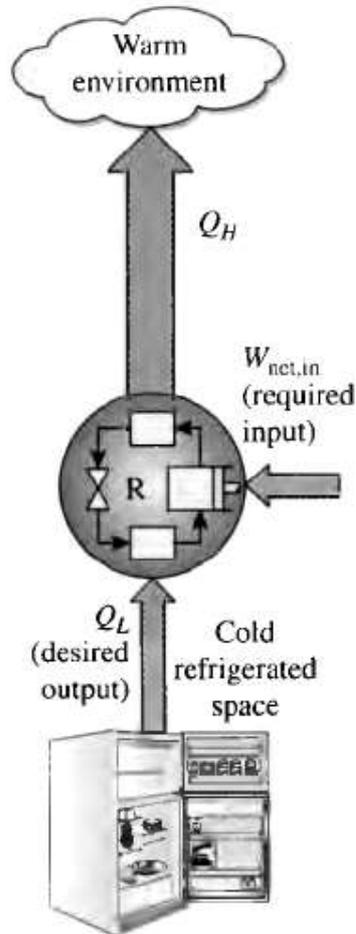


Figura 6. Representación del ciclo de refrigeración.

Fuente: (Çengel & Boles, Thermodynamics: An Engineering Approach, 2015)

El desempeño de esta máquina se define de la siguiente manera:

$$COP_R = \frac{\text{Salida deseada}}{\text{Entrada requerida}} = \frac{\text{Efecto refrigerante}}{\text{Trabajo de entrada}}$$

$$COP_R = \frac{Q_L}{W_{neto,ent}} \quad (2)$$

“La capacidad refrigerante de un sistema de refrigeración, suele encontrarse en términos de ‘toneladas de refrigeración’. Esto es, la capacidad que tiene un sistema de refrigeración para enfriar una tonelada (2000 lbm) de agua líquida a 0°C (32°F), a hielo a 0°C, en 24 horas.”. (Çengel & Boles, Thermodynamics: An Engineering Approach, 2015).

$$1 \text{ ton de refrigeración} = 211 \frac{\text{kJ}}{\text{min}} = 200 \frac{\text{BTU}}{\text{min}}$$

### 1.2.7.1. Ciclo de Carnot

El libro (Çengel & Ghajar, Heat and Mass Transfer: Fundamentals and Applications, 2015) menciona que las máquinas térmicas son dispositivos cíclicos, y que el fluido de trabajo regresa a su estado inicial al término del ciclo.

La eficiencia de una máquina térmica depende mayormente de cómo se ejecuten los procesos. La eficiencia del ciclo puede incrementarse usando procesos que requieren la mínima cantidad de trabajo y entregan la máxima. En otras palabras, se requieren de procesos reversibles.

De lo anterior se deduce que los ciclos más eficientes son los reversibles. Sin embargo, en la realidad éstos no pueden alcanzarse debido a que las irreversibilidades asociadas a cada proceso no pueden ser eliminadas.

Estos ciclos reversibles sirven como modelos para comparar las máquinas térmicas actuales. Uno de los ciclos más conocidos es el ciclo de Carnot, propuesto en 1824.

Este ciclo consta de 4 procesos: dos isotérmicos y dos adiabáticos. Éstos deben ejecutarse en un sistema cerrado y de flujo constante. Se toma como referencia un sistema cilindro-pistón.

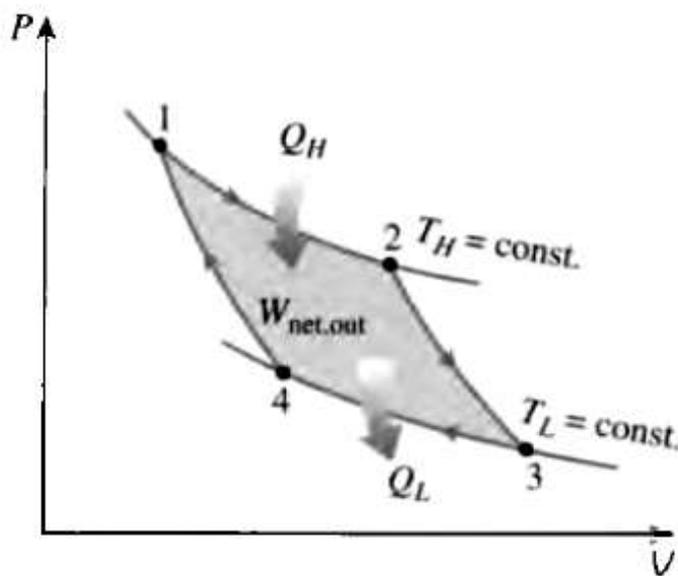


Figura 7. Ciclo de Carnot.

Fuente: (Çengel & Boles, Thermodynamics: An Engineering Approach, 2015)

A continuación, se mencionarán los 4 procesos

- Proceso 1-2: Expansión isotérmica reversible
- Proceso 2-3: Expansión adiabática reversible
- Proceso 3-4: Compresión isotérmica reversible
- Proceso 4-1: Compresión adiabática reversible

### 1.2.7.2. Ciclo de refrigeración por compresión de vapor

A continuación, se exponen los ciclos de refrigeración por compresión de vapor ideal y real.

#### a. Ideal

Es el ciclo más usado para sistemas de refrigeración, aire acondicionado y bombas de calor. Lo conforman cuatro procesos, los cuales se muestran en la figura 8:

- Proceso 1-2: Compresión isentrópica  
En este ciclo, el refrigerante ingresa al compresor como vapor saturado y es comprimido isentrópicamente hasta la presión de condensación. Durante el proceso de compresión, la temperatura del refrigerante aumenta por encima de la temperatura del medio.
- Proceso 2-3: Rechazo de calor a presión constante  
El refrigerante entra al condensador como vapor sobrecalentado y sale de éste como líquido saturado. La temperatura del refrigerante a la salida del condensador sigue por encima de la temperatura del medio.
- Proceso 3-4: Expansión isentrópica  
El refrigerante como líquido saturado es estrangulado hasta la presión de evaporación mediante el uso de una válvula de expansión o un tubo capilar. La temperatura del refrigerante cae por debajo de la temperatura del espacio refrigerado.
- Proceso 4-1: Absorción de calor a presión constante  
El refrigerante entra al evaporador como una mezcla líquido-vapor y se evapora en su totalidad mediante la absorción de calor del espacio refrigerado. Luego, sale del evaporador e ingresa nuevamente al compresor como vapor saturado, completándose así el ciclo.

#### b. Real

La diferencia con el ciclo ideal es que en el real ocurren irreversibilidades en los componentes como, por ejemplo: fricción (caídas de presión) y transferencia de calor desde o hacia el medio.

Además, en el ciclo real no es posible controlar los estados del ciclo. Es más sencillo llevar al sobrecalentamiento al refrigerante, tal que éste pueda ingresar al compresor totalmente evaporado.

El proceso de compresión real incluye efectos de fricción, lo que incrementa la entropía.

El refrigerante al salir del condensador, idealmente saldría como un líquido saturado, pero, debido a las irreversibilidades, éste sale como un líquido subenfriado antes de entrar al dispositivo de estrangulamiento.

Como representación gráfica del ciclo, ver **figura 9**.

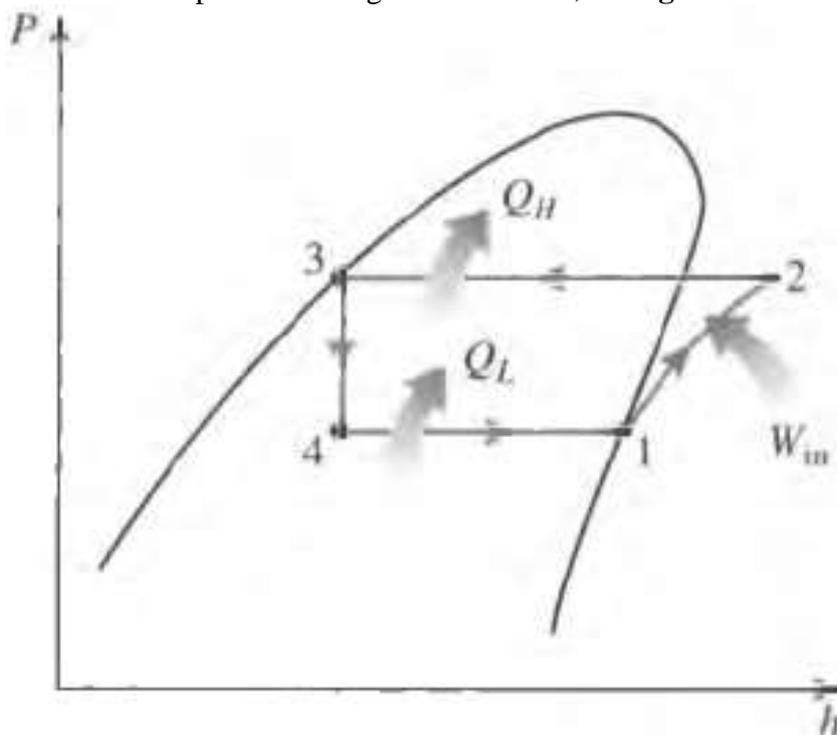


Figura 8. Diagrama P-h del ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor.  
Fuente: (Çengel & Boles, Thermodynamics: An Engineering Approach, 2015)

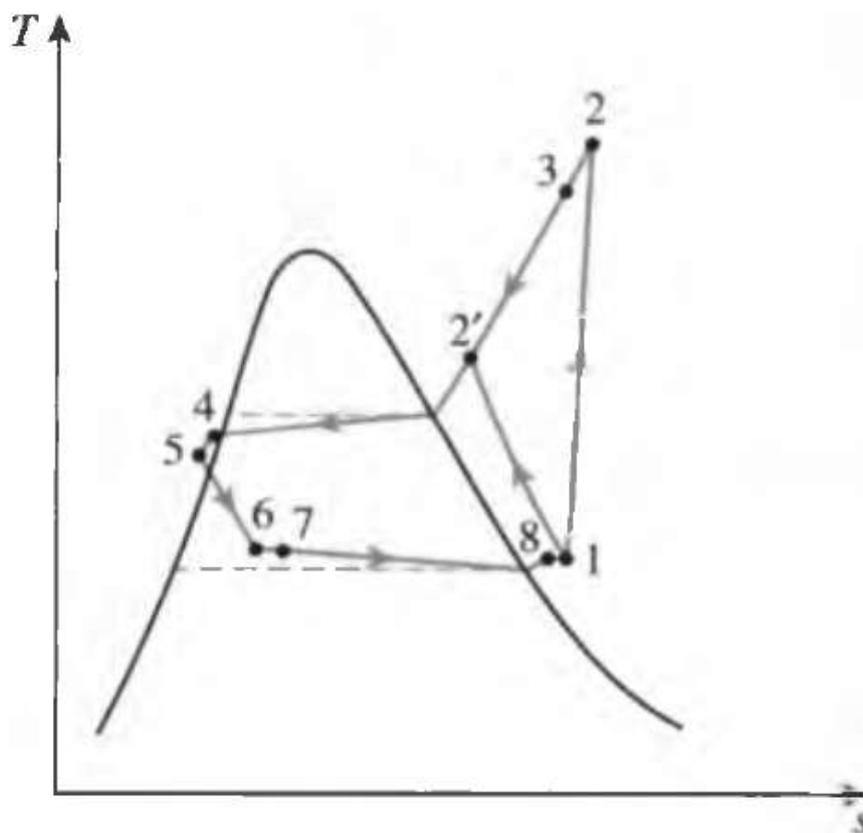


Figura 9. Diagrama T-s del ciclo real de refrigeración por compresión de vapor.  
Fuente: (Çengel & Boles, Thermodynamics: An Engineering Approach, 2015)

### 1.3. Fundamentos de transferencia de calor

#### 1.3.1. Transferencia de calor por conducción

Es un mecanismo de transferencia de calor que consiste en la transferencia de energía de las partículas más energéticas de una sustancia hacia las menos energéticas (Çengel & Ghajar, Heat and Mass Transfer: Fundamentals and Applications, 2015).

Este tipo de transferencia de calor puede ocurrir en los sólidos, líquidos y gases.

“La razón de conducción de calor a través de una capa plana es proporcional a la diferencia de temperatura a través de ésta y al área de transferencia de calor, pero es inversamente proporcional al espesor de esa capa” (Çengel & Ghajar, Heat and Mass Transfer: Fundamentals and Applications, 2015).

El anterior párrafo se interpreta de la siguiente manera:

$$\text{Razón de transferencia de calor} \propto \frac{(\text{Área}) * (\text{Diferencia de temperatura})}{\text{Espesor}}$$

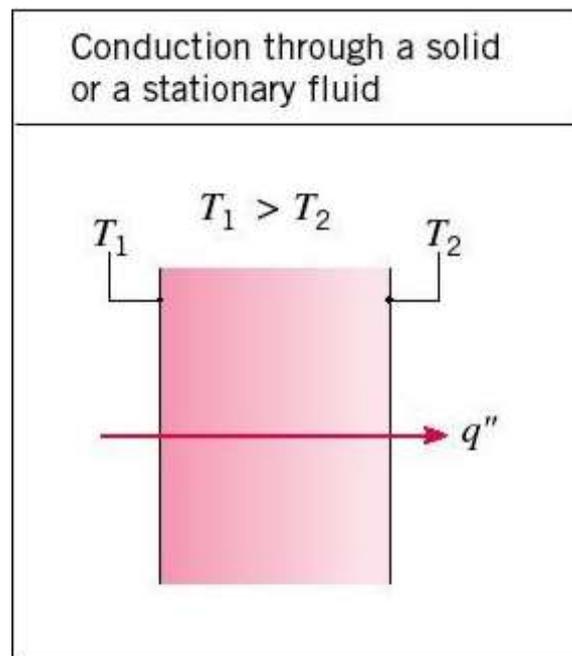


Figura 10. Transferencia de calor por conducción.

Fuente: (Çengel & Ghajar, Heat and Mass Transfer: Fundamentals and Applications, 2015)

#### 1.3.2. Transferencia de calor por convección

Es un mecanismo de transferencia de calor en el cual la energía se transfiere entre una superficie sólida y el líquido o gas adyacente que está en movimiento, y comprende los efectos combinados de la conducción y el movimiento de fluidos.

Mientras mayor velocidad tenga el fluido, mayor es la transferencia de calor por convección.

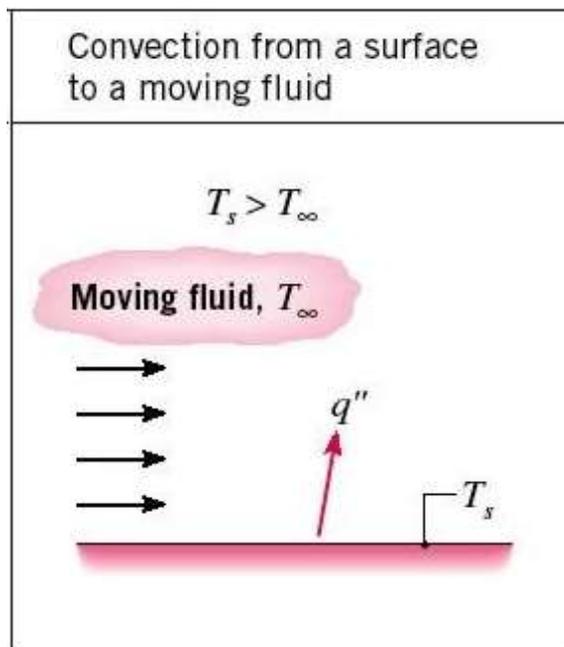


Figura 11. Transferencia de calor por convección.

Fuente: (Çengel & Ghajar, Heat and Mass Transfer: Fundamentals and Applications, 2015)



## **Capítulo 2**

### **Criterios de diseño**

#### **2.1. Características del producto a enfriar**

Las frutas y vegetales son componentes nutritivos para el ser humano y son indispensables en su dieta diaria. Éstos suelen cosecharse en el campo, a temperaturas elevadas, teniendo un límite de vida corto. Es por eso que la refrigeración es esencial en la conservación de estos alimentos.

##### **2.1.1. Frutas de estudio**

Piura cuenta con una variedad de productos agrícolas aptos para exportación que pueden encontrarse en el Catálogo exportador de la Región Piura (**Anexo A**), de acceso libre en la web. De esta fuente, se han podido extraer los productos exportables, los cuales son:

- Mangos
- Banano orgánico
- Uva
- Pimientos
- Limón
- Maracuyá
- Frijol Castilla
- Paprika
- Arroz
- Palta
- Sandía
- Pallar
- Cebolla
- Cacao
- Mandarina
- Café
- Chirimoya
- Coco

Se ha procedido a seleccionar sólo frutas, y las 3 primeras de acuerdo al porcentaje de exportación al 2014. Entonces, las frutas seleccionadas son las siguientes:

- Uva (7.72%)
- Mango (4.01%)
- Banano orgánico (3.87%)

## 2.1.2. Consideraciones de conservación

### 2.1.2.1. Mango

Según el capítulo 36 (página 8) del manual de refrigeración de ASHRAE, la temperatura de conservación óptima para los mangos es 12 y 13°C para un período de 2 a 3 semanas. Sin embargo, algunas variedades son conservadas a 10°C por períodos cortos de tiempo. Menciona también que los mangos pueden sufrir quemaduras por frío en temperaturas por debajo de los 10°C. Esta información también se encuentra en el libro “Engineering for Storage of Fruits and Vegetables”.

En la página de la Universidad de California en Davis, específicamente en el área de Tecnología Post Cosecha, se puede encontrar lo siguiente:

- Temperatura óptima de conservación: 13°C para mangos en estado verde-maduro (con madurez de corte o fisiológica); 10°C para mangos con parcial o completa madurez de consumo
- Humedad relativa óptima para conservación: 90–95%
- Tasa de respiración

**Tabla 1.** Tasa de refrigeración del mango

Temperature	10°C (50°F)	13°C (55°F)	15°C (59°F)	20°C (68°F)
mL CO <sub>2</sub> /kg*h	12-16	15-22	19-28	35-80

**Fuente:**

[http://postharvest.ucdavis.edu/Commodity\\_Resources/Fact\\_Sheets/Datastores/Fruit\\_English/?uid=37&ds=798](http://postharvest.ucdavis.edu/Commodity_Resources/Fact_Sheets/Datastores/Fruit_English/?uid=37&ds=798).

- Tasa de producción de etileno

**Tabla 2.** Tasa de producción de etileno del mango

Temperature	10°C (50°F)	13°C (55°F)	15°C (59°F)	20°C (68°F)
mL C <sub>2</sub> H <sub>4</sub> /kg*h	0.1-0.5	0.2-1.0	0.3-4.0	0.5-8.0

**Fuente:**

[http://postharvest.ucdavis.edu/Commodity\\_Resources/Fact\\_Sheets/Datastores/Fruit\\_English/?uid=37&ds=798](http://postharvest.ucdavis.edu/Commodity_Resources/Fact_Sheets/Datastores/Fruit_English/?uid=37&ds=798).

Sin embargo, en la industria de Piura, algunas variedades de mango se conservan a 8°C, y otras a 10°C. En la etapa de pre enfriamiento no suelen tener mediciones de la humedad relativa en el ambiente.

### 2.1.2.2. Plátano

En el capítulo 36 (página 5) del manual de refrigeración de ASHRAE se menciona que los plátanos son cosechados cuando la fruta está verde pero madura. Las manos de plátano se empaquetan en cajas de cartón de fibra que contienen 18kg de fruta. La fruta se transporta y se mantiene a 14°C.

Esta misma información se puede encontrar en el libro “Engineering for Storage of Fruits and Vegetables”.

En la página web de la Universidad de California en Davis, específicamente en el área de Tecnología Post Cosecha, se puede encontrar lo siguiente:

- Temperatura óptima de conservación: 13-14°C para transporte y conservación; 15-20°C para maduración.
- Humedad relativa óptima para conservación: 90-95%
- Tasa de respiración

**Tabla 3.** Tasa de respiración del plátano

Temperature	13°C (56°F)	15°C (59°F)	18°C (65°F)	20°C (68°F)
mL CO <sub>2</sub> /kg*h	10-30	12-40	15-60	20-70

**Fuente:**

[http://postharvest.ucdavis.edu/Commodity\\_Resources/Fact\\_Sheets/Datastores/Fruit\\_English/?uid=9&ds=798](http://postharvest.ucdavis.edu/Commodity_Resources/Fact_Sheets/Datastores/Fruit_English/?uid=9&ds=798).

- Tasa de producción de etileno

**Tabla 4.** Tasa de producción de etileno del plátano

Temperature	13°C (56°F)	15°C (59°F)	18°C (65°F)	20°C (68°F)
mL C <sub>2</sub> H <sub>4</sub> /kg*h	0.1-2	0.2-5	0.3-8	0.3-10

**Fuente:**

[http://postharvest.ucdavis.edu/Commodity\\_Resources/Fact\\_Sheets/Datastores/Fruit\\_English/?uid=9&ds=798](http://postharvest.ucdavis.edu/Commodity_Resources/Fact_Sheets/Datastores/Fruit_English/?uid=9&ds=798).

### 2.1.2.3. Uva de mesa

Según el capítulo 35 (página 8) del manual de refrigeración de ASHRAE, esta fruta inicialmente se enfría con sistema de aire forzado. El tiempo de pre enfriamiento suele ser entre 3 y 12 horas. La especie de uva que se cosecha en Piura es la *Vitis Vinifera*; en la literatura también se le encuentra como *European Type*, y su temperatura de conservación recomendada es -1°C con una humedad relativa entre 90 y 95%. Menciona también que debe ser pre enfriada a menos de 4°C antes de pasar a la etapa de conservación. Además, durante la etapa inicial de enfriamiento, se recomienda un flujo de aire de 52 L/s por tonelada. Una vez pre enfriada, la velocidad del aire debe mantenerse entre 0.05 a 0.1 m/s. El manual también señala que el mayor cambio que se nota en la fruta es la pérdida de agua.

Esta misma información se puede encontrar en el libro “Engineering for Storage of Fruits and Vegetables”.

En la página web de la Universidad de California en Davis, específicamente en el área de Tecnología Post Cosecha, se puede encontrar lo siguiente:

- Temperatura óptima de conservación: entre -1 y 0°C
- Humedad relativa óptima de conservación: entre 90 y 95%
- Velocidad del aire recomendada en la etapa de conservación: 20 a 40 pies por minuto
- Tasa de respiración

**Tabla 5.** Tasa de respiración de la uva

Temperature	13°C (56°F)	15°C (59°F)	18°C (65°F)	20°C (68°F)
mL CO <sub>2</sub> /kg <sup>*</sup> h	10-30	12-40	15-60	20-70

**Fuente:**

[http://postharvest.ucdavis.edu/Commodity\\_Resources/Fact\\_Sheets/Datastores/Fruit\\_English/?uid=24&ds=798](http://postharvest.ucdavis.edu/Commodity_Resources/Fact_Sheets/Datastores/Fruit_English/?uid=24&ds=798).

Se menciona que la tasa de respiración del tallo es 15 veces mayor que la de la baya.

### 2.1.3. Propiedades térmicas de las frutas

Según el manual de refrigeración de ASHRAE (capítulo 19), las propiedades de cada fruta deben ser conocidas para realizar los diferentes cálculos de transferencia de calor envueltos en el diseño del ambiente a refrigerar, selección de equipos de refrigeración y estimación de tiempos de enfriamiento.

Los constituyentes que normalmente se encuentran en los alimentos son: agua, carbohidratos, fibras, grasas, minerales y proteínas.

Thermal Property Models for Food Components ( $-40 \leq t \leq 150^\circ\text{C}$ )		
Thermal Property	Food Component	Thermal Property Model
Thermal conductivity, W/(m·K)	Protein	$k = 1.7881 \times 10^{-1} + 1.1958 \times 10^{-3}t - 2.7178 \times 10^{-6}t^2$
	Fat	$k = 1.8071 \times 10^{-1} - 2.7604 \times 10^{-3}t - 1.7749 \times 10^{-7}t^2$
	Carbohydrate	$k = 2.0141 \times 10^{-1} + 1.3874 \times 10^{-3}t - 4.3312 \times 10^{-6}t^2$
	Fiber	$k = 1.8331 \times 10^{-1} + 1.2497 \times 10^{-3}t - 3.1683 \times 10^{-6}t^2$
	Ash	$k = 3.2962 \times 10^{-1} + 1.4011 \times 10^{-3}t - 2.9069 \times 10^{-6}t^2$
Thermal diffusivity, m <sup>2</sup> /s	Protein	$\alpha = 6.8714 \times 10^{-8} + 4.7578 \times 10^{-10}t - 1.4646 \times 10^{-12}t^2$
	Fat	$\alpha = 9.8777 \times 10^{-8} - 1.2569 \times 10^{-11}t - 3.8286 \times 10^{-14}t^2$
	Carbohydrate	$\alpha = 8.0842 \times 10^{-8} + 5.3052 \times 10^{-10}t - 2.3218 \times 10^{-12}t^2$
	Fiber	$\alpha = 7.3976 \times 10^{-8} + 5.1902 \times 10^{-10}t - 2.2202 \times 10^{-12}t^2$
	Ash	$\alpha = 1.2461 \times 10^{-7} + 3.7321 \times 10^{-10}t - 1.2244 \times 10^{-12}t^2$
Density, kg/m <sup>3</sup>	Protein	$\rho = 1.3299 \times 10^3 - 5.1840 \times 10^{-1}t$
	Fat	$\rho = 9.2559 \times 10^2 - 4.1757 \times 10^{-1}t$
	Carbohydrate	$\rho = 1.5991 \times 10^3 - 3.1046 \times 10^{-1}t$
	Fiber	$\rho = 1.3115 \times 10^3 - 3.6589 \times 10^{-1}t$
	Ash	$\rho = 2.4238 \times 10^3 - 2.8063 \times 10^{-1}t$
Specific heat, kJ/(kg·K)	Protein	$c_p = 2.0082 + 1.2089 \times 10^{-3}t - 1.3129 \times 10^{-6}t^2$
	Fat	$c_p = 1.9842 + 1.4733 \times 10^{-3}t - 4.8008 \times 10^{-6}t^2$
	Carbohydrate	$c_p = 1.5488 + 1.9625 \times 10^{-3}t - 5.9399 \times 10^{-6}t^2$
	Fiber	$c_p = 1.8459 + 1.8306 \times 10^{-3}t - 4.6509 \times 10^{-6}t^2$
	Ash	$c_p = 1.0926 + 1.8896 \times 10^{-3}t - 3.6817 \times 10^{-6}t^2$

Source: Choi and Okos (1986)

Figura 12. Extracción gráfica de tabla de Modelos de propiedades térmicas para los constituyentes de los alimentos.

Fuente: Manual de refrigeración 2014, ASHRAE

Table 2 Thermal Property Models for Water and Ice ( $-40 \leq t \leq 150^\circ\text{C}$ )

	Thermal Property	Thermal Property Model
Water	Thermal conductivity, W/(m·K)	$k_w = 5.7109 \times 10^{-1} + 1.7625 \times 10^{-3}t - 6.7036 \times 10^{-6}t^2$
	Thermal diffusivity, $\text{m}^2/\text{s}$	$\alpha = 1.3168 \times 10^{-7} + 6.2477 \times 10^{-10}t - 2.4022 \times 10^{-12}t^2$
	Density, $\text{kg}/\text{m}^3$	$\rho_w = 9.9718 \times 10^2 + 3.1439 \times 10^{-3}t - 3.7574 \times 10^{-3}t^2$
	Specific heat, $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ (For temperature range of $-40$ to $0^\circ\text{C}$ )	$c_{pw} = 4.1289 - 5.3062 \times 10^{-3}t + 9.9516 \times 10^{-4}t^2$
	Specific heat, $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ (For temperature range of $0$ to $150^\circ\text{C}$ )	$c_{pw} = 4.1289 - 9.0864 \times 10^{-3}t + 5.4731 \times 10^{-6}t^2$
Ice	Thermal conductivity, W/(m·K)	$k_{iw} = 2.2196 - 6.2489 \times 10^{-3}t + 1.0154 \times 10^{-4}t^2$
	Thermal diffusivity, $\text{m}^2/\text{s}$	$\alpha = 1.1756 \times 10^{-6} - 6.0833 \times 10^{-9}t + 9.5037 \times 10^{-11}t^2$
	Density, $\text{kg}/\text{m}^3$	$\rho_{iw} = 9.1689 \times 10^2 - 1.3071 \times 10^{-1}t$
	Specific heat, $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$	$c_{iw} = 2.0623 + 6.0769 \times 10^{-3}t$

Source: Choi and Okos (1986)

Figura 13. Extracción gráfica de tabla de Modelos de propiedades térmicas para agua y hielo.

Fuente: Manual de refrigeración 2014, ASHRAE

Se señala que las propiedades termofísicas de los alimentos y bebidas tienen un buen comportamiento cuando la temperatura está por encima del punto inicial de congelamiento del producto. Por debajo de éste, el comportamiento es más complejo.

El manual (2014 Handbook of Refrigeration, ASHRAE) también brinda información acerca de la fracción másica de cada constituyente para cada alimento.

Tabla 6. Datos de composición de alimentos no congelados

Producto	Contenido de agua [%] ( $x_{wo}$ )	Proteína [%] ( $x_p$ )	Grasa [%] ( $x_f$ )	Carbohidrato [%] ( $x_c$ )	Fibra [%] ( $x_{fb}$ )	Minerales [%] ( $x_a$ )	Punto inicial de congelamiento [ $^\circ\text{C}$ ]
Mango	81.71	0.51	0.27	17	1.8	0.5	-0.9
Plátano	74.26	1.03	0.48	23.43	2.4	0.8	-0.8
Uva	80.56	0.66	0.58	17.77	1	0.44	-2.1

Fuente: Manual de refrigeración 2014, ASHRAE.

Las ecuaciones a usar en el cálculo de estas propiedades son las siguientes:

Fracción másica de agua adherida:

$$x_b = 0.4x_p \quad (3)$$

Donde:

$x_b$ : fracción másica de agua adherida a los sólidos del alimento, la cual no está disponible para congelación

$x_p$ : fracción másica de proteína presente en el alimento.

Densidad del alimento:

$$\rho = \frac{(1 - \varepsilon)}{\sum x_i / \rho_i} \quad [\text{kg}/\text{m}^3] \quad (4)$$

Donde:

$\rho$ : densidad del alimento [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]

$x_i$ : fracción másica del i-ésimo constituyente del alimento

$\rho_i$ : densidad del i-ésimo constituyente [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]

$\varepsilon$ : porosidad del alimento

Dado que las frutas de estudio no son productos que se almacenen en sacos tal como el arroz o los frejoles, este valor ( $\varepsilon$ ) es cero.

Calor específico del alimento:

La ecuación 5 es uno de los dos métodos para calcular el calor específico del alimento.

$$c_u = \sum c_i x_i \quad [kJ/(kg * K)] \quad (5)$$

Donde:

$c_u$ : calor específico del alimento sin llegar al punto de congelamiento  $[kJ/(kg * K)]$

$c_i$ : calor específico del i-ésimo constituyente  $[kJ/(kg * K)]$

$x_i$ : fracción másica del i-ésimo constituyente del alimento

La ecuación 6 es el segundo de los dos métodos para calcular el calor específico del alimento.

$$c_u = 4.19 - 2.30x_s - 0.628x_s^3 \quad [kJ/(kg * K)] \quad (6)$$

Donde:

$x_s$ : fracción másica de los sólidos en el alimento

Este valor ( $x_s$ ) se obtiene al restar la fracción másica del contenido de agua ( $x_{wo}$ ) a la unidad.

Entalpía del alimento

$$H = H_f + (t - t_f)(4.19 - 2.30x_s - 0.628x_s^3) \quad [kJ/kg] \quad (7)$$

Donde:

$H$ : entalpía del alimento  $[kJ/kg]$

$H_f$ : entalpía del alimento en la temperatura inicial de congelamiento  $[kJ/kg]$

$t$ : temperatura de la fruta en  $[^{\circ}C]$

$t_f$ : temperatura inicial de congelamiento en  $[^{\circ}C]$

Para calcular  $H_f$  se hará uso de la ecuación 8, presentada a continuación:

$$H_f = 9.79246 + 405.096x_{wo} \quad [kJ/kg] \quad (8)$$

Donde:

$x_{wo}$ : fracción másica del contenido de agua

Conductividad térmica del alimento:

$$k = \sum x_i^v k_i \quad [W/(m * K)] \quad (9)$$

Donde:

$k$ : conductividad térmica del alimento  $[W/(m * K)]$

$k_i$ : conductividad térmica del i-ésimo constituyente [ $W/(m * K)$ ]

$x_i^v$ : fracción volumétrica del i-ésimo constituyente

Para calcular  $x_i^v$  se hará uso de la ecuación 10, presentada a continuación.

$$x_i^v = \frac{x_i/\rho_i}{\sum(x_i/\rho_i)} \quad (10)$$

Donde:

$x_i$ : fracción másica del i-ésimo constituyente del alimento

$\rho_i$ : densidad del i-ésimo constituyente [ $kg/m^3$ ]

Se programó en Excel el cálculo de los valores de las propiedades térmicas de las frutas de estudio. Este programa se presenta en el Apéndice A.

A manera de ejemplo, a continuación, se presentan figuras extraídas del Apéndice B, en las que se visualiza el comportamiento de las propiedades térmicas del mango a lo largo del proceso de enfriamiento, desde la temperatura de 40°C hasta su temperatura de conservación.

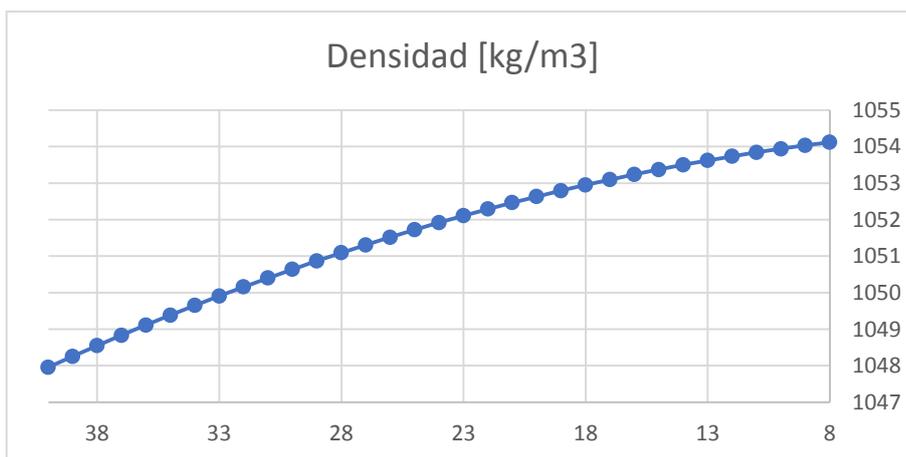


Figura 14. Comportamiento de la densidad del mango a lo largo del proceso de enfriamiento.  
Fuente: Elaboración propia

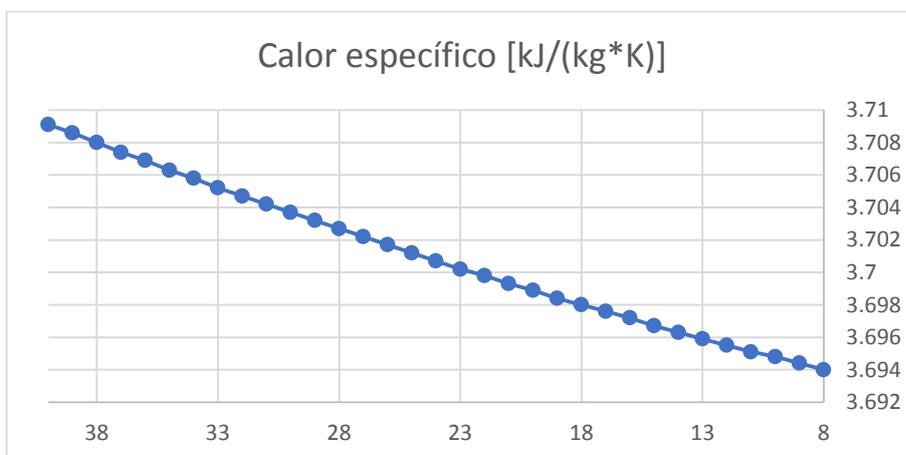


Figura 15. Comportamiento del calor específico del mango a lo largo del proceso de enfriamiento.  
Fuente: Elaboración propia

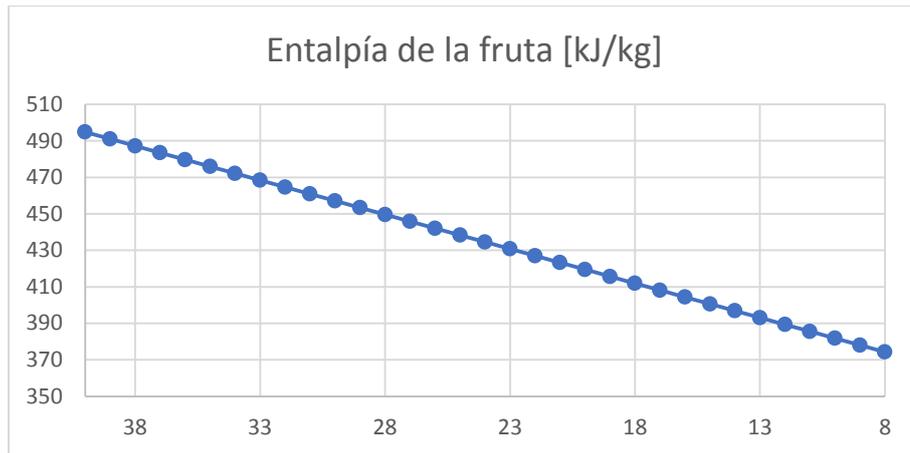


Figura 16. Comportamiento de la entalpía del mango a lo largo del proceso de enfriamiento.  
Fuente: Elaboración propia

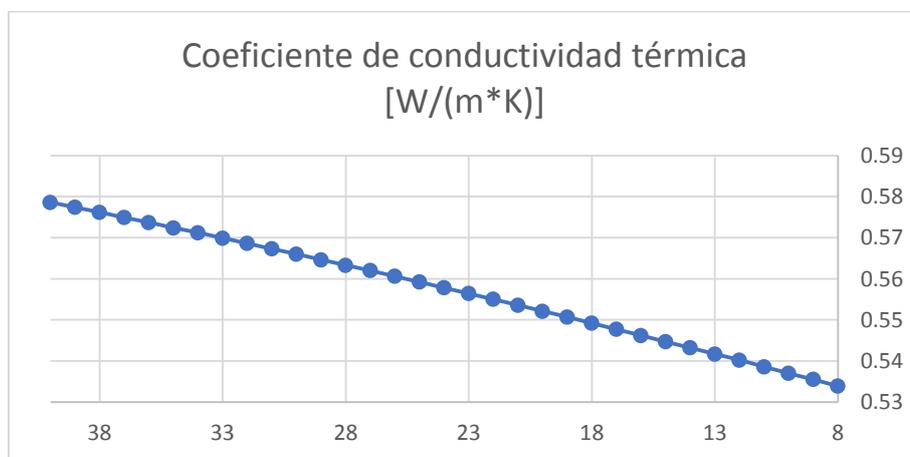


Figura 17. Comportamiento de la entalpía del mango a lo largo del proceso de enfriamiento.  
Fuente: Elaboración propia

De este ejemplo, se puede determinar que, a medida que disminuye la temperatura, la densidad aumenta, mientras que la entalpía, el calor específico y el coeficiente de conductividad térmica, disminuyen.

## 2.2. Condiciones ambientales

### 2.2.1. Datos ambientales

Los datos expuestos a continuación, se han obtenido debido a que la ASHRAE en su Manual de Fundamentos (2013), dispone este punto como uno de los pasos a seguir para el diseño de sistemas de refrigeración.

El manual mencionado, en el capítulo 14, expone que los datos anuales necesarios, a saber, para el diseño de un sistema de refrigeración, son:

- i. El mes más caluroso
- ii. El rango de temperatura diario para el mes más caliente, en °C.
- iii. Temperatura de bulbo seco, en °C
- iv. Temperatura de bulbo húmedo, en °C
- v. Velocidad media del viento, en  $m/s$

- vi. Punto de rocío, en  $^{\circ}\text{C}$
- vii. Entalpía, en  $\text{kJ/kg}$
- viii. Número de horas entre las 08:00h y las 16:00h, con temperatura de bulbo seco entre 12.8 y 20.6 $^{\circ}\text{C}$

Y, a su vez, expone que los datos anuales extremos para diseño son:

- i. Velocidad máxima del viento, en  $\text{m/s}$
- ii. Temperatura de bulbo húmedo máxima, en  $^{\circ}\text{C}$
- iii. Desviación media y estándar de la temperatura de bulbo seco extrema anual, mínima y máxima, en  $^{\circ}\text{C}$
- iv. Valores de la temperatura de bulbo seco, mínima y máxima, con un período de retorno de 5, 10, 20 y 50 años

Dentro del mismo capítulo, la Sociedad presenta datos ambientales para la ciudad de Piura, con datos referenciales al 2013. Al ubicar el radar donde se obtienen los datos presentados en el manual, éste resulta encontrarse en el Aeropuerto Guillermo Concha Iberico. Lamentablemente, buscando datos actuales, éste no muestra últimos registros.

La Universidad de Piura, cuenta con un radar, así como también con un registro de datos climáticos desde el año 1989. Sin embargo, se optó por manejar datos entre los 5 últimos años.

Los datos climáticos que registra el radar de la universidad son:

- Temperatura de bulbo seco [ $^{\circ}\text{C}$ ]
- Humedad relativa [%]
- Punto de rocío [ $^{\circ}\text{C}$ ]
- Dirección y velocidad del viento [ $\text{m/s}$ ]
- Presión atmosférica [mbar]
- Precipitación del día [mm]
- Ratio de precipitación [mm/h]
- Precipitación total [mm]
- Precipitación mensual [mm]
- Precipitación anual [mm]
- Sensación térmica [ $^{\circ}\text{C}$ ]
- Índice temperatura-humedad-viento [ $^{\circ}\text{C}$ ]
- Índice de calor [ $^{\circ}\text{C}$ ]
- Índice UV
- Radiación solar [ $\text{W/m}^2$ ]

Como se mencionó previamente, se optó por manejar datos de los últimos cinco años hasta el mes de mayo de 2016. Sin embargo, se brindó datos desde agosto de 2010 hasta la fecha indicada anteriormente.

Estos datos, se pueden visualizar en el **Apéndice C**, el cual muestra un resumen de los siguientes factores:

- Temperatura de bulbo seco máxima [°C]
- Humedad relativa promedio [%]
- Velocidad del aire exterior máxima [m/s]
- Velocidad del aire exterior promedio [m/s]

Además de los datos brindados, el Laboratorio de Física se encuentra midiendo también la temperatura del suelo. Se encuentran registros desde el 21 de diciembre de 2016, hasta el 21 de febrero de 2017. Este es un factor igual de importante que los anteriores mencionados. Más adelante se realizará una explicación del porqué.

### 2.2.2. Psicrometría

Previamente a entrar al cálculo de las cargas térmicas, es necesario hacer un estudio de las propiedades del aire tanto para las condiciones externas como para las condiciones de conservación que se requieran. La tabla en Excel (Apéndice D) está diseñada para ingresar los valores de entrada necesarios y recibir una respuesta automática.

Para esto, se ha hecho uso del Manual de Fundamentos de ASHRAE, capítulo 1.

Como dato previo, se tuvo la necesidad de conseguir la altura de la ciudad de Piura, con referencia al nivel del mar. Este dato pudo obtenerse de la página web de la estación meteorológica de la Universidad de Piura, siendo su valor: 45 metros.

Dado lo anterior, a continuación, se utilizarán las siguientes ecuaciones:

Presión barométrica:

$$p = 101.325(1 - 2.25577 \times 10^{-5}Z)^{5.2559} \quad [kPa] \quad (11)$$

Donde:

$p$ : presión barométrica [kPa]

$Z$ : altura del punto a evaluar con respecto al nivel del mar [m]

Presión de saturación:

$$\ln p_{ws} = C_8/T + C_9 + C_{10}T + C_{11}T^2 + C_{12}T^3 + C_{13}\ln T \quad [Pa] \quad (12)$$

Donde:

$p_{ws}$ : presión de saturación [Pa] a la temperatura de bulbo seco  $T$

$T$ : temperatura de bulbo seco [°C]

Cabe mencionar que esta presión de saturación es para temperaturas mayores o iguales que 0°C, y menores a 200°C, donde los valores de las constantes  $C_i$  son:

$$C_8 = -5.8002206 \text{ E}+03$$

$$C_9 = 1.3914993 \text{ E}+00$$

$$C_{10} = -4.8640239 \text{ E}-02$$

$$C_{11} = 4.1764768 \text{ E-05}$$

$$C_{12} = -1.4452093 \text{ E-08}$$

$$C_{13} = 6.5459673 \text{ E+00}$$

Humedad relativa:

$$\phi = \frac{p_w}{p_{ws}} \Big|_{t,p} \quad (13)$$

Donde:

$\phi$ : humedad relativa

$p_w$ : presión parcial de vapor de agua

$p_{ws}$ : presión de saturación

Cabe resaltar que las unidades de ambas presiones deben ser las mismas.

Ratio de humedad:

$$W = 0.621945 \frac{p_w}{p - p_w} \quad (14)$$

Donde:

$W$ : ratio de humedad

$p$ : presión barométrica calculada con la **ecuación 11**

$p_w$ : presión parcial de vapor de agua

Cabe resaltar que las unidades de ambas presiones deben ser las mismas.

Ratio de saturación de humedad:

$$W_s = 0.621945 \frac{p_{ws}}{p - p_{ws}} \quad (15)$$

Donde:

$W_s$ : ratio de saturación de humedad

$p$ : presión barométrica calculada con la ecuación 9

$p_{ws}$ : presión de saturación

Cabe resaltar que las unidades de ambas presiones deben ser las mismas.

Grado de saturación:

$$\mu = \frac{W}{W_s} \Big|_{t,p} \quad (16)$$

Donde:

$\mu$ : grado de saturación dado a una misma temperatura y presión

$W$ : ratio de humedad

$W_s$ : ratio de saturación de humedad

Volumen específico de aire seco:

$$v = 0.287042(t + 273.15)(1 + 1.607858W)/p \quad [m^3/kg_{aire\ seco}] \quad (17)$$

Donde:

$v$ : volumen específico de aire seco [ $m^3/kg_{aire\ seco}$ ]

$t$ : temperatura de bulbo seco [ $^{\circ}C$ ] a la que se quiere hacer el análisis

$p$ : presión barométrica [ $kPa$ ] calculada con la ecuación 9

Densidad del aire:

$$\rho = (1/v)(1 + W) \quad [kg/m^3] \quad (18)$$

Donde:

$\rho$ : densidad total del aire.

$v$ : volumen específico de aire seco [ $m^3/kg_{aire\ seco}$ ]

$W$ : ratio de humedad

Entalpía específica del aire:

$$h = 1.006t + W(2501 + 1.86t) \quad [kJ/kg] \quad (19)$$

Donde:

$h$ : entalpía específica del aire a la temperatura de bulbo seco  $t$  dada [ $kJ/kg$ ]

$W$ : ratio de humedad

$t$ : temperatura de bulbo seco [ $^{\circ}C$ ] a la que se quiere hacer el análisis

### 2.3. Criterios de dimensionamiento

Se busca que las dimensiones de la planta piloto sean óptimas y permitan una buena transferencia de calor entre el aire refrigerado y la fruta, para lo cual se han tomado en cuenta los siguientes factores.

#### 2.3.1. Pallets

El pallet es una plataforma que se utiliza para agrupar, apilar, almacenar, manipular y transportar mercadería.

La paletización consiste en la combinación o agrupación de la mercadería en menor tamaño, sobre el pallet para ser manejado como una sola unidad para un determinado volumen de carga.

Los pallets tienen como características:

- Resistencia a los golpes y a daños accidentales
- Capacidad para sostener la carga sin flexionarse demasiado
- Capacidad para resistir la manipulación y el almacenamiento sin fracturarse
- Sus medidas deben ser lo suficientemente precisas como para permitir la utilización de maquinaria

Se encuentran pallets de distintos materiales:

- Madera
- Plástico
- Metal
- Cartón corrugado

En la página 429 del libro “Engineering for Storage of Fruits and Vegetables”, se menciona que las medidas estándar de un pallet son 100x120cm, internacionalmente; además, es el pallet más utilizado.

Se ha buscado en páginas peruanas sobre distribuidores de pallets, para obtener especificaciones técnicas de éstos. Se ha revisado:

- Manejodepallets.com
- Otras páginas que no muestran especificaciones

Además, se encontró un documento donde se afirma que las dimensiones estándar de pallets para Perú, según la NTP 350.200-2001, son: 1200x1000x145mm.

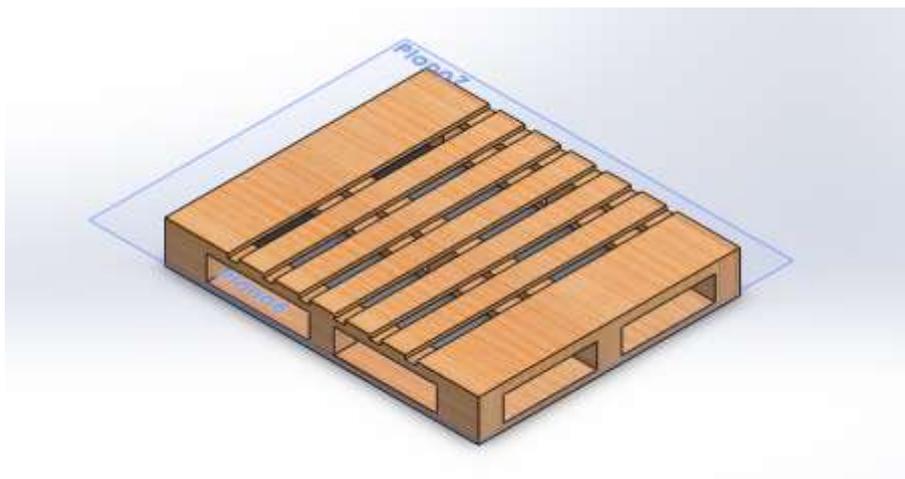


Figura 18. Representación de pallet.  
Fuente: Elaboración propia

Dado que el documento que se encontró no registra fecha, se manejarán 3 fuentes. Para entender parte de la **tabla 7**, es necesario comprender los tipos de cargas que soporta un pallet (esa información fue extraída de la página web de NORTPALET):

- Carga estática:  
Se considera que un pallet está cargado estáticamente, cuando está colocado en una superficie totalmente plana y horizontal. Generalmente, es el valor de carga más alto de un pallet. Esto da una idea de la resistencia del pallet a compresión.

- **Carga dinámica**  
Es la que soporta un pallet cuando se manipula de forma convencional. Por lo general, esta carga es más restrictiva que la estática y, puesto que la función principal de un pallet es el transporte de mercadería, este es el dato más importante a considerar.
- **Carga rack**  
Se considera carga en rack a la cantidad de peso que un pallet puede soportar en una estantería estándar y convencional, apoyado por los dos laterales de su lado corto. Los pallets destinados a tal fin, superan una prueba de flexión para garantizar su óptimo comportamiento.

**Tabla 7.** Especificaciones técnicas de pallets

	<b>manejodepallets.com Pallet Internacional</b>	<b>NTP 350.200-2001</b>	<b>Estandarización CAN</b>
<b>Dimensiones [mm]</b>	1200x1000x140	1200x1000x145	1200x1000x150
<b>Carga estática [kg]</b>	1800	1200	1000
<b>Carga dinámica [kg]</b>	No menciona		
<b>Peso [kg]</b>	20	30 - 55	30

Fuente: Elaboración propia.

## **2.3.2. Empaque de frutas, distribución sobre pallet y apilamiento**

### **2.3.2.1. Mango**

De los empaques de mango, en la página de SIICEX y en la página de Comercio de Mango Peruano, se ha pedido encontrar lo siguiente:

- Dimensiones: 330x275x117mm
- Peso tara: 0.3kg
- Peso bruto: 4.5kg

### **2.3.2.2. Plátano (banano orgánico)**

De los empaques de plátano, en SIICEX se ha podido obtener lo siguiente:

- Dimensiones: 494x388x235mm
- Peso bruto: 18.3kg

### **2.3.2.3. Uva de mesa**

De los empaques de uva, en SIICEX se ha podido obtener lo siguiente:

- Dimensiones: 500x400x120mm
- Peso tara: 0.87kg
- Peso bruto: 9.07kg

### 2.3.3. Presencia de personas

Dentro del diseño se contempla la presencia de técnicos o personal especializado en el interior del recinto, por lo cual, es necesario considerar el espacio ocupado por éstos. Se ha hecho uso de las medidas brindadas en la web de la Facultad de Artes y Ciencias, de la Universidad de Harvard. Lamentablemente, el enlace de la página dejó de funcionar. Sin embargo, esta información también pudo encontrarse en otras páginas web.

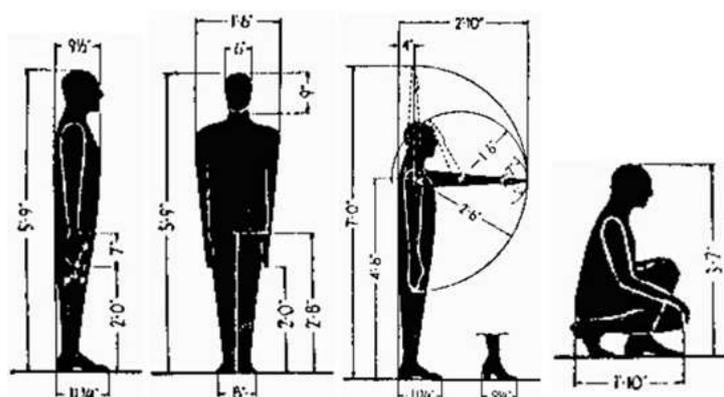


Figura 19. Dimensiones promedio de una persona, en unidades inglesas.  
Fuente: Architectural Record

Las imágenes de la **figura 19**, son las posiciones que, se han supuesto, serán realizadas durante el trabajo dentro del recinto. Se ha observado que la medida más grande es 2ft 10in (86.36cm), correspondiente a la tercera posición.

### 2.3.4. Evaporador

Según lo revisado en páginas con catálogos de evaporadores, en la implementación suele dejarse una separación entre pared y equipo equivalente a la mitad de la altura de este último. Los equipos generalmente abarcan entre 400 y 800mm, por lo que se ha visto conveniente considerar un espacio adicional igual a 1000mm.

### 2.3.5. Puertas

Se ha tenido en consideración el espacio ocupado por puertas de acceso al recinto. La información se ha extraído de la página web de Frigopack.

### 2.3.6. Consideraciones adicionales

Previamente se mencionaron los criterios de dimensionamiento.

Primero, se definirá la cantidad de producto a almacenar y enfriar. Ambos recintos se diseñarán para almacenar una cantidad de 1 tonelada a 2 toneladas.

**Tabla 8.** Análisis de volumen ocupado por apilamientos

<b>Capacidad [kg]</b>	1000	2000
<b>Número de apilamientos</b>	1	2
<b>Dimensiones de cada apilamiento [mm]</b>	1200x1000x2310	
<b>Volumen [<math>m^3</math>]</b>	2.772	5.544

Fuente: Elaboración propia.

En el capítulo 24 del libro “Engineering for Storage of Fruits and Vegetables”, se sugiere que el volumen total de la cámara sea un 36% más grande que el ocupado por el o los apilamientos.

Además, la tabla 24.3 de la misma fuente previamente mencionada, brinda un dato sobre superficie usada según el peso. Para frutas recomienda 500 a 600  $kg/m^2$ .

La información anterior es un dato adicional para el diseño. Habría que corroborar si cumple con los requerimientos de ingresos de persona y maniobras dentro del recinto.

Del mismo libro, se menciona que el producto debe estar, al menos, a 30cm del techo y las paredes.

Dado que se harán pruebas, se supondrá que una persona entrará un tiempo determinado para la manipulación de sensores, o solución de accidentes.

## 2.4. Sistema a implementar

Para este punto, fue de gran ayuda la realización de visitas técnicas a distintas empresas del rubro de agroexportación, con la particularidad de que éstas cuentan con sistemas de refrigeración para la conservación de los productos post cosecha.

Por lo observado en dichas empresas, podemos resumir los ambientes que se usan en lo que respecta a refrigeración:

- **Antecámara:** Es usada para la recepción previa del producto antes de entrar al túnel de pre enfriamiento, así como también para evitar que el cambio de temperatura sea elevado al pasar del túnel a la cámara de conservación.
- **Túnel de pre enfriamiento:** Es usado para disminuir la temperatura de la fruta que suele entrar a temperatura ambiente, hasta la temperatura de conservación. Según la literatura, el tiempo de enfriamiento se define al llegar a los 7/8 del delta de temperatura determinado inicialmente.
- **Cámara de conservación:** Es usada después de la etapa de pre enfriamiento para mantener el producto a la temperatura de conservación y a determinadas condiciones.

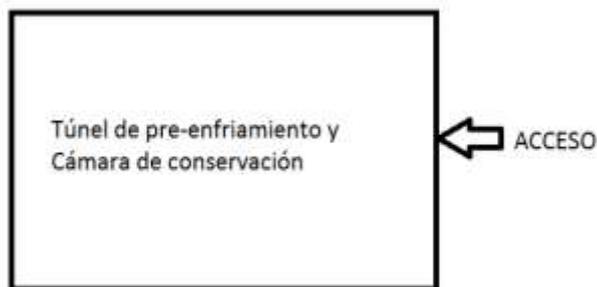


Figura 20. Propuesta 1 de diseño de planta piloto.  
Fuente: Elaboración propia



Figura 21. Propuesta 2 de diseño de planta piloto.  
Fuente: Elaboración propia

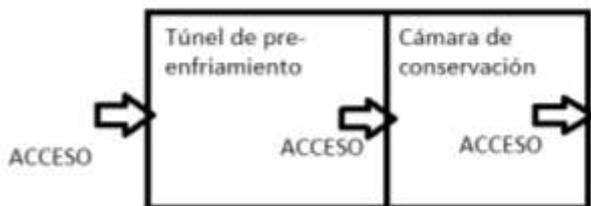


Figura 22. Propuesta 3 de diseño de planta piloto.  
Fuente: Elaboración propia

## 2.5. Consideraciones de cargas térmicas

Se procederá a estudiar el cálculo de las cargas de refrigeración debido a dos factores (según criterio propio):

- El enfoque del proyecto es la refrigeración de productos perecederos.
- La ciudad de Piura presenta temperaturas promedio a lo largo del año que están por encima de la temperatura de conservación de los productos. Ver figura 23.

Las cargas térmicas de refrigeración incluyen:

- Carga de transmisión, la cual es el calor transferido dentro del espacio refrigerado a través de su superficie.
- Carga del producto, la cual es el calor removido de, y producido por, los productos que son llevados y se conservan dentro del espacio refrigerado.
- Carga interna, que es el calor producido por fuentes internas, por ejemplo: luces, motores eléctricos y gente trabajando dentro del espacio refrigerado.
- Carga por infiltración de aire, que es la ganancia de calor asociada a la entrada de aire en el espacio refrigerado.

- Carga de equipos relacionados (al sistema).

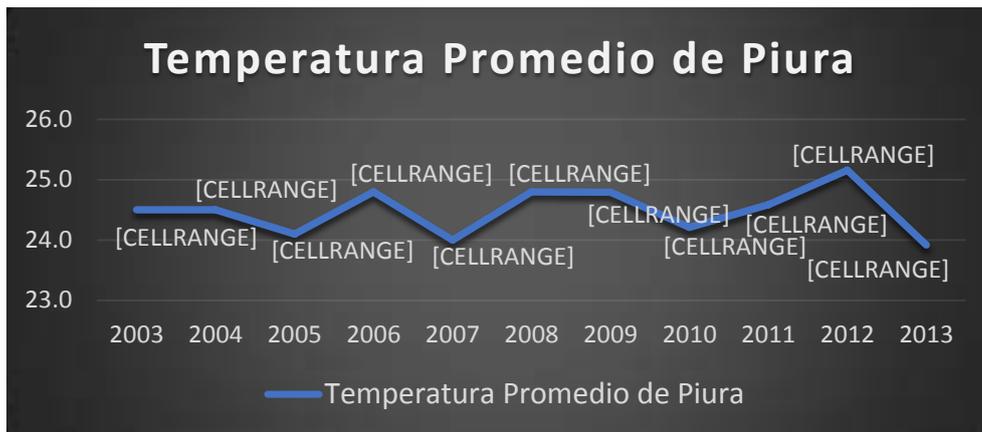


Figura 23. Temperatura promedio de Piura. Período 2003 – 2013.  
Fuente: Elaboración propia a partir de datos del INEI

### 2.5.1. Carga de transmisión

La ganancia de calor sensible a través de paredes, piso y techo es calculada en el estado de equilibrio como:

$$\dot{Q} = UA\Delta t \quad [W] \quad (20)$$

Donde:

$q$ : ganancia de calor [W]

$A$ : área exterior de la sección [ $m^2$ ]

$\Delta t$ : diferencia entre la temperatura del aire exterior y la del aire del espacio refrigerado [K]

El coeficiente total de transferencia de calor  $U$  de la pared, piso o techo puede calcularse con la siguiente ecuación:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \sum \frac{x}{k} + \frac{1}{h_o}} \quad \left[ \frac{W}{m^2 * K} \right] \quad (21)$$

Donde:

$U$ : coeficiente total de transferencia de calor [ $W/(m^2 * K)$ ]

$\sum \frac{x}{k}$ : sumatoria de los ratios de espesor [ $m$ ] y conductividad térmica [ $W/(m * K)$ ] de las paredes que componen la sección

$h_i$ : conductancia de la superficie interior [ $W/(m^2 * K)$ ]

$h_o$ : conductancia de la superficie exterior [ $W/(m^2 * K)$ ]

Las conductividades térmicas de varios aislamientos para almacenamiento en frío se presentan en la tabla 9. Estos valores pueden extraerse también de otras fuentes.

**Tabla 9.** Conductividades térmicas de algunos materiales de aislación térmica

Aislación	Conductividad térmica ( $k$ ), [W/(m * K)]
Tabla de poliuretano (R-11 expandido)	0.023 – 0.026
Poliisocianurato, celular (R-141b expandido)	0.027
Poliestireno, extruido (R-142b)	0.035
Poliestireno, expandido (R-142b)	0.037
Tabla de corcho	0.043
Vidrio espuma	0.044

**Fuente:** Extraído y traducido del Manual de refrigeración 2014, ASHRAE.

En la mayoría de los casos, la diferencia de temperatura  $\Delta t$  puede ajustarse para compensar el efecto del sol en la carga de calor. Los valores de la tabla 10 aplican para un período de 24 horas y se añaden a la temperatura del ambiente cuando se calcula la ganancia de calor en paredes.

**Tabla 10.** Tolerancias para el efecto del sol

Tipos comunes de superficies	Pared hacia el este [K]	Pared hacia el sur [K]	Pared hacia el oeste [K]	Techo [K]
Superficies oscuras: fibrocemento, techado de alquitrán, pintura negra	5	3	5	11
Superficies a medio color: madera sin pintar, ladrillo, tejas rojas, cemento oscuro; pintura verde, gris o roja	4	3	4	9
Superficies con colores claros: piedra blanca, cemento de color claro, pintura blanca	3	2	3	5

**Fuente:** Extraído y traducido del Manual de refrigeración 2014, ASHRAE.

De una visita técnica a planta, se pudo obtener el dato de que no se tenía en cuenta el calor que se transmitía a través del suelo. Éste se encontraba expuesto a otro que estaba en contacto directo con el sol. Por lo tanto, había una transmisión de calor por conducción entre ambos, lo cual se traducía en una ganancia de calor no contada en su diseño.

### 2.5.2. Carga del producto

Los productos presentados anteriormente deben ser refrigerados mas no congelados, por lo que se usará la siguiente ecuación:

$$Q_{pr} = mc_{pr}(t_i - t_f) \quad [kJ] \quad (22)$$

Donde:

$Q_{pr}$ : calor removido [kJ]

$m$ : masa del producto [kg]

$c_{pr}$ : calor específico de enfriamiento del producto [kJ/(kg \* K)]

$t_i$ : temperatura inicial del producto para conservación [°C]

$t_f$ : temperatura final del producto para conservación [°C]

La capacidad de refrigeración requerida para los productos llevados a almacenamiento se determina del tiempo asignado para la remoción de calor y asume que el producto está apropiadamente expuesto para remover el calor en ese tiempo.

El cálculo se hace mediante la **ecuación 23**:

$$\dot{Q}_{pr} = \frac{Q_{pr}}{3600n} \quad [kW] \quad (23)$$

Donde:

$\dot{Q}_{pr}$ : carga de refrigeración promedio [kW]

$n$ : tiempo asignado [h]

### 2.5.3. Carga interna

#### 2.5.3.1. Equipo eléctrico

Toda la energía eléctrica disipada en el espacio refrigerado (por las luces, motores, calentadores y otros equipos) debe ser incluida en las cargas térmicas internas. Las equivalencias de calor de motores eléctricos se encuentran en la tabla 11 para aquellos por debajo de los 0.8 kW. Las cargas para motores más grandes pueden calcularse con las eficiencias en la tabla 12 y las siguientes ecuaciones:

$$\dot{Q}_{em} = (P/E_M)F_{UM}F_{LM} \quad [W] \quad (24)$$

$$\dot{Q}_{em} = PF_{UM}F_{LM} \quad [W] \quad (25)$$

$$\dot{Q}_{em} = P \left( \frac{1.0 - E_M}{E_M} \right) F_{UM}F_{LM} \quad [W] \quad (26)$$

Donde:

$\dot{Q}_{em}$ : calor equivalente de la operación del equipo [W]

$P$ : potencia del motor [W]

$E_M$ : eficiencia del motor, fracción decimal <1.0

$F_{UM}$ : factor de uso del motor, 1.0 ó fracción decimal <1.0

$F_{LM}$ : factor de carga del motor, 1.0 ó fracción decimal <1.0

La ecuación 24 indica la ganancia de calor sensible instantánea del equipo operado por motores eléctricos en un espacio acondicionado. La ecuación 25 indica la ganancia de calor si el motor está fuera del recinto refrigerado, y la ecuación 26 si es que el motor está dentro del espacio, pero la máquina operadora está fuera de éste.

**Tabla 11.** Ganancias de calor por motores eléctricos de potencias menores a 0.8 kW

Potencia del motor [kW]	Tipo de motor	RPM nominales	Eficiencia del motor a plena carga [%]	Ubicación del motor y del equipo operador respecto al espacio acondicionado		
				A	B	C
				Motor adentro, Equipo operador adentro [W]	Motor afuera, Equipo operador adentro [W]	Motor adentro, Equipo operador afuera [W]
0.04	Monofásico de polo sombreado	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	Monofásico de fase partida	1750	54	346	188	158
0.25			56	439	246	194
0.37			60	621	372	249
0.56	Trifásico	1750	70	776	557	217
0.75			72	993	747	249

Fuente: Extraída y traducida del Manual de refrigeración 2014, ASHRAE.

**Tabla 12.** Eficiencia mínima nominal a plena carga para motores eléctricos de propósitos generales de 60 Hz

Eficiencia mínima nominal a plena carga para motores fabricados después de 19/12/2010						
-	Motores abiertos a prueba de goteo			Motores totalmente cerrados refrigerados por ventilador		
	2	4	6	2	4	6
Número de polos ⇒	2	4	6	2	4	6
Velocidad sincrónica (RPM) ⇒	3600	1800	1200	3600	1800	1200
Potencia del motor (kW)						
0.8	77.0	85.5	82.5	77.0	85.5	82.5
1.1	84.0	86.5	86.5	84.0	86.5	87.5
1.5	85.5	86.5	87.5	85.5	86.5	88.5
2.2	85.5	89.5	88.5	86.5	89.5	89.5
3.7	86.5	89.5	89.5	88.5	89.5	89.5
5.6	88.5	91.0	90.2	89.5	91.7	91.0
7.5	89.5	91.7	91.7	90.2	91.7	91.0
11.1	90.2	93.0	91.7	91.0	92.4	91.7
14.9	91.0	93.0	92.4	91.0	93.0	91.7
18.7	91.7	93.6	93.0	91.7	93.6	93.0
22.4	91.7	94.1	93.6	91.7	93.6	93.0
29.8	92.4	94.1	94.1	92.4	94.1	94.1
37.3	93.0	94.5	94.1	93.0	94.5	94.1
44.8	93.6	95.0	94.5	93.6	95.0	94.5
56.0	93.6	95.0	94.5	93.6	95.4	94.5
74.6	93.6	95.4	95.0	94.1	95.4	95.0
93.3	94.1	95.4	95.0	95.0	95.4	95.0
111.9	94.1	95.8	95.4	95.0	95.8	95.8
149.2	95.0	95.8	95.4	95.4	96.2	95.8
186.5	95.0	95.8	95.4	95.8	96.2	95.8
223.8	95.4	95.8	95.4	95.8	96.2	95.8
261.1	95.4	95.8	95.4	95.8	96.2	95.8
298.4	95.8	95.8	95.8	95.8	96.2	95.8
357.7	95.8	96.2	96.2	95.8	96.2	95.8
373.0	95.8	96.2	96.2	95.8	96.2	95.8

Fuente: Extraída y traducida del Manual de fundamentos 2013, ASHRAE.

### 2.5.3.2. Máquinas elevadoras (forklift)

Las máquinas elevadoras, en algunas instalaciones, pueden ser grandes y variables contribuidores a la carga. Aunque algunas pueden estar en un espacio en un momento, éstas no operan al mismo nivel de energía. Por ejemplo, la energía usada por una máquina elevadora mientras eleva o baja la carga es diferente cuando se mueve.

### 2.5.3.3. Equipo de procesamiento

Otras fuentes de calor incluyen equipos para el empaque del producto.

### 2.5.3.4. Personas

Las personas aportan a la carga térmica, dependiendo de factores como la temperatura del cuarto, tipo de trabajo que están realizando, tipo de ropa que usan y tamaño de la persona. La carga térmica de una persona puede calcularse con:

$$\dot{Q}_p = 272 - 6t \quad [W] \quad (27)$$

Donde:

$\dot{Q}_p$ : carga térmica emitida por una persona [W]

$t$ : temperatura del espacio refrigerado [°C]

La tabla 13 muestra la carga promedio de las personas dentro de éste.

Cuando varias personas entran y salen en cortos períodos de tiempo, la carga es mayor que lo mostrado en la tabla 13 y debe ajustarse. Un ajuste conservador es multiplicar los valores calculados con la ecuación 27 por 1.25.

**Tabla 13.** Calor equivalente de una persona

Temperatura del espacio refrigerado [°C]	Calor equivalente por persona [W]
10	210
5	240
0	270
-5	300
-10	330
-15	360
-20	390

**Fuente:** Extraída y traducida del Manual de refrigeración 2014, ASHRAE.

### 2.5.3.5. Carga latente

Este componente suele ser muy pequeño en comparación de la carga de refrigeración total por lo que toda la carga es evaluada como sensible. Sin embargo, la carga latente debe ser considerada cuando hay existencia de agua en el procesamiento.

### 2.5.3.6. Carga relacionada al empaque

El cartón y la madera usados como parte del empaque del producto absorben o expiden humedad, dependiendo de la temperatura del aire y la humedad relativa. Esta absorción de humedad representa una conversión entre el calor sensible y latente. La carga térmica  $\dot{Q}_{emp}$  de los  $i$ -ésimos componentes de empaque es dada por la ecuación 28.

$$\dot{Q}_{emp} = \frac{\sum m_i c_i (t_1 - t_2)}{3600n} \quad [kW] \quad (28)$$

Donde:

$\dot{Q}_{emp}$ : carga térmica del empaque [kW]

$m_i$ :  $i$ -ésima masa de empaque [kg]

$c_i$ :  $i$ -ésimo calor específico de empaque [kJ/(kg \* K)]

$t_1$ : temperatura inicial [°C]

$t_2$ : temperatura final [°C]

$n$ : tiempo asignado [h]

### 2.5.4. Carga por infiltración de aire

La ganancia de calor por infiltración de aire y cargas de equipos asociados pueden aportar más de la mitad del total de la carga total de refrigeración de almacenes de distribución y aplicaciones similares.

#### 2.5.4.1. Infiltración por intercambio de aire

Infiltración más común que ocurre debido a la diferencia de densidades de aire de las habitaciones. Para un caso típico donde la masa de aire que fluye hacia dentro iguala a la masa de aire que fluye hacia fuera menos cualquier humedad condensada, la habitación debe ser sellada excepto la entrada en cuestión.

La ganancia de calor de intercambio de aire a través de puertas se calcula de la siguiente manera:

$$\dot{Q}_{ia} = \dot{Q} D_t D_f (1 - E) \quad [kW] \quad (29)$$

Donde:

$\dot{Q}_{ia}$ : ganancia de calor promedio para un período de 24 horas u otro [kW]

$\dot{Q}$ : carga de refrigeración sensible y latente para un flujo totalmente establecido [kW]

$D_t$ : factor de tiempo de apertura de puerta

$D_f$ : factor de flujo de puertas

$E$ : efectividad del dispositivo protector de puerta

Gosney y Olama (1975) desarrollaron la siguiente ecuación para intercambio de aire para un flujo totalmente establecido:

$$\dot{Q} = 0.221A(h_i - h_r)\rho_r \left(1 - \frac{\rho_i}{\rho_r}\right)^{0.5} (gH)^{0.5} F_m \quad [kW] \quad (30)$$

Donde:

$\dot{Q}$ : carga de refrigeración sensible y latente [kW]

A: área de la puerta [m<sup>2</sup>]

$h_i$ : entalpía de aire de infiltración [kJ/kg]

$h_r$ : entalpía de aire refrigerado [kJ/kg]

$\rho_i$ : densidad de aire de infiltración [kg/m<sup>3</sup>]

$\rho_r$ : densidad de aire refrigerado [kg/m<sup>3</sup>]

g: constante gravitacional = 9.81 m/s<sup>2</sup>

H: altura de puerta [m]

$F_m$ : factor de densidad

Para el cálculo del factor de densidad se usa la **ecuación 31**.

$$F_m = \left[ \frac{2}{1 + (\rho_r/\rho_i)^{1/3}} \right]^{1.5} \quad (31)$$

Para el uso constante, cíclico e irregular de la puerta, el factor de tiempo de apertura de puerta se calcula como:

$$D_t = \frac{(P\theta_p + 60\theta_o)}{3600\theta_d} \quad (32)$$

Donde:

$D_t$ : porción decimal de las veces que la puerta es abierta

P: número de puertas

$\theta_p$ : tiempo que la puerta está cerrada [segundos por puerta]

$\theta_o$ : tiempo que la puerta se mantiene abierta [min]

$\theta_d$ : período de tiempo diario (u otro) [h]

#### 2.5.4.2. Infiltración por flujo directo a través de puertas

En espacios refrigerados con aperturas de puerta, constantes y frecuentes, el aire fluye directamente a través de las puertas.

$$\dot{Q}_{ip} = VA(h_i - h_r)\rho_r D_t \quad [kW] \quad (33)$$

Donde:

$\dot{Q}_{ip}$ : carga promedio de refrigeración [kW]

V: velocidad promedio del aire [m/s]

A: área de la abertura [m<sup>2</sup>]

$h_i$ : entalpía de aire de infiltración [kJ/kg]

$h_r$ : entalpía de aire refrigerado [kJ/kg]

$\rho_r$ : densidad de aire refrigerado [kg/m<sup>3</sup>]

$D_t$ : porción decimal del tiempo que la puerta está abierta

### 2.5.4.3. Componentes de calor sensible y latente

Al calcular  $\dot{Q}_{ia}$  para infiltración de aire, los componentes de calor sensible y latente pueden ser obtenidos usando la carta psicrométrica, determinando el ratio de calor sensible del aire ( $R_s$ ) y calculando de la siguiente manera:

Calor sensible:

$$\dot{Q}_s = \dot{Q}_{ia} R_s \quad [kW] \quad (34)$$

Calor latente:

$$\dot{Q}_t = \dot{Q}_{ia}(1 - R_s) \quad [kW] \quad (35)$$

**Sensible Heat Ratio  $R_s$  for Infiltration from Warmer to Colder Refrigerated Spaces**

Warm Space		Cold Space at 90% rh								
Temp. °C	rh, %	Dry-Bulb Temperature, °C								
		-40	-35	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0
20	100	0.62	0.60	0.57	0.55	0.53	0.50	0.44	0.44	0.41
	80	0.67	0.65	0.63	0.61	0.58	0.56	0.53	0.51	0.48
	60	0.73	0.71	0.69	0.68	0.65	0.63	0.61	0.60	0.59
	40	0.80	0.79	0.78	0.76	0.75	0.73	0.73	0.73	0.76
15	20	0.89	0.88	0.88	0.87	0.87	0.87	0.80	0.93	—
	100	0.67	0.65	0.63	0.60	0.58	0.55	0.51	0.48	0.45
	80	0.72	0.70	0.68	0.66	0.63	0.61	0.58	0.55	0.53
	60	0.77	0.76	0.74	0.72	0.70	0.68	0.66	0.65	0.66
10	40	0.84	0.83	0.81	0.80	0.79	0.78	0.78	0.79	0.87
	20	0.91	0.91	0.90	0.90	0.90	0.91	0.93	—	—
	100	0.72	0.70	0.68	0.65	0.62	0.59	0.56	0.52	0.48
	80	0.76	0.75	0.73	0.70	0.68	0.65	0.63	0.60	0.59
5	60	0.81	0.80	0.78	0.76	0.75	0.73	0.71	0.71	0.77
	40	0.87	0.86	0.85	0.84	0.83	0.82	0.83	0.88	—
	20	0.93	0.93	0.92	0.92	0.92	0.94	0.99	—	—
	100	0.77	0.75	0.73	0.70	0.67	0.64	0.60	0.55	0.49
0	80	0.81	0.79	0.77	0.75	0.72	0.70	0.67	0.65	0.68
	60	0.85	0.83	0.82	0.80	0.79	0.77	0.77	0.79	—
	40	0.89	0.88	0.88	0.87	0.86	0.86	0.89	—	—
	20	0.95	0.94	0.94	0.94	0.95	0.98	—	—	—
-5	100	0.81	0.79	0.77	0.74	0.71	0.67	0.63	0.56	—
	80	0.84	0.83	0.81	0.79	0.76	0.74	0.71	0.71	—
	60	0.88	0.86	0.85	0.84	0.82	0.81	0.83	0.98	—
	40	0.92	0.91	0.90	0.89	0.89	0.91	0.98	—	—
-10	20	0.96	0.96	0.96	0.96	0.98	—	—	—	—
	100	0.85	0.83	0.81	0.79	0.75	0.71	0.65	—	—
	80	0.88	0.86	0.85	0.83	0.81	0.78	0.78	—	—
	60	0.91	0.90	0.88	0.87	0.87	0.87	0.98	—	—
-15	40	0.94	0.93	0.93	0.92	0.93	0.98	—	—	—
	20	0.97	0.97	0.97	0.98	—	—	—	—	—
	100	0.88	0.87	0.85	0.82	0.79	0.74	—	—	—
	80	0.91	0.89	0.88	0.86	0.85	0.84	—	—	—
-20	60	0.93	0.92	0.91	0.91	0.91	0.97	—	—	—
	40	0.95	0.95	0.95	0.95	0.98	—	—	—	—
	20	0.98	0.98	0.99	—	—	—	—	—	—
	100	0.91	0.90	0.88	0.85	0.81	—	—	—	—
-25	80	0.93	0.92	0.91	0.89	0.89	—	—	—	—
	60	0.95	0.94	0.94	0.94	0.98	—	—	—	—
	40	0.97	0.97	0.97	0.99	—	—	—	—	—
	20	0.99	0.99	1.00	—	—	—	—	—	—

Figura 24. Extracción gráfica de tabla de Ratios de calor sensible para infiltración. Fuente: Imagen extraída del Manual de refrigeración 2014, ASHRAE

### 2.5.5. Carga de equipos relacionados

Las ganancias de calor asociadas con la operación del equipo de refrigeración, consiste esencialmente en lo siguiente:

- Calor del motor del ventilador que es usado para la circulación forzada de aire.
- Recalentamiento cuando el control de la humedad es parte del enfriamiento.
- Calor por el descongelamiento de la bobina de refrigeración.

### 2.5.6. Factor de seguridad

La carga calculada se suele incrementar en 10% para permitir ciertas discrepancias entre el criterio de diseño y la operación del sistema. Este factor debe ser previamente consultado con el usuario de la instalación y debe aplicarse individualmente a los primeros cuatro segmentos de carga.

## 2.6. Criterios de selección de refrigerante

La siguiente información se ha extraído de los capítulos 29 y 30 del manual de fundamentos de ASHRAE.

Los refrigerantes son los fluidos de trabajo usados en los sistemas de refrigeración y calefacción. Éstos se encargan de absorber calor de un área y expulsarlo en otro espacio.

La selección de los refrigerantes no es complicada, pero se deben tener en cuenta factores como la seguridad, impacto ambiental, costo, entre otros. Es decir, éstos deben cumplir con varios requerimientos que no sólo se refieren a su capacidad de transferir calor.

Para iniciar la selección del refrigerante, se usó el listado que se encuentra en la norma Standard 34, donde se indica también el nivel de seguridad de éstos.

**Tabla 14.** Grupos de seguridad de refrigerantes

	Grupo de seguridad	
Alta inflamabilidad	A3	B3
Baja inflamabilidad	A2	B2
	A2L	B2L
No inflamable	A1	B1
	Baja toxicidad	Alta toxicidad

**Fuente:** Elaboración propia.

En la clasificación de baja inflamabilidad, la letra “L” adicionada a los grupos de seguridad, señala que los refrigerantes relacionados tienen una velocidad máxima de combustión menor o igual a 10 cm/s.

**Tabla 15.** Listado de refrigerantes según nivel de seguridad, primer grupo

Refrigerante	Punto de ebullición [°C]	Grupo de seguridad	
		Toxicidad	Inflamabilidad
11	24	A	1
12	-30	A	1
13	-81	A	1
13B1	-58	A	1
14	-128	A	1
21	9	B	1
22	-41	A	1
23	-82	A	1
30	40	B	2
32	-52	A	2L
40	-24	B	2
50	-161	A	3
113	48	A	1
114	4	A	1
115	-39	A	1
116	-78	A	1
123	27	B	1
124	-12	A	1
125	-48	A	1
134a	-26	A	1
142b	-10	A	2
143a	-47	A	2L
152a	-24	A	2
170	-89	A	3
E170	-25	A	3
218	-37	A	1
227ea	-16	A	1
236fa	-1	A	1
245fa	15	B	1
290	-42	A	3
C318	-6	A	1
600	0	A	3
600a	-12	A	3
601	36.1	A	3
601a	27.8	A	3
611	32	B	2
702	-253	A	3

**Tabla 15.** Listado de refrigerantes según nivel de seguridad, primer grupo (continuación)

Refrigerante	Punto de ebullición [°C]	Grupo de seguridad	
		Toxicidad	Inflamabilidad
704	-269	A	1
717	-33	B	2L
718	100	A	1
720	-246	A	1
728	-196	A	1
740	-186	A	1
744	-78	A	1
764	-10	B	1
1150	-104	A	3
1234yf	-29.4	A	2L
1234ze	-19	A	2L
1270	-48	A	3
500	-33	A	1
501	-41	A	1
502	-45	A	1
507A	-46.7	A	1
508A	-86	A	1
508B	-88.3	A	1
509A	-47	A	1
510A	-25.2	A	3
511A	-42.1	A	3
512A	-24	A	2

Fuente: Elaboración propia.

**Tabla 16.** Listado de refrigerantes según nivel de seguridad, segundo grupo

Refrigerante	Punto de burbujeo [°C]	Punto de rocío [°C]	Grupo de seguridad	
			Toxicidad	Inflamabilidad
401A	-34.4	-28.8	A	1
401B	-35.7	-30.8	A	1
401C	-30.5	-23.8	A	1
402A	-49.2	-47	A	1
402B	-47.2	-44.9	A	1
403A	-44	-42.3	A	1
403B	-43.8	-42.3	A	1
404A	-46.6	-45.8	A	1
406A	-32.7	-23.5	A	2
407A	-45.2	-38.7	A	1
407B	-46.8	-42.4	A	1
407C	-43.8	-36.7	A	1
407D	-39.4	-32.7	A	1
407E	-42.8	-35.6	A	1
407F	-46.1	-39.7	A	1

**Tabla 16.** Listado de refrigerantes según nivel de seguridad, segundo grupo (continuación)

Refrigerante	Punto de burbujeo [°C]	Punto de rocío [°C]	Grupo de seguridad	
			Toxicidad	Inflamabilidad
408A	-45.5	-45	A	1
409A	-35.4	-27.5	A	1
409B	-36.5	-29.7	A	1
410A	-51.6	-51.5	A	1
410B	-51.5	-51.4	A	1
411A	-39.7	-37.2	A	2
411B	-41.6	-41.3	A	2
412A	-36.4	-28.8	A	2
413A	-29.3	-27.6	A	2
414A	-34	-25.8	A	1
414B	-34.4	-26.1	A	1
415A	-37.5	-34.7	A	1
415B	-27.7	-26.2	A	2
416A	-23.4	-21.8	A	1
417A	-38	-32.9	A	1
417B	-44.9	-41.5	A	1
418A	-41.2	-40.1	A	2
419A	-42.6	-36	A	2
420A	-25	-24.2	A	1
421A	-40.8	-35.5	A	1
421B	-45.7	-42.6	A	1
422A	-46.5	-44.1	A	1
422B	-40.5	-35.6	A	1
422C	-45.3	-42.3	A	1
422D	-43.2	-38.4	A	1
423A	-24.2	-23.5	A	1
424A	-39.1	-33.3	A	1
425A	-38.1	-31.3	A	1
426A	-28.5	-26.7	A	1
427A	-43	-36.3	A	1
428A	-48.3	-47.5	A	1
429A	-26	-25.6	A	3
430A	-27.6	-27.4	A	3
431A	-43.1	-43.1	A	3
432A	-46.6	-45.6	A	3
433A	-44.6	-44.2	A	3
433B	-42.7	-42.5	A	3
433C	-44.3	-43.9	A	3
434A	-45	-42.3	A	3
435A	-26.1	-25.9	A	3

**Tabla 16.** Listado de refrigerantes según nivel de seguridad, segundo grupo (continuación)

Refrigerante	Punto de burbujeo [°C]	Punto de rocío [°C]	Grupo de seguridad	
			Toxicidad	Inflamabilidad
436A	-34.3	-26.2	A	3
436B	-33.4	-25	A	3
437A	-32.9	-29.2	A	1
438A	-43	-36.4	A	1
439A	-52	-51.8	A	2
440A	-25.5	-24.3	A	2
441A	-41.9	-20.4	A	3
442A	-46.5	-39.9	A	1

Fuente: Elaboración propia.

De las tablas 15 y 16 se elegirán aquellos que cumplan con el nivel de seguridad A1, dado que el sistema será supervisado y/o manipulado por personas.

Como resultado obtendremos la siguiente tabla, presentando los puntos de ebullición de aquellos seleccionados. Los refrigerantes cuyos datos de ebullición no se encontraron, se omitieron de la evaluación.

El punto de ebullición es el siguiente punto a evaluar pues, al ser un sistema de refrigeración, lo que se busca es que por el evaporar circule vapor sobrecalentado. Por lo tanto, se requiere que el punto de ebullición sea menor a la temperatura de evaporación. La consideración a tener para la temperatura de evaporación es la siguiente: “la temperatura de evaporación es, aproximadamente, 10 grados Celsius menor que la temperatura de conservación de la fruta”. Para determinar este dato, se usó la menor temperatura de conservación que es la de la uva.

**Tabla 17.** Evaluación de refrigerantes según su punto de ebullición

Refrigerante	Punto de ebullición [°C]	¿CUMPLE?
11	24	NO
12	-30	SI
13	-81	SI
14	-128	SI
22	-41	SI
23	-82	SI
113	48	NO
114	4	NO
115	-39	SI
116	-78	SI
124	-12	SI
125	-48	SI
218	-37	SI
500	-33	SI

**Tabla 17.** Evaluación de refrigerantes según su punto de ebullición (continuación)

Refrigerante	Punto de ebullición [°C]	¿CUMPLE?
501	-41	SI
502	-45	SI
704	-269	SI
718	100	NO
720	-246	SI
728	-196	SI
740	-186	SI
744	-78	SI
134a	-26	SI
13B1	-58	SI
227ea	-16	SI
236fa	-1	NO
404A	-46.222	SI
407C	-43.627	SI
410A	-51.446	SI
507A	-46.7	SI
508A	-86	SI
508B	-88.3	SI
509A	-47	SI
C318	-6	NO

**Fuente:** Elaboración propia.

Una vez realizada la anterior evaluación, se procede a evaluar el grado de contaminación.

En este caso es conveniente señalar que se evaluará el impacto ambiental que tienen los refrigerantes mediante dos índices: ODP y GWP.

Las siglas ODP significan Ozone Depletion Potential o, mejor dicho, es el índice que indica la capacidad que tiene un refrigerante de destruir la capa de ozono. Los valores oscilan entre 0 y 1. Como referencia se tiene el refrigerante R-11, el cual lleva el valor máximo (1), es decir, es el refrigerante que deteriora en mayor magnitud.

Las siglas GWP significan Global Warming Potential o, mejor dicho, es el índice que indica el aporte negativo de un refrigerante en el calentamiento global. Los valores empiezan desde 1, relacionado al refrigerante R-744 (dióxido de carbono), y los demás están en función de éste.

**Tabla 18.** Evaluación del refrigerante según su impacto en el ambiente

Refrigerante	ODP	GWP	¿CUMPLE?
744	0	1	SI
134a	0	1370	SI
407C	0	1700	SI
410A	0	2100	SI
125	0	3420	SI
227ea	0	3580	SI
404A	0	3700	SI
507A	0	3800	SI
218	0	8830	SI
116	0	12200	NO
508A	0	13000	NO
508B	0	13000	NO
23	0	14200	NO
509A	0.018	5700	NO
124	0.02	619	NO
22	0.04	1790	NO
502	0.311	4600	NO
115	0.57	7230	NO
500	0.605	8100	NO
12	0.82	10900	NO
13	1	14400	NO

Fuente: Elaboración propia.

Como criterio de selección en la tabla 18, se eligieron aquellos refrigerantes que tuvieran un valor de ODP igual a cero, y aquellos que tuvieran un valor de GWP menor a 10000, este último a criterio propio del autor.

De los seleccionados en la etapa anterior, se procedieron a elegir aquellos de los cuales se encontraron precios. Cabe resaltar que los precios mostrados son referenciales y de España.

De la tabla 19 se procedería a elegir aquellos refrigerantes con los valores máximo y mínimo de GWP.

**Tabla 19.** Evaluación económica de los refrigerantes seleccionados

Refrigerante	ODP	GWP	Envase [kg]	Contenido [kg]	€ por kg	Total €
134a	0	1370	6	6	12	72
407C	0	1700	6	5	12	72
410A	0	2100	6	5	12	72
404A	0	3700	6	4	12	72
507A	0	3800	6	4	20.45	122.7

Fuente: Elaboración propia, precios extraídos de la página web de Salvador Escoda S.A.

## Capítulo 3

### Diseño de planta piloto

#### 3.1. Diseño geométrico

##### 3.1.1. Carga soportada por apilamiento

Finalmente, se trabajará con los datos más críticos:

- Dimensiones: 1200x1000x150mm
- Carga dinámica: 1000kg
- Peso: 30kg

##### 3.1.2. Distribución de apilamiento

###### 3.1.2.1. Mango

Realizando una distribución simple en el área de 1000x1200mm del pallet, puede formarse un piso de 12 cajas, con un peso de 54kg por piso.

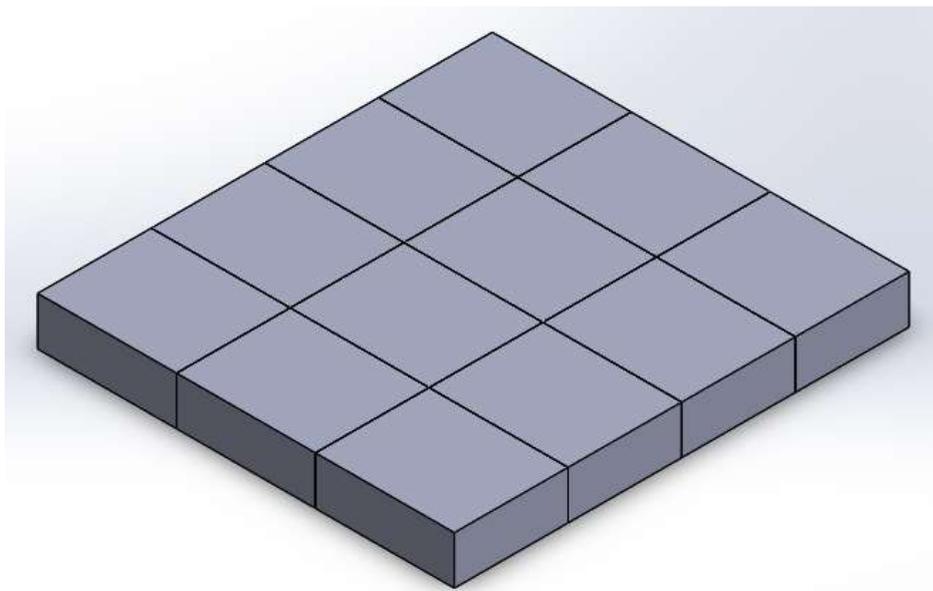


Figura 25. Representación gráfica en SolidWorks de la distribución de cajas de mango.  
Fuente: Elaboración propia

Dado que la capacidad máxima de diseño para el pallet seleccionado previamente es de 1000kg, el número de pisos es 18, obteniendo una carga de 972kg. La altura máxima del apilamiento (incluyendo el pallet) es 2256mm.

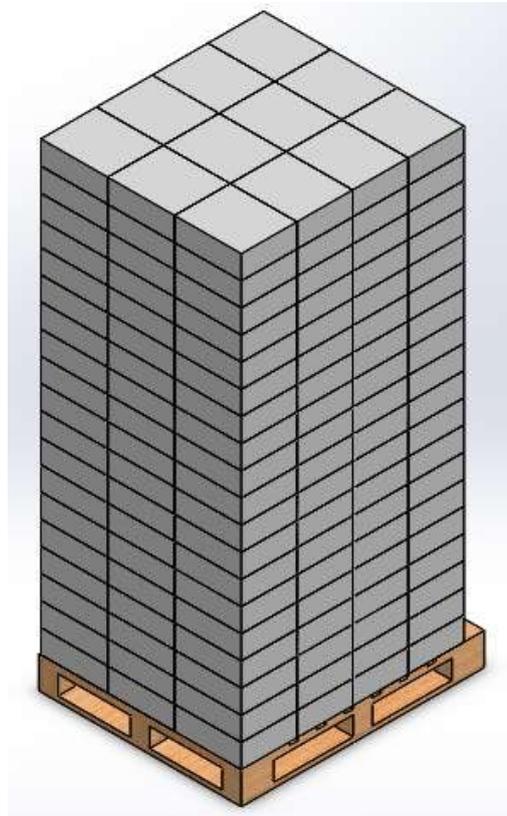


Figura 26. Apilamiento de empaque de mango.  
Fuente: Elaboración propia

### 3.1.2.2. Plátano (Banano orgánico)

Se puede obtener una distribución de 6 cajas en un piso, sobre el pallet. Cada piso tiene un peso de 109.8kg.

Dado que la capacidad máxima de diseño para el pallet seleccionado previamente es de 1000kg, el número de pisos es 9, obteniendo una carga de 988.2kg. La altura máxima del apilamiento (incluyendo el pallet) es 2265mm.

### 3.1.2.3. Uva de mesa

Se puede obtener una distribución de 6 cajas en un piso, sobre el pallet. Cada piso tiene un peso de 54.42kg.

Dado que la capacidad máxima de diseño para el pallet seleccionado previamente es de 1000kg, el número de pisos es 18, obteniendo una carga de 979.56kg. La altura máxima del apilamiento (incluyendo el pallet) es 2310mm.

## 3.1.3. Determinación de dimensiones

Se pudo observar que la mayor medida obtenida de la figura humana es 86.36cm. Esta medida será redondeada a 90cm y se añadirá en cada lado tanto a lo largo como en lo ancho de los recintos.

Con capacidad para 1 tonelada:

$$\text{Ancho de recinto} = 2 \times 90\text{cm} + 120\text{cm (pallet)} = 300\text{cm}$$

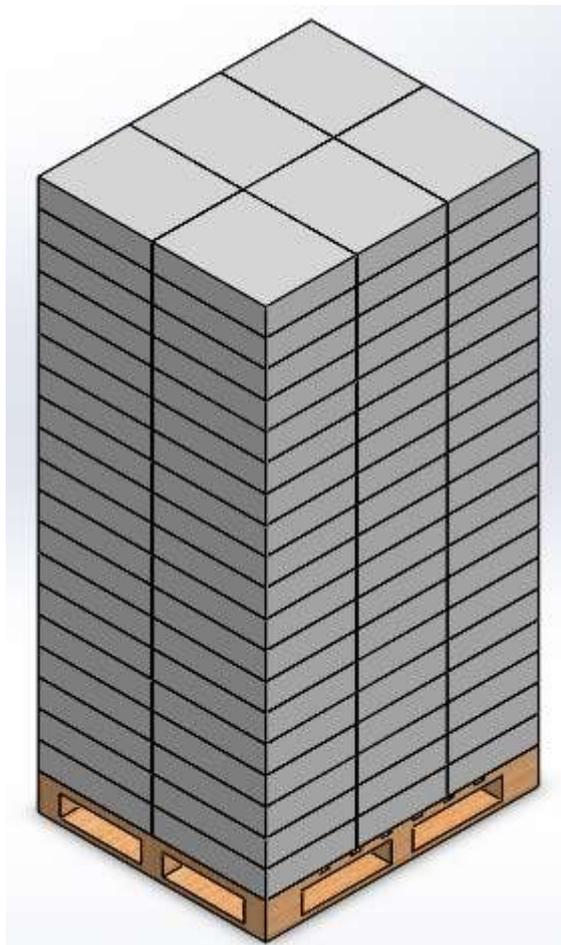


Figura 27. Apilamiento de empaque de uva de mesa.  
Fuente: Elaboración propia

*Largo del recinto*

$$\begin{aligned} &= 90\text{cm} + 100\text{cm (evaporador)} + 100\text{cm (pallet)} \\ &+ 140\text{cm (puerta)} \\ &+ 20\text{cm adicionales de espacio a criterio} = 450\text{cm} \end{aligned}$$

Con capacidad para 2 toneladas:

$$\text{Ancho de recinto} = 2 \times 90\text{cm} + 120\text{cm (pallet)} = 300\text{cm}$$

*Largo del recinto*

$$\begin{aligned} &= 90\text{cm} + 100\text{cm (evaporador)} + 2 \times 100\text{cm (pallet)} \\ &+ 140\text{cm (puerta)} + 20\text{cm adicionales de espacio} \\ &= 550\text{cm} \end{aligned}$$

La altura de los apilamientos suele ser menor a 240cm. La puerta que se ha previsto para el diseño tiene una altura de 250cm. Dado lo anterior, se aumentará 1m para ubicar al evaporador y exista facilidad de circulación de aire. Por lo tanto, la altura será de 350cm.

Tener en cuenta que todas las medidas son interiores.

Se obtuvo lo siguiente:

**Tabla 20.** Dimensiones propuestas para un recinto refrigerado

	Diseño 1	Diseño 2
Capacidad [kg]	2000	1000
Largo [m]	5.5	4.5
Ancho [m]	3	3
Altura [m]	3.5	3.5

**Fuente:** Elaboración propia.

Finalmente, de acuerdo a cada propuesta de diseño presentada en el anterior capítulo, es que se definen los espacios:

**Tabla 21.** Codificación de espacios

	Diseño 1	Diseño 2
Cámara de conservación	CC1	CC2
Túnel de enfriamiento	TP1	TP2

**Fuente:** Elaboración propia.

## 3.2. Diseño energético

### 3.2.1. Datos ambientales

Los datos se han obtenido debido a que en el manual de fundamentos de ASHRAE se indican ciertos parámetros a considerar, tal como humedad relativa promedio y la temperatura más alta de un año. Además, se ha consultado por la temperatura del suelo, debido a lo siguiente: en las visitas técnicas a las empresas en Piura se han mencionado problemas por filtración de calor mediante el piso; además, los manuales de ASHRAE sí consideran una temperatura del suelo pero el problema está en que son condiciones del hemisferio norte, teniendo como temperatura del suelo, 12°C.

Debido a que la información de la temperatura del suelo es muy amplia, se presenta una tabla resumen (tabla 24). La información completa se encuentra en el Apéndice C.



**Tabla 23.** Humedad relativa promedio por mes y por año

-	2010	2011	HRprom c/mes [%]	2012	2013	2014	2015	2016	HRprom c/mes [%]
<b>Enero</b>		60.7	62.55	59.5	63	63	63.3	65.8	62.55
<b>Febrero</b>		60.5	62.766666 67	67	60	60.7	62.6	65.8	62.766666 67
<b>Marzo</b>		58.2	63.583333 33	64.7	68	59.4	65.8	65.4	63.583333 33
<b>Abril</b>		63.9	64.866666 67	66.2	67.6	62	64.4	65.1	64.866666 67
<b>Mayo</b>		70.3	67.933333 33	67.6	69.6	68.1	69.5	62.5	67.933333 33
<b>Junio</b>		71.4	71.1	71.7	71.8	69.1	71.5		71.1
<b>Julio</b>		72.6	71.62	74.1	71.3	69.8	70.3		71.62
<b>Agosto</b>	64.6	71.9	70	72	69.1	71.2	71.2		70
<b>Septiembre</b>	69.1	70.6	69.7	71.3	68.9		68.6		69.7
<b>Octubre</b>	70.1	68	69.05	69.6	69.4	67.9	69.3		69.05
<b>Noviembre</b>	67.5	65.2	67.433333 33	68.4	67.6	66.8	69.1		67.433333 33
<b>Diciembre</b>	63.7	63	65.25	67.2	63.8	65.4	68.4		65.25
<b>HRprom c/año [%]</b>	67	66.358333 33	-	68.275	67.508333 33	65.763636 36	67.833333 33	64.92	-

Fuente: Elaboración propia con datos obtenidos del Radar UDEP.

**Tabla 24.** Temperatura del suelo

	A -40cm del nivel de referencia	A -20cm del nivel de referencia
<b>TempMáx [°C]</b>	32.924	35.182
<b>Temp Mín [°C]</b>	28.965	26.94

Fuente: Elaboración propia con datos obtenidos del Radar UDEP.

### 3.2.2. Psicrometría

#### 3.2.2.1. Condiciones ambientales

Los datos mostrados en la **tabla 25** son referentes a las condiciones ambientales de la ciudad de Piura.

#### 3.2.2.2. Condiciones de conservación

Los datos mostrados en la **tabla 26** son referentes a la conservación de la uva.

**Tabla 25.** Tabla de cálculo de condiciones ambientales

#### CÁLCULO DE DATOS AMBIENTALES

Ubicación	Piura	
Altitud [m]	42	
Temperatura de bulbo seco [°C]	39	
Humedad relativa [%]	67.00%	
Presión atmosférica [kPa]	100.821462	
Presión atmosférica [Pa]	100821.462	
<b>Cálculo de presión de saturación de vapor de agua</b>		
Agua líquida	C8	-5.80E+03
	C9	1.39E+00
	C10	-4.86E-02
	C11	4.18E-05
	C12	-1.45E-08
	C13	6.55E+00
Temperatura de bulbo seco [K]	312.15	
Presión de saturación (pws) [Pa]	6998.74	
Presión de saturación (pws) [kPa]	6.998743818	
Presión parcial de vapor de agua (pw) [Pa]	4689.158358	
Presión parcial de vapor de agua (pw) [kPa]	4.689158358	
Ratio de humedad (W)	0.030337342	
Ratio de humedad de saturación (Ws)	0.04639424	
Grado de saturación (mu)	0.653903202	
Volumen específico (v) [m <sup>3</sup> /kgAireSeco]	0.932050453	
Densidad real del aire [kg/m <sup>3</sup> ]	1.105452327	
Entalpía [kJ/kgAireSeco]	117.3083637	

**Fuente:** Elaboración propia.

**Tabla 26.** Tabla de cálculo de condiciones de conservación  
**CÁLCULO DE DATOS DE CONSERVACIÓN**

Ubicación	Piura	
Altitud [m]	42	
Temperatura de bulbo seco [°C]	-1	
Humedad relativa [%]	95.00%	
Presión atmosférica [kPa]	100.821462	
Presión atmosférica [Pa]	100821.462	
<b>Cálculo de presión de saturación de vapor de agua</b>		
Agua líquida	C8	-5.80E+03
	C9	1.39E+00
	C10	-4.86E-02
	C11	4.18E-05
	C12	-1.45E-08
	C13	6.55E+00
Temperatura de bulbo seco [K]	272.15	
Presión de saturación (pws) [Pa]	562.67	
Presión de saturación (pws) [kPa]	0.56267153	
Presión parcial de vapor de agua (pw) [Pa]	534.5379531	
Presión parcial de vapor de agua (pw) [kPa]	0.534537953	
Ratio de humedad (W)	0.00331502	
Ratio de humedad de saturación (Ws)	0.003490474	
Grado de saturación ( $\mu$ )	0.949733496	
Volumen específico (v) [m <sup>3</sup> /kgAireSeco]	0.778949806	
Densidad real del aire [kg/m <sup>3</sup> ]	1.288035523	
Entalpía [kJ/kgAireSeco]	7.278700288	

**Fuente:** Elaboración propia.

### 3.2.3. Cálculo de cargas térmicas

Una vez definida la arquitectura y obtenidos los valores anteriores, se procede a hacer un cálculo de las cargas térmicas para la posterior selección de equipos. Para esto, se ha considerado hacer el diseño con la fruta de menor temperatura de conservación, la cual es la uva (-1°C). Tanto para el túnel de enfriamiento como para la cámara de conservación, las cargas térmicas son:

- Carga de transmisión
- Carga del producto
- Carga interna
- Carga por infiltración de aire
- Carga de equipos relacionados al sistema

**Tabla 27.** Características del producto

Características de producto		
Nombre	Temperatura de conservación [°C]	Humedad relativa de conservación [%]
Uva	-1	95.00%
Mango	10	95.00%
Plátano	14	90.00%

Fuente: Elaboración propia.

Luego, se procede a realizar el cálculo según la clasificación de cargas térmicas mostradas anteriormente.

### 3.2.3.1. Carga de transmisión

#### a. Aislamiento

Las plantas de refrigeración suelen contar con paredes modulares de aislamiento térmico, tal como el que se muestra en la figura 28.

Estos paneles, llamados “paneles tipo sándwich” cuentan con un núcleo de aislamiento. El espesor del aislamiento va desde los 60mm hasta los 200mm. Correspondientemente, mientras menor sea el espesor, mayor será el coeficiente de transferencia de calor por conducción.



Figura 28. Panel modular de poliuretano tipo sándwich.

Fuente: Extraída de la página web de la empresa Ingein Ltda

En la tabla 9 se mostraron los coeficientes de transferencia de calor de algunos materiales de aislamiento.

Finalmente, se optó por hacer uso del poliuretano expandido, con un coeficiente promedio de 0.0245 W/(m\*K).

Además de este núcleo de aislamiento, el panel cuenta con un recubrimiento de acero galvanizado, para lo cual, la tabla 28 muestra el valor del coeficiente de transferencia de calor por conducción de este material y el espesor común.

**Tabla 28.** Características de recubrimiento de paneles

Características de recubrimiento de los paneles		
Material	Espesor [m]	Coefficiente de transferencia de calor por conducción de recubrimiento [W/m <sup>2</sup> *K]
Acero galvanizado	0.0005	58

Fuente: Elaboración propia.

**Tabla 29.** Características del concreto

Características del concreto	
Coefficiente de transferencia de calor por conducción [W/m <sup>2</sup> *K]	1.047

Fuente: Elaboración propia.

Se evalúa tener una losa de concreto con aislamiento. Del libro “Engineering for Storage of Fruits and Vegetables” se obtuvieron los datos de espesor; la construcción es tipo sándwich: 15cm de espesor de concreto, seguido de 10mm de espesor de aislamiento, y una última etapa de concreto.

#### b. Coeficientes de convección del aire

Para el cálculo de la carga térmica por transmisión es necesario el cálculo de los coeficientes de convección del aire.

Se tiene en cuenta que el tipo de convección fuera del recinto es natural, mientras que dentro es del tipo forzado.

Para esto debe tenerse en cuenta lo mencionado por algunas literaturas:

- Según la página web de Mundo HVACR, el caudal de aire recomendado dentro de un ambiente a refrigerar o ya refrigerado, varía entre 0.5 y 2 CFM/lb.  
CFM significa: pie cúbico por minuto.  
Realizando una equivalencia, el caudal recomendado con unidades del Sistema Internacional está en el rango de 1.0405 y 4.1618 m<sup>3</sup>/s.
- Por otro lado, otras recomendaciones encontradas son las siguientes:
  - José Alarcón: [2.5 – 16] m/s
  - Dr. G. Cano-Muñoz: 3 m/s (aproximadamente)
  - Manual de refrigeración 2014, capítulo 18, ASHRAE:
    - Promedio: [2.5 – 7.5] m/s
    - Más común: 6 m/s
    - Más económicas: [2.5 – 5] m/s
  - Manual de refrigeración 2014, capítulo 42, ASHRAE: velocidades mayores a 2.5 m/s

Se ha optado por evaluar la mínima y la máxima velocidad del rango que especifica ser más económico.

**Tabla 30.** Coeficientes de convección

Coeficientes de convección [W/m <sup>2</sup> *K]					
	TP1	TP2	CC1	CC2	Promedio
Natural paredes	1.9222	1.9222	1.9222	1.9222	1.92
Natural techo	2.9039	2.9039	2.9039	2.9039	2.90
Interna forzada v=2.5m/s	9.1223	9.4959	9.1223	9.4959	9.31
Interna forzada v=5m/s	15.8829	16.5333	15.8829	16.5333	16.21

Fuente: Elaboración propia.

Se trabajará con los valores promedio.

Para la tabla 30, se han tomado como referencia las dimensiones mostradas en la tabla 31.

**Tabla 31.** Dimensiones de recintos

Ambiente	TP1	TP2	CC1	CC2
Capacidad [kg]	2000	1000	2000	1000
Largo [m]	5.5	4.5	5.5	4.5
Ancho [m]	3	3	3	3
Altura[m]	3.5	3.5	3.5	3.5

Fuente: Elaboración propia.

A continuación, se muestra un ejemplo de cálculo de cargas térmicas por transmisión, para el caso de la Cámara de Conservación 1 (CC1). Los cálculos se realizan con las **ecuaciones 20 y 21**.

**Tabla 32.** Cálculo de carga térmica por transmisión

Carga por transmisión												
	Largo [m]	Ancho [m]	Altura [m]	Temperatura ajustada [°C]	U [W/(m <sup>2</sup> *K)]	R [m <sup>2</sup> *K/W]	Rmín	Alerta	Área [m <sup>2</sup> ]	Delta de temperatura [K]	Carga [kW]	
Techo	5.5	3	0	44	0.1531	6.5298	6.2	OK	16.5	45	0.1137	
Piso	5.5	3	0	33	0.2302	4.3446	3.5	OK	16.5	34	0.1291	
Paredes	Este	3	0	4	42	0.2144	4.6648	4.4	OK	12	43	0.1106
	Norte	0	5.5	3.5	39	0.2144	4.6648	4.4	OK	19.25	40	0.1651
	Oeste	3	0	4	42	0.2144	4.6648	4.4	OK	12	43	0.1106
	Sur	0	5.5	3.5	41	0.2144	4.6648	4.4	OK	19.25	42	0.1733
										Total sin FS	0.8025	
										Total FS 20%	0.9629	

Fuente: Elaboración propia.

Para los cálculos hechos, se deben cumplir las condiciones presentadas en el Anexo B, información extraída de un manual de IACSC (International Association for Cold Storage Construction) e IARW (International Association of Refrigerated Warehouses). Esto, para que la transferencia de calor a través de la estructura sea menor. Se desarrollaría una infraestructura óptima.

### 3.2.3.2. Carga del producto

Se sigue tomando como ejemplo, el cálculo para la Cámara de Conservación 1, siendo el producto: uva. Para este caso, también debe tomarse en cuenta el tiempo de procesamiento, que, por sugerencia de empresas del sector, es 8 horas.

**Tabla 33.** Cálculo de carga térmica del producto

<b>Ambiente a analizar</b>	CC1
<b>Capacidad [kg]</b>	2000
<b>Temperatura de entrada de la fruta [°C]</b>	1
<b>Fruta</b>	Uva
<b>Temperatura de conservación [°C]</b>	-1
<b>Calor específico [kJ/(kg*K)]</b>	3.6495
<b>Tiempo de procesamiento [h]</b>	8
<b>Carga térmica del producto [kW]</b>	0.5069

Fuente: Elaboración propia.

Para el resultado de la tabla 33, se ha hecho uso de las ecuaciones 22 y 23.

### 3.2.3.3. Carga interna

#### 3.2.3.3.1. Carga relacionada al empaque

Según lo investigado, se considera que el empaque también es fuente de calor en un proceso de enfriamiento.

**Tabla 34.** Calor específico del empaque por tipo de material

<b>Características de empaque</b>	
<b>Material</b>	<b>Calor específico [kJ/kg*K]</b>
Madera	2.3
Cartón	1.4
Plástico	1.6
Aluminio	0.85
Acero	0.5

Fuente: Elaboración propia.

**Tabla 35.** Carga térmica relacionada al empaque de la fruta

<b>Material de empaque</b>	Cartón
<b>Masa aproximada total de empaque [kg]</b>	200
<b>Calor específico [kJ/(kg*K)]</b>	1.4
<b>Carga térmica por empaque [kW]</b>	0.0194

Fuente: Elaboración propia.

Dentro de esta clasificación se podría considerar también el aporte de calor del pallet.

**Tabla 36.** Carga térmica relacionada al pallet

Número de pallets	2
Masa de c/pallet [kg]	30
Masa total de pallets [kg]	60
Material de pallet	Madera
Calor específico [kJ/(kg*K)]	2.3
<b>Carga térmica por pallets [kW]</b>	<b>0.0096</b>

Fuente: Elaboración propia.

Para ambos casos, se ha hecho uso de la ecuación 28.

### 3.2.3.3.2. Presencia de personas

Para el caso en mención, se planteará que sólo una persona entrará al recinto.

**Tabla 37.** Cálculo de carga térmica relacionado a la presencia de personas

Cálculo de carga por personas	
Número de personas dentro del recinto	1
Temperatura dentro de la cámara [°C]	-1
Carga por persona [kW]	0.278
FS 25%	1.25
<b>Carga total por presencia de personas [kW]</b>	<b>0.3475</b>

Fuente: Elaboración propia.

Para el cálculo se ha hecho uso de la ecuación 27.

### 3.2.3.3.3. Carga por iluminación

Este caso no se menciona a detalle en la literatura, pero sí es considerada como carga térmica interna. El cálculo es sencillo pues basta con saber el área iluminada y la densidad de potencia de iluminación, que no es más que la potencia requerida por metro cuadrado, esto, según recomendaciones de diseño. Este valor es conseguido del Manual de fundamentos 2013, ASHRAE, capítulo 18.

La ecuación usada para este caso es:

$$\dot{Q}_{il} = E_L * A \quad [W/m^2] \quad (36)$$

Donde:

$\dot{Q}_{il}$ : carga térmica por iluminación [W]

$E_L$ : densidad de potencia de iluminación [W/m<sup>2</sup>]

A: Área superficial del suelo del recinto [m<sup>2</sup>]

**Tabla 38.** Cálculo de carga térmica por iluminación

Carga por iluminación	
Densidad de potencia de iluminación [W/m <sup>2</sup> ]	6.8
Área máxima [m <sup>2</sup> ]	18
<b>Carga por iluminación [kW]</b>	<b>0.1224</b>

Fuente: Elaboración propia.

### 3.2.3.3.4. Carga por maquinaria

El procedimiento para determinar este parámetro es el siguiente:

- Determinar las horas que durará el tiempo de enfriamiento
- Determinar un tiempo estimado de las horas del proceso de enfriamiento
- Determinar cuánta carga promedio aporta una máquina elevadora

Teniendo lo anterior, se aplica la ecuación:

$$Q_{maq,r} = f * Q_{maq} \quad [kW] \quad (37)$$

Donde:

$Q_{maq,r}$ : Carga térmica suministrada por la maquinaria en un tiempo determinado [kW]

$f$ : Factor de tiempo de uso de maquinaria, equivalente al tiempo trabajado dentro del recinto entre el tiempo del proceso de enfriamiento

$Q_{maq}$ : Carga térmica promedio aportada por una máquina elevadora [kW]

**Tabla 39.** Cálculo de carga térmica por maquinaria presente en el recinto

Carga por maquinaria			
Aporte [kW]	Tiempo de trabajo [h]	Factor por tiempo de trabajo	Carga [kW]
5.6	1	0.125	0.7

Fuente: Elaboración propia.

### 3.2.3.4. Carga por infiltración de aire

Para este caso, se ha hecho uso de las ecuaciones 28, 29 y 30.

**Tabla 40.** Cálculo de carga térmica por infiltración de aire

Cálculo de carga térmica por infiltración	
Área de puerta [m <sup>2</sup> ]	3.5
Entalpía aire exterior (hi) [kJ/kg]	117.3084
Entalpía de aire interior (hr) [kJ/kg]	7.2787
Densidad aire exterior (roi) [kg/m <sup>3</sup> ]	1.1055
Densidad de aire interior (ror) [kg/m <sup>3</sup> ]	1.2880
Gravedad [m/s <sup>2</sup> ]	9.8067
Altura de puerta	2.5
Factor de densidad	0.9620
Carga de refrigeración sensible y latente para flujo totalmente desarrollado [kW]	196.6013
Tiempo de apertura y cierre de puerta (thetap) [s]	25
Tiempo que la puerta está abierta (thetao) [min]	15
Tiempo de procesamiento (thetad) [h]	8
Factor de apertura de puerta (Dt)	0.0321
Factor de flujo en puerta (Df)	0.8
Efectividad de dispositivo de protección de puerta €	0.9
Infiltración por flujo directo [kW]	0
<b>Carga total por infiltración de aire [kW]</b>	<b>0.5052</b>

Fuente: Elaboración propia.

### 3.2.3.5. Carga de equipos relacionados

El cálculo mostrado hace referencia a los motores que forman parte del sistema de evaporación. Este porcentaje se aplica al subtotal de todas las demás cargas. Como diseño conservador, se hará el cálculo para el caso más extremo.

**Tabla 41.** Consideración para cálculo de carga por motores

<b>CARGA POR MOTORES</b>		
Normal	5%	Sin ganancia de calor por otros métodos artificiales
Alto	15%	Con desescarchamiento controlado
Excesivo	30%	Casos extremos
<b>Definir caso</b>	<b>Excesivo</b>	<b>30%</b>

Fuente: Elaboración propia.

Finalmente, se presenta un resumen con los cálculos hechos para la Cámara de Conservación 1, con el producto uva.

Al valor final, se le aplica un factor de seguridad del 10% por consideraciones de diseño.

**Tabla 42.** Resumen de cálculo de cargas térmicas para Cámara de Conservación 1

<b>CARGA TÉRMICA [kW]</b>	
<b>Descripción</b>	<b>Valor</b>
Carga por transmisión	0.9629
Carga por producto	0.5069
Carga por pallets	0.00956
Carga por empaque	0.0194
Carga por infiltración	0.5052
Carga por personas	0.3475
Carga por iluminación	0.1224
Carga por maquinaria	0.7
Subtotal [kW]	3.1739
Carga por motores	0.9522
Total sin FS [kW]	4.1261
<b>Total con FS [kW]</b>	<b>4.5387</b>
<b>Total con FS [BTU/h]</b>	<b>15486.5850</b>

Fuente: Elaboración propia.

Todo el cálculo se ha hecho en base a las ecuaciones presentadas en el Manual de Refrigeración de ASHRAE.

Los datos finales de carga térmica se presentan en el siguiente punto, debido a que, a partir de estos cálculos, se determinan las condiciones de trabajo de cada elemento del sistema de refrigeración, y, por lo tanto, son criterios para seleccionar posteriormente los equipos.

### 3.2.4. Estudio termodinámico del refrigerante

En la etapa de diseño debe realizarse un estudio del comportamiento de los refrigerantes para determinados estados del ciclo de refrigeración, teniendo en cuenta el tipo de fruta a conservar.

Para esto, se ha hecho uso del capítulo 30 del manual de fundamentos de ASHRAE y el libro Termodinámica de Yunus Çengel. A lo anterior, se le suman tesis en cuanto a diseño, y sugerencias de valores por la página MundoHVACR.

Para el diseño se ha previsto hacer uso del siguiente ciclo, teniendo como referencia el diagrama P-h, analizado según criterio del autor (figura 29):

- 1 – 2: Recalentamiento útil a presión constante
- 2 – 3: Recalentamiento ambiental a presión constante
- 3 – 4: Compresión isentrópica
- 4 – 5: Disminución de temperatura antes de entrar al condensador, a presión constante
- 5 – 6: Disminución de temperatura hasta llegar a la temperatura de condensación, a presión constante
- 6 – 9: Subenfriamiento a presión constante
- 9 – 10: Expansión isoentálpica

Los recalentamientos y el subenfriamiento mencionados anteriormente no es algo controlado, sino que se busca en la mayoría de sistemas y debe mantenerse en un rango, con tal de no afectar a las siguientes etapas del sistema.

El recalentamiento, tal como lo dice el nombre, va por encima del calentamiento del refrigerante. Lo que sucede es que los compresores de pistón deben recibir, en su proceso, sólo gas. Por lo que se debe buscar que el refrigerante antes de entrar al compresor, se encuentre en estado de vapor sobrecalentado.

Dentro de los recalentamientos tenemos 2 tipos:

- Recalentamiento útil: es aquel que se da durante el proceso de evaporación hasta la salida del evaporador; el delta de temperatura suele ser 5K
- Recalentamiento ambiental: es aquel que se da en las tuberías a la salida del evaporador y antes de la entrada al compresor; el delta de temperatura suele ser 10K

El subenfriamiento, según determinadas literaturas, se da desde la salida del compresor. Algunas otras, definen este término como el delta de temperatura entre la entrada a la válvula de expansión y la temperatura de condensación.

Lo que busca el subenfriamiento es que el refrigerante llegue a la válvula como líquido comprimido, con una entalpía menor y poder conseguir la mayor cantidad de líquido a la entrada del evaporador, al cual llega el refrigerante como mezcla líquido-vapor. El delta de temperatura suele ser de 10K.

En la figura 29, las líneas de color rojo definen el ciclo de refrigeración; las líneas de color azul, definen las líneas isotermas, y los puntos de color verde son estados de estudio

De la tabla 19 se procedería a elegir los refrigerantes cuyos valores de GWP sean el mínimo y el máximo de todos los valores presentados en dicha tabla.

Teniendo en cuenta lo anterior, los refrigerantes a estudiar serían R134a y R507.

Teniendo definidos los estados termodinámicos a estudiar, presentados en la figura 29, se procede a presentar un cálculo hecho a partir de las tablas señaladas en el Anexo C, información extraída del Manual de fundamentos 2013, ASHRAE

#### **3.2.4.1. Refrigerante R134a**

Usando información de las páginas web de las empresas Linde y Gas Servei, se tienen las siguientes características del refrigerante en mención:

- Es un refrigerante del tipo HFC puro
- Sustituyente del refrigerante R-12
- Aplicaciones:
  - Aire acondicionado de auto
  - Frigoríficos domésticos
  - Cámaras de conservación
  - Transporte frigorífico
  - Refrigeración comercial

En la tabla 43 se muestra el estudio del refrigerante R134a para cada tipo de producto.

#### **3.2.4.2. Refrigerante R507A**

Usando información de las páginas web de las empresas Linde y Gas Servei, se tienen las siguientes características del refrigerante en mención:

- Es una mezcla azeotrópica de gases refrigerantes HFC.
- Sustituyente del refrigerante R502
- Aplicaciones:
  - Almacenes frigoríficos
  - Máquinas de hielo
  - Cámaras frigoríficas
  - Transporte frigorífico
  - Túneles de congelados
  - Barcos de pesca

En la tabla 44 se muestra el estudio del refrigerante R507A para cada tipo de producto.

### 3.3. Cálculo de parámetros para selección de equipos

Según lo investigado, en determinados documentos se describen los siguientes criterios de selección para los equipos principales del sistema de refrigeración:

- Evaporador: Flujo másico y capacidad de refrigeración (carga térmica)
- Condensador: Capacidad de refrigeración
- Compresor: Relación de compresión y trabajo de entrada

#### 3.3.1. Evaporador

Se debe determinar el caudal másico.

##### 3.3.1.1. Diseño 1

El diseño se realiza tanto para la cámara de conservación como para túnel de pre enfriamiento.

###### Cámara de conservación

Los cálculos se muestran en la tabla 45.

###### Túnel de pre enfriamiento

Los cálculos se muestran en la tabla 46.

##### 3.3.1.2. Diseño 2

El diseño se realiza tanto para la cámara de conservación como para túnel de pre enfriamiento.

###### Cámara de conservación

Los cálculos se muestran en la tabla 47.

###### Túnel de pre enfriamiento

Los cálculos se muestran en la tabla 48.

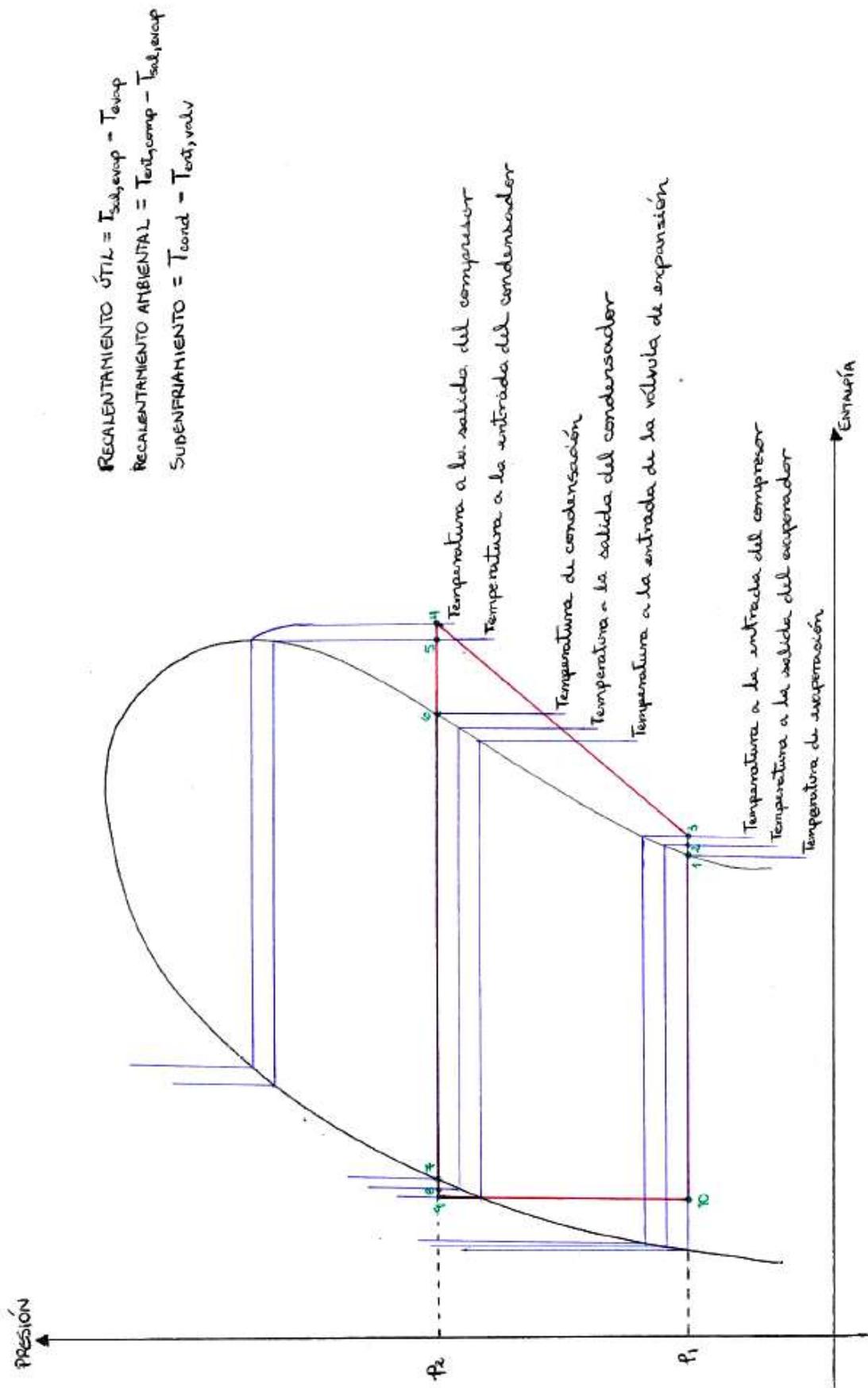


Figura 29. Diagrama P-h del ciclo de refrigeración a estudiar.  
 Fuente: Elaboración propia



**Tabla 44.** Resultados de estudio termodinámico del refrigerante R507A (continuación)

Fruta	Plátano									
Estado	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Entalpía [kJ/kg]	364.0000	369.0000	379.0000	405.0000	390.2000	376.5200	277.4100	268.0000	259.0000	259.0000
Entropía [kJ/(kg*K)]	1.5917	1.6100	1.6433	1.6433	1.6028	1.5603	1.2536	1.2219	1.1970	1.2140
Densidad [kg/m3]	36.5898	35.3300	33.0000	117.6500	131.2500	146.4100	897.7000	940.0000	972.0000	761.0300
Calidad (x)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0.3438
Fruta	Uva									
Estado	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Temperatura [°C]	-10	-5	5	70.7692	60.7692	50	50	45	40	-10
Presión [MPa]	0.4494	0.4494	0.4494	2.3603	2.3603	2.3603	2.3603	2.3603	2.3603	0.4494
Entalpía [kJ/kg]	356.9700	362.0000	372.0000	408.0000	394.0000	376.5200	277.4100	268.0000	259.0000	259.0000
Entropía [kJ/(kg*K)]	1.5980	1.6179	1.6536	1.6536	1.6143	1.5603	1.2536	1.2219	1.1970	1.2260
Densidad [kg/m3]	23.2504	23.0000	21.5000	114.7059	126.4700	146.4100	897.7000	940.0000	972.0000	691.6900
Calidad (x)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0.4290

Fuente: Elaboración propia.

**Tabla 45.** Cálculo de parámetros de selección de evaporador para cámara de conservación, Diseño 1

Cámara de conservación DISEÑO 1		
Refrigerante	R134a	R507A
Fruta	Mango	
Carga térmica a disipar [kW]	2.2	
Entalpía 1 [kJ/kg]	412.5	377
Entalpía 4 [kJ/kg]	256.25	259
Caudal másico requerido [kg/s]	0.01408	0.019
Fruta	Plátano	
Carga térmica a disipar [kW]	2	
Entalpía 1 [kJ/kg]	415	379
Entalpía 4 [kJ/kg]	256.25	259
Caudal másico requerido [kg/s]	0.0126	0.0167
Fruta	Uva	
Carga térmica a disipar [kW]	2.6	
Entalpía 1 [kJ/kg]	405	372
Entalpía 4 [kJ/kg]	256.25	259
Caudal másico requerido [kg/s]	0.0175	0.0230

Fuente: Elaboración propia.

**Tabla 46.** Cálculo de parámetros de selección de evaporador para túnel de pre enfriamiento, Diseño 1

Túnel de pre-enfriamiento DISEÑO 1		
Refrigerante	R134a	R507A
Fruta	Mango	
Carga térmica a disipar [kW]	11.5	
Entalpía 1 [kJ/kg]	412.5	377
Entalpía 4 [kJ/kg]	256.25	259
Caudal másico requerido [kg/s]	0.0736	0.097

**Tabla 46.** Cálculo de parámetros de selección de evaporador para túnel de pre enfriamiento, Diseño 1 (continuación)

Refrigerante	R134a	R507A
Fruta	Plátano	
Carga térmica a disipar [kW]	9.7	
Entalpía 1 [kJ/kg]	415	379
Entalpía 4 [kJ/kg]	256.25	259
Caudal másico requerido [kg/s]	0.0611	0.0808
Fruta	Uva	
Carga térmica a disipar [kW]	15.6	
Entalpía 1 [kJ/kg]	405	372
Entalpía 4 [kJ/kg]	256.25	259
Caudal másico requerido [kg/s]	0.1049	0.1381

Fuente: Elaboración propia.

**Tabla 47.** Cálculo de parámetros de selección de evaporador para cámara de conservación, Diseño 2

Cámara de conservación DISEÑO 2		
Refrigerante	R134a	R507A
Fruta	Mango	
Carga térmica a disipar [kW]	1.9	
Entalpía 1 [kJ/kg]	412.5	377
Entalpía 4 [kJ/kg]	256.25	259
Caudal másico requerido [kg/s]	0.01216	0.016
Fruta	Plátano	
Carga térmica a disipar [kW]	1.8	
Entalpía 1 [kJ/kg]	415	379
Entalpía 4 [kJ/kg]	256.25	259
Caudal másico requerido [kg/s]	0.0113	0.0150
Fruta	Uva	
Carga térmica a disipar [kW]	2.3	
Entalpía 1 [kJ/kg]	405	372
Entalpía 4 [kJ/kg]	256.25	259
Caudal másico requerido [kg/s]	0.0155	0.0204

Fuente: Elaboración propia.

**Tabla 48.** Cálculo de parámetros de selección de evaporador para túnel de pre enfriamiento, Diseño 2

Túnel de pre-enfriamiento DISEÑO 2		
Refrigerante	R134a	R507A
Fruta	Mango	
Carga térmica a disipar [kW]	7.1	
Entalpía 1 [kJ/kg]	412.5	377
Entalpía 4 [kJ/kg]	256.25	259
Caudal másico requerido [kg/s]	0.04544	0.06
Fruta	Plátano	
Carga térmica a disipar [kW]	6.1	
Entalpía 1 [kJ/kg]	415	379
Entalpía 4 [kJ/kg]	256.25	259
Caudal másico requerido [kg/s]	0.0384	0.0508

**Tabla 48.** Cálculo de parámetros de selección de evaporador para túnel de pre enfriamiento, Diseño 2 (continuación)

Refrigerante	R134a	R507A
Fruta	Uva	
Carga térmica a disipar [kW]	9.3	
Entalpía 1 [kJ/kg]	405	372
Entalpía 4 [kJ/kg]	256.25	259
Caudal másico requerido [kg/s]	0.0625	0.0823

**Fuente:** Elaboración propia.

### 3.3.2. Condensador

Se debe determinar la capacidad frigorífica, esto es, la transferencia de calor con el ambiente exterior.

#### 3.3.2.1. Diseño 1

El diseño se realiza tanto para la cámara de conservación como para túnel de pre enfriamiento.

##### Cámara de conservación

Los cálculos se muestran en la tabla 49.

##### Túnel de pre enfriamiento

Los cálculos se muestran en la tabla 50.

#### 3.3.2.2. Diseño 2

El diseño se realiza tanto para la cámara de conservación como para túnel de pre enfriamiento.

##### Cámara de conservación

Los cálculos se muestran en la tabla 51.

##### Túnel de pre enfriamiento

Los cálculos se muestran en la tabla 52.

**Tabla 49.** Cálculo de parámetros de selección de condensador para cámara de conservación, Diseño 1

Cámara de conservación DISEÑO 1		
Refrigerante	R134a	R507A
Fruta	Mango	
Caudal másico [kg/s]	0.0141	0.0186
Entalpía 3 [kJ/kg]	256.25	259
Entalpía 2 [kJ/kg]	445	405
Capacidad frigorífica [kW]	2.66	2.72

**Tabla 49.** Cálculo de parámetros de selección de condensador para cámara de conservación, Diseño 1 (continuación)

Fruta	Plátano	
Caudal másico [kg/s]	0.0126	0.0167
Entalpía 3 [kJ/kg]	256.25	259
Entalpía 2 [kJ/kg]	443.75	405
Refrigerante	R134a	R507A
Fruta	Plátano	
Capacidad frigorífica [kW]	2.36	2.43
Fruta	Uva	
Caudal másico [kg/s]	0.0175	0.0230
Entalpía 3 [kJ/kg]	256.25	259
Entalpía 2 [kJ/kg]	447.5	408
Capacidad frigorífica [kW]	3.34	3.43

**Fuente:** Elaboración propia.

**Tabla 50.** Cálculo de parámetros de selección de condensador para túnel de pre enfriamiento, Diseño 1

Túnel de pre-enfriamiento DISEÑO 1		
Refrigerante	R134a	R507A
Fruta	Mango	
Caudal másico [kg/s]	0.0736	0.097
Entalpía 3 [kJ/kg]	256.25	259
Entalpía 2 [kJ/kg]	445	405
Capacidad frigorífica [kW]	13.892	14.23
Fruta	Plátano	
Caudal másico [kg/s]	0.0611	0.081
Entalpía 3 [kJ/kg]	256.25	259
Entalpía 2 [kJ/kg]	443.75	405
Capacidad frigorífica [kW]	11.46	11.80
Fruta	Uva	
Caudal másico [kg/s]	0.1049	0.1381
Entalpía 3 [kJ/kg]	256.25	259
Entalpía 2 [kJ/kg]	447.5	408
Capacidad frigorífica [kW]	20.06	20.57

**Fuente:** Elaboración propia.

**Tabla 51.** Cálculo de parámetros de selección de condensador para cámara de conservación, Diseño 2

Cámara de conservación DISEÑO 2		
Refrigerante	R134a	R507A
Fruta	Mango	
Caudal másico [kg/s]	0.0122	0.0161
Entalpía 3 [kJ/kg]	256.25	259
Entalpía 2 [kJ/kg]	445	405
Capacidad frigorífica [kW]	2.30	2.35
Refrigerante	R134a	R507A
Fruta	Plátano	
Caudal másico [kg/s]	0.0113	0.0150
Entalpía 3 [kJ/kg]	256.25	259
Entalpía 2 [kJ/kg]	443.75	405
Capacidad frigorífica [kW]	2.13	2.19
Fruta	Uva	
Caudal másico [kg/s]	0.0155	0.0204
Entalpía 3 [kJ/kg]	256.25	259
Entalpía 2 [kJ/kg]	447.5	408
Capacidad frigorífica [kW]	2.96	3.03

Fuente: Elaboración propia.

**Tabla 52.** Cálculo de parámetros de selección de condensador para túnel de pre enfriamiento, Diseño 2

Túnel de pre-enfriamiento DISEÑO 2		
Refrigerante	R134a	R507A
Fruta	Mango	
Caudal másico [kg/s]	0.0454	0.0602
Entalpía 3 [kJ/kg]	256.25	259
Entalpía 2 [kJ/kg]	445	405
Capacidad frigorífica [kW]	8.5768	8.785
Fruta	Plátano	
Caudal másico [kg/s]	0.0384	0.0508
Entalpía 3 [kJ/kg]	256.25	259
Entalpía 2 [kJ/kg]	443.75	405
Capacidad frigorífica [kW]	7.20	7.42
Fruta	Uva	
Caudal másico [kg/s]	0.0625	0.0823
Entalpía 3 [kJ/kg]	256.25	259
Entalpía 2 [kJ/kg]	447.5	408
Capacidad frigorífica [kW]	11.96	12.26

Fuente: Elaboración propia.

### 3.3.3. Compresor

Debe determinarse el trabajo de entrada del compresor.

Por otro lado, para determinar la relación de compresión, se usa la siguiente ecuación:

$$R_C = \frac{P_s}{P_e} \quad (38)$$

Donde:

$P_s$ : Presión a la salida del compresor [MPa]

$P_e$ : Presión a la entrada del compresor [MPa]

#### 3.3.3.1. Diseño 1

El diseño se realiza tanto para la cámara de conservación como para túnel de pre enfriamiento.

##### Cámara de conservación

Los cálculos se muestran en la **tabla 53**.

##### Túnel de pre enfriamiento

Los cálculos se muestran en la **tabla 54**.

#### 3.3.3.2. Diseño 2

El diseño se realiza tanto para la cámara de conservación como para túnel de pre enfriamiento.

##### Cámara de conservación

Los cálculos se muestran en la **tabla 55**.

##### Túnel de pre enfriamiento

Los cálculos se muestran en la **tabla 56**.

**Tabla 53.** Cálculo de parámetros de selección de compresor para cámara de conservación, Diseño 1

Cámara de conservación DISEÑO 1		
Refrigerante	R134a	R507A
Fruta	Mango	
Caudal másico [kg/s]	0.0141	0.0186
Entalpía 2 [kJ/kg]	445	405
Entalpía 1 [kJ/kg]	412.5	377
Trabajo requerido [kW]	0.46	0.52
Relación de compresión	4.50	3.782

**Tabla 54.** Cálculo de parámetros de selección de compresor para cámara de conservación, Diseño 1 (continuación)

Fruta	Plátano	
Caudal másico [kg/s]	0.0126	0.0167
Entalpía 2 [kJ/kg]	443.75	405
Entalpía 1 [kJ/kg]	415	379
Trabajo requerido [kW]	0.36	0.43
Relación de compresión	3.90	3.34
Fruta	Uva	
Caudal másico [kg/s]	0.0175	0.0230
Entalpía 2 [kJ/kg]	447.5	408
Entalpía 1 [kJ/kg]	405	372
Trabajo requerido [kW]	0.74	0.83
Relación de compresión	6.57	5.252

**Fuente:** Elaboración propia.

**Tabla 55.** Cálculo de parámetros de selección de compresor para túnel de pre enfriamiento, Diseño 1

Túnel de pre-enfriamiento DISEÑO 1		
Refrigerante	R134a	R507A
Fruta	Mango	
Caudal másico [kg/s]	0.0736	0.097
Entalpía 2 [kJ/kg]	445	405
Entalpía 1 [kJ/kg]	412.5	377
Trabajo requerido [kW]	2.39	2.73
Relación de compresión	4.50	3.782
Fruta	Plátano	
Caudal másico [kg/s]	0.0611	0.0808
Entalpía 2 [kJ/kg]	443.75	405
Entalpía 1 [kJ/kg]	415	379
Trabajo requerido [kW]	1.76	2.10
Relación de compresión	3.90	3.34
Fruta	Uva	
Caudal másico [kg/s]	0.1049	0.1381
Entalpía 2 [kJ/kg]	447.5	408
Entalpía 1 [kJ/kg]	405	372
Trabajo requerido [kW]	4.46	4.97
Relación de compresión	6.57	5.252

**Fuente:** Elaboración propia.

**Tabla 56.** Cálculo de parámetros de selección de compresor para cámara de conservación, Diseño 2

Cámara de conservación DISEÑO 2		
Refrigerante	R134a	R507A
Fruta	Mango	
Caudal másico [kg/s]	0.0122	0.0161
Entalpía 2 [kJ/kg]	445	405
Entalpía 1 [kJ/kg]	412.5	377
Trabajo requerido [kW]	0.40	0.45
Relación de compresión	4.50	3.782
Fruta	Plátano	
Caudal másico [kg/s]	0.0113	0.0150
Entalpía 2 [kJ/kg]	443.75	405
Entalpía 1 [kJ/kg]	415	379
Trabajo requerido [kW]	0.33	0.39
Relación de compresión	3.90	3.34
Fruta	Uva	
Caudal másico [kg/s]	0.0155	0.0204
Entalpía 2 [kJ/kg]	447.5	408
Refrigerante	R134a	R507A
Fruta	Uva	
Entalpía 1 [kJ/kg]	405	372
Trabajo requerido [kW]	0.66	0.73
Relación de compresión	6.57	5.252

Fuente: Elaboración propia.

**Tabla 57.** Cálculo de parámetros de selección de compresor para túnel de pre enfriamiento, Diseño 2

Túnel de pre-enfriamiento DISEÑO 2		
Refrigerante	R134a	R507A
Fruta	Mango	
Caudal másico [kg/s]	0.0454	0.0602
Entalpía 2 [kJ/kg]	445	405
Entalpía 1 [kJ/kg]	412.5	377
Trabajo requerido [kW]	1.4768	1.685
Relación de compresión	4.50	3.782
Fruta	Plátano	
Caudal másico [kg/s]	0.0384	0.0508
Entalpía 2 [kJ/kg]	443.75	405
Entalpía 1 [kJ/kg]	415	379
Trabajo requerido [kW]	1.10	1.32
Relación de compresión	3.90	3.34

**Tabla 57.** Cálculo de parámetros de selección de compresor para túnel de pre enfriamiento, Diseño 2 (continuación)

Fruta	Uva	
Caudal másico [kg/s]	0.0625	0.0823
Entalpía 2 [kJ/kg]	447.5	408
Entalpía 1 [kJ/kg]	405	372
Trabajo requerido [kW]	2.66	2.96
Relación de compresión	6.57	5.252

Fuente: Elaboración propia.

### 3.4. Interpretación de resultados

#### 3.4.1. Diseños de recinto

##### 3.4.1.1. Temperaturas de conservación

Según el producto que se elija, la temperatura de conservación variará.

De las tablas 45, 46, 47 y 48, al analizar la variación de producto, se observa que, a menor temperatura de conservación, la carga térmica a disipar del ambiente a refrigerar es mayor. En el caso de estudio, se observa que la uva es la que tiene menor temperatura de conservación. Es por eso que, en un principio, se mencionó que el diseño se haría a partir de las condiciones de conservación para esta fruta.

##### 3.4.1.2. Cantidad de producto

Los diseños 1 y 2 se basaron en la cantidad de producto que almacenaría un recinto. De acuerdo a eso se determinaron sus dimensiones.

Haciendo el análisis respectivo a los resultados mostrados en las tablas 45, 46, 47 y 48, se deduce que, a mayor cantidad de producto, mayor es la carga térmica a disipar del ambiente a refrigerar. Además, este factor se debe tomar en cuenta dado que resulta en una carga térmica significativa.

#### 3.4.2. Refrigerante

Antes de realizar el análisis, se señala la **tabla 57**, la cual muestra el coeficiente de desempeño para el sistema de refrigeración diseñado para uva.

**Tabla 58.** Evaluación de refrigerantes por ambientes; producto: uva

Ambiente	Cámara de conservación 1		Túnel de pre enfriamiento 1		Cámara de conservación 2		Túnel de pre enfriamiento 2	
	R134a	R507A	R134a	R507A	R134a	R507A	R134a	R507A
<b>Carga térmica a disipar del espacio a refrigerar [kW]</b>	2.6	2.6	15.6	15.6	2.3	2.3	9.3	9.3
<b>Trabajo de entrada del compresor [kW]</b>	0.74	0.83	4.46	4.97	0.66	0.73	2.66	2.96
<b>COP</b>	3.51	3.13	3.50	3.14	3.48	3.15	3.50	3.14
<b>Relación de compresión</b>	6.57	5.25	6.57	5.25	6.57	5.25	6.57	5.25

Fuente: Elaboración propia.

Se observa que con el refrigerante R134a hay un mejor desempeño del sistema.

Sin embargo, el refrigerante R134a requiere de una mayor relación de compresión para cumplir con los estados del ciclo de refrigeración comparado con el R507A.

Lo mencionado en el anterior párrafo se comprueba con ayuda del software de la empresa Bitzer, tomando como referencia los datos obtenidos para el Túnel de pre enfriamiento 1.

Tener en cuenta que se han tomado los valores de recalentamiento y subenfriamiento para los cálculos hechos previamente.

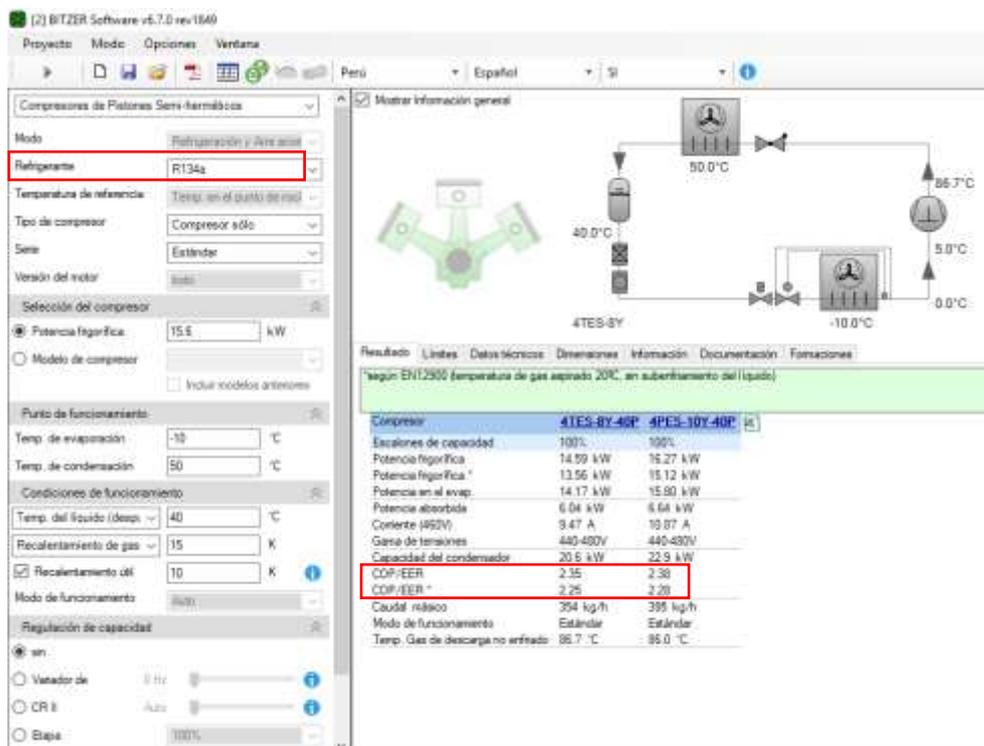


Figura 30. Evaluación de refrigerante R134a en Bitzer Software.

Fuente: Bitzer Software

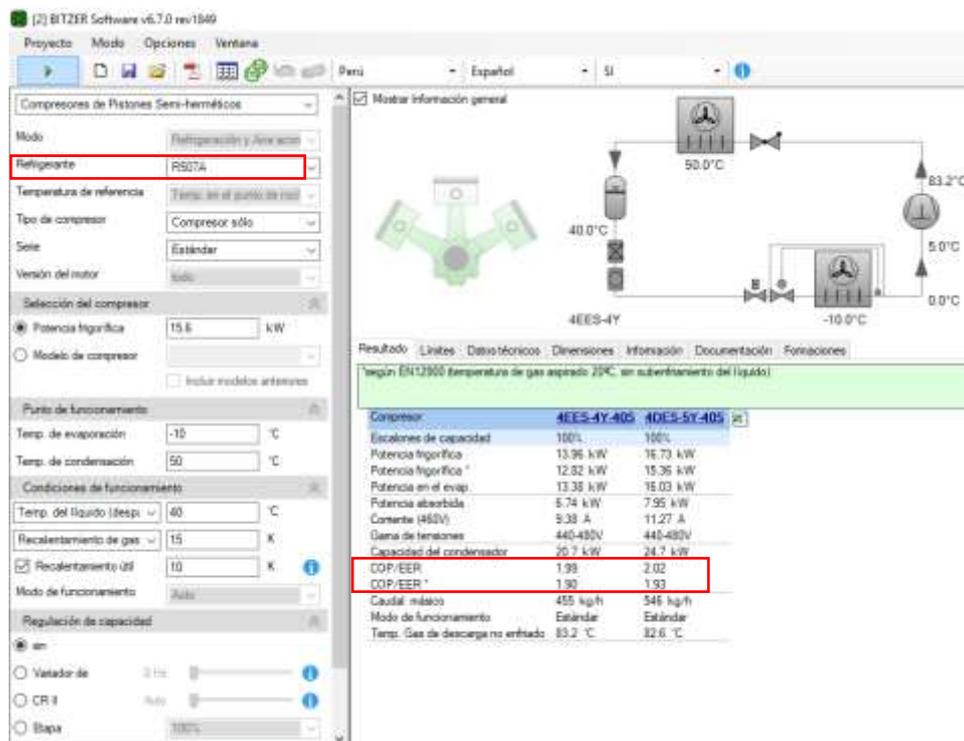


Figura 31. Evaluación de refrigerante R507A en Bitzer Software.  
Fuente: Bitzer Software

De las figuras 30 y 31, se observa que el COP o EER del sistema que usa R134a es mayor que aquel que usa R507A, confirmándose así lo concluido líneas arriba.

### 3.4.3. Compresor

Se hace especial énfasis en este equipo pues es el corazón del sistema de refrigeración y es quién consume mayor energía eléctrica.

Una vez explicada la conexión existente entre el refrigerante y el compresor, se prosigue con la interpretación de resultados.

De las figuras 30 y 31 se puede observar también que la potencia de entrada requerida por el compresor es menor para el sistema que usa refrigerante R134a, confirmándose lo expuesto en la tabla 57.

Por otro lado, dadas las figuras 30 y 31, se muestran ciertos modelos de compresores, cuyas dimensiones se señalan a continuación:

Las figuras 32 y 33 muestran modelos de compresores diseñados para refrigerante R134a.

Las figuras 34 y 35 muestran modelos de compresores diseñados para refrigerante R507A.

De los modelos mostrados se deduce que para el refrigerante R134a, los compresores son de mayor tamaño. Según las relaciones de compresión obtenidas en la tabla 57, este valor es mayor para el ciclo de refrigeración que usa refrigerante R134a. Haciendo este análisis, a mayor valor de relación de compresión, mayor es el tamaño del compresor, pues se requiere de una mayor carrera de los pistones del compresor, traduciéndose en requerimiento de espacio mayor.

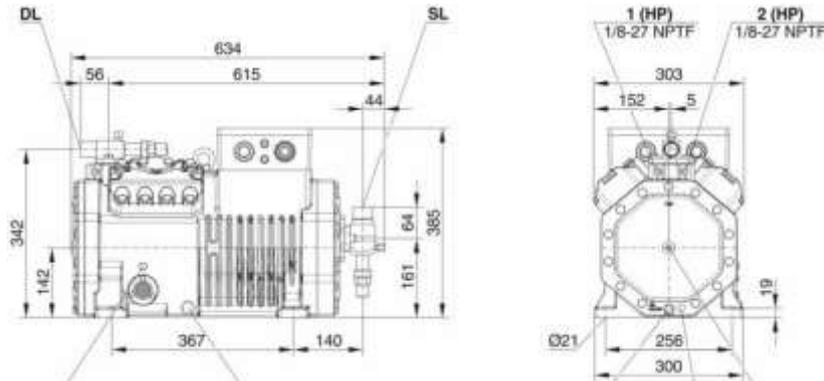


Figura 32. Compresor - Modelo 4PES-10Y.

Fuente: Bitzer Software

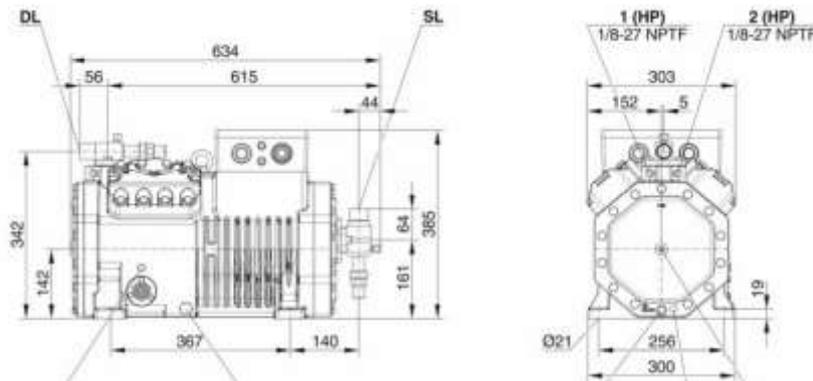


Figura 33. Compresor - Modelo 4TES-8Y.

Fuente: Bitzer Software

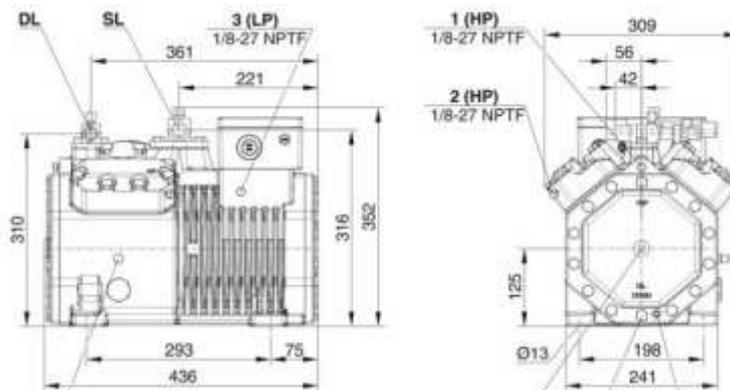


Figura 34. Compresor - Modelo 4DES-5Y.

Fuente: Bitzer Software

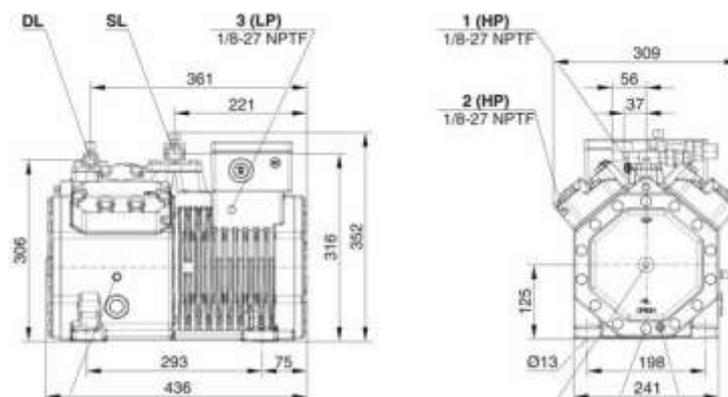


Figura 35. Compresor – Modelo 4EES-4Y.  
Fuente: Bitzer Software

### 3.4.4. Propuestas de diseño de planta

#### 3.4.4.1. Propuesta de diseño 1

Esta propuesta de diseño se mostró en la figura 20, en el capítulo 2.

Este modelo propone usar un mismo sistema de refrigeración que pueda cumplir con la función de túnel de pre enfriamiento y cámara de conservación.

Habiendo hecho estudios previos del evaporador, este requiere un flujo másico de refrigerante alto al momento del pre enfriamiento, y bajo en el proceso de conservación.

El flujo másico de refrigerante está básicamente controlado por dos equipos: compresor y válvula de expansión.

La válvula de expansión sólo regula el paso del refrigerante al evaporador, a manera de una llave, mientras que el compresor funciona a manera de una bomba dentro del circuito de refrigeración. Es por eso que se buscó dentro del software Bitzer, un compresor que pueda ser controlado para cumplir el requerimiento de la Propuesta de diseño 1.

Para desarrollar esta teoría se hace uso de las condiciones presentadas para el Diseño 1, con la uva como producto.

Observando lo señalado en las figuras 36 y 37, llevando las revoluciones al mínimo, el compresor no cumple con la capacidad frigorífica (carga térmica a disipar del ambiente) de la cámara de conservación.

La finalidad de esta propuesta es minimizar el uso de equipos, traduciéndose en menor costo de implementación y menor consumo energético. Sin embargo, no es eficaz.

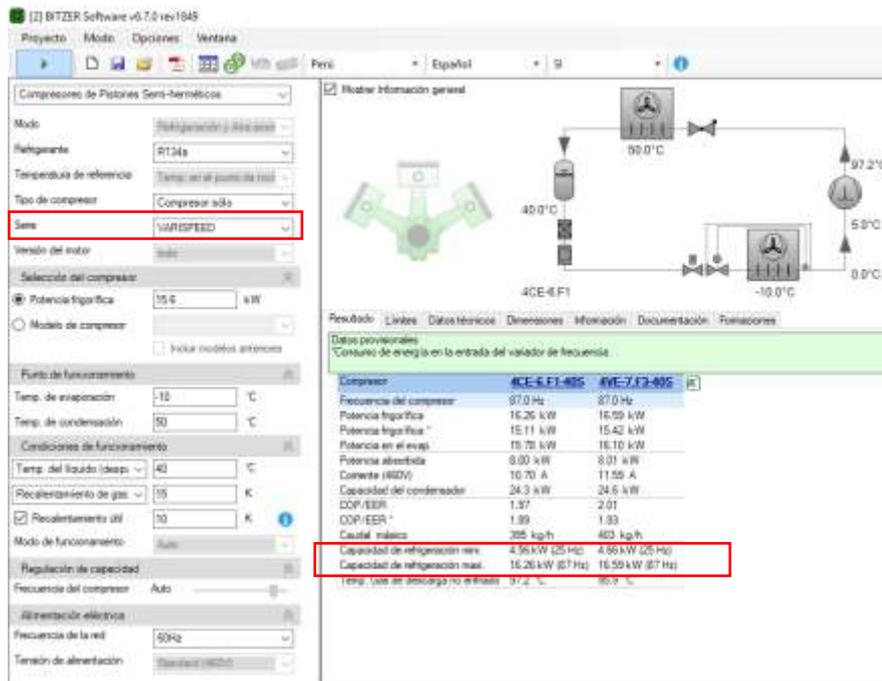


Figura 36. Compresores con variaci&oslash;n de velocidad para refrigerante R134a.  
Fuente: Bitzer Software

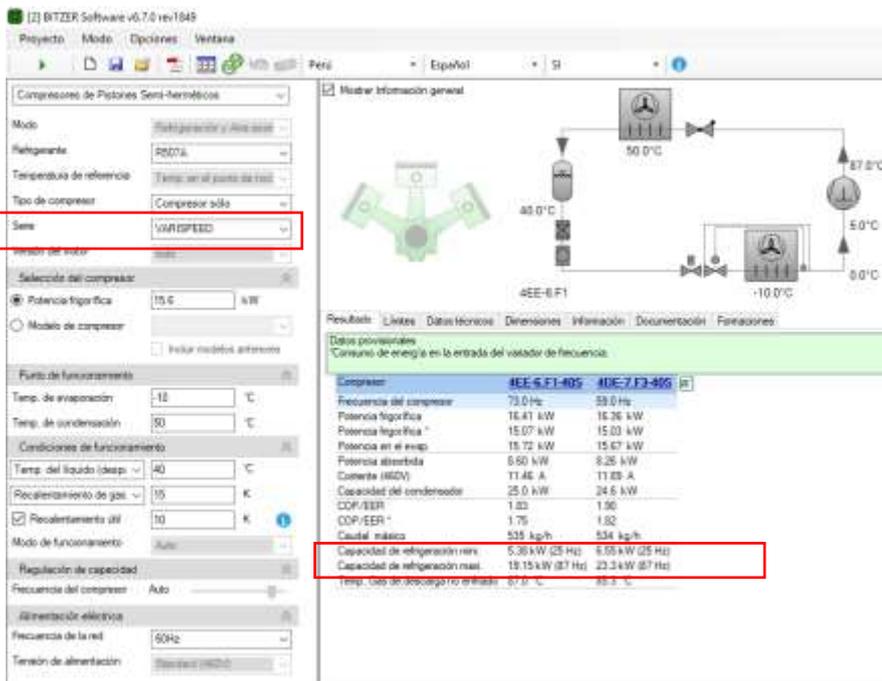


Figura 37. Compresores con variaci&oslash;n de velocidad para refrigerante R507A.  
Fuente: Bitzer Software

### **3.2.1.1. Propuesta de diseño 2**

Esta propuesta se mostró en la figura 21.

A comparación de la Propuesta de diseño 2, a esta propuesta se le adiciona otro ambiente acondicionado: antecámara.

Si bien es uno de las propuestas que más se asemeja a una planta de refrigeración de industrial a escala mayor, la antecámara requiere de otro sistema de refrigeración pues la temperatura a la que se mantiene este recinto es mucho mayor que la máxima temperatura de conservación (4°C). De lo obtenido en la visita a planta, la temperatura a la que se suele mantener este ambiente, es 18°C.

La adecuación de otro sistema de refrigeración, implica mayores costos en equipos y, por lo tanto, en consumo de energía.

### **3.2.1.2. Propuesta de diseño 3**

Esta propuesta se mostró en la figura 22.

Consiste en la adecuación de dos ambientes: uno destinado como túnel de pre enfriamiento y el segundo como cámara de conservación.

Esto se traduce en la implementación de un sistema de refrigeración por cada ambiente. Esto, a su vez, significa un aumento en el costo de implementación, comparado con la Propuesta de diseño 1.

Sin embargo, guarda bastante similitud con una planta de refrigeración industrial a gran escala.

Dado esto, es más sencillo controlar independientemente las condiciones de refrigeración para los productos.

Sin embargo, se mostró cierta inconsistencia en el dimensionamiento. Si bien, para el túnel de refrigeración se encuentran equipos que cumplan con la carga térmica para los 3 productos, no sucede lo mismo con la cámara de conservación.

Para la cámara de conservación, se tienen valores de cargas térmicas muy bajos para uso de equipos industriales. Por lo cual se requeriría un rediseño en la capacidad de la cámara de conservación.

Hecha la evaluación anterior a cada propuesta de diseño, se puede concluir que la propuesta más viable es la tercera.



## **Capítulo 4**

### **Estrategia de control**

#### **4.1. Accesibilidad de equipos para implementación de sistemas de control**

En el primer capítulo se expuso la variedad de equipos de refrigeración que existen en el mercado. A continuación, se procede a dar una explicación de los equipos y del porqué de su selección.

##### **4.1.1. Compresor**

Habiendo expuesto anteriormente la clasificación de los compresores, y las ventajas de cada uno, finalmente se opta por la selección de un compresor alternativo (de pistón) semihermético.

Se optó por un compresor semihermético debido a que se requiere que sea accesible a reparaciones y/o modificaciones. A su vez, que sea recíprocante (alternativo) por su capacidad de compresión variable.

Actualmente, la empresa Danfoss desarrolla técnicas de control para los diferentes equipos de un sistema de refrigeración. Por otro lado, la empresa Bitzer, especialista en compresores, desarrolla tecnologías de control implementadas en sus equipos.

##### **4.1.1.1. Técnicas de control - Danfoss**

El porqué del control del compresor se explica en el Manual de Aplicación “Controles Automáticos para Sistemas de Refrigeración industriales”.

El compresor, al ser el “corazón” del sistema de refrigeración, debe cumplir con las siguientes funciones:

- Mantener la presión en el evaporador
- Comprimir el refrigerante adecuadamente para cumplir con los requerimientos de condensación

Por lo tanto, el control debe basarse en la demanda del evaporador, es decir, en la temperatura que se exija para cumplir con los requerimientos de servicio. Además, debe buscarse que el funcionamiento del compresor sea seguro, sin operar fuera de los rangos permitidos.

Danfoss muestra 4 tipos de control para el compresor:

I. Control de capacidad del compresor

a. Control por etapas

En el caso de compresores alternativos multi-cilindros, consiste en la descarga de cilindros. En compresores de tornillo, consiste en la apertura y cierre de los puertos de aspiración. Si se tiene un sistema de refrigeración multi-compresor, este tipo control consiste en el encendido y/o apagado de algunos compresores.

Se menciona también que la eficiencia decrece cuando se presenta el caso de carga parcial.

Suele aplicarse a sistemas de refrigeración con compresores alternativos de varios cilindros.

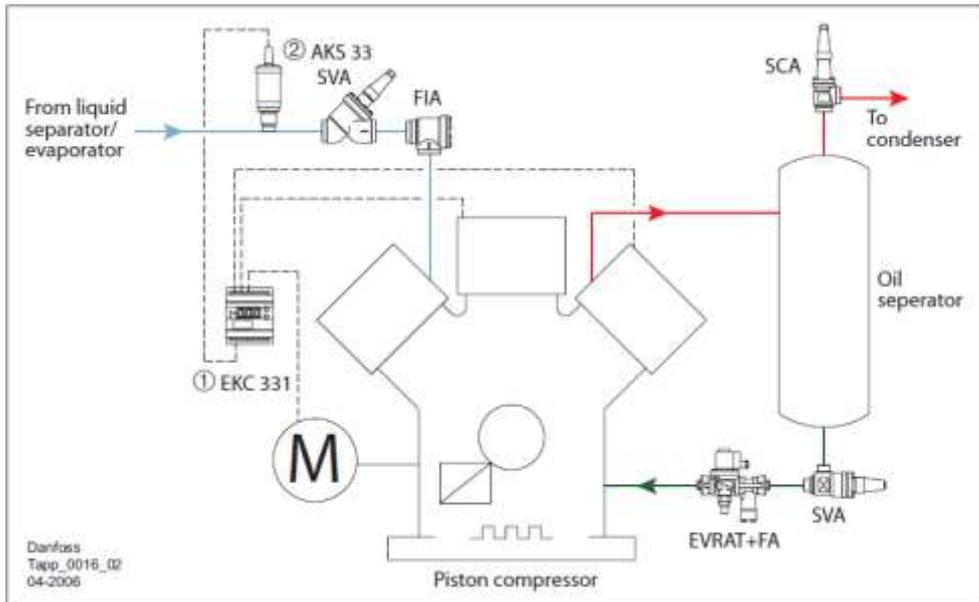


Figura 38. Control por etapas – Compresor  
Fuente: Application Handbook – Automatic Controls for Industrial Refrigeration Systems

Para esta aplicación, Danfoss recomienda el uso de un controlador de paso EKC 331, el cual es un controlador de cuatro pasos con hasta cuatro relés de salida. Controla la carga y descarga de los pistones o el motor eléctrico del compresor, según la señal de presión de succión del transmisor de presión AKS 33 o AKS 32R basado en un control de zona neutra.

La zona neutra se fija alrededor del valor de referencia, donde no ocurre carga o descarga. Ver figura 39.

Además, existe una versión del EKC 331, el cual puede aceptar la señal de un sensor de temperatura PT1000. Ver figuras 40 y 41.

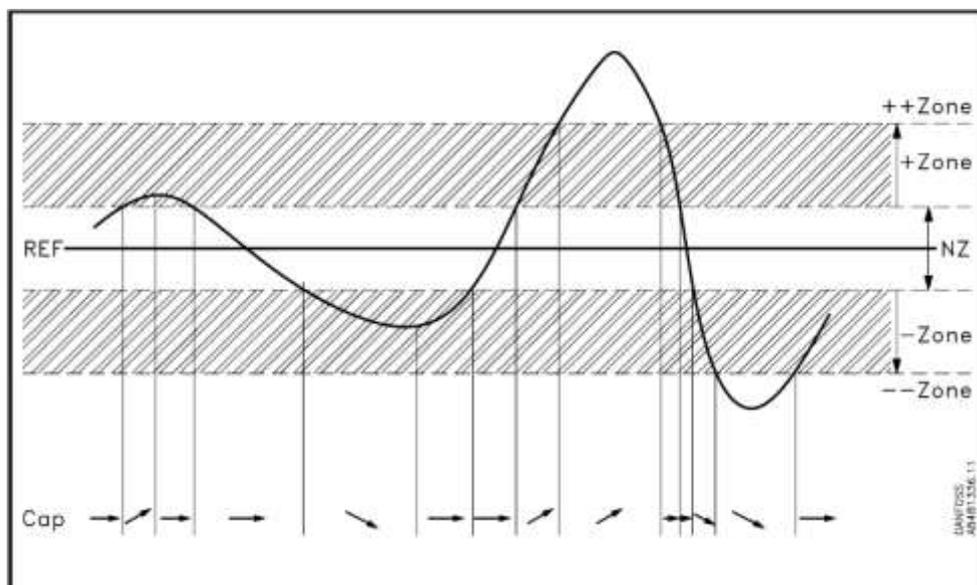


Figura 39. Zonas de actuación para controlador EKC 331.  
Fuente: Application Handbook – Automatic Controls for Industrial Refrigeration Systems



Figura 40. Controlador EKC 331.  
Fuente: Danfoss, página web



Figura 41. Transmisor AKS 33.  
Fuente: Danfoss, página web

b. Control por válvula corrediza

Este tipo de control es más usado para compresores de tornillo. Se dice que permite una reducción uniforme de capacidad entre 10 y 100%. Al igual que el anterior caso, la eficiencia del sistema disminuye en carga parcial.

No se muestra mayor detalle de este tipo de control en Danfoss.

c. Control por variación de velocidad

Esta solución es aplicable a todos los tipos de compresores. Para este tipo de control puede usarse un motor eléctrico de dos velocidades o un variador de frecuencia.

Entre las ventajas que ofrece este tipo de control, el autor considera las siguientes como las más importantes para el proyecto:

- Ahorro en el consumo de energía
- Instalación más sencilla
- Un sistema de control sencillo de usar

A continuación, se muestran imágenes de dos estrategias de control que maneja Danfoss en su manual.

Control de compresor por variación de velocidad – Estrategia 1:

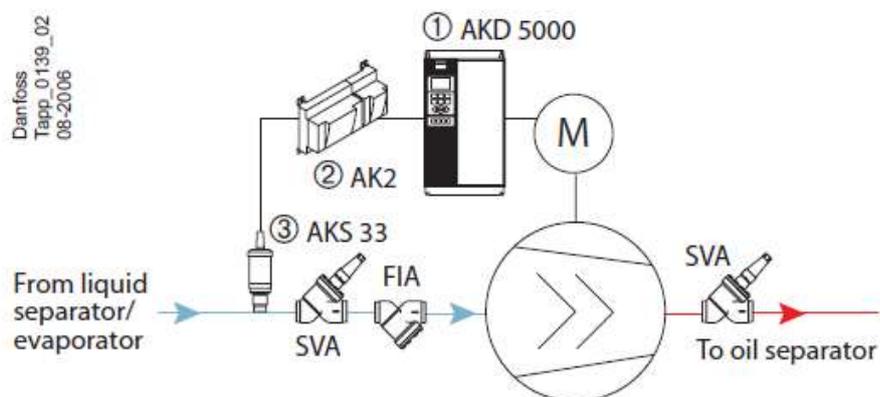


Figura 42. Control por variación de velocidad – Compresor, estrategia 1.  
Fuente: Application Handbook – Automatic Controls for Industrial Refrigeration Systems



Figura 43. Variador de velocidad AKD 5000.  
Fuente: Catálogo ADAP-KOOL ® Variable Speed Drives – Danfoss



Figura 44. Módulo de entradas y salidas AK2.  
Fuente: ADAP-KOOL ®

Control de compresor por variación de velocidad – Estrategia 2:

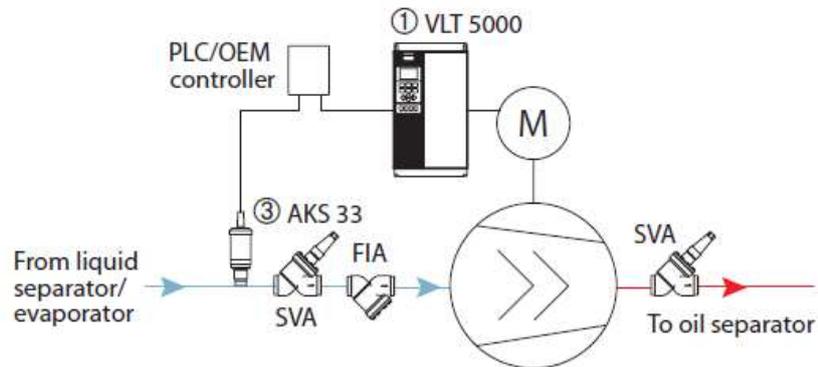


Figura 45. Control por variación de velocidad – Compresor, estrategia 2.  
Fuente: Application Handbook – Automatic Controls for Industrial Refrigeration Systems



Figura 46. Variador de frecuencia VLT 5000.  
Fuente: Manual de instrucciones VLT® 5000

d. Control por desvío de gas caliente

Este tipo de control se usa para controlar la capacidad de refrigeración de compresores con capacidad fija.

Mediante una válvula servo-accionada se controla el flujo de gas caliente según la presión en la línea de succión.

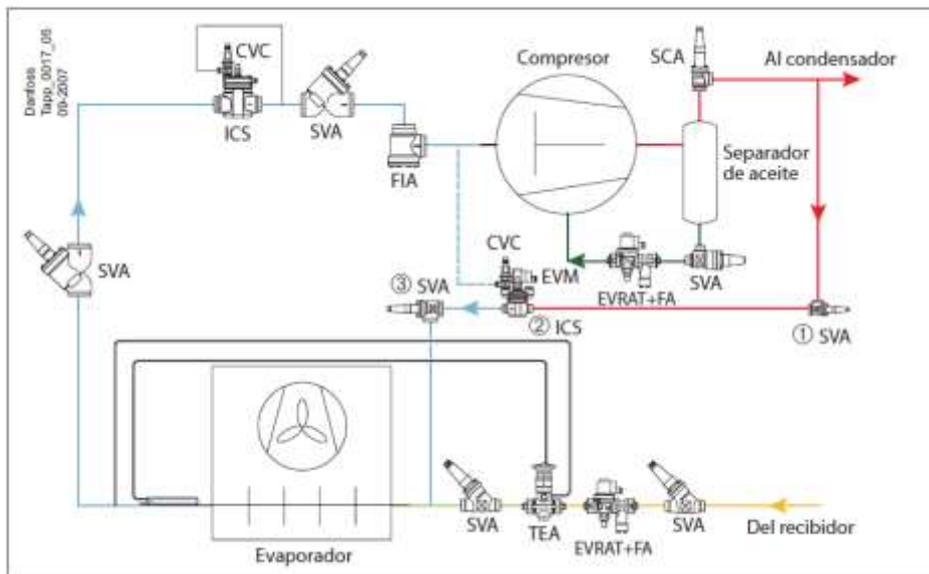


Figura 47. Control por desvío de gas caliente – Compresor.  
 Fuente: Application Handbook – Automatic Controls for Industrial Refrigeration Systems



Figura 48. Válvula servo-accionada ICS.  
 Fuente: Danfoss, página web



Figura 49. Válvulas de cierre SVA.  
 Fuente: Stop Valves for Industrial Refrigeration – Technical Brochure – Danfoss

## II. Control de temperaturas de descarga con inyección de líquido

Los fabricantes de compresores generalmente recomiendan limitar la temperatura de descarga por debajo de un cierto valor, para prevenir el recalentamiento de vapores, prolongando así la vida del compresor.

Las formas de limitar la temperatura de descarga son las siguientes:

- Instalación de cabezas refrigeradas por agua en los compresores alternativos.
- Inyección de líquido refrigerante de la salida del condensador a la línea de succión, enfriador intermedio o el puerto lateral del compresor de tornillo.

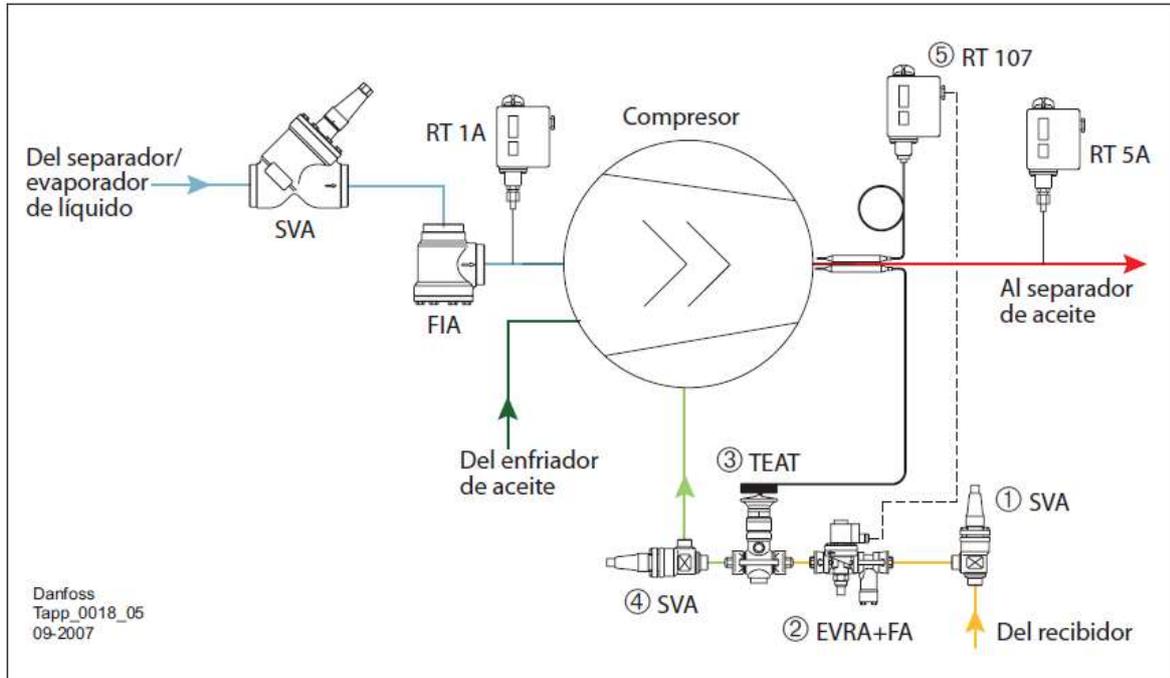


Figura 50. Control por inyección de líquido – Compresor.  
Fuente: Application Handbook – Automatic Controls for Industrial Refrigeration Systems



Figura 51. Termostato RT 107.  
Fuente: Folleto técnico – Termostatos RT, Danfoss



Figura 52. Válvula termostática de inyección TEAT.  
Fuente: Folleto Técnico de Válvulas termostáticas de inyección – Tipo TEAT



Figura 53. Filtro FA.  
Fuente: Folleto Técnico de Filtro FA

### III. Control de presión del cárter

Danfoss en su manual indica que durante el arranque del compresor o después del descongelamiento del evaporador, la presión de succión tiene que ser controlada para evitar sobrecargas en el motor.

También menciona que hay dos formas de controlar esta sobrecarga:

- Arranque del compresor en carga parcial (usando métodos del punto D).
- Controlando la presión del cárter en compresores alternativos, instalando una válvula de regulación de contrapresión.

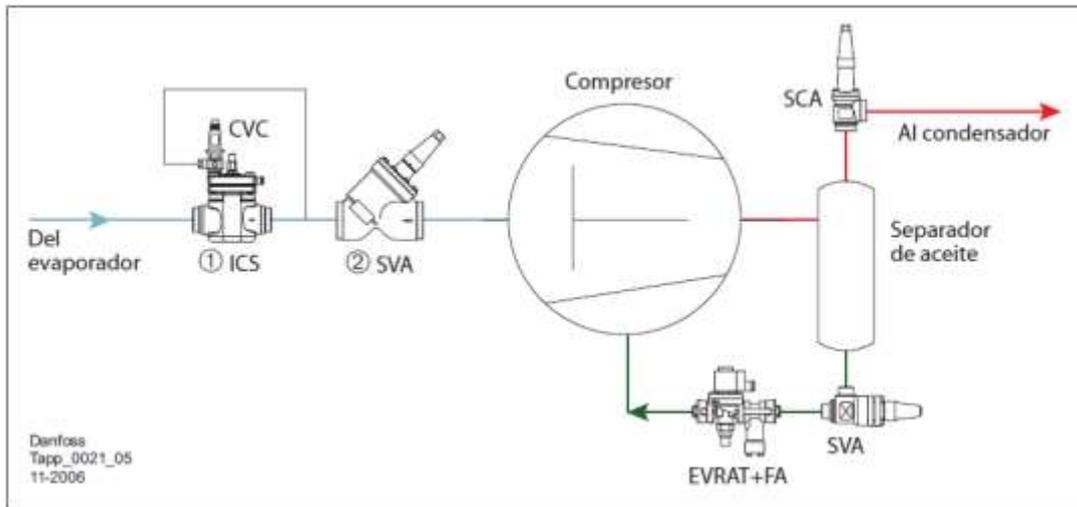


Figura 54. Control de presión del cárter – Compresor.  
Fuente: Application Handbook – Automatic Controls  
for Industrial Refrigeration Systems



Figura 55. Válvula de retención y cierre SCA.  
Fuente: Folleto técnico – Válvula de retención  
y cierre SCA-X, Válvula de retención  
CHV-X



Figura 56. Válvulas solenoides EVRA y EVRAT.  
Fuente: Technical brochure – Solenoid valves  
EVRA 3-40 and EVRAT 10-20

#### IV. Control de flujo invertido

Danfoss expone otro caso que debe ser evitado, el cual es el flujo inverso. Esto puede resultar en un golpe de ariete en compresores alternativos. En el caso de un compresor de tornillo, el flujo invertido puede generar rotación invertida y, en consecuencia, daño a los cojinetes del compresor.

Para evitar esta situación, propone la instalación de una válvula de retención en la salida del separador de aceite.

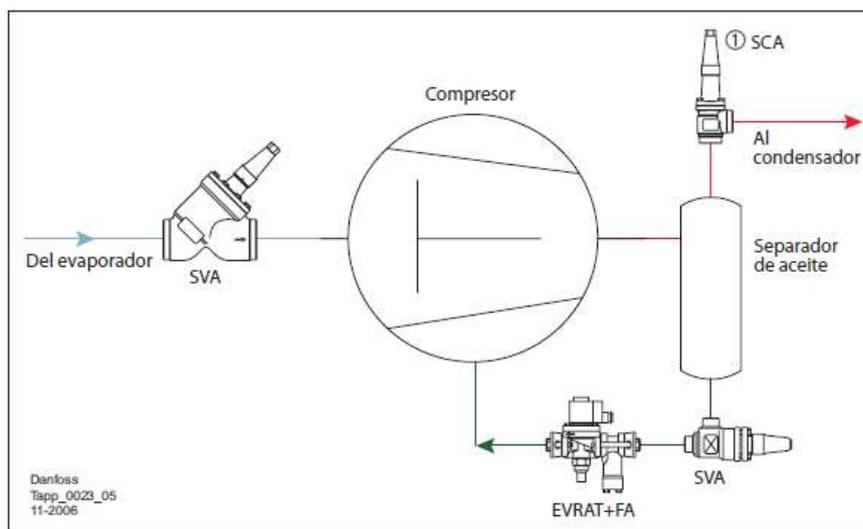


Figura 57. Control de flujo invertido – Compresor.  
Fuente: Application Handbook – Automatic Controls for Industrial Refrigeration Systems

#### 4.1.1.2. Técnicas de control - Bitzer

Bitzer ha desarrollado compresores con facilidades para aplicación de control automático. A continuación, se les mencionará.

##### I. Compresores alternativos

Para los compresores recíprocos, Bitzer tiene una línea de compresores denominada “ECOLINE VARISPEED”. Esta línea está desarrollada para compresores semiherméticos.

Cuenta con inversores de frecuencia integrados (FI). En su página indica que el control de la capacidad minimiza las fluctuaciones de la presión de succión.



Figura 58. Compresor ECOLINE VARISPEED.  
Fuente: Bitzer, página web

## II. Compresores de tornillo

Para este tipo de compresores, Bitzer ofrece dos líneas:

### a. Serie CSVH

Pertenece a la línea CSH, la cual se usa en aplicaciones de chillers con líquido enfriado por aire, y bombas de calor. Cuenta con inversores de frecuencia integrados, sensores para protección del compresor y válvulas solenoides.



Figura 59. Compresor CSVH.  
Fuente: Bitzer, página web

### b. Serie CSVW

Pertenece a la línea CSW, la cual se usa en aplicaciones de chillers con líquido enfriado tanto por agua, como por aire (bajas temperaturas de condensación). Al igual que la serie CSVH cuenta con inversores de frecuencia integrados, sensores para protección del compresor y válvulas solenoides.



Figura 60. Compresor CSVW.  
Fuente: Bitzer, página web

## 4.1.2. Condensador

### 4.1.2.1. Técnicas de control - Danfoss

Con las técnicas de control para el condensador, se pretende controlar la capacidad de éste cuando la temperatura ambiente es baja. Dado que la temperatura está directamente relacionada con la presión, de esta forma se busca que la presión de condensación se mantenga en un nivel aceptable.

Además, hay una variedad de condensadores, la cual se explicará brevemente antes de proceder a analizar soluciones para éstos:

- **Condensadores enfriados por aire**  
Condensador formado por tubos montados dentro de un bloque de aletas. El aire del ambiente es forzado a pasar por él mediante ventiladores. Este sistema es comúnmente usado en la industria de conservación de productos y aire acondicionado.
- **Condensadores evaporativos**  
Es un intercambiador de calor enfriado por aire del ambiente combinado con agua rociada a través de agujeros y deflectores de aire en contracorriente con el aire.



Figura 61. Condensador evaporativo.  
Fuente: Extraído de [www.directindustry.es](http://www.directindustry.es)

- **Condensadores enfriados por agua**  
Su diseño consta básicamente en la tubería y una coraza donde se hace fluir agua.

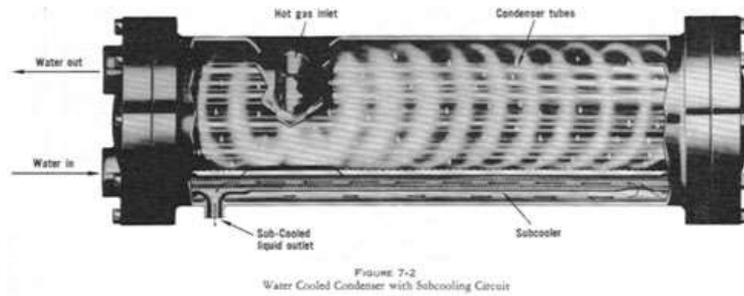


Figura 62. Condensador enfriado por agua.  
Fuente: [www.caloryfrio.com](http://www.caloryfrio.com)

Dado que se busca ser ambientalmente amigable, se procurará no hacer uso de agua en el proceso de refrigeración. Es por eso que el análisis se basará sólo en condensadores enfriados por aire.

### I. Control de paso

El primer paso método consistía en utilizar el número necesario de controles de presión del tipo RT-5, y ajustarlo a diferentes presiones de corte.

El segundo método fue mediante el uso de un controlador de presión de zona neutra del tipo RT-L

El tercer método es el actual, usando el controlador de paso EKC-331, mostrado en la **figura 40**.

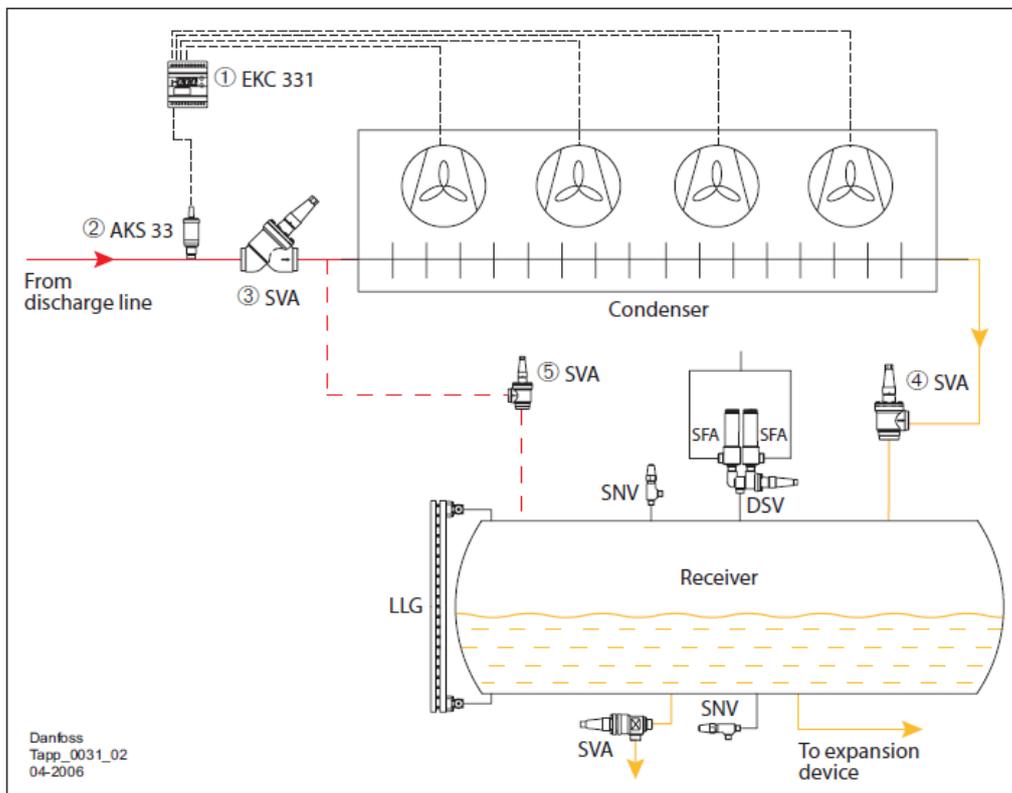


Figura 63. Control de paso – Condensador.

Fuente: Application Handbook – Automatic Controls for Industrial Refrigeration Systems

## II. Control de velocidad de ventiladores

Es comúnmente usado cuando se requiere una reducción del nivel de ruido.

Para este tipo de control se usa convertidor de frecuencia AKD como el mostrado en la figura 43.

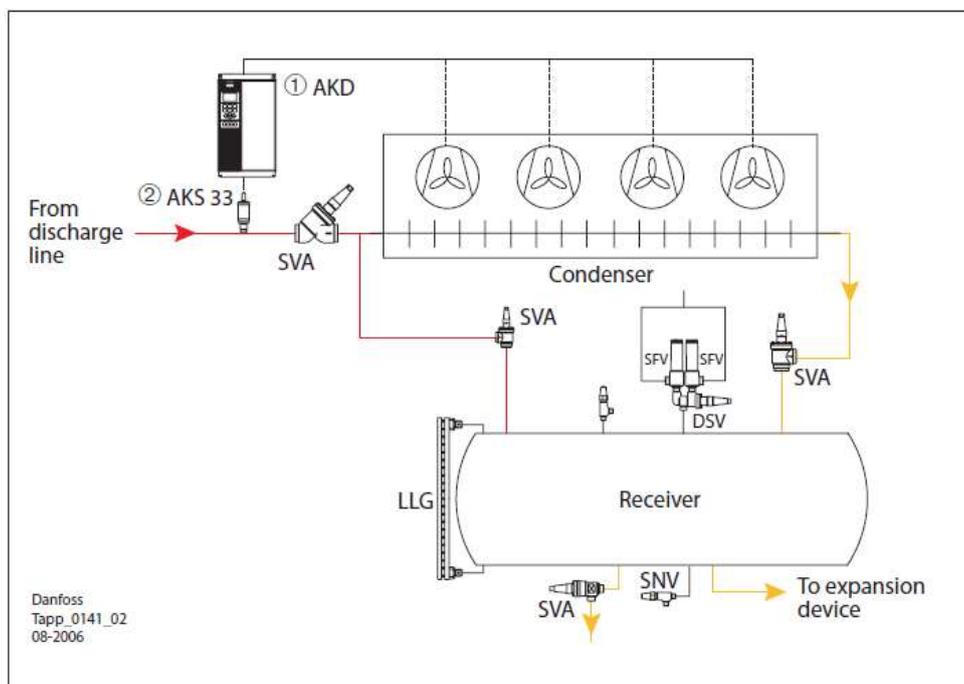


Figura 64. Control de velocidad de ventiladores - Condensador.  
Fuente: Application Handbook – Automatic Controls for Industrial Refrigeration Systems

## III. Control de superficie

A este tipo de control se le llama también “control de capacidad”. Para esto se requiere un tanque receptor, y éste debe tener el volumen suficiente para adaptarse a las variaciones de cantidad de refrigerante en el condensador.

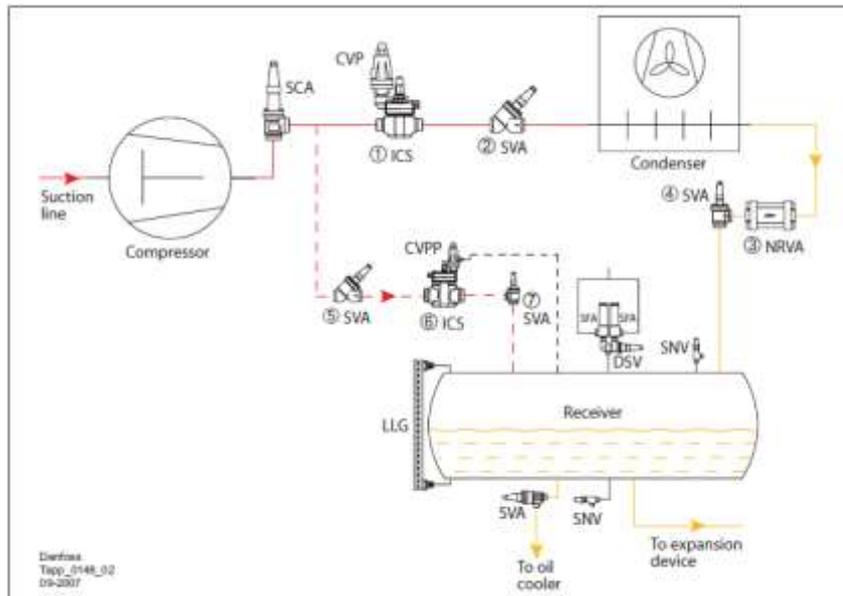


Figura 65. Control de superficie – Condensador.

Fuente: Application Handbook – Automatic Controls for Industrial Refrigeration Systems

### 4.1.3. Evaporador

La función principal del evaporador es mantener una temperatura determinada dentro de un ambiente que desea acondicionarse.

Las estrategias de control que ofrece Danfoss en su manual no sólo buscan mantener la temperatura deseada, sino también un buen rendimiento del evaporador y un funcionamiento sin problemas.

#### 4.1.3.1. Control de suministro de líquido

##### I. Suministro por expansión directa

Según el manual de Danfoss, para realizar el diseño del suministro por expansión directa debe cumplirse lo siguiente:

- El refrigerante es totalmente evaporado antes de entrar al compresor.
- La temperatura en el evaporador es mantenida en el rango deseado

La inyección es controlada por una válvula de expansión. Ésta controla el recalentamiento.

La válvula puede ser termostática o electrónica.

El control de temperatura suele hacerse por ON/OFF.

a. Expansión termostática

La inyección es controlada por una válvula de expansión termostática TEA, la cual mantiene el recalentamiento del refrigerante en un nivel constante. Ver figura 66.

La temperatura en el evaporador es controlada por el termostato EKC 202 (figura 67), el cual controla el interruptor ON/OFF de la válvula solenoide EVRA de acuerdo con la indicación de la temperatura del sensor AKS 21.

Este tipo de control puede ser aplicado a evaporadores DX con descongelamineto natural o eléctrico.

b. Expansión electrónica

La inyección de refrigerante se controla por la válvula ICM, a su vez controlada por el control del evaporador tipo EKC 315 (figura 69). Este último mide el recalentamiento mediante un medidor de presión AKS 33 y el sensor de temperatura AKS 21 en la salida del evaporador. Como representación gráfica de este sistema de control, se tiene la figura 68.

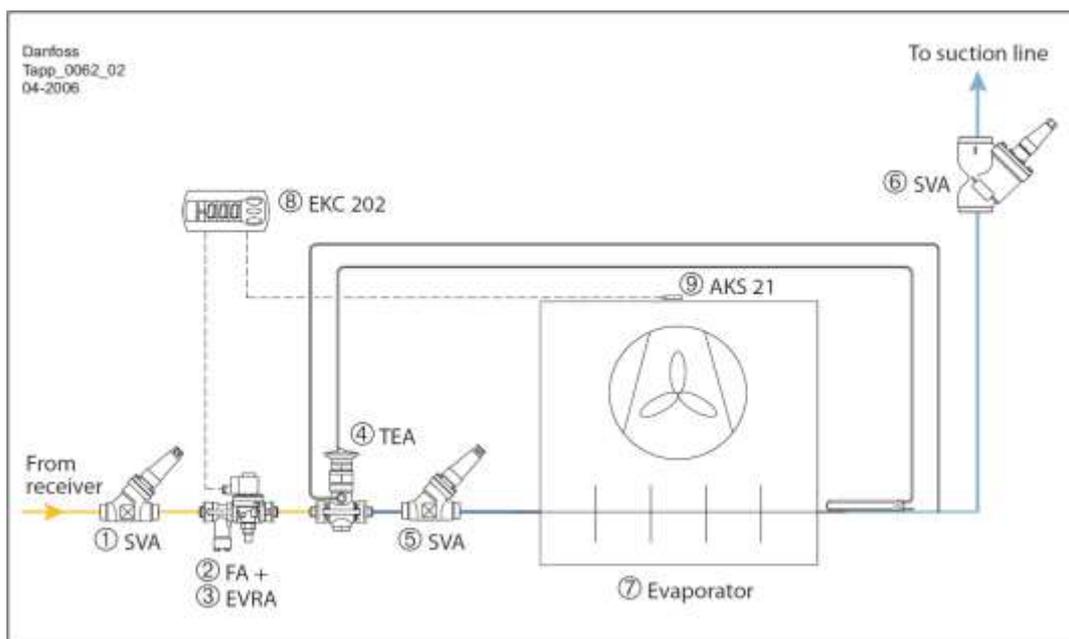


Figura 66. Control de suministro de líquido por expansión directa termostática– Evaporador.  
Fuente: Application Handbook – Automatic Controls for Industrial Refrigeration Systems



Figura 67. EKC 202.

Fuente: Manual Controlador de temperatura EKC 202 – Danfoss

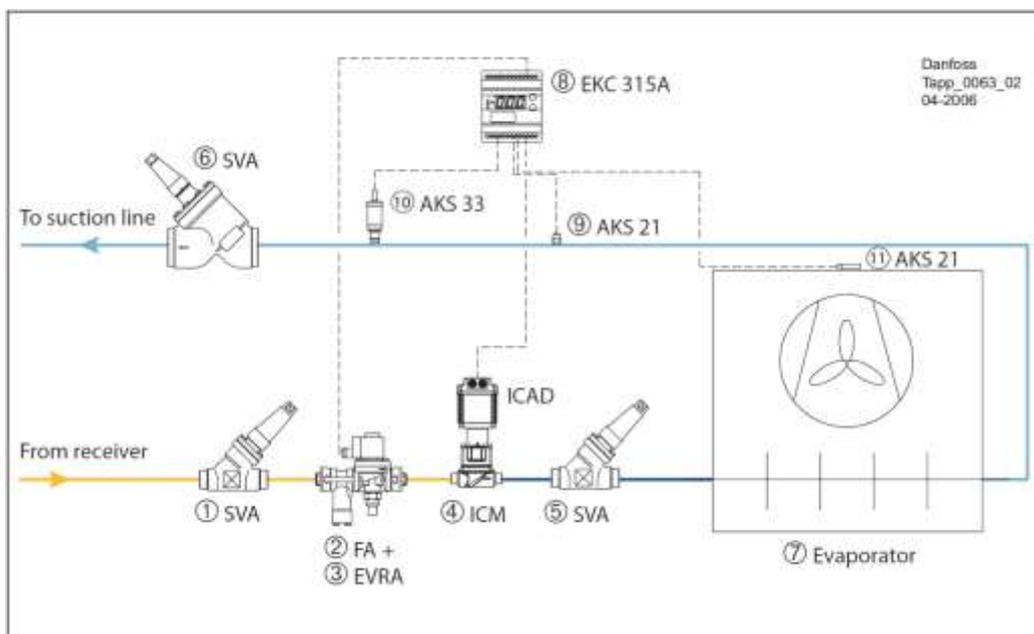


Figura 68. Control de suministro de líquido por expansión directa electrónica – Evaporador.  
Fuente: Application Handbook – Automatic Controls for Industrial Refrigeration Systems



Figura 69. EKC 315A.

Fuente: User Guide – Controlador de recalentamiento EKC 315A

## II. Circulación de líquido por bombas

Este tipo de control puede ser aplicado a evaporadores con descongelamiento natural o eléctrico.

La temperatura en el ambiente se mantiene mediante un termostato EKC 202, el cual controla el interruptor ON/OFF de la válvula solenoide EVRA, de acuerdo con la indicación de temperatura en el ambiente refrigerado, medido por el sensor de temperatura AKS 21.

La cantidad de líquido que recorre el evaporador es controlada por la apertura de la válvula de regulación REG, la cual es fijada manualmente. Se debe tener cuidado en este ajuste pues un grado de apertura alto inducirá a una operación frecuente de la válvula solenoide, provocando desgaste. Por otro lado, un grado de apertura bajo, dejaría al evaporador sin refrigerante líquido.

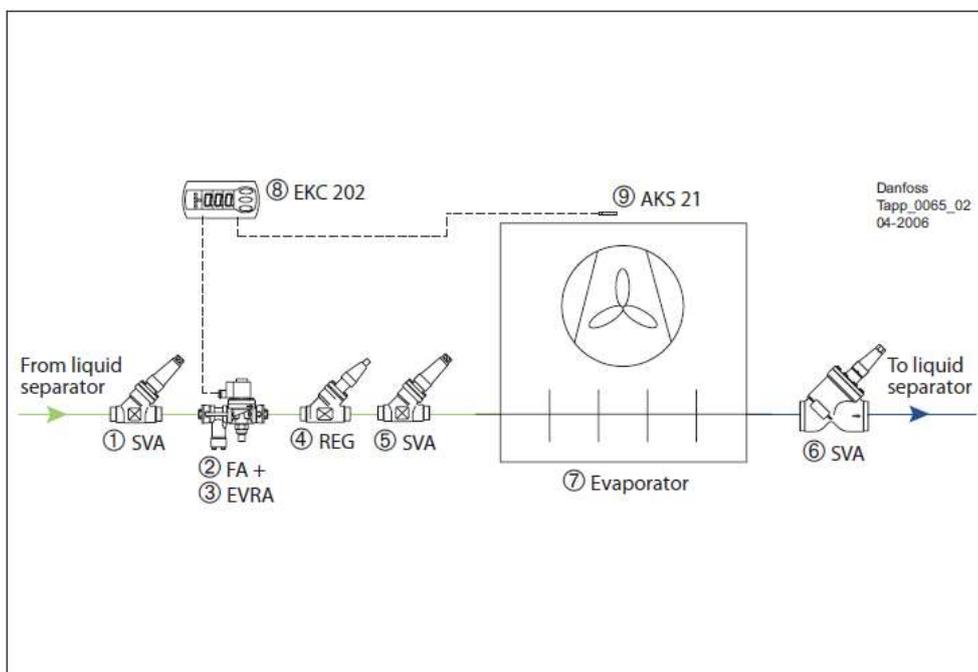


Figura 70. Control de suministro de líquido por bombas – Evaporador.

Fuente: Application Handbook – Automatic Controls for Industrial Refrigeration Systems



Figura 71. Válvula reguladora REG.  
Fuente: Data sheet – Hand-operated regulating valves

#### 4.1.3.2. Control de evaporador para dos presiones

La literatura señala que en los procesos industriales es común usar un evaporador para diferentes temperaturas.

Cuando se requiere que el evaporador opere para dos diferentes presiones (directamente relacionado con la temperatura), esto se puede alcanzar mediante el uso de una válvula servo-accionada (ICS) con dos pilotos de presión constante.

Este control puede usarse para evaporadores con suministro de líquido por expansión directa y por bombeo.

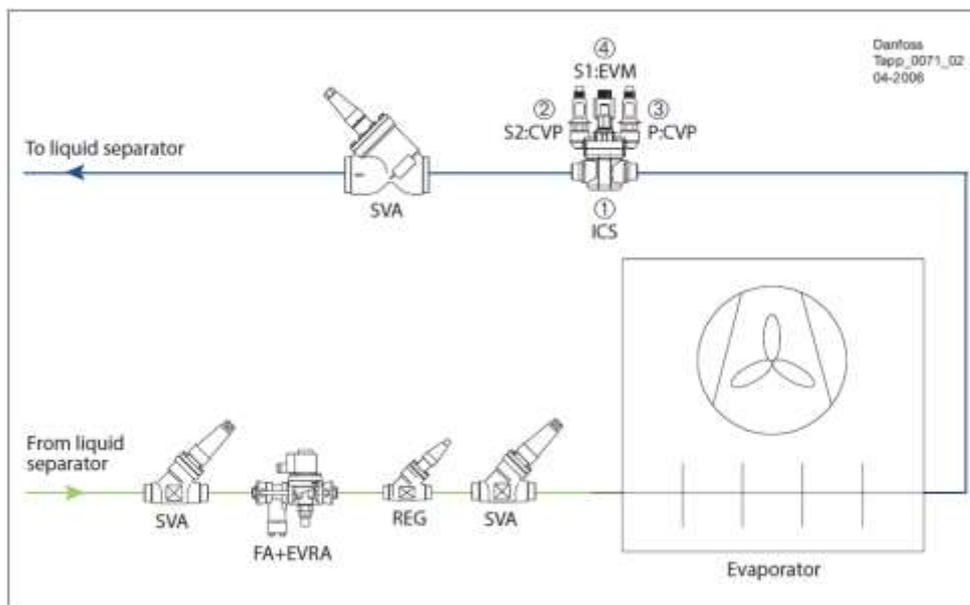


Figura 72. Control para dos presiones – Evaporador.  
Fuente: Application Handbook – Automatic Controls for Industrial Refrigeration Systems



Figura 73. Válvulas piloto – Tipos CVP, CVPP, CVC, CVE, EVM y CVH.  
Fuente: Folleto técnico de válvulas piloto – Danfoss

#### 4.1.3.3. Control de temperatura precisa

Este tipo de control suele implementarse en procesos que requieren una temperatura exacta, tales como:

- Cámaras frigoríficas para frutas y productos alimenticios
- Áreas de proceso en la industria alimenticia
- Enfriadores de líquido

Se debe tener en cuenta una protección en el evaporador para presiones demasiado bajas, y así evitar el congelamiento de los productos.

Este control puede usarse para evaporadores con suministro de líquido por expansión directa y por bombeo.

Como representación gráfica de este sistema de control se tiene la figura 74. El controlador de la temperatura del medio (EKC 361) se muestra en la figura 75.

## 4.2. Propuesta de estrategia de control

Hecha la presentación es recomendable contar con lo siguiente:

- Compresor que permita ser regulado
- Control de ventiladores tanto del evaporador como del condensador
- Válvula de expansión electrónica

Pues con lo anterior, se optaría por los siguientes sistemas de control expuestos previamente:

- Control de compresor por variación de velocidad
- Control de velocidad de ventiladores para condensador
- Control de suministro de líquido mediante expansión electrónica

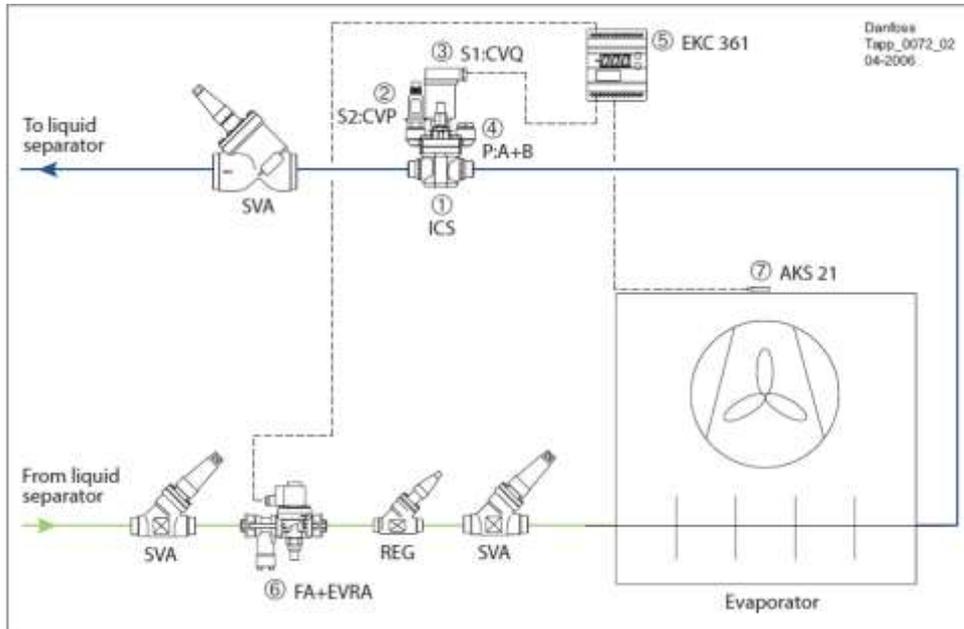


Figura 74. Control de temperatura precisa – Evaporador.  
Fuente: Application Handbook – Automatic Controls for Industrial Refrigeration Systems



Figura 75. Controlador de temperatura del medio EKC 361.  
Fuente: Manual – Controller for regulation of media temperature

## Conclusiones

- En este estudio se ha realizado un análisis exhaustivo de cargas térmicas que toman lugar en una cámara refrigerada, contemplando normas internacionales y la realidad industrial de Piura.
- Durante la investigación se ha podido hacer una selección rigurosa del refrigerante a usar, considerando los parámetros que dañan el medio ambiente, destruyendo la capa de ozono (ODP) y aportando al calentamiento global (GWP). Sin embargo, en la industria agrícola de Piura, se siguen usando refrigerantes con altos niveles de contaminación.
- Acerca de la tecnología de control propuesto por los proveedores, se ha hecho el análisis para la primera fase de experimentos al poder enfocarse en el compresor, ventiladores y válvula electrónica del sistema de refrigeración
- Los dimensionamientos de plantas de refrigeración industrial en Piura, suelen hacerse según la comodidad para que accedan equipos o personas. En el proyecto se mostró que hay medidas recomendadas para el dimensionamiento, aunque el mismo autor, por las suposiciones de acceso, llegue a lo mismo que la industria.
- Se llegó a comprobar que los equipos mostrados en el Software Bitzer, cumplen estrechamente las mismas relaciones que los cálculos hechos por el autor.
- El autor y asesor consideran el uso de sensores de temperatura dentro de la cámara frigorífica para poder tomar decisiones de control más confiables que no consideran Danfoss y Bitzer.



## Bibliografía

- American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. (2013). *Handbook of Fundamentals*. (M. S. Owen, Ed.)
- American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. (2014). *Handbook of Refrigeration*. (M. S. Owen, Ed.)
- Boston University. (s.f.). *Entropy and the second law*. Obtenido de Boston University Physics: <http://physics.bu.edu/~duffy/py105/Secondlaw.html>
- Carrasco Baca, S. A. (2014). *Balance de Energía Nacional 2012 desde la perspectiva de supervisor*. Organismo Supervisor de la Inversión en Energía y Minería, Gerencia de Fiscalización de Hidrocarburos Líquidos (GFHL), Lima.
- Carrasco Baca, S. A. (2014). *Balance de Energía Nacional 2013 desde la perspectiva de supervisor*. Organismo Supervisor de la Inversión en Energía y Minería, Gerencia de Fiscalización de Hidrocarburos Líquidos (GFHL), Lima.
- Carrasco Baca, S. A. (2015). *Balance de Energía Nacional 2014 desde la perspectiva de supervisor*. Organismo Supervisor de la Inversión en Energía y Minería, Gerencia de Operaciones, Lima.
- Castro Cuevas, E., & Jiménez Castillo, C. (2008). Estudio comparativo para la debida selección del refrigerante utilizado en una cámara frigorífica para refrigerar manzanas, localizada en Zacatlán, Puebla. *Tesis profesional*, 125. México D.F., México.
- Çengel, Y. A., & Boles, M. A. (2015). *Thermodynamics: An Engineering Approach* (8 ed.).
- Çengel, Y. A., & Ghajar, A. J. (2015). *Heat and Mass Transfer: Fundamentals and Applications* (5 ed.).
- Danfoss. (Agosto de 2003). ADAP KOOL Variable Speed Drives - for refrigeration and food retailing applications.

Danfoss. (Setiembre de 2007). *Application Handbook: Automatic Controls for Industrial Refrigeration Systems*.

Food and Agriculture Organization of the United Nations. (s.f.). *Cold Stores*. Obtenido de <http://www.fao.org/docrep/003/v3630e/v3630e08.htm>

Food and Agriculture Organization of the United Nations. (s.f.). *Freezers*. Obtenido de <http://www.fao.org/docrep/003/v3630e/v3630e05.htm>

Food and Agriculture Organization of the United Nations. (s.f.). *Introduction to freezing*. Obtenido de <http://www.fao.org/docrep/008/y5979e/y5979e03.htm>

Food and Agriculture Organization of the United Nations. (s.f.). *The purpose of Cold Storage*. Obtenido de <http://www.fao.org/wairdocs/tan/x5907e/x5907e01.htm>

IACSC & IARW. (2013). *Energy Modeling Guideline for Cold Storage and Refrigerated Warehouse Facilities*.

J. C. (26 de Noviembre de 2016). Línea de tiempo: Historia de la refrigeración. Obtenido de <https://www.youtube.com/watch?v=sRQuo5MACXE>

Lambert, F. L., & Malley, K. (7 de Marzo de 2016). Entropy. Obtenido de [https://chem.libretexts.org/Core/Physical\\_and\\_Theoretical\\_Chemistry/Thermodynamics/State\\_Functions/Entropy](https://chem.libretexts.org/Core/Physical_and_Theoretical_Chemistry/Thermodynamics/State_Functions/Entropy)

Lucas, J. (14 de Mayo de 2015). *What is the Zeroth Law of Thermodynamics?* Obtenido de LiveScience: <https://www.livescience.com/50833-zeroth-law-thermodynamics.html>

Malley, K., Singh, R., & Duan, T. (5 de Noviembre de 2016). *2nd Law of Thermodynamics*. Obtenido de Chemistry LibreTexts: [https://chem.libretexts.org/Core/Physical\\_and\\_Theoretical\\_Chemistry/Thermodynamics/Laws\\_of\\_Thermodynamics/Second\\_Law\\_of\\_Thermodynamics](https://chem.libretexts.org/Core/Physical_and_Theoretical_Chemistry/Thermodynamics/Laws_of_Thermodynamics/Second_Law_of_Thermodynamics)

Massachusetts Institute of Technology. (s.f.). *Concepts and Statements of the Second Law (Why do we need a second law?)*. Obtenido de Thermodynamics and Propulsion: <http://web.mit.edu/16.unified/www/FALL/thermodynamics/notes/node37.html>

Massachusetts Institute of Technology. (s.f.). *The Carnot Cycle*. Obtenido de Thermodynamics and Propulsion: <http://web.mit.edu/16.unified/www/FALL/thermodynamics/notes/node24.html>

National Aeronautics and Space Administration. (5 de Mayo de 2015). *Enthalpy*. (N. Hall, Editor) Obtenido de Glenn Research Center: <https://www.grc.nasa.gov/www/k-12/airplane/enthalpy.html>

National Aeronautics and Space Administration. (5 de Mayo de 2015). *First Law of Thermodynamics*. (N. Hall, Editor) Obtenido de Glenn Research Center: <https://www.grc.nasa.gov/www/k-12/airplane/thermo1.html>

National Aeronautics and Space Administration. (5 de Mayo de 2015). *Ideal Carnot Cycle*. (N. Hall, Editor) Obtenido de Glenn Research Center: <https://www.grc.nasa.gov/www/k-12/airplane/carnot.html>

National Aeronautics and Space Administration. (5 de Mayo de 2015). *Second Law of Thermodynamics*. (N. Hall, Editor) Obtenido de Glenn Research Center: <https://www.grc.nasa.gov/www/k-12/airplane/thermo2.html>

National Aeronautics and Space Administration. (5 de Mayo de 2015). *Thermodynamic Equilibrium (Zeroth Law)*. (N. Hall, Editor) Obtenido de Glenn Research Center: <https://www.grc.nasa.gov/www/k-12/airplane/thermo0.html>

Rao, C. G. (2015). *Engineering for Storage of Fruits and Vegetables: Cold Storage, Controlled Atmosphere Storage, Modified Atmosphere Storage*. India: BSP Books.

Sánchez, A. (30 de Junio de 2015). *Antecedentes históricos de la refrigeración*. Obtenido de documents.mx: <http://documents.mx/documents/antecedentes-historicos-de-la-refrigeracion.html>

Savitsky Olaya, R. (2014). *Catálogo exportador de la Región Piura*. Piura.

UC Davis. (s.f.). *Postharvest Technology*. Obtenido de <http://postharvest.ucdavis.edu/>



# Apéndice



**Apéndice A**  
**Propiedades térmicas de las frutas**

**Tabla A-1.** Propiedades térmicas del mango en condiciones determinadas

FRUTA A EVALUAR	Mango
Temperatura de ingreso de la fruta [°C]	36
Temperatura de salida de la fruta [°C]	10
Temperatura de la fruta (t)	23
¿Temperatura definida? (SI/NO)	SI
Ingresar temperatura de la fruta (t) (NO)	14
xwo [%]	81.71%
Punto de congelación de la fruta (tf) [°C]	-0.9
xboundwater [%]	0.2040%
xice [%]	-
xunfrozedwater [%]	-
<b>Cálculo de la densidad de la fruta a una temperatura determinada</b>	
xp [%]	0.51%
xf [%]	0.27%
xc [%]	17.00%
xfb [%]	1.80%
xa [%]	0.50%
dwo [kg/m3]	996.4876
dp [kg/m3]	1322.6424
df [kg/m3]	919.7440
dc [kg/m3]	1594.7536
dfb [kg/m3]	1306.3775
da [kg/m3]	2419.8712
Densidad de la fruta [kg/m3]	1053.5010
<b>Cálculo del calor específico a una temperatura determinada</b>	
cwo [kg/m3]	4.1287
cp [kg/m3]	2.0249
cf [kg/m3]	2.0039
cc [kg/m3]	1.5751
cfb [kg/m3]	1.8706
ca [kg/m3]	1.1183
Calor específico del alimento totalmente congelado [kJ/(kg*K)]	1.7868
Calor latente de fusión del agua (Lo) [kJ/kg]	333.6000
Temperatura inicial de congelamiento del agua (to) [°C]	0
Calor específico de la fruta [kJ/(kg*K)]	3.6963
<b>Cálculo de entalpía de la fruta</b>	
xsolidos [%]	18.29%
Hf [kJ/kg]	340.7964
Temperatura de la fruta (t)	14
Entalpía de la fruta no congelada [kJ/kg]	396.9022
<b>Cálculo de conductividad térmica de la fruta</b>	
Sum(xi/roi)	0.0009
xvwo	0.8638
xvp	0.0041
xvf	0.0031
xvc	0.1123
xvfb	0.0145
xva	0.0022
kwo [W/m*K]	0.5945
kp [W/m*K]	0.1950
kf [W/m*K]	0.1768

**Tabla A-1. Propiedades térmicas del mango en condiciones determinadas (continuación)**

kc [W/m*K]	0.2200
kfb [W/m*K]	0.2002
ka [W/m*K]	0.3487
<b>Cálculo de conductividad térmica de la fruta</b>	
Coeficiente de conductividad térmica de la fruta [W/m*K]	0.5432

Fuente: Elaboración propia.

**Tabla A-2. Propiedades térmicas del plátano en condiciones determinadas**

FRUTA A EVALUAR	Plátano
Temperatura de ingreso de la fruta [°C]	36
Temperatura de salida de la fruta [°C]	10
Temperatura de la fruta (t)	23
¿Temperatura definida? (SI/NO)	SI
Ingresar temperatura de la fruta (t) (NO)	14
xwo [%]	74.26%
Punto de congelación de la fruta (tf) [°C]	-0.8
xboundwater [%]	0.4120%
xice [%]	-
xunfrozedwater [%]	-
<b>Cálculo de la densidad de la fruta a una temperatura determinada</b>	
xp [%]	1.03%
xf [%]	0.48%
xc [%]	23.43%
xfb [%]	2.40%
xa [%]	0.80%
dwo [kg/m3]	996.4876
dp [kg/m3]	1322.6424
df [kg/m3]	919.7440
dc [kg/m3]	1594.7536
dfb [kg/m3]	1306.3775
da [kg/m3]	2419.8712
Densidad de la fruta [kg/m3]	1078.9576
<b>Cálculo del calor específico a una temperatura determinada</b>	
cwo [kg/m3]	4.1287
cp [kg/m3]	2.0249
cf [kg/m3]	2.0039
cc [kg/m3]	1.5751
cfb [kg/m3]	1.8706
ca [kg/m3]	1.1183
Calor específico del alimento totalmente congelado [kJ/(kg*K)]	1.7730
Calor latente de fusión del agua (Lo) [kJ/kg]	333.6000
Temperatura inicial de congelamiento del agua (to) [°C]	0
Calor específico de la fruta [kJ/(kg*K)]	3.5193
<b>Cálculo de entalpía de la fruta</b>	
xsolidos [%]	25.74%
Hf [kJ/kg]	310.6167
Temperatura de la fruta (t)	14
Entalpía de la fruta no congelada [kJ/kg]	363.7083
<b>Cálculo de conductividad térmica de la fruta</b>	
Sum(xi/roi)	0.0009
xvwo	0.8041
xvp	0.0084
xvf	0.0056

**Tabla A-2.** Propiedades térmicas del plátano en condiciones determinadas (continuación)

xvc	0.1585
xvfb	0.0198
xva	0.0036
kwo [W/m*K]	0.5945
<b>Cálculo de conductividad térmica de la fruta</b>	
kp [W/m*K]	0.1950
kf [W/m*K]	0.1768
kc [W/m*K]	0.2200
kfb [W/m*K]	0.2002
ka [W/m*K]	0.3487
Coeficiente de conductividad térmica de la fruta [W/m*K]	0.5207

Fuente: Elaboración propia.

**Tabla A-3.** Propiedades térmicas de la uva en condiciones determinadas

FRUTA A EVALUAR	Uva
Temperatura de ingreso de la fruta [°C]	36
Temperatura de salida de la fruta [°C]	10
Temperatura de la fruta (t)	23
¿Temperatura definida? (SI/NO)	SI
Ingresar temperatura de la fruta (t) (NO)	14
xwo [%]	80.56%
Punto de congelación de la fruta (tf) [°C]	-2.1
xboundwater [%]	0.2640%
xice [%]	#¡NUM!
xunfrozedwater [%]	#¡NUM!
<b>Cálculo de la densidad de la fruta a una temperatura determinada</b>	
xp [%]	0.66%
xf [%]	0.58%
xc [%]	17.77%
xfb [%]	1.00%
xa [%]	0.44%
dwo [kg/m3]	996.4876
dp [kg/m3]	1322.6424
df [kg/m3]	919.7440
dc [kg/m3]	1594.7536
dfb [kg/m3]	1306.3775
da [kg/m3]	2419.8712
Densidad de la fruta [kg/m3]	1063.1098
<b>Cálculo del calor específico a una temperatura determinada</b>	
cwo [kg/m3]	4.1287
cp [kg/m3]	2.0249
cf [kg/m3]	2.0039
cc [kg/m3]	1.5751
cfb [kg/m3]	1.8706
ca [kg/m3]	1.1183
Calor específico del alimento totalmente congelado [kJ/(kg*K)]	1.7713
Calor latente de fusión del agua (Lo) [kJ/kg]	333.6000
Temperatura inicial de congelamiento del agua (to) [°C]	0
Calor específico de la fruta [kJ/(kg*K)]	3.6546
<b>Cálculo de entalpía de la fruta</b>	
xsolidos [%]	19.44%
Hf [kJ/kg]	336.1378
Temperatura de la fruta (t)	14
Entalpía de la fruta no congelada [kJ/kg]	396.3239

**Tabla A-3.** Propiedades térmicas de la uva en condiciones determinadas (continuación)

Cálculo de conductividad térmica de la fruta	
Sum(xi/roi)	0.0009
xvwo	0.8595
xvp	0.0053
Cálculo de conductividad térmica de la fruta	
xvf	0.0067
xvc	0.1185
xvfb	0.0081
xva	0.0019
kwo [W/m*K]	0.5945
kp [W/m*K]	0.1950
kf [W/m*K]	0.1768
kc [W/m*K]	0.2200
kfb [W/m*K]	0.2002
ka [W/m*K]	0.3487
Coefficiente de conductividad térmica de la fruta [W/m*K]	0.5415

**Fuente:** Elaboración propia.

## Apéndice B Propiedades térmicas del mango

**Tabla A-4.** Propiedades térmicas del mango en rango de temperatura de conservación

Propiedad térmica MANGO	Temperatura [°C]																																	
	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	
Densidad MANGO [kg/m <sup>3</sup> ]	1054. 12	1054. 03	1053. 94	1053. 84	1053. 74	1053. 62	1053. 50	1053. 37	1053. 24	1053. 10	1052. 95	1052. 80	1052. 63	1052. 47	1052. 29	1052. 11	1051. 92	1051. 72	1051. 52	1051. 31	1051. 09	1050. 87	1050. 64	1050. 40	1050. 16	1049. 91	1049. 65	1049. 38	1049. 11	1048. 83	1048. 55	1048. 26	1047. 96	
Calor específico [kJ/(kg·K)]	3.69	3.69	3.69	3.70	3.70	3.70	3.70	3.70	3.70	3.70	3.70	3.70	3.70	3.70	3.70	3.70	3.70	3.70	3.70	3.70	3.70	3.70	3.70	3.70	3.70	3.71	3.71	3.71	3.71	3.71	3.71	3.71	3.71	3.71
Entalpía de la fruta [kJ/kg]	374.3 1	378.0 7	381.8 4	385.6 1	389.3 7	393.1 4	396.9 0	400.6 7	404.4 3	408.2 0	411.9 6	415.7 3	419.5 0	423.2 6	427.0 3	430.7 9	434.5 6	438.3 2	442.0 9	445.8 5	449.6 2	453.3 8	457.1 5	460.9 2	464.6 8	468.4 5	472.2 1	475.9 8	479.7 4	483.5 1	487.2 7	491.0 4	494.8 0	
Coefficien te de conductiv idad térmica [W/(m·K)]	0.53	0.54	0.54	0.54	0.54	0.54	0.54	0.54	0.55	0.55	0.55	0.55	0.55	0.55	0.56	0.56	0.56	0.56	0.56	0.56	0.56	0.56	0.57	0.57	0.57	0.57	0.57	0.57	0.57	0.57	0.58	0.58	0.58	

Fuente: Elaboración propia.

**Apéndice C**  
**Resumen de datos climatológicos obtenidos del Radar de la Universidad de Piura**

**Tabla A-5.** Temperaturas de bulbo seco

	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre	Temp. Máx. c/año [°C]
<b>2010</b>								29	31.3	30.6	31.6	33.7	33.7
<b>2011</b>	35.4	37	37.5	36.4	33.1	32.8	30.2	29.8	31.1	31.9	33.3	34.1	37.5
<b>2012</b>	35.6	36.6	36.8	37	35	33.2	31.1	29.9	32.2	31.8	32.3	34.4	37
<b>2013</b>	35.8	36.9	37.2	34.7	32.2	30.3	30.3	30.8	31.5	31.5	32.9	35.2	37.2
<b>2014</b>	35.2	36.5	37.4	35.3	34.5	34.5	32	33		32.8	33.5	34.5	37.4
<b>2015</b>	36.6	37.5	37.2	36.2	34.7	33.8	32.9	31.8	35.5	32.8	34.2	35.7	37.5
<b>2016</b>	36.2	38.7	38.2	36.3	34.8								38.7
<b>Temp. Máx. c/mes [°C]</b>	36.6	38.7	38.2	37	35	34.5	32.9	33	35.5	32.8	34.2	35.7	-

Fuente: Elaboración propia.

**Tabla A-6.** Humedad relativa

-	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre	HRprom c/año [%]
<b>2010</b>								64.6	69.1	70.1	67.5	63.7	67
<b>2011</b>	60.7	60.5	58.2	63.9	70.3	71.4	72.6	71.9	70.6	68	65.2	63	66.35833333
<b>2012</b>	59.5	67	64.7	66.2	67.6	71.7	74.1	72	71.3	69.6	68.4	67.2	68.275
<b>2013</b>	63	60	68	67.6	69.6	71.8	71.3	69.1	68.9	69.4	67.6	63.8	67.50833333
<b>2014</b>	63	60.7	59.4	62	68.1	69.1	69.8	71.2		67.9	66.8	65.4	65.76363636
<b>2015</b>	63.3	62.6	65.8	64.4	69.5	71.5	70.3	71.2	68.6	69.3	69.1	68.4	67.83333333
<b>2016</b>	65.8	65.8	65.4	65.1	62.5								64.92
<b>HRprom c/mes [%]</b>	62.55	62.77	63.58	64.87	67.93	71.1	71.62	70	69.7	69.05	67.43	65.25	-

Fuente: Elaboración propia.

**Tabla A-7. Velocidad máxima del aire exterior**

-	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre	VelAirMáxc/año [m/s]
<b>2010</b>								0.8	5.6	5.7	5.5	5.6	5.7
<b>2011</b>	5.7	5.5	4.9	5.1	5.5	5	5.3	5.4	5.1	5.3	5.3	5.6	5.7
<b>2012</b>	5.3	3.8	4.8	4.7	4.8	5	4.8	4.9	5	5.4	5.2	5.5	5.5
<b>2013</b>	5.2	4.7	4.9	5.2	4.6	4	3.8	4.5	4.6	4.5	4.5	4.8	5.2
<b>2014</b>	4.5	4.8	4.8	4.5	4.8	4.1	4	4.5		4.4	4.6	4.7	4.8
<b>2015</b>	4.5	5	4.4	4.2	3.8	4	4.2	4.4	4.7	4.6	4.4	4.3	5
<b>2016</b>	4.4	4.5	3.6	3.9	3.1								4.5
<b>VelAirMáxc/mes [m/s]</b>	5.7	5.5	4.9	5.2	5.5	5	5.3	5.4	5.6	5.7	5.5	5.6	-

Fuente: Elaboración propia.

**Tabla A-8. Velocidad promedio del aire exterior**

-	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre	VelAirPromMáxc/año [m/s]
<b>2010</b>								0.5	1.9	2.7	2.5	2.3	2.7
<b>2011</b>	2.2	1.8	1.6	2	2.3	2.3	2.3	2.3	2.3	2.4	2.3	2.3	2.4
<b>2012</b>	2	1.2	1.6	1.8	1.9	1.9	1.9	2.2	2.1	2.4	2.4	2.3	2.4
<b>2013</b>	2	1.7	1.6	2.1	1.8	1.5	1.5	1.9	2.1	2.1	1.9	2	2.1
<b>2014</b>	1.8	1.8	1.6	2	1.8	1.7	1.8	1.8		1.9	1.9	1.9	2
<b>2015</b>	1.8	1.7	1.4	1.6	1.6	1.5	1.6	1.8	1.9	2	1.9	1.9	2
<b>2016</b>	1.7	1.5	1.2	1.5	1.3								1.7
<b>VelAirPromMáxc/mes [m/s]</b>	2.2	1.8	1.6	2.1	2.3	2.3	2.3	2.3	2.3	2.7	2.5	2.3	-

Fuente: Elaboración propia

**Tabla A-9.** Registro por horas de la temperatura del suelo

<b>Fecha</b>	<b>Temperatura promedio diaria a -40cm [°C]</b>	<b>Temperatura promedio diaria a -20cm [°C]</b>
21/12/2016	32.04	33.25
22/12/2016	32.10	32.62
23/12/2016	31.78	31.99
24/12/2016	31.80	32.61
25/12/2016	31.80	32.47
26/12/2016	31.86	32.33
27/12/2016	31.62	31.82
28/12/2016	31.66	32.26
29/12/2016	31.63	32.02
30/12/2016	31.61	32.05
31/12/2016	31.55	32.08
1/01/2017	31.72	32.32
2/01/2017	31.83	31.89
5/01/2017	32.11	32.70
6/01/2017	31.94	31.81
7/01/2017	31.64	32.03
8/01/2017	31.86	32.64
9/01/2017	31.75	31.54
10/01/2017	31.45	31.65
11/01/2017	31.73	33.09
12/01/2017	32.14	33.66
13/01/2017	32.46	33.64
14/01/2017	32.37	32.76
15/01/2017	32.21	32.45
16/01/2017	32.04	32.37
17/01/2017	32.13	33.10
18/01/2017	32.42	33.88
19/01/2017	32.75	34.09
20/01/2017	32.85	33.49
21/01/2017	32.54	32.16
22/01/2017	32.10	31.21
23/01/2017	31.53	30.42
24/01/2017	31.40	31.49
25/01/2017	31.61	31.79
26/01/2017	31.47	30.38
27/01/2017	30.91	30.06
28/01/2017	31.15	31.76
29/01/2017	31.41	32.20
30/01/2017	31.83	32.82
31/01/2017	31.00	29.26
1/02/2017	30.01	28.66
2/02/2017	29.74	28.14

3/02/2017	29.26	28.31
4/02/2017	29.58	28.74
5/02/2017	29.43	28.51
6/02/2017	29.61	29.60
7/02/2017	30.33	30.23
8/02/2017	30.34	29.78
9/02/2017	30.35	30.29
10/02/2017	30.62	30.08
11/02/2017	30.22	29.75
12/02/2017	30.57	31.33
13/02/2017	31.30	32.57
14/02/2017	31.74	32.70
15/02/2017	31.78	32.57
16/02/2017	31.97	32.93
17/02/2017	32.03	32.01
18/02/2017	31.34	30.12
19/02/2017	30.83	30.22
20/02/2017	30.93	30.79
21/02/2017	31.09	30.64

**Fuente:** Elaboración propia.

**Apéndice D**  
**Estudio psicrométrico de las condiciones ambientales de Piura y las condiciones del ambiente a refrigerar**

**Tabla A-10.** Cálculo de datos ambientales

**CÁLCULO DE DATOS AMBIENTALES**

Ubicación	Piura	
Altitud [m]	42	
Temperatura de bulbo seco [°C]	39	
Humedad relativa [%]	67.00%	
Presión atmosférica [kPa]	100.821462	
Presión atmosférica [Pa]	100821.462	
<b>Cálculo de presión de saturación de vapor de agua</b>		
Hielo	C1	-5.67E+03
	C2	6.39E+00
	C3	-9.68E-03
	C4	6.22E-07
	C5	2.07E-09
	C6	-9.48E-13
	C7	4.16E+00
Agua líquida	C8	-5.80E+03
	C9	1.39E+00
	C10	-4.86E-02
	C11	4.18E-05
	C12	-1.45E-08
	C13	6.55E+00
Temperatura de bulbo seco [K]	312.15	
Presión de saturación (pws) [Pa]	6998.74	Evaluar correctamente a 0°C
Presión de saturación (pws) [kPa]	6.998743818	
Presión parcial de vapor de agua (pw) [Pa]	4689.158358	
Presión parcial de vapor de agua (pw) [kPa]	4.689158358	
Ratio de humedad (W)	0.030337342	
Ratio de humedad de saturación (Ws)	0.04639424	
Grado de saturación (mu)	0.653903202	
Volumen específico (v) [m3/kgAireSeco]	0.932050453	
Densidad (ro) [kgAireSeco/m3]	1.072903293	
Densidad real del aire [kg/m3]	1.105452327	
Entalpía [kJ/kgAireSeco]	117.3083637	
<b>Cálculo de temperatura de punto de rocío</b>		
Alpha	1.545253112	
C14	6.54	
C15	14.526	
C16	0.7389	
C17	0.09486	
C18	0.4569	
Temperatura de punto de rocío [°C]	31.72152966	

**Fuente:** Elaboración propia.

**Tabla A-11.** Cálculo de datos de conservación

**CÁLCULO DE DATOS DE CONSERVACIÓN**

Ubicación	Piura	
Altitud [m]	42	
Temperatura de bulbo seco [°C]	-1	
Humedad relativa [%]	95.00%	
Presión atmosférica [kPa]	100.821462	
Presión atmosférica [Pa]	100821.462	
<b>Cálculo de presión de saturación de vapor de agua</b>		
Hielo	C1	-5.67E+03
	C2	6.39E+00
	C3	-9.68E-03
	C4	6.22E-07
	C5	2.07E-09
	C6	-9.48E-13
	C7	4.16E+00
Agua líquida	C8	-5.80E+03
	C9	1.39E+00
	C10	-4.86E-02
	C11	4.18E-05
	C12	-1.45E-08
	C13	6.55E+00
Temperatura de bulbo seco [K]	272.15	
Presión de saturación (pws) [Pa]	562.67	Evaluar correctamente a 0°C
Presión de saturación (pws) [kPa]	0.56267153	
Presión parcial de vapor de agua (pw) [Pa]	534.5379531	
Presión parcial de vapor de agua (pw) [kPa]	0.534537953	
Ratio de humedad (W)	0.00331502	
Ratio de humedad de saturación (Ws)	0.003490474	
Grado de saturación (mu)	0.949733496	
Volumen específico (v) [m <sup>3</sup> /kgAireSeco]	0.778949806	
Densidad (ro) [kgAireSeco/m <sup>3</sup> ]	1.283779767	
Densidad real del aire [kg/m <sup>3</sup> ]	1.288035523	
Entalpía [kJ/kgAireSeco]	7.278700288	
<b>Cálculo de temperatura de punto de rocío</b>		
Alpha	-0.626352544	
C14	6.54	
C15	14.526	
C16	0.7389	
C17	0.09486	
C18	0.4569	
Temperatura de punto de rocío [°C]	-1.612502625	

**Fuente:** Elaboración propia.



# **Anexos**



## Anexo A

### Potencialidades de la Región Piura y porcentaje de participación de las exportaciones con respecto a las nacionales



POTENCIALIDADES DE LA REGION PIURA:			
AGRO	PESCA	MINERIA	ARTESANIA
Banano Orgánico	Conchas de abanico	Derivados de Petróleo	Artesanía de Chulucanas
Mangos	Merluza	Gasoil	Joyería de Catacaos
Limón	Pota	Fueloil	
Café Orgánico	Calamar	Fosfato	
Paprika	Perico		
Uva de Mesa	Conservas de pescado		
Cacao Blanco	Almejas		
Lúcuma	Harina de Pescado		
Frijol Castilla	Atún		
Ají Piquillo	Tilapia		
Frijol de Palo	Caballa		
Papaya	Langostino		
	Anchoveta		
	Anchoa		
	Surimi		

Fuente INFOTRADE – PROMPERU 2014 – Elaboración DIRCETUR PIURA

La Región Piura por la diversidad de clima y suelos que posee es una tierra adecuada para la siembra de diversos productos que ayudan a incrementar la oferta exportable y la economía de la misma, al igual el mar de Grau posee diversas especies las cuales son muy demandadas en el exterior, así mismo las artesanías están dando un paso adelante en la exportaciones de la Región habiéndose enviado en el año 2010 un contenedor con productos cerámicos con denominación de Origen Chulucanas.

Figura A1 – Potencialidades de la Región Piura.  
Fuente: Catálogo exportador de la Región Piura - 2014

PIURA: PORCENTAJE DE PARTICIPACION DE LAS EXPORTACIONES CON RESPECTO A LAS NACIONALES



Fuente INFOTRADE – PROMPERU 2024 – Elaboración DIRCETUR PIURA

Figura A2 – Porcentaje de participación de las exportaciones con respecto a las nacionales.  
Fuente: Catálogo exportador de la región Piura - 2014

**Anexo B**  
**Resistencias térmicas recomendadas para las paredes y techo de los ambientes refrigerados**



**Table 4.4.1-1 – Baseline Insulation for Refrigerated Storage Facilities**

Type of Facility	Temperature Range °F (°C)	Thermal Resistance R, °F ft <sup>2</sup> h Btu <sup>-1</sup> (m <sup>2</sup> K W <sup>-1</sup> )			
		Floors	Walls / Suspended Ceilings	Roofs	Exterior Overhead Doors*
Cooler	32 to 55 (0 to 13)	Perimeter Insulation Only per 90.1	25 (4.4)	30 (5.3)	10 (1.7)
Chill Cooler	25 to 32 (-4 to 0)	20 (3.5)	25 (4.4)	35 (6.2)	15 (2.6)
Holding Freezer	-20 to 25 (-29 to -4)	27 (4.8)	35 (6.2)	45 (7.9)	20 (3.5)
Blast Freezer	-20 to -50 (-29 to -46)	30 (5.3)	45 (7.9)	50 (8.8)	Not Applicable

\*Operation of the exterior overhead doors shall be modeled consistently between

Figura B1 – Resistencias térmicas recomendadas para las paredes y techo de los ambientes refrigerados.

Fuente: Energy Modeling Guideline for Cold Storage and Refrigerated Warehouse Facilities

# Anexo C

## Propiedades termofísicas de los refrigerantes de estudio: R-134a y R-507A

This file is licensed to Rabee Taleb (rabee\_t@hotmail.com). Publication Date: 6/1/2013

### Thermophysical Properties of Refrigerants

30.17

#### Refrigerant 134a (1,1,1,2-Tetrafluoroethane) Properties of Saturated Liquid and Saturated Vapor

Temp., °C	Pres- sure, MPa	Density, kg/m <sup>3</sup>	Volume, m <sup>3</sup> /kg	Enthalpy, kJ/kg		Entropy, kJ/(kg·K)		Specific Heat c <sub>p</sub> , kJ/(kg·K)		c <sub>p</sub> /c <sub>v</sub>	Velocity of Sound, m/s		Viscosity, μPa·s		Thermal Cond., mW/(m·K)		Surface Tension, mN/m	Temp., °C
				Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor		Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor		
-103.30*	0.00039	1591.1	35.4960	71.46	334.94	0.4126	1.9639	1.184	0.585	1.164	1120	126.8	2175.0	6.46	145.2	3.08	28.07	-103.30
-100	0.00056	1582.4	25.1930	75.36	336.85	0.4354	1.9456	1.184	0.593	1.162	1103	127.9	1893.0	6.60	143.2	3.34	27.50	-100
-90	0.00152	1555.8	9.7698	87.23	342.76	0.5020	1.8972	1.189	0.617	1.156	1052	131.0	1339.0	7.03	137.3	4.15	25.79	-90
-80	0.00367	1529.0	4.2682	99.16	348.83	0.5654	1.8580	1.198	0.642	1.151	1002	134.0	1018.0	7.46	131.5	4.95	24.10	-80
-70	0.00798	1501.9	2.0590	111.20	355.02	0.6262	1.8264	1.210	0.667	1.148	952	136.8	809.2	7.89	126.0	5.75	22.44	-70
-60	0.01591	1474.3	1.0790	123.36	361.31	0.6846	1.8010	1.223	0.692	1.146	903	139.4	663.1	8.30	120.7	6.56	20.80	-60
-50	0.02945	1446.3	0.60620	135.67	367.65	0.7410	1.7806	1.238	0.720	1.146	855	141.7	555.1	8.72	115.6	7.36	19.18	-50
-40	0.05121	1417.7	0.36108	148.14	374.00	0.7956	1.7643	1.255	0.749	1.148	807	143.6	472.2	9.12	110.6	8.17	17.60	-40
-30	0.08438	1388.4	0.22594	160.79	380.32	0.8486	1.7515	1.273	0.781	1.152	760	145.2	406.4	9.52	105.8	8.99	16.04	-30
-28	0.09270	1382.4	0.20680	163.34	381.57	0.8591	1.7492	1.277	0.788	1.153	751	145.4	394.9	9.60	104.8	9.15	15.73	-28
-26.07*	0.10133	1376.7	0.19018	165.81	382.78	0.8690	1.7472	1.281	0.794	1.154	742	145.7	384.2	9.68	103.9	9.31	15.44	-26.07
-26	0.10167	1376.5	0.18959	165.90	382.82	0.8694	1.7471	1.281	0.794	1.154	742	145.7	383.8	9.68	103.9	9.32	15.43	-26
-24	0.11130	1370.4	0.17407	168.47	384.07	0.8798	1.7451	1.285	0.801	1.155	732	145.9	373.1	9.77	102.9	9.48	15.12	-24
-22	0.12165	1364.4	0.16006	171.05	385.32	0.8900	1.7432	1.289	0.809	1.156	723	146.1	362.9	9.85	102.0	9.65	14.82	-22
-20	0.13273	1358.3	0.14735	173.64	386.55	0.9002	1.7413	1.293	0.816	1.158	714	146.3	353.0	9.92	101.1	9.82	14.51	-20
-18	0.14460	1352.1	0.13592	176.23	387.79	0.9104	1.7396	1.297	0.823	1.159	705	146.4	343.5	10.01	100.1	9.98	14.21	-18
-16	0.15728	1345.9	0.12551	178.83	389.02	0.9205	1.7379	1.302	0.831	1.161	695	146.6	334.3	10.09	99.2	10.15	13.91	-16
-14	0.17082	1339.7	0.11605	181.44	390.24	0.9306	1.7363	1.306	0.838	1.163	686	146.7	325.4	10.17	98.3	10.32	13.61	-14
-12	0.18524	1333.4	0.10744	184.07	391.46	0.9407	1.7348	1.311	0.846	1.165	677	146.8	316.9	10.25	97.4	10.49	13.32	-12
-10	0.20060	1327.1	0.09959	186.70	392.66	0.9506	1.7334	1.316	0.854	1.167	668	146.9	308.6	10.33	96.5	10.66	13.02	-10
-8	0.21693	1320.8	0.09242	189.34	393.87	0.9606	1.7320	1.320	0.863	1.169	658	146.9	300.6	10.41	95.6	10.83	12.72	-8
-6	0.23428	1314.3	0.08587	191.99	395.06	0.9705	1.7307	1.325	0.871	1.171	649	147.0	292.9	10.49	94.7	11.00	12.43	-6
-4	0.25268	1307.9	0.07987	194.65	396.25	0.9804	1.7294	1.330	0.880	1.174	640	147.0	285.4	10.57	93.8	11.17	12.14	-4
-2	0.27217	1301.4	0.07430	197.32	397.43	0.9902	1.7282	1.336	0.888	1.176	631	147.0	278.1	10.65	92.9	11.34	11.85	-2
0	0.29280	1294.8	0.06931	200.00	398.60	1.0000	1.7271	1.341	0.897	1.179	622	146.9	271.1	10.73	92.0	11.51	11.56	0
2	0.31462	1288.1	0.06466	202.69	399.77	1.0098	1.7260	1.347	0.906	1.182	612	146.9	264.3	10.81	91.1	11.69	11.27	2
4	0.33766	1281.4	0.06035	205.40	400.92	1.0195	1.7250	1.352	0.916	1.185	603	146.8	257.6	10.90	90.2	11.86	10.99	4
6	0.36198	1274.7	0.05644	208.11	402.06	1.0292	1.7240	1.358	0.925	1.189	594	146.7	251.2	10.98	89.4	12.04	10.70	6
8	0.38761	1267.9	0.05280	210.84	403.20	1.0388	1.7230	1.364	0.935	1.192	585	146.5	244.9	11.06	88.5	12.22	10.42	8
10	0.41461	1261.0	0.04944	213.58	404.32	1.0485	1.7221	1.370	0.945	1.196	576	146.4	238.8	11.15	87.6	12.40	10.14	10
12	0.44301	1254.0	0.04633	216.33	405.43	1.0581	1.7212	1.377	0.956	1.200	566	146.2	232.9	11.23	86.7	12.58	9.86	12
14	0.47288	1246.9	0.04345	219.09	406.53	1.0677	1.7204	1.383	0.967	1.204	557	146.0	227.1	11.32	85.9	12.77	9.58	14
16	0.50425	1239.8	0.04078	221.87	407.61	1.0772	1.7196	1.390	0.978	1.209	548	145.7	221.5	11.40	85.0	12.95	9.30	16
18	0.53718	1232.6	0.03830	224.66	408.69	1.0867	1.7188	1.397	0.989	1.214	539	145.5	216.0	11.49	84.1	13.14	9.03	18
20	0.57171	1225.3	0.03600	227.47	409.75	1.0962	1.7180	1.405	1.001	1.219	530	145.1	210.7	11.58	83.3	13.33	8.76	20
22	0.60789	1218.0	0.03387	230.29	410.79	1.1057	1.7173	1.413	1.013	1.224	520	144.8	205.5	11.67	82.4	13.53	8.48	22
24	0.64578	1210.5	0.03186	233.12	411.82	1.1152	1.7166	1.421	1.025	1.230	511	144.5	200.4	11.76	81.6	13.72	8.21	24
26	0.68543	1202.9	0.03000	235.97	412.84	1.1246	1.7159	1.429	1.038	1.236	502	144.1	195.4	11.85	80.7	13.92	7.95	26
28	0.72688	1195.2	0.02820	238.84	413.84	1.1341	1.7152	1.437	1.052	1.243	493	143.6	190.5	11.95	79.8	14.13	7.68	28
30	0.77020	1187.5	0.02664	241.72	414.82	1.1435	1.7145	1.446	1.065	1.249	483	143.2	185.8	12.04	79.0	14.33	7.42	30
32	0.81543	1179.6	0.02513	244.62	415.78	1.1529	1.7138	1.456	1.080	1.257	474	142.7	181.1	12.14	78.1	14.54	7.15	32
34	0.86263	1171.6	0.02371	247.54	416.72	1.1623	1.7131	1.466	1.095	1.265	465	142.1	176.6	12.24	77.3	14.76	6.89	34
36	0.91185	1163.4	0.02238	250.48	417.65	1.1717	1.7124	1.476	1.111	1.273	455	141.6	172.1	12.34	76.4	14.98	6.64	36
38	0.96315	1155.1	0.02113	253.43	418.55	1.1811	1.7118	1.487	1.127	1.282	446	141.0	167.7	12.44	75.6	15.21	6.38	38
40	1.0166	1146.7	0.01997	256.41	419.43	1.1905	1.7111	1.498	1.145	1.292	436	140.3	163.4	12.55	74.7	15.44	6.13	40
42	1.0722	1138.2	0.01887	259.41	420.28	1.1999	1.7103	1.510	1.163	1.303	427	139.7	159.2	12.65	73.9	15.68	5.88	42
44	1.1301	1129.5	0.01784	262.43	421.11	1.2092	1.7096	1.523	1.182	1.314	418	138.9	155.1	12.76	73.0	15.93	5.63	44
46	1.1903	1120.6	0.01687	265.47	421.92	1.2186	1.7089	1.537	1.202	1.326	408	138.2	151.0	12.88	72.1	16.18	5.38	46
48	1.2529	1111.5	0.01595	268.53	422.69	1.2280	1.7081	1.551	1.223	1.339	399	137.4	147.0	13.00	71.3	16.45	5.13	48
50	1.3179	1102.3	0.01509	271.62	423.44	1.2375	1.7072	1.566	1.246	1.354	389	136.6	143.1	13.12	70.4	16.72	4.89	50
52	1.3854	1092.9	0.01428	274.74	424.15	1.2469	1.7064	1.582	1.270	1.369	379	135.7	139.2	13.24	69.6	17.01	4.65	52
54	1.4555	1083.2	0.01351	277.89	424.83	1.2563	1.7055	1.600	1.296	1.386	370	134.7	135.4	13.37	68.7	17.31	4.41	54
56	1.5282	1073.4	0.01278	281.06	425.47	1.2658	1.7045	1.618	1.324	1.405	360	133.8	131.6	13.51	67.8	17.63	4.18	56
58	1.6036	1063.2	0.01206	284.27	426.07	1.2753	1.7035	1.638	1.354	1.425	350	132.7	127.9	13.65	67.0	17.96	3.95	58
60	1.6818	1052.9	0.01144	287.50	426.63	1.2848	1.7024	1.660	1.387	1.448	340	131.7	124.2	13.79	66.1	18.31	3.72	60
62	1.7628	1042.2	0.01083	290.78	427.14	1.2944	1.7013	1.684	1.422	1.473	331	130.5	120.6	13.95	65.2	18.68	3.49	62
64	1.8467	1031.2	0.01024	294.09	427.61	1.3040	1.7000	1.710	1.461	1.501	321	129.4	117.0	14.11	64.3	19.07	3.27	64
66	1.9337	1020.0	0.00969	297.44	428.02	1.3137	1.6987	1.738	1.504	1.532	311	128.1	113.5	14.28	63.4	19.50	3.05	66
68	2.0237	1008.3	0.00916	300.84	428.36	1.3234	1.6972	1.769	1.552	1.567	301	126.8	109.9	14.46	62.6	19.95	2.83	68
70	2.1168	996.2	0.00865	304.28	428.65	1.3332	1.6956	1.804	1.605	1.607	290	125.5	106.4	14.65	61.7	20.45	2.61	70
72	2.2132	983.8	0.00817															

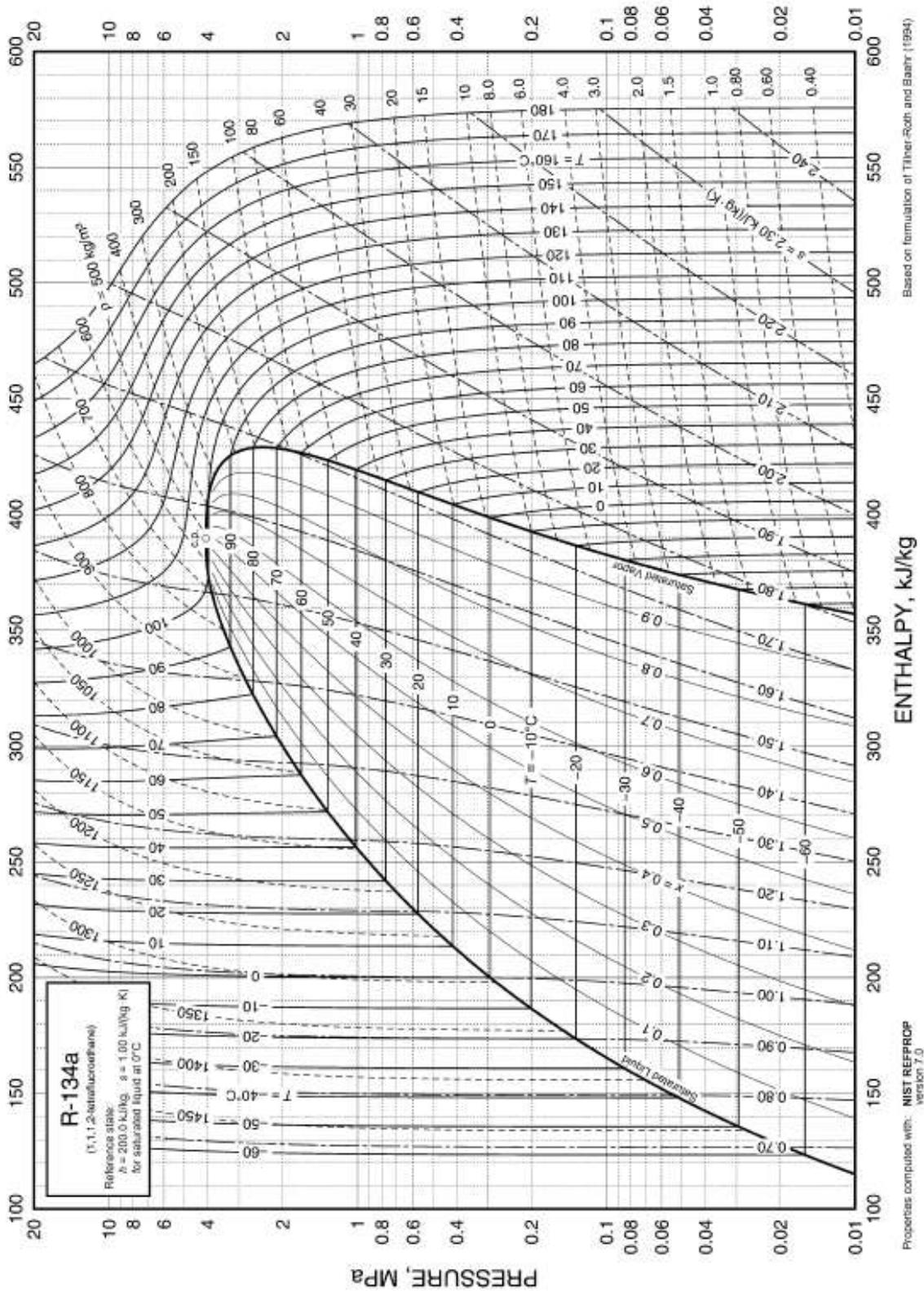


Fig. 8 Pressure-Enthalpy Diagram for Refrigerant 134a

Figura C2 – Diagrama P-h del refrigerante R-134a.  
Fuente: (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2013)

Thermophysical Properties of Refrigerants

Refrigerant 507A [R-125/143a (50/50)] Properties of Saturated Liquid and Saturated Vapor

Temp.,* °C	Pres- sure,** MPa	Density, Volume,		Enthalpy,		Entropy,		Specific Heat $c_p$		$c_p/c_v$	Velocity of		Viscosity,		Thermal Cond.,		Surface Tension, Temp.,* mN/m °C	
		kg/m <sup>3</sup> Liquid	m <sup>3</sup> /kg Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor		Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor		
-100	0.00295	1476.9	4.92920	74.41	303.90	0.4323	1.7579	1.219	0.618	1.164	1046	129.6	—	—	124.6	5.77	18.35	-100
-95	0.00458	1461.7	3.25360	80.48	306.85	0.4609	1.7377	1.210	0.631	1.162	1000	131.2	784.2	7.29	121.7	6.06	17.88	-95
-90	0.00693	1446.8	2.20850	86.51	309.83	0.5003	1.7197	1.205	0.644	1.161	960	132.6	701.5	7.49	118.8	6.36	17.41	-90
-85	0.01019	1431.9	1.53750	92.53	312.83	0.5327	1.7036	1.203	0.658	1.159	925	134.0	631.9	7.68	116.1	6.67	16.92	-85
-80	0.01464	1417.1	1.09510	98.54	315.85	0.5642	1.6893	1.203	0.672	1.159	892	135.4	572.7	7.88	113.4	6.99	16.43	-80
-75	0.02058	1402.3	0.79638	104.57	318.88	0.5950	1.6766	1.205	0.686	1.158	862	136.6	521.7	8.07	110.8	7.31	15.92	-75
-70	0.02836	1387.4	0.59012	110.60	321.92	0.6250	1.6652	1.208	0.701	1.158	833	137.8	477.4	8.27	108.2	7.63	15.40	-70
-65	0.03837	1372.5	0.44482	116.66	324.96	0.6545	1.6552	1.213	0.716	1.159	806	138.9	438.5	8.46	105.7	7.96	14.88	-65
-60	0.05105	1357.4	0.34056	122.74	328.00	0.6833	1.6463	1.220	0.732	1.160	779	139.8	404.3	8.65	103.2	8.30	14.34	-60
-55	0.06688	1342.3	0.26444	128.87	331.03	0.7116	1.6384	1.227	0.749	1.161	754	140.7	373.8	8.84	100.8	8.65	13.80	-55
-50	0.08638	1326.9	0.20801	135.03	334.05	0.7395	1.6314	1.235	0.766	1.164	729	141.4	346.5	9.02	98.4	9.00	13.24	-50
-48	0.09533	1320.7	0.18960	137.51	335.25	0.7505	1.6288	1.239	0.773	1.165	719	141.6	336.4	9.10	97.4	9.14	13.02	-48
-46.74 <sup>3</sup>	0.10132	1316.8	0.17902	139.07	336.01	0.7574	1.6273	1.241	0.777	1.166	713	141.8	330.2	9.15	96.8	9.23	12.88	-46.74
-46	0.10499	1314.5	0.17315	139.99	336.45	0.7615	1.6264	1.243	0.780	1.166	709	141.9	326.7	9.17	96.5	9.28	12.80	-46
-44	0.11541	1308.2	0.15836	142.48	337.65	0.7724	1.6241	1.247	0.787	1.167	699	142.1	317.4	9.25	95.5	9.42	12.57	-44
-42	0.12662	1301.9	0.14510	144.99	338.84	0.7832	1.6219	1.251	0.795	1.169	690	142.3	308.4	9.32	94.6	9.57	12.34	-42
-40	0.13867	1295.6	0.13317	147.49	340.03	0.7940	1.6198	1.255	0.803	1.170	680	142.5	299.8	9.40	93.7	9.71	12.12	-40
-38	0.15159	1289.2	0.12240	150.01	341.21	0.8047	1.6178	1.259	0.810	1.172	670	142.6	291.4	9.47	92.7	9.86	11.89	-38
-36	0.16542	1282.8	0.11268	152.54	342.38	0.8153	1.6159	1.264	0.818	1.174	661	142.7	283.4	9.55	91.8	10.01	11.66	-36
-34	0.18022	1276.3	0.10388	155.08	343.55	0.8260	1.6141	1.269	0.826	1.176	651	142.8	275.7	9.62	90.9	10.16	11.42	-34
-32	0.19602	1269.7	0.09590	157.63	344.72	0.8365	1.6123	1.274	0.835	1.178	642	142.9	268.3	9.70	90.0	10.31	11.19	-32
-30	0.21287	1263.2	0.08865	160.18	345.88	0.8470	1.6107	1.279	0.843	1.180	632	142.9	261.1	9.77	89.1	10.46	10.96	-30
-28	0.23081	1256.5	0.08205	162.75	347.03	0.8575	1.6092	1.284	0.852	1.183	622	143.0	254.1	9.85	88.2	10.61	10.72	-28
-26	0.24989	1249.8	0.07604	165.33	348.17	0.8679	1.6077	1.289	0.861	1.186	613	143.0	247.4	9.93	87.3	10.77	10.49	-26
-24	0.27016	1243.1	0.07055	167.92	349.30	0.8783	1.6063	1.295	0.870	1.188	603	142.9	240.9	10.00	86.5	10.93	10.25	-24
-22	0.29167	1236.3	0.06553	170.52	350.43	0.8886	1.6049	1.301	0.879	1.191	594	142.9	234.5	10.08	85.6	11.08	10.02	-22
-20	0.31446	1229.4	0.06094	173.13	351.54	0.8989	1.6037	1.307	0.888	1.195	584	142.8	228.4	10.15	84.7	11.24	9.78	-20
-18	0.33858	1222.5	0.05673	175.76	352.65	0.9091	1.6024	1.313	0.898	1.198	575	142.7	222.5	10.23	83.8	11.40	9.54	-18
-16	0.36408	1215.4	0.05286	178.39	353.75	0.9193	1.6013	1.319	0.908	1.202	566	142.5	216.8	10.31	83.0	11.56	9.30	-16
-14	0.39102	1208.4	0.04931	181.04	354.83	0.9295	1.6001	1.326	0.918	1.206	556	142.3	211.2	10.39	82.1	11.73	9.06	-14
-12	0.41945	1201.2	0.04603	183.71	355.91	0.9397	1.5991	1.333	0.929	1.210	547	142.1	205.7	10.47	81.2	11.89	8.82	-12
-10	0.44941	1193.9	0.04301	186.39	356.97	0.9498	1.5980	1.340	0.940	1.214	537	141.9	200.5	10.55	80.4	12.06	8.58	-10
-8	0.48096	1186.6	0.04023	189.08	358.02	0.9599	1.5971	1.348	0.951	1.219	528	141.6	195.3	10.63	79.5	12.23	8.34	-8
-6	0.51416	1179.2	0.03765	191.78	359.06	0.9699	1.5961	1.355	0.962	1.224	518	141.3	190.3	10.71	78.7	12.41	8.10	-6
-4	0.54906	1171.7	0.03527	194.51	360.08	0.9800	1.5952	1.363	0.974	1.230	508	141.0	185.5	10.79	77.8	12.58	7.86	-4
-2	0.58571	1164.0	0.03306	197.25	361.08	0.9900	1.5943	1.372	0.987	1.236	499	140.6	180.7	10.88	77.0	12.76	7.62	-2
0	0.62417	1156.3	0.03101	200.00	362.07	1.0000	1.5934	1.381	0.999	1.242	489	140.2	176.1	10.97	76.2	12.96	7.37	0
2	0.66450	1148.5	0.02910	202.77	363.05	1.0100	1.5925	1.390	1.012	1.249	480	139.8	171.6	11.05	75.3	13.16	7.13	2
4	0.70676	1140.5	0.02733	205.56	364.00	1.0199	1.5917	1.399	1.026	1.256	470	139.3	167.2	11.14	74.5	13.36	6.89	4
6	0.75099	1132.4	0.02568	208.37	364.94	1.0299	1.5908	1.410	1.040	1.264	460	138.8	162.9	11.23	73.7	13.57	6.65	6
8	0.79728	1124.2	0.02415	211.20	365.85	1.0398	1.5900	1.420	1.055	1.272	451	138.2	158.7	11.33	72.8	13.79	6.41	8
10	0.84566	1115.9	0.02271	214.04	366.75	1.0498	1.5891	1.431	1.071	1.282	441	137.6	154.5	11.43	72.0	14.01	6.17	10
12	0.89622	1107.4	0.02138	216.91	367.61	1.0597	1.5883	1.443	1.088	1.291	431	137.0	150.5	11.52	71.2	14.24	5.93	12
14	0.94900	1098.7	0.02012	219.80	368.46	1.0696	1.5874	1.455	1.105	1.302	422	136.3	146.6	11.63	70.4	14.49	5.69	14
16	1.00410	1089.9	0.01893	222.71	369.28	1.0796	1.5865	1.468	1.124	1.314	412	135.6	142.7	11.73	69.6	14.75	5.45	16
18	1.06150	1080.9	0.01785	225.65	370.07	1.0895	1.5856	1.482	1.144	1.327	402	134.9	138.9	11.86	68.8	15.01	5.21	18
20	1.12140	1071.7	0.01683	228.61	370.83	1.0995	1.5846	1.497	1.165	1.341	392	134.1	135.1	11.97	67.9	15.29	4.97	20
22	1.18370	1062.4	0.01586	231.60	371.55	1.1094	1.5836	1.513	1.188	1.356	382	133.2	131.5	12.09	67.1	15.58	4.74	22
24	1.24860	1052.8	0.01495	234.61	372.25	1.1194	1.5826	1.530	1.212	1.372	372	132.3	127.9	12.22	66.3	15.89	4.50	24
26	1.31610	1043.0	0.01410	237.66	372.91	1.1294	1.5815	1.548	1.239	1.391	362	131.4	124.3	12.35	65.5	16.21	4.27	26
28	1.38640	1032.9	0.01329	240.73	373.52	1.1394	1.5804	1.568	1.268	1.411	352	130.4	120.8	12.48	64.7	16.54	4.04	28
30	1.45940	1022.6	0.01253	243.84	374.10	1.1495	1.5792	1.589	1.299	1.433	341	129.3	117.4	12.62	63.9	16.90	3.81	30
32	1.53520	1011.9	0.01182	246.98	374.63	1.1595	1.5779	1.612	1.333	1.458	331	128.2	114.0	12.77	63.1	17.28	3.58	32
34	1.61400	1001.0	0.01114	250.16	375.11	1.1697	1.5765	1.637	1.371	1.485	321	127.1	110.6	12.93	62.2	17.68	3.35	34
36	1.69580	989.7	0.01050	253.39	375.54	1.1799	1.5750	1.664	1.417	1.516	310	125.9	107.3	13.10	61.4	18.12	3.12	36
38	1.78070	978.1	0.00989	256.65	375.91	1.1901	1.5734	1.695	1.459	1.551	300	124.6	104.0	13.28	60.6	18.58	2.90	38
40	1.86880	966.0	0.00932	259.96	376.22	1.2004	1.5717	1.729	1.511	1.591	289	123.2	100.7	13.47	59.8	19.09	2.68	40
42	1.96020	953.5	0.00877	263.33	376.46	1.2108	1.5698	1.767	1.570	1.636	278	121.8	97.5	13.68	59.0	19.63	2.47	42
44	2.05490	940.5	0.00825	266.74	376.61	1.2213	1.5678	1.811	1.638	1.689	267	120.4	94.3	13.90	58.1	20.23	2.25	44
46	2.15310	926.9	0.00776	270.23	376.68	1.2320	1.5655	1.860	1.716	1.750	256	118.8	91.0	14.14	57.3	20.89	2.04	46
48	2.25480	912.7	0.00728	273.78	376.66	1.2427	1.5631	1.918	1.807	1.823	245	117.2	87.8	14.41	56.5	21.62	1.83	48

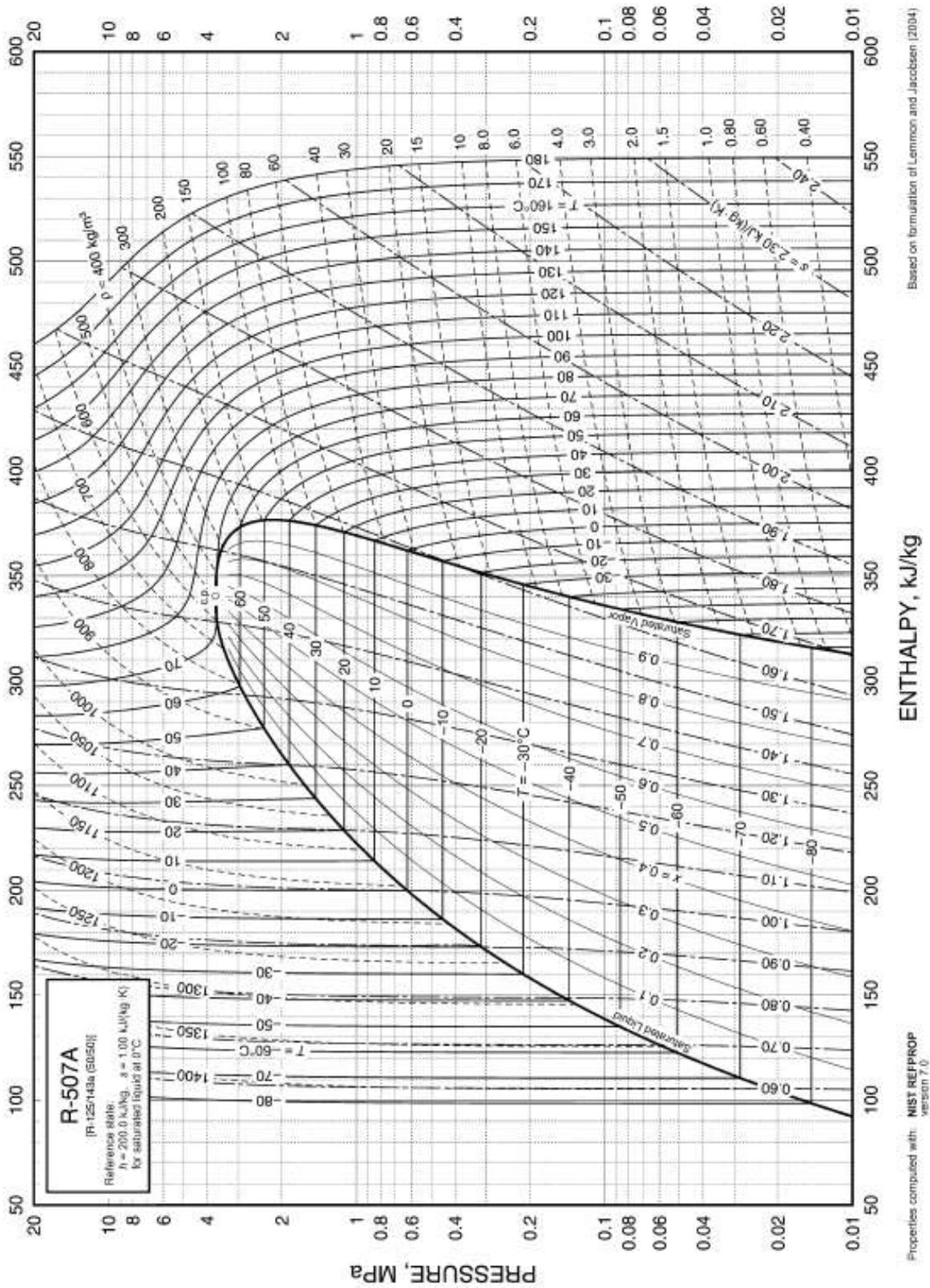


Fig. 17 Pressure-Enthalpy Diagram for Refrigerant 507A

Figura C4 – Diagrama P-h del refrigerante R-507A.  
 Fuente: (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2013)