



Universidad de Matanzas
Facultad de Ciencias Técnica
Departamento de Mecánica



DISEÑO DE UN FRIGORÍFICO PARA LA CONGELACIÓN DE LA PULPA DE FRUTAS EN LA EMPRESA LA ESTANCIA UBP # 2 PLANTA JAGÜEY GRANDE.

Tesis Presentada como Requisito Parcial
para la Obtención del Título de
Máster en Tecnología Energética

Autor: Ing. Osmany Benavides Conesa

Matanzas, 2021



Universidad de Matanzas
Facultad de Ciencias Técnicas
Departamento de Mecánica



DISEÑO DE UN FRIGORÍFICO PARA LA CONGELACIÓN DE LA PULPA DE FRUTAS EN LA EMPRESA LA ESTANCIA UBP # 2 PLANTA JAGÜEY GRANDE.

Tesis Presentada como Requisito Parcial
para la Obtención del Título de
Máster en Tecnología Energética

Autor: Ing. Osmany Benavides Conesa

Tutores: MSc. Marlene Oramas Ortega

Matanzas, 2021

Declaración de Autoridad y Nota Legal

Yo, Osmany Benavides Conesa declaro que soy el autor de la siguiente tesis titulada Diseño de un frigorífico para la congelación de la pulpa de frutas en la empresa La Estancia UBP # 2 Planta Jagüey Grande y autorizo al departamento de Mecánica de la facultad de Ciencias técnicas de la universidad de Matanzas sede “Camilo Cienfuegos” y a la UEB # 2 Planta Jagüey a utilizarlo de la manera que lo estime conveniente y a todo aquel que necesite su consulta siempre y cuando se respete el nombre del autor.

Matanzas, 1 de enero de 2021.

Ing. Osmany Benavides Conesa

Nota de aceptación

Institución

Nombre del presidente del tribunal

Pensamiento

El Futuro de nuestra Patria tiene que ser necesariamente un Futuro de Hombres de ciencia

Tiene que ser un Futuro de Hombres de pensamientos.”

Fidel Castro Ruz

Dedicatoria

Dedico este trabajo a:

A la memoria de mi padre

A mi esposa.

A mis hijos.

A mis padres y hermano.

A todos aquellos que me ayudaron y estuvieron siempre conmigo durante estos años de estudios.

A la Revolución cubana que ha dado todas las facilidades para el estudio de sus hijos. Y me ha dado la posibilidad de terminar mis estudios de Master en Tecnología Energética.

A todas esas personas que de una forma u otra pusieron su granito de arena para que la realización de este proyecto fuese posible.

Agradecimientos

A todos mis profesores, en especial a Osvaldo F. García y Roberto Vizcon por enseñarme a ser mejor como persona, por su ayuda y por la paciencia que han tenido conmigo.

A mi tutora MSc. Marlene Oramas Ortega por ayudarme, por su preocupación, su apoyo y paciencia.

A los trabajadores de Copextel Jagüey Grande, a mis amigos y colegas de la UEB # 2 Planta "Jagüey Grande" y del departamento técnico del Combinado de Cítricos Héroes de Playa Girón por su apoyo y ayuda desinteresada.

A mi esposa e hijo, por confiar en mí y en general a toda mi familia por su apoyo y empuje incondicional.

A los ingenieros consultantes Ing. Luis Alberto Olivera Díaz, MSc. Mariela Oliva Rodríguez y Ing. Adonys Forteza.

A todas y cada una de esas personas que estuvieron presente en la elaboración de este proyecto muchas gracias.

A todos muchas gracias.

Resumen

La presente investigación se destina al diseño de un frigorífico para la UEB # 2 Planta Jagüey Grande, para realizar este trabajo, se hace una búsqueda bibliográfica haciendo énfasis en sentido general en los temas relacionados con el diseño de un frigorífico para la congelación de la pulpas de frutas, la refrigeración y la eficiencia energética, las nuevas tecnologías, materiales, los refrigerantes, el medio ambiente y equipamientos de refrigeración existentes, que constituye la base teórica de esta investigación. Se realizará el cálculo y análisis de las cargas térmicas, la selección del equipamiento, la simulación y análisis exergéticos de estos sistemas mediante la aplicación del software *TK Solver*, para lograr mejoras de eficiencias en estos equipos la valoración y análisis económico de la propuesta de diseño en general. El proyecto de diseño, permitirá a la planta productora constar con las materias primas necesarias para mantener la producción estable, cumplir los planes producción con sus variedades, reducir los costos de producción, lograr mayor volumen de producción destinada a la exportación para el mercado interior - exterior y permitirá ahorros monetarios considerables anualmente y al ahorro de portadores energéticos.

Palabras claves: Refrigerantes; pulpas de frutas; cargas térmicas; eficiencia energética; análisis exergéticos; impacto ambiental.

Abstract

This research is intended to design a frigorific to UEB # 2 Plant Jagüey Grande. To do this work, I have done a bibliography search doing in general emphases in the topic related with the frigorific design to freeze fruits pulps, and Refrigeration and the energize efficiency. The new technologies, materials, the refrigerants, the environment we use, are the theory base of this investigation. We are going to calculation and analyze the charges termism, the equipment's selection valuation and the general economic design. The design Project allows the productive foot to have with the necessary garbage to keeps the production stable to full fill the plans. Reduce the production prize, to obtain a high production level to the international and our market. It allows us to reduce same important money yearly.

Key Works: Refrigerants, pulp fruits; charges termism; efficiency energetics; exergetic analysis; environmental impact.

Tabla de Contenido

Declaración de Autoridad y Nota Legal	i
Nota de aceptación	ii
Pensamiento.....	iii
Dedicatoria	iv
Agradecimientos.....	v
Resumen	vi
Abstract	vii
Tabla de Contenido	viii
Introducción.....	1
Capítulo 1. Análisis bibliográfico.....	3
1.1 Antecedentes de la refrigeración.	3
1.1.1 Conceptos o definiciones Básicas.	7
1.1.2 Condiciones climatológicas del lugar.....	8
1.1.3 Ubicación y Orientación.....	9
1.1.4 Condiciones de diseño del proyecto.	9
1.1.4.1 Tipo de producto.....	11
1.1.4.2 Temperatura entrada del producto.....	12

1.1.4.3 Flujo entrada del producto.....	12
1.1.4.4 Capacidad de almacenaje.	12
1.1.5 Métodos de cálculos de cargas térmicas.....	14
1.1.5.1 Cálculos de las cargas térmicas de refrigeración.....	15
1.1.5.2 Método para el cálculo de las cargas térmicas para frigoríficos.....	16
1.2 Métodos de obtención de frío.....	20
1.2.1 Principales componentes del ciclo de refrigeración por compresión de vapor.....	21
1.3 Gases refrigerantes.	30
1.3.1 Breve historia de la evolución de los refrigerantes.....	30
1.3.2 Características de los refrigerantes.....	31
1.3.3 Aplicaciones	33
1.3.4 Impacto medio ambiental de los Refrigerantes.....	33
1.3.5 Evaluación energética y exergética de los ciclos de refrigeración.....	35
1.3.6 Valoración económica de la selección.....	36
1.3.7 Conclusiones parciales del Capítulo.....	37
Capítulo 2 Materiales y Métodos.....	38
2.2.1 Caracterización de la UEB # 2 Planta Jagüey Grande.....	38
2.2.2 Materiales y Aislamientos.....	38

2.2.3 Metodología de cálculos de las cargas térmicas para frigoríficos.	44
2.2.4 Metodología para la evaluación energética y exergética.	67
2.2.5 Metodología para la evaluación económica de la inversión propuesta	74
2.2.6 Metodología para determinar el impacto Ambiental.	77
2.2.7 Conclusiones parciales del Capítulo.....	81
Capítulo 3: Análisis de los resultados.	83
3.3.1 Caracterización de la UEB # 2 Planta Jagüey Grande.....	83
3.3.2 Resultados de las cargas térmicas.....	83
3.3.3 Selección del equipamiento.	84
3.3.4 Simulación del ciclo de refrigeración.....	91
3.3.5 Resultados del cálculo exergético y termoeconómico.....	91
3.3.6 Valoración técnico económica y medio ambiental.....	92
3.3.7 Conclusiones parciales del capítulo.....	94
Recomendaciones.....	97
Bibliografía.....	98
Anexos.....	102

INTRODUCCIÓN.

La refrigeración en estos tiempos juega un papel decisivo en el conjunto de las instalaciones, económicas e industriales. Los avances en estos sectores adquieren una importancia cada vez mayor, pero la gran dependencia de la refrigeración para las industrias productoras de alimentos hace necesario la creación y el diseño de la infraestructura necesaria para mantener la calidad y la estabilidad productiva de la Industria, y ha obligado a la búsqueda de fuentes de energía amigables con el medio ambiente. Pues la necesidad de ampliar la vida de almacenamiento de los alimentos, después de su tratamiento o su recolección para su procesamiento industrial, ha fomentado el desarrollo de la industria frigorífica. Aunque la refrigeración se aplica a fines distintos de la conservación de los alimentos, su mayor aplicación está en la prevención o retraso de los cambios microbianos, fisiológicos y químicos de los alimentos. Incluso a temperaturas próximas al punto de congelación, los alimentos pueden deteriorarse por el crecimiento de microorganismos, por cambios ocasionados por la acción de enzimas o por reacciones químicas. El mantenimiento de los alimentos a bajas temperaturas reduce simplemente la velocidad a que se producen los cambios degenerativos.

Las tecnologías de refrigeración y congelamiento de alimentos son muy eficaces por ser tecnología limpia y por preservar significativamente la calidad sensorial y nutricional de los alimentos, además de poderse realizar con costos asumibles comercialmente.

La UEB # 2 Planta Jagüey Grande es una planta productora de jugos y néctares de diferentes tipos de pulpas de frutas, en diferentes formatos de envases de 200 mL, 500 mL, 1000 mL, para su comercialización en el mercado interno y para la exportación perteneciente a la Empresa Alimentos y Bebidas La Estancia. La planta productora presenta dificultades con el almacenamiento refrigerado de la materia prima que requiere para mantener la calidad, la capacidad y estabilidad productiva necesaria que le permita cumplir compromisos y planes productivos, además el arrendamiento de frigoríficos, neveras, y la transportación ha incrementado los costos de producción de la planta.

La industria se propone mantener el lugar que se ha ganado en el mercado y en el logro de esta meta, hay que continuar mejorando la eficiencia industrial, disminuir los gastos, mantener la producción estable y cumplir los planes productivos con un consiguiente aumento de la calidad y la diversificación de sus producciones.

Según lo anterior se plantea como problema científico:

¿Cómo lograr la capacidad frigorífica necesaria para dar respuesta al aumento de la materia prima destinada a la producción estable de la UEB # 2 Planta Jagüey Grande?

En cuanto a la solución de dicho problema se plantea la siguiente hipótesis:

Si existiera un frigorífico con la capacidad de almacenaje suficiente, a la necesitada por la planta productora de alimentos y bebidas La estancia, UEB # 2 Planta Jagüey Grande, se dispondría de mejor y mayor cantidad de materia prima de calidad cerca de la planta productora, se resolvería una de las debilidades relacionada con el almacenaje refrigerado, se estabilizaría la producción, contribuyendo a la disminución los costos de producción y se lograría cumplir con los planes de producción estable.

Donde se tiene como objetivo general:

El diseño de un frigorífico según las cargas térmicas requeridas por la planta UEB # 2 Jagüey Grande de la empresa Alimentos y Bebidas La Estancia SA.

Para ello se siguen los objetivos específicos:

Realizar el estado del arte de la temática que incluye la revisión bibliográfica actualizada sobre la temática.

Realizar el proyecto de refrigeración que incluye el análisis y cálculo de las cargas térmicas, la selección de los materiales y del equipamiento a instalar.

Realizar el análisis energético y exergéticos del equipamiento seleccionado.

Hacer la valoración económica y medio ambiental de la propuesta.

Capítulo 1. Análisis bibliográfico.

En el presente capítulo se realiza un análisis conceptual y bibliográfico sobre los diferentes términos que fundamentan las prácticas de la presente investigación, el diseño de un frigorífico, con el objetivo de describir las principales herramientas que apoyan el desarrollo de la investigación.

1.1 Antecedentes de la refrigeración.

La refrigeración: Es el proceso que consiste en bajar o mantener el nivel de calor de un cuerpo o un espacio, refrigerar es enfriar, es un proceso termodinámico en el que se extrae calor del objeto considerado (reduciendo su nivel térmico), y se lleva a otro lugar capaz de admitir esa energía térmica sin problemas o con muy pocos problemas. La refrigeración se puede obtener por métodos naturales o artificiales.

Refrigeración natural. Relacionada totalmente con el uso del hielo. Hacia el año 1.000 AC (ante Cristo), los chinos aprendieron que el uso del hielo mejoraba el sabor de las bebidas. Cortaban hielo en invierno y lo empacaban con paja y aserrín y lo vendían durante el verano,(Rivas, 2005). De China pasa a India para extenderse a Persia y por último a Grecia y Roma. El arte de la refrigeración basado en el hielo y la nieve natural es muy antiguo y se practicó mucho antes de construirse cualquier máquina térmica.

Refrigeración artificial. La primera instalación para congelar fue construida en Sidney Estados Unidos en 1861, en 1876 se usó por primera vez un barco frigorífico con enfriamiento artificial por máquinas para el traslado de alimentos. No es hasta mediados del pasado siglo en las que cobró auge el empleo de las máquinas artificiales para diferentes fines.

Hoy en día la producción de frío artificial tiene mucha importancia para la vida del hombre, pues resulta capaz de crearle condiciones agradables, tanto en su hogar como en su trabajo, posee además diferentes aplicaciones entre las que están:

- Conservación de alimentos.
- Climatización.
- Procesos industriales (químicos, metalúrgicos, construcción, etc.).
- Usos especiales (Laboratorios, farmacéuticos, médicos, superconductividad, etc.).

Conservación de los alimentos.

La conservación de las materias primas alimentarias implica todos los factores bióticos (microorganismos, animales, germinación vegetal, etc.) y los factores abióticos (luz, oxígeno, calor, irradiación, rayos ultravioletas (UV), etc.) que pueden deteriorar la calidad de la materia prima almacenada. El embalaje y las condiciones de almacenamiento de los alimentos son también esenciales.

Conservación por Frío de los alimentos.

El tratamiento por el frío permite ralentizar, incluso detener, la proliferación y la acción del microorganismo, permitiendo así conservar el alimento durante un periodo más o menos largo. Se ha demostrado que la temperatura de $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$ es un nivel adecuado y seguro para conservar los alimentos congelados. Los microorganismos no pueden crecer a esta temperatura y la acción de los enzimas es muy lenta.

Congelación de los alimentos.

En la industria de alimentos los productos congelados son cada vez más comunes, lo cual se debe a la necesidad o conveniencia de conservar los alimentos por mayor tiempo. Las técnicas de congelamientos son muy variadas y el método a usar depende del destino y/o de las características del alimento (Mohammad shafiur Rahman, 2007).

La temperatura de elección a nivel internacional es de $-18\text{ }^{\circ}\text{C} / 0\text{ }^{\circ}\text{F}$, ya que por debajo de ésta se estima que no es posible la proliferación de bacterias (significativamente), por lo que disminuye la posibilidad de alteración y se reducen los riesgos para la salud. Hay que destacar que, después de la refrigeración, la congelación es el tratamiento que menos modificaciones produce en los alimentos. De forma que después de la descongelación los alimentos son casi idénticos a los productos crudos empleados como materia prima.

La técnica consiste en bajar la temperatura del alimento y mantenerla debajo de la temperatura de fusión del helado ($0\text{ }^{\circ}\text{C}$), entre 0 y $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$. Si la velocidad de enfriamiento es rápida, se desarrollan poco la formación de cristales y los tejidos celulares son mantenidos intactos. Permitiendo consumir los alimentos varios años después del comienzo de su congelación si ésta es ininterrumpida (DON. J Cleland, 1998).

La congelación como medio de conservación produce generalmente un producto de alta calidad para el consumo, aunque dicha calidad depende finalmente tanto del proceso de congelación realizado como de las condiciones de almacenamiento del producto congelado,(Paul.R.Singh, 1998).La vida útil del producto está en función de la temperatura, ya que mientras más baja sea la temperatura de congelación, mayor será la vida útil del alimento del alimento, (Dennis R. Heldman, 1997); (Paul R. Singh, 2001);(E.Kostaropoulos, 2002).

Los requerimientos de refrigeración asociados con los procesos de congelación de alimentos, necesitan mantener niveles de temperatura por debajo de $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$, estos son factores que se deben tener en consideración para evaluar el costo de los procesos de preservación de alimentos por congelación, (Dennis R. Heldman, 1997);(Paul R. Singh, 2001);(E.Kostaropoulos, 2002).

En la congelación encontramos dos variables, la velocidad de congelación y el tiempo. La velocidad puede ser lenta y rápida. La velocidad rápida se realiza por medio de aire que circula de forma natural o ventiladores a una temperatura de $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $-29\text{ }^{\circ}\text{C}$, con un tiempo de 3 a 12 h. En la congelación rápida, el alimento es inmerso en el refrigerante o por corrientes de aire a través del producto a congelar. La velocidad está determinada por la resistencia a la transmisión del calor y a la diferencia de temperaturas entre el producto y el medio de enfriamiento.

Existen tres pasos a tener en cuenta para el cálculo de tiempo de congelación, los cuales son:

- Conocer la composición y conductividad térmica a temperatura final.
- Determinación de números adimensionales.
- Procedimiento *Cleland and Earle* para determinar el tiempo de congelación.

Las resistencias a la transmisión de calor dependen de factores como la velocidad del aire, el espesor y composición del producto, agitación y el grado de contacto entre el alimento y el medio de enfriamiento.

El proceso de congelación rápida no debería considerarse completo a menos que el centro térmico del producto haya alcanzado una temperatura de $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$ o más fría, después que se establezca la temperatura. El producto que sale del congelador debería trasladarse cuanto antes a una cámara frigorífica a fin de

minimizar su exposición a temperaturas cálidas y niveles elevados de humedad y para mantener el producto a una temperatura de $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$ o menor (Dominguez, 2007).

La Norma Cubana (NC) NC 114:2007: Establece en el almacenamiento y conservación que el producto congelado se almacenara en cámaras de mantenimiento de productos congelados que garanticen en el centro térmico una temperatura de $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$ y los frescos en cámaras que garanticen una temperatura de 0 a $5\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Centro térmico: Es el punto del producto en el que la temperatura es la más elevada en el proceso de congelación.

Tipos de congelación: La congelación se define como la aplicación intensa de frío capaz de detener los procesos bacteriológicos y enzimáticos que alteran los alimentos.

Por aire: Una corriente de aire frío extrae el calor del producto hasta que se consigue la temperatura final.

Por contacto: Una superficie fría en contacto con el producto que extrae el calor.

Criogénico (Enfriamiento a muy bajas temperaturas): Se utilizan fluidos criogénicos, nitrógeno o dióxido de carbono, que sustituyen al aire frío para conseguir el efecto congelador. Empleada para licuar algunos gases o para algunas investigaciones científicas.

Métodos de refrigeración: La refrigeración puede realizarse por dos métodos fundamentales:

Por acumulación de frío natural. Este consiste en obtener durante la época invernal grandes bloques de hielo, los cuales se deben conservar en almacenes especiales para este fin y luego emplearlo paulatinamente en el verano, fundamentalmente en la conservación de alimentos. Solo se puede emplear en países fríos.

Ciclos termodinámicos de calor. Se realizan en las llamadas máquinas frigoríficas, compuestos fundamentalmente por compresor, intercambiador de calor, máquina de expansión, estrangulador, etc.). Se necesita comúnmente de una sustancia refrigerante.

Las máquinas frigoríficas más difundidas, se pueden clasificar, según el sistema utilizado para la recogida de vapores, en la forma siguiente (Mario A. Alvares Guerra Plasencia, 2008):

- Por compresión de vapor. El enfriamiento se logra por la compresión de un vapor, es el más difundido en la actualidad y es el que se emplea en la refrigeración industrial y mayormente en la refrigeración doméstica.
- Por compresión de Gas. Es una máquina muy ligera que trabaja con aire, el enfriamiento se realiza mediante la expansión isoentrópica de un gas en una turbina, su mayor utilización está en la aeronáutica para su climatización.
- Por absorción. La refrigeración se produce por la estrangulación de un líquido, en este caso se consume energía térmica (Puede ser vapor de Agua, energía solar, energía eléctrica, etc.).
- Máquina de eyección: En la que los vapores son arrastrados por el efecto Venturi que genera el paso de otro fluido a gran velocidad.
- Sistemas basados en la expansión adiabática de un fluido gaseoso: En estos sistemas se consigue el enfriamiento del mismo mediante dos tipos de máquinas:
 - Para la producción de aire líquido (efecto Joule-Thompson)
 - Las máquinas refrigeradoras de aire, por expansión.

Sistemas basados en la elevación de la temperatura de un fluido frigorífero (Refrigerante): en estos sistemas se utiliza un fluido frigorífero (salmuera) que previamente se ha enfriado por algún tipo de procedimiento.

1.1.1 Conceptos o definiciones Básicas.

La NC 216: 2012: Establece los términos y definiciones utilizados en refrigeración y se extiende a las instalaciones y sus agregados. Dentro de los cuales tenemos:

Capacidad frigorífica: Cantidad de calor por unidad de tiempo que se requiere extraer del medio a enfriar, mediante un sistema de refrigeración. Término permisible: Potencia frigorífica.

Congelación de un producto: Proceso mediante el cual se congela el líquido que contiene un producto.

Sistema de refrigeración: Conjunto de máquinas, equipos, accesorios y piezas reunidos para obtener como resultado el efecto de refrigerar.

Temperatura de Bulbo Húmedo: Temperatura de equilibrio de evaporación del agua dentro del aire, cuando el calor latente de vaporización es suministrado por el calor sensible del aire.

Temperatura de Bulbo Seco: Temperatura medida por un termómetro ordinario (término usado solamente para distinguir del término de temperatura de bulbo húmedo).

Cámara de congelación: Cámara frigorífica utilizada para congelar o conservar productos congelados por debajo de 273 K.

Cámara de conservación: Cámara frigorífica utilizada para enfriar o conservar productos previamente enfriados, entre 273 y 290 K.

Antecámara: Las antecámaras frigoríficas cumplen funciones de recintos de tránsito, para la recepción de producto, despacho, o ambas, generalmente son requeridas para mantener una temperatura ambiente entre 0 °C y +10 °C.

Cámara frigorífica: Local térmicamente aislado, con la temperatura y la humedad relativa adecuada para enfriar, congelar o conservar los productos con las condiciones tecnológicas para la carga y la extracción de la mercancía de la forma más rápida y sencilla.

Frigorífico: Establecimiento para almacenar productos que requieren ser enfriados o congelados o que ya vienen con estas condiciones, con cámaras frigoríficas, zonas de carga y descarga y una instalación de refrigeración para lograr dichos objetivos.

Alimento conservado por el frío: Es aquel que, previamente refrigerado o congelado, ha sido envasado, en su caso, y sometido a un almacenamiento frigorífico en las condiciones adecuadas.

Por tanto, una vez realizadas las definiciones pertinentes, indicamos que nuestro proyecto estará formado por una antecámara (Tevap= -5 °C), más cámara de mantenimiento de productos congelados (Tevap= - 20 °C). El producto (llegará a -5 °C y se congelará hasta -20 °C, lo cual es lo recomendado para estos propósitos.

1.1.2 Condiciones climatológicas del lugar.

Las condiciones climatológicas del lugar se basan en un estudio realizado del clima del lugar, en cuanto a temperaturas y humedades, donde será construida la instalación de refrigeración a diseñar. Estas

condiciones se refieren específicamente a la temperatura ambiente, humedad relativa del lugar. Los datos fueron facilitados por la estación meteorológica provincial y municipal a la empresa.

- Temperatura exterior bulbo seco: 34,20 °C.
- Temperatura del terreno: 26,95 °C
- Humedad relativa :65 %

1.1.3 Ubicación y Orientación.

Según datos obtenidos de los estudios realizados por la estación meteorológica municipal y provincial la altitud promedio sobre el nivel del mar en Jagüey Grande oscila entre los 10 y 19 m. La posición geográfica es exactamente 22 °31'40" de LN y 81 ° 7' 40" de LW y se sitúa a 10 m de altura sobre el nivel del mar.

1.1.4 Condiciones de diseño del proyecto.

Las condiciones interiores de diseño: Son la temperatura interior de bulbo seco y la humedad relativa interior, especificadas para el cálculo de una carga de diseño.

Para la cámara de congelación

- Temperatura interior del bulbo seco (Tbs): -20 °C.
- Humedad relativa Interior (HR): 90 %.

Para la antecámara

- Temperatura interior del bulbo seco (Tbs): -5 °C.
- Humedad relativa Interior (HR): 90 %.

Es importante controlar el factor de la humedad relativa, debido a que un índice pequeño se ve reflejado directamente en una pérdida de peso del producto. Siempre que podamos elegir el índice de humedad relativa, es preferible un índice bajo, ya que los evaporadores aumentarán su producción frigorífica. La humedad relativa está basada en las presiones, las cuales son afectadas por las temperaturas, pueden ser calculadas empleando las densidades del aire, o usando los valores de presiones del vapor.

La humedad relativa de la cámara está influenciada por numerosos factores como:

- Características físicas y biológicas del producto.
- Tipo de embalaje.
- Tipo de control en el sistema de refrigeración.
- Diferencias de temperaturas en la cámara, tales como, temperatura de evaporación, temperatura media de la cámara, temperatura de entrada y salida del evaporador.
- Infiltraciones de vapor de agua.
- Duración de los ciclos de funcionamiento de la instalación.

Las condiciones exteriores de diseño: Son la temperatura exterior de bulbo seco y la humedad relativa exterior del ambiente donde se requiere calcular la carga de diseño.

Según los datos del clima de la localidad, la temperatura durante el año varía entre 17 y 34 °C, el promedio anual está fijado entre los 32 y 34,3 °C, obtenidos del estudio de la estación meteorológica municipal. Además, la humedad relativa promedio es de 85 °C y la velocidad del viento está entre los 0 y 15 Km/h.

Las condiciones exteriores para este proyecto según datos suministrados por la empresa serán:

- Temperatura exterior bulbo seco: 34,20 °C
- Temperatura del bulbo húmedo: 27,5 °C
- Humedad relativa: 85 %

Las condiciones específicas de la instalación: En cuanto a la iluminación, según el reglamento de seguridad para plantas e instalaciones frigoríficas y la norma cubana NC 453:2014, se consideran:

- Locales húmedos: las cámaras y antecámaras frigoríficas.

Por lo que los receptores de alumbrado estarán protegidos contra la caída vertical de agua.

Las condiciones mínimas de los espacios interiores.: La iluminación industrial abarca un amplio espectro de locales de trabajo y de tareas, desde pequeños talleres a enormes naves industriales, y desde tareas que exigen una gran precisión a trabajos industriales pesados. La calidad de la luz ha de ser siempre suficiente

para garantizar un rendimiento visual adecuado a la tarea en cuestión. El rendimiento visual de una persona depende de la calidad de la luz y de sus propias “capacidades visuales”.

La iluminación de los lugares de trabajo deberá permitir que:

Los trabajadores dispongan de condiciones de visibilidad adecuadas para poder circular por los mismos y desarrollar en ellos sus actividades sin riesgo para su seguridad y salud.

Debe permitir las operaciones de manipulación del producto en condiciones de seguridad ,125 Lux, amentando a 250 en zonas de distribución.

El nivel de iluminación de una instalación nueva como la que se proyecta, deberá ser entre un 20 y 40 % mayor al indicado en las tablas normadas internacionalmente.

Según las Normas IRAM - AADL J20-06, realiza la siguiente clasificación:

- Visión ocasional, solamente 100 Lux, para permitir movimientos seguros en circulación.
- Tareas intermitentes ordinarias o fáciles, con contraste fuerte, entre 100 y 300 Lux, trabajos toscos intermitentes y mecánicos, inspección general y contada de stock.
- Tareas moderadamente críticas y prolongadas con detalles medianos, 300 a 750 Lux, trabajos medianos mecánicos y manuales, inspección y montaje, trabajos comunes de oficina.

Existen en los catálogos tablas, donde se muestran los niveles mínimos de luz recomendadas para las actividades, siendo los siguientes valores (Em; UGR; Ra), los recomendados para las instalaciones, donde:

- Nivel medio de iluminación mantenido sobre el área de trabajo (Em), en Lux [lx].
- Índice unificado de deslumbramiento (UGR) ("*Unified Glare Rating*"), [*Lumen/m²*].
- Índice de rendimiento en color de las fuentes de luz (Ra), (suministrado por el fabricante). El valor máximo de Ra es de 100.

1.1.4.1 Tipo de producto.

Los productos a congelar son las pulpas o puré de frutas, según las normas establecidas para diferentes periodos de almacenamiento. La NC 453:2014, se refiere al proceso de congelación y condiciones de

almacenamiento de los alimentos congelados, donde especifica que los alimentos cocinados congelados deberán conservarse a una temperatura igual o inferior a $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Pulpas de Frutas: Es el producto de consistencia viscosa, obtenidas de frutas con adecuado grado de madurez al que se le añade ácido cítrico o tartárico para regular la medida de acidez o alcalinidad de una disolución (pH) en caso necesario y es tratado térmicamente para su conservación, envasados en envases que garanticen su calidad e inocuidad.(Norma cubana ramal NRIAL 013:2009). La NC 903:2012 especifica las diferentes definiciones del producto, en pulpa de fruta, pulpa concentrada de fruta, pulpa de fruta extraída con agua. Según las fichas técnicas de las pulpas, éstas se almacenan en condiciones de congelación a $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$, un año sin interrupción de la cadena de frío.

1.1.4.2 Temperatura entrada del producto.

La temperatura de entrada del producto a la antecámara no debe ser mayor a $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$, y para el recinto refrigerado será de $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$.

1.1.4.3 Flujo entrada del producto.

El flujo de entrada del producto estará en dependencia de la capacidad de almacenaje y el ciclo de rotación establecido para el producto en el frigorífico. Una duración excesiva produce un sobreconsumo de energía, por lo que la duración de almacenamiento debe reducirse lo más posible. La relación tiempo – temperatura es primordial. Se trata de entregar el “frío” al momento indicado, a la temperatura correcta y por la duración adecuada (Mexico, 2015).

En este caso, el porcentaje de entrada diaria del producto está en el 10 %.Según la literatura el factor movimiento diario de la mercancía ($K\% = 1,00$),(Zanotti, 2015), en las bases de cálculo se estima un movimiento diario de la mercancía del 10 %, y en función de la densidad de carga, podemos estimar un valor (en porcentaje) de la rotación real del producto y así obtener su factor correspondiente.

1.1.4.4 Capacidad de almacenaje.

El almacén refrigerado propuesto será diseñado para albergar pulpas de frutas. Donde la capacidad de almacenaje de la cámara deberá ser aproximadamente para 550 Tn (550000 kg) de productos de pulpas de

frutas, según el ciclo de rotación, producción estimada y necesidad de la empresa. Esta capacidad de almacenaje estará en función del total de pallets ubicados hasta 4 niveles.

Las NC 903:2012, NC-ISO 780:2006 y la NC 475:2006, plantean los requisitos de embalajes, almacenamiento y conservación del producto. El producto se almacenará sobre paletas, a temperatura ambiente, congelado o refrigerado.

Normalmente se utilizan cuartos fríos o cavas que mantienen su temperatura con circulación de aire frío. Este último se enfría con sistemas de refrigeración mecánica que utilizan ventiladores para mantener un buen flujo de aire (Alzate, 2003).

Los embalajes de los alimentos congelados deben de soportar una temperatura baja y cumplir con exigencias de embalajes para alimentos, además deben de ajustarse a otras consideraciones técnicas. La altura de los pallets se considerará de 1,15 m (Pallets de 1200 × 1200 mm).

La cámara de pulpas (-20 °C) será de aproximadamente 360 m², la antecámara de 72 m² y la sala de máquinas ocupará un área de 15,99 m².

Los parámetros a considerar para el almacenamiento incluyen:

- Volumen bruto de la cámara (m³)
- Volumen útil (m³)
- Capacidad de almacenamiento (kg), función de la densidad del producto.
- Coeficiente de ocupación.
- Densidad de almacenamiento (200 kg/m³), f (altura) y la carga sobre el suelo.
- Distancia entre paquetes, movilidad en la cámara y flujo del aire, sistema de movilidad de las cargas.

Datos generales suministrados por la empresa

- Área destinada de ocupación del terreno de 540,80 m²
- Área total propuesta de la edificación 517,56 m²
- Cantidad total de pallets 472 unidades

- Cantidad total de tanques 1888 unidades

1.1.5 Métodos de cálculos de cargas térmicas.

En la actualidad, existen diferentes métodos de cálculos desarrollados por *ASHRAE* de las cargas térmicas donde la complejidad depende de si es para calefacción o refrigeración, y donde intervienen un gran número de variables como:

- La localización geográfica.
- Tamaño, geometría, materiales y uso de la instalación.
- Época del año.
- Condiciones climáticas de la región.

En estos se tienen en cuenta diferentes conceptos como el de las cargas térmicas y el consumo energético, entre los diferentes métodos se destacan los:

- Método de carga instantáneas: No tiene en cuenta la acumulación de calor y es empleado para la determinación de la carga térmica de un local.
- Método de E20 de Carrier: Es simplificado, por utilizar un factor "U" para calcular la carga de enfriamiento para techos y paredes, presentando resultados equivalentes, las cargas calculadas son en condiciones de referencia estándar, presenta corrección de la carga para situaciones concretas e intervienen factores de acumulación de calor.
- Método ASHRAE: Este método es similar al método E20, pero ya en este se definen diferencias de temperatura para cargas de refrigeración (CLTD) y factores de cargas (CLF).
- Método de funciones de transferencia (TFM): Tiene como fundamento, estimar las cargas de enfriamiento hora por hora, predecir las condiciones del espacio para varios sistemas, establecer programas de control y programas de operación. Aplicado para el cálculo de flujo unidimensional de transferencia de calor en paredes y techos soleados.
- Método del balance térmico (HB): Este método es un modelo muy real, de mucha precisión tiene en cuenta el balance de energía en todos los elementos y los mecanismos de calor y acumulación.

- Método de Radiación en serie (RTS): Se utiliza más para cálculo de cargas térmicas de enfriamiento, desarrollado por ASHRAE, de gran exactitud, para aplicarse al diseño ingenieril con gran capacidad.

También existen diferentes métodos computacionales desarrollados por diferentes fabricantes como Danfoss, Tecnoblock, Pecomark, Carrier, que nos permiten realizar los cálculos de las cargas térmicas con mayor precisión y rapidez. En la actualidad *ASHRAE*, recomienda la utilización de los métodos HB y RTS para el cálculo de cargas de enfriamiento en las edificaciones no habitacionales.

1.1.5.1 Cálculos de las cargas térmicas de refrigeración.

El cálculo de la carga térmica es dividido en las siguientes fuentes de calor para un periodo de 24 h, Carga por Transmisión, Carga por cambio de aire, Carga Miscelánea y Carga del producto. En la carga del producto, siempre que un producto tenga una temperatura más alta y sea colocado en una cámara de refrigeración o congelación, el producto perderá su calor hasta que este alcance la temperatura de almacenamiento y se tiene en cuenta:

- Calor específico
- Calor Latente
- Respiración (Solo para frutas y verduras)
- Tiempo de Abatimiento.

El primer paso para asegurar la selección adecuada del equipamiento de refrigeración del proyecto, incluye lo siguiente:

- Temperaturas ambientes de diseño: Se tiene en cuenta el ambiente de los alrededores de la cámara, y el de los alrededores de la unidad condensadora el cual afectara la selección del equipo.
- Temperatura de almacenamiento y requerimientos de humedad: Tienen en cuenta los tipos y características de los productos a enfriar.
- Dimensiones, aislamiento, tipo de construcción y orientación.

Clasificación de las cargas térmicas: Donde se deben tener en cuenta todas las contribuciones:

- Cargas térmicas sensibles: Cuando hay variación de temperatura del bulbo seco.
- Ganancia o pérdida de calor.
- Cargas térmicas latentes: Debida a cambios de cantidad de vapor de agua en el aire.
- Ganancia o pérdida de humedad (vapor de agua).
- Cargas Térmicas de transmisión: Es la carga sensible transmitida a través de los cerramientos de un local. Sensible y latente.
- Cargas térmicas de ventilación: Es la debida a la renovación del aire del interior. Sensible y latente.
- Carga térmica de infiltraciones: Es la debida al aire que entra a través de los intersticios del local. Sensible y latente. Perdidas por ventilación.
- Cargas térmicas de radiación: Es la carga sensible debida al paso de la radiación solar a través de las superficies: Depende de la posición solar, orientación, transmitancia de los materiales, etc. Ganancia de radiación.
- Cargas térmicas internas: Debido a: máquinas, iluminación y equipos. Presencia de personas. Afecta el grado de ocupación. Pueden ser cargas térmicas sensibles y latentes y se consideran ganancias instantáneas.

1.1.5.2 Método para el cálculo de las cargas térmicas para frigoríficos.

Los frigoríficos se clasifican según su capacidad, construcción, utilización y diseño, estos constan de cámaras de conservación y de cámaras de congelación, los cuales deben contar con, la descripción técnica, planos, listados de materiales, también recoge de las diferentes especialidades entre otros los aspectos siguientes como:

- Cálculos de la capacidad de las cámaras, así como la planificación tecnológica del frigorífico.
- Selección y cálculo del aislamiento térmico y la barrera antivapor para evitar la penetración de humedad.
- Cálculo de las cargas térmicas.
- Presupuesto de construcción y montaje del frigorífico.

Según la capacidad, la cual está dada sobre la base del volumen útil promedio en cada cámara de frigorífico, se clasifican en tres tipos:

- Frigoríficos pequeños hasta 1000 m³
- Frigoríficos medianos desde 1001 a 16,000 m³
- Frigoríficos grandes, más de 16,000 m³

Por su construcción, existen varias clasificaciones, pero la más moderna, son los llamados frigoríficos panelizados de estructura metálica con fachada de paneles aislados (Hernández F, M 1995).

Cámara frigorífica: Para la construcción de estas instalaciones existen, diferentes requisitos (condiciones de los establecimientos y de material), métodos, formas y materiales de construcción. Los suelos de las cámaras frigoríficas se construyen con una capa de aislamiento térmico para reducir parte del calor que por conducción atraviesa el suelo hacia el interior de la cámara, enfriando el subsuelo.

Teniendo en cuenta, que según *la American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers (ASHRAE)*, para el cálculo de la carga térmica para cámaras de almacenamiento de alimentos son considerados los siguientes factores para el cálculo de las cargas térmicas:

Ganancias de calor por los siguientes conceptos:

- A través de los elementos constructivos.
- De los productos durante su tratamiento térmico.
- Del aire exterior por ventilación en las cámaras.
- De las distintas fuentes durante su explotación.
- De los productos por la respiración, esta tiene lugar solamente en el caso del enfriamiento y conservación de frutas y vegetales.

Primeramente, se debe realizar la:

1-Determinación del espesor del aislamiento. Tiene el objetivo de realizar un cálculo estimado para tener un orden de magnitud del ahorro con esta medida.

Para simplificar el cálculo, se considera las siguientes hipótesis:

- Las temperaturas exteriores e interiores son constantes durante todo el año.
- Las paredes, el techo y el piso contienen, el mismo aislante del mismo espesor.

Se requiere además tener los datos siguientes:

- Dimensiones de la cámara (largo, ancho y alto)
- Temperatura interior de la cámara y temperatura exterior.
- Espesor inicial del aislante.
- COP global promedio del sistema (en caso de que no se tenga acceso a este dato, se considerará un valor de 2.5).
- La conductividad térmica (λ) del aislante (en caso de no conocer este valor, se tomará como referencia 0.028 W/m. K).
- Costo promedio del kWh eléctrico.

2-Ganancia de calor a través de los elementos constructivos:

- La ganancia a través de las paredes, tabiques, cubiertas o techos, sin sol.
- Ganancia de calor a través de las paredes y techos soleados.
- Ganancia de calor a través del piso.

3-Ganancia de calor debido a los productos y su embalaje:

- Ganancia de calor de los productos durante su tratamiento térmico.
- Ganancia por el embalaje del producto.
- Ganancia de calor por la ventilación de la cámara.
- Ganancia de calor durante la explotación.

Esta última se refiere a la iluminación en las cámaras, presencia de personas, trabajo de los motores eléctricos, aperturas de las puertas. Es por ello que el cálculo se efectúa por separado para cada concepto.

En los productos se tiene en cuenta los calores específicos antes de congelar y el calor latente de congelación, también se tiene en cuenta los calores específicos de los diferentes tipos de embalajes.

En el caso específico de la ganancia por la apertura de las puertas, esta se realiza, para una velocidad promedio del viento de 12 km/h, (3 m/s.), por infiltración por la puerta. Debido a la necesidad de abrir con

cierta periodicidad las puertas de las cámaras se produce una ganancia de calor, la cual puede ser aminorada mediante cortinas especiales, u otros dispositivos.

La iluminación representa una carga térmica interna dado que emite calor. Reducir las cargas de iluminación es un doble ahorro energético, se reduce el consumo eléctrico del sistema de iluminación y se reduce el consumo del sistema de refrigeración que tiene que compensar el calor emitido.

La ganancia de calor específica (Be), en caso de que las cámaras calculadas posean una altura mayor de 6 m, el valor de la ganancia debe variarse proporcionalmente a la altura. A mayor altura se incrementa la ganancia de calor específica. La ganancia de calor total durante la operación se obtiene como la suma de las ganancias por los distintos conceptos que se han mencionados.

El requerimiento total de refrigeración, Q_{total} (W), puede establecerse como la sumatoria:

- Carga térmica (Q_p), con unidad de medida en Watt (W), a eliminar procedente del calor sensible, del calor latente de solidificación, de las reacciones químicas del embalaje y del calor absorbido para la congelación del agua de los alimentos o productos que se desea refrigerar.
- Flujos de calor (Q_f) en Watt (W), a través de los cerramientos de la cámara por transmisión de paredes, suelo y techo, la refrigeración para el aire exterior que se introduce, la ventilación, las cargas térmicas debidas a ventiladores, iluminación eléctrica, personas que manipulan los productos.

Como el calor generado en las 24 h de un día se ha de extraer en un número de horas menor, en las horas de funcionamiento diario, la potencia frigorífica de la maquinaria (Q_0) habrá de ser superior a la potencia Q_{total} (W), calculada para extraer en las 24 h.

Para determinar la capacidad del compresor deben ser considerados el tiempo de trabajo del equipamiento y las ganancias térmicas en los aparatos y tuberías de la instalación frigorífica, provocados por la diferencia de temperaturas entre el aire circundante y el refrigerante. La capacidad requerida de los compresores para cada temperatura de ebullición se determina por separado por diferentes ecuaciones establecidas para esos cálculos.

1.2 Métodos de obtención de frío.

Actualmente los métodos empleados para la obtención y producción de frío con aplicaciones industriales se basan en dos sistemas de refrigeración mecánica:

- El ciclo de refrigeración por compresión del vapor.
- El ciclo de refrigeración por absorción de vapores.

La producción de frío se puede realizar por las siguientes vías:

1-Enfriamiento por evaporación: El más utilizado, se basa en el principio de que un líquido al evaporarse absorbe el calor latente de evaporación, extrayendo calor del medio que lo rodea y por consecuencia enfriándolo. Se utilizan en la práctica tres métodos principales:

Compresión-licuefacción: Utiliza un compresor mecánico para elevar la presión de un fluido gaseoso especial que funciona como refrigerante, confinado a un sistema cerrado herméticamente. El fluido comprimido se hace circular por un conducto serpenteante llamado condensador, dotado de aletas donde se enfría y condensa como líquido.

Por absorción: Reservado universalmente a grandes instalaciones comerciales. Fundamenta su uso en el hecho de que algunas sustancias conocidas como absorbentes, tienen gran avidez por absorber vapores de otras, que funcionan como refrigerantes.

Por adsorción: Considerado recientemente como una alternativa práctica para la utilización de fuentes renovables de energía en la producción de frío, existen prototipos en uso en diferentes países, utilizando la energía solar diurna, para producir agua fría durante la noche.

2-Enfriamiento por termopares: Utilizado para pequeñas neveras, se basa en la utilización del enfriamiento que se produce en uno de los extremos del termopar, sometido a la circulación de corriente eléctrica continúa.

3-Enfriamiento por disolución: Solo se utiliza para situaciones especiales donde no se puede acudir a la refrigeración convencional.

Los sistemas de refrigeración por compresión de vapor prevalecen ante otros a la hora de diseñar sistemas de refrigeración debido a sus características de trabajo, ya que permiten obtener temperaturas muy bajas con un equipamiento muy compacto, haciéndose extensivos a la mayoría de las aplicaciones de frío. Sin embargo, la principal desventaja que presentan estos sistemas es su alto consumo de energía eléctrica.

Además, los sistemas con refrigeración por absorción, se basa en la capacidad que tienen algunas sustancias, tales como el agua y algunas sales (bromuro de litio), para absorber, en fase líquida, vapores de otras sustancias tales como el amoniaco y el agua respectivamente, consumen mucho menos energía que los sistemas por compresión de vapor, pues utilizan potencial térmico excedente de sistemas térmicos. Pero los métodos de refrigeración por absorción poseen coeficientes de funcionamiento muy bajos, lo que hace necesario la destinación de grandes áreas de intercambio de calor, lo que conlleva a que estos sistemas requieran de mucho espacio para su operación.

1.2.1 Principales componentes del ciclo de refrigeración por compresión de vapor.

Estos sistemas además de los componentes principales (compresor, evaporador, condensador y válvula de expansión) están formados por aparatos auxiliares, accesorios, instrumentos de medición y control. Estos dispositivos ayudan a mejorar el funcionamiento y rendimiento de todo el sistema de refrigeración.

Las variantes típicas de estos sistemas son:

- Compresión en una etapa.
- Compresión en varias etapas.
- Sistema de expansión directa.
- Sistema inundado.
- Empleo de refrigerantes secundarios (expansión indirecta).
- Recirculación de refrigerante líquido.

El sistema de una etapa, es el sistema de refrigeración más ampliamente utilizado debido a su simplicidad y versatilidad. Su particularidad, consiste en que, por lo general para lograr bajas temperaturas capaces de absorber grandes cargas térmicas, debe alcanzar elevadas relaciones de compresión.

El sistema de doble etapas, permite, mediante un compresor de doble etapa, alcanzar elevadas relaciones de compresión y, por lo tanto, menores temperaturas con capacidad de absorber mayor carga térmica. Sistema propio en cámaras de congelado de alta eficiencia energética,(Wikipedia.org, 2011).

Compresores, Tipos, Características y Selección.

El compresor es el componente más costoso y el que consume más del 80 % de la energía eléctrica del sistema de refrigeración, entre sus funciones, la de reducir la presión en el evaporador hasta que el líquido refrigerante evapora a la temperatura fijada y mantiene esta presión retirando los vapores y elevando la temperatura del medio condensado.

Los tipos más comunes utilizados en la refrigeración son:

a) Alternativos b) De tornillo o helicoidales c) Rotativos d) Centrífugos

Compresor a pistón (alternativo). Se emplean al igual que los de espiral en la climatización para pequeñas máquinas y alternativos de tornillo y centrífugos para máquinas de mayor tamaño. Los alternativos son de potencia desde 5 a 800 KW. También se clasifican por el número de etapas de una a dos etapas.

Compresor *Scroll* o espiral. Son compresores que han alcanzado un desarrollo en el mercado y ha ido aumentando su empleo debido a su confiabilidad, alta eficiencia y bajo nivel de ruido. Los Scroll son de potencia desde 5 a 40 KW.

Compresor rotativo de tornillo (*screw*). Sus aplicaciones principales son en equipos de gran tamaño principalmente en chillers y requieren de un cuidadoso mantenimiento. Son de potencia desde 100 a 1000 kW (máxima 4000 kW) y se utilizan en instalaciones industriales con presiones desde 15 a 20 kg/cm².

Para garantizar un buen funcionamiento y una larga duración de servicio de los compresores deben ser respetadas todas las consideraciones y campos de aplicación especificados del mismo en los catálogos. Es de vital importancia a la hora de seleccionar el compresor tener siempre presente factores como: Temperatura de evaporización, Temperatura de condensación, Temperatura de los gases de aspiración y el tipo de refrescamiento, etc.

De acuerdo con la ubicación entre el compresor y el motor eléctrico que lo acciona, los compresores pueden ser clasificados como:

Herméticos: Destinados fundamentalmente a la refrigeración doméstica y a la climatización. Este tipo de compresor solo puede ser sustituido, no es reparable.

Semiherméticos: Su principal ventaja es que son reparables, se construyen en monobloques en las que vienen integrados ambos dispositivos. Se emplean en aquellas aplicaciones de servicios extra pesados donde las expectativas de mantenimiento frecuentes son inevitables. Son compresores que toleran más variables de aplicación, porque son asociados con dispositivos de expansión regulables (Válvulas Expansión).

Abiertos: Se utilizan en fábricas antiguas de producción de hielo fundamentalmente, constituyen por tanto los modelos más antiguos.

Todos los compresores se distinguen por las mismas características especialmente destacables: comodidad de marcha sobresaliente, eficacia y fiabilidad al máximo nivel de calidad, facilidad de servicio, especialmente fácil de manejar mediante indicadores de control a través de la técnica de diodos luminosos apropiados para refrigerantes convencionales o exentos de cloro.

Selección de los compresores: La selección del compresor más adecuado a las necesidades de un proyecto, se efectúa mediante las curvas características suministradas por el fabricante. En ellas se indica, para cada par de presión de condensación y evaporación, la capacidad frigorífica y la potencia eléctrica consumida por cada modelo de compresor que utiliza un fluido frigorígeno determinado y en base a unos valores de recalentamiento y subenfriamiento que varían de unos catálogos a otros. Para instalaciones a baja temperatura donde no es posible establecer un ciclo de descongelación automática, se toma como norma la selección a base de un trabajo de 18 a 20 h diarias.

Desde el punto de vista termodinámico las características más importantes:

Son el rendimiento volumétrico y la potencia consumida, muy ligadas a las presiones de aspiración y de descarga.

También se seleccionan de acuerdo a los datos de catálogos, por las condiciones del ciclo dadas por la temperatura deseada del fluido a enfriar y por la temperatura de diseño exterior del aire o la temperatura del aire y conociendo la capacidad frigorífica del compresor para unas condiciones dadas.

Existen catálogos, donde se pueden seleccionar los compresores, teniendo en cuenta:

- Las etapas del compresor, campo de aplicación, alta (H), media (M) y baja temperatura (L).
- El tipo de refrigerante y los datos de potencia frigorífica (w) y potencia absorbida (kW).
- La temperatura de evaporación (°C) y la temperatura de condensación (°C), catálogos (Etter Wolfgang, 2010), (Frigopack, 2019) y (*Fritermia*, 2017).

Por lo general los compresores se seleccionan, teniendo en cuenta diferentes datos. La información proporcionada en los catálogos de los fabricantes está realizada bajo determinadas condiciones normalizadas por *ASHRAE* y *CECOMAF*.

(*ASHRAE: American Society of Heating, 1981*), (*ASHRAE: American Society of Heating, 1990*) ha venido estableciendo desde el año 1953 las condiciones de ensayo para la evaluación de compresores que se han mantenido hasta nuestros días y es utilizada por la mayoría de los fabricantes de compresores.

CECOMAF : (*Air- Conditioning and Refrigeration Equipment Manufactures*), es el organismo europeo que establece las condiciones de ensayo para la evaluación de equipos como los compresores. La diferencia entre ambas condiciones de ensayo es, que en el caso *CECOMAF* no hay subenfriamiento de líquido.

Existen además diferentes programas informáticos, que nos permiten y facilitan realizar la selección del compresor y otros componentes del sistema. También en los catálogos de los distribuidores de maquinarias y accesorios para instalaciones frigoríficas, aparecen datos adicionales como el precio de los elementos del compresor.

Evaporadores, Tipos, Características y Selección.

El evaporador: Enfrian el aire de un recinto aislado, el aire a su vez enfría al producto. Generalmente, se construyen a partir de materiales con una buena conductividad térmica: en aluminio, acero (para

evaporadores de gran tamaño y con amoníaco como refrigerante), cobre (para enfriamiento de líquidos en evaporadores más pequeños) o latón.

Tipos de evaporadores existentes actualmente:

- Evaporadores y Aero evaporadores cúbicos: Diseñados para las diferentes aplicaciones como cámaras frigoríficas para la conservación de productos frescos y delicados, para la conservación de productos congelados, cámaras de bajas temperaturas y túneles de congelación. Pueden ser de usos comerciales e industriales.
- Evaporadores murales: Ideales para cámaras industriales y especialmente para túneles de congelación.
- Evaporadores de Plafón: Estos pueden ser de flujo normal o flujo doble diseñados para las diferentes aplicaciones como cámaras de conservación de productos congelados y túneles de congelación.
- Evaporadores centrífugos: Diseñados para cámaras frigoríficas y salas de trabajo con temperaturas positivas.
- Evaporadores estáticos: Diseñados para diferentes aplicaciones como, cámaras frigoríficas de 0 °C a -10 °C para la conservación de géneros frescos o delicados.
- Evaporadores de agua: Diseñadas para las aplicaciones en instalaciones de enfriamiento del agua (aire acondicionado), de cámaras frigoríficas, túneles de pre enfriamiento, túneles de congelación.

Para la instalación de estos se recomiendan las distancias mínimas requeridas entre la pared y el evaporador. Además, la colocación del evaporador se hará de tal manera que se obtenga la mejor distribución y circulación del aire en el interior de la cámara.

En dependencia de la especie del medio refrigerante se dividen en:

- Evaporadores para la extracción de calor de los líquidos (tubulares sumergidos y tubulares con ebullición dentro de los tubos, panel, rocío y placas).
- Evaporadores para la extracción del calor del aire.
- Evaporadores para la extracción del calor de sólidos.
- Tubulares con ebullición dentro de los tubos: Se emplean en instalaciones de mediana capacidad

destinada a enfriar agua.

- Evaporadores de Panel: El uso aporta un efecto económico esencial, junto con la disminución total del peso en un 25 a un 30 % en comparación con los aparatos de tubos verticales. Se reduce el gasto 5 a 6 veces de tubos. Disminuye la capacidad del aparato, respecto al cuerpo de trabajo y disminuye la capacidad de los depósitos.

Selección del evaporador

Se seleccionan teniendo en cuenta el campo de aplicación a partir de los datos de temperatura, también debemos tener en cuenta las condiciones en las que trabajara como, la carga térmica de la cámara, temperatura de evaporación del refrigerante, potencia frigorífica necesaria y la humedad relativa según necesidades.

Condensadores, Tipos, Características y Selección.

Los condensadores se sitúan donde circule bastante aire exterior, para un adecuado acceso y flujo de aire, todos los lados de la unidad deben de estar a una distancia mínima igual al largo de la unidad (L) desde cualquier pared u obstrucción o también esta distancia se puede incrementar tanto como sea posible.

Se clasifican según su forma de disipar el calor y del medio utilizado.

- Condensadores refrigerados por aire (Ceden calor del refrigerante al aire exterior).
- Condensadores refrigerados por agua (De construcción diferente a la anterior, pueden ser de doble tubo a contracorriente, multitubulares y de inmersión).

Tipos de condensadores más comunes.

Condensador horizontal: Compuesto de envoltura cerrada por sus extremos en las chapas tubulares en las cuales van abocados los tubos. El vapor de refrigerante se dirige a la envoltura por la parte superior, el condensado se evacua por la parte inferior, son muy utilizados en sistemas que utilicen el amoniaco como refrigerante.

Condensador vertical: Los tubos son de acero, las ventajas de estos están en el escurrimiento libre del condensado y del aceite de engrase arrastrado al condensador por el vapor. La facilidad relativa de la

limpieza de los tubos de las incrustaciones. Y la última ventaja es su capacidad, se emplea en máquinas frigoríficas de alta productividad. El flujo térmico específico es $q_f = 4500 \text{ W/m}^2$ para una diferencia térmica terminar media entre 0 y 5 °C

Condensador de evaporación: Es la unión del principio de trabajo de la torre de enfriamiento y el condensador de aire su flujo térmico es $q_f = 4500 \text{ W/m}^2$; además temperatura máxima (T_m) = 8 a 10 °C.

Condensador de circulación aire forzado: Se usa donde el agua es escasa, en máquinas de cualquier productividad. Se utilizan en sistema de capacidad frigorífica de menos de 1 500 kW.

Condensador con circulación de aire natural: Muy frecuentes en refrigeradores domésticos. La corriente de aire por convección que se forma transporta el calor.

De inmersión: Es el condensador de agua más antiguo y, por ello, cada vez se emplean en menos instalaciones, siendo desbancado por otros de mayor rendimiento.

Selección del condensador:

Existen aplicaciones informáticas desarrolladas por las casas productoras, para la selección del condensador, donde solo es necesario introducir los datos de temperatura de trabajo o potencia frigorífica, también se tendrá en cuenta en función de la potencia, tipo de condensador, fluido frigorífico, temperatura de condensación, humedad relativa del aire según *Ashrae*, el precio u otros factores.

Entre los factores a tener en cuenta esta, el factor calor compresión (F_c), el factor refrigerante (F_r) y el factor de altitud (F_a). Donde la capacidad nominal del condensador debe ser superior a la del evaporador ya que el efecto calor que tiene el compresor sobre el fluido (alta presión y temperatura) debe ser rechazado en el condensador.

La potencia de condensación viene dada en las tablas de selección del compresor. Las condiciones de entrada del aire corresponden a las condiciones exteriores de diseño.

Válvulas de expansión, Tipos, Características y Selección.

Estos dispositivos son un componente importante en los sistemas de refrigeración y tienen la función de:

- Regular el caudal del refrigerante al mantener una diferencia constante entre la temperatura de evaporación del refrigerante y la temperatura del gas refrigerante a la salida del evaporador. Esta diferencia de temperatura, generalmente de 6 a 8 K, se llama “sobrecalentamiento al evaporador”.
- Regular la alimentación de líquido en la proporción exacta a la capacidad de evaporación del evaporador.

Es un componente muy sensible y de gran impacto en la eficiencia del sistema de refrigeración por la tarea que realiza. Donde el comportamiento eficiente de la válvula de expansión tiene un peso importante en la eficiencia energética del sistema de refrigeración.

Tipos de Válvulas de Expansión

Válvula de expansión electrónica: Permite un reglaje más preciso del evaporador, por lo tanto, el sobrecalentamiento será menor. Se utilizan cuando en el sistema se necesitan realizar funciones complejas. Es más usada para aplicaciones que tengan una carga del evaporador moderadamente constante.

Válvula de expansión presostática: Mantiene la presión de evaporación constante, independientemente de la carga la cual trabaja. Es decir que se utiliza la totalidad de la superficie del evaporador una vez alcanzado el régimen estable de funcionamiento, solamente se emplea esta tecnología en las instalaciones cuya carga varía muy poco.

Válvula de expansión termostática (VET): Estas regulan la inyección de líquido refrigerante en los evaporadores de expansión directa según la temperatura. La inyección se controla en función del recalentamiento del refrigerante, que es la diferencia entre la temperatura del vapor de refrigerante y su temperatura de saturación. Tienen una amplia gama de temperatura de -60 a +50 °C y se pueden utilizar en equipos de congelación, refrigeración y aire acondicionado.

Selección de las válvulas de expansión (VE)

Para la selección se utilizan los catálogos de capacidad que facilitan los fabricantes, como *Danfoss* y *Sporlan*. Donde se deben tener en cuenta dos factores básicos:

- Capacidad de refrigeración del sistema: Es necesario partir de la capacidad de refrigeración que

tiene que asegurar el sistema frigorífico.

- Capacidad de refrigeración nominal: Es la capacidad de refrigeración que tiene que asegurar el sistema frigorífico y el tipo de refrigerante, realizamos la selección utilizando las tablas de capacidades de las válvulas de expansión.

También teniendo en cuenta el factor de corrección por temperatura, estas están diseñadas para garantizar una capacidad frigorífica para una caída de presión que está en función de la temperatura de evaporación y del tipo de refrigerante.

Datos necesarios para seleccionar la válvula de expansión en los catálogos:

- Capacidad máxima del evaporador en (kW o ton).
- Tipo de refrigerante en el sistema.
- Temperatura de evaporación (T_{evap}) en ($^{\circ}\text{C}$).
- Caída de presión a través de la válvula de expansión. (ΔP), en bar.
- Temperatura de condensación (T_{cond}) en ($^{\circ}\text{C}$).
- Temperatura de líquido entrando a la válvula de expansión, en ($^{\circ}\text{C}$), esta se obtiene de la tabla (P-T) conforme a la presión de entrada de la VE.
- Subenfriamiento del líquido.
- Compensación de presión interna o externa.

Además, para la selección de las válvulas de expansión, cuando no se conozcan todos los datos, existen los catálogos donde según la aplicación, la temperatura de evaporación (succión), la temperatura ambiente exterior y la presión de condensación (descarga), se pueden seleccionar para las diferentes aplicaciones. Generalmente la capacidad de las válvulas de expansión es aproximadamente un 20 % más que los valores indicados en tablas. Con las pérdidas de carga total (Δp_t), que incluye las pérdidas en tuberías, válvulas obtenidas y la temperatura de evaporación, se obtiene por interpolación en las tablas de válvulas de expansión la dimensión y el número de orificio. Pero para que la VET y el sistema funcionen con la mayor eficiencia, con el menor costo de operación y sin riesgos de daño para el compresor, es necesario seleccionar una VET cuya capacidad real sea la más cercana posible a la capacidad del evaporador. Lo óptimo sería 10 % de variación.

1.3 Gases refrigerantes.

Estos son fluidos de transporte, que conducen la energía calorífica desde el nivel a baja temperatura (evaporador) al nivel de alta temperatura (condensador), donde pueden ceder su calor. Este proceso tiene lugar, generalmente, con cambios de fase del fluido, por lo que son usados como sustancias de trabajo en los sistemas de refrigeración por compresión de vapor.

Donde los atributos que deben considerarse en los sistemas de compresión de vapor son:

- El punto de ebullición normal.
- El punto de condensación normal.

Pues ambos deben encontrarse a temperaturas y presiones manejables y seguras para reducir los riesgos de entrada de aire al sistema.

1.3.1 Breve historia de la evolución de los refrigerantes.

Con el empleo de los métodos químicos, mediante mezclas refrigerantes, se considera como la etapa intermedia entre el frío natural y el frío artificial, se conocía antiguamente que, añadiendo nitrato sódico, al agua, se consigue disminuir su temperatura. Las mezclas permitieron experimentos a bajas temperaturas, iniciándose así el desarrollo de los refrigerantes. En refrigeración se dio un gran paso adelante, allá por el año 1600, cuando se descubrió que una mezcla de hielo con sal, producía temperaturas más bajas que el hielo solo. En cierta manera, ésta fue la primera mejora sobre la naturaleza en el campo de la refrigeración.

Después del surgimiento del éter, muy peligroso, dio paso al amoníaco, al dióxido de azufre, al cloruro de metilo y al dióxido de carbono, pero siguieron teniendo graves inconvenientes; El amoníaco es tóxico, inflamable y ataca al cobre, el cloruro de metilo es tóxico y explosivo en mezcla con el 10 a 15 % de aire, el dióxido de azufre es tóxico y agresivo con los metales, por lo cual, continuó la búsqueda de refrigerantes más seguros y de mejor rendimiento. Esta búsqueda culminó en 1930 cuando Thomas Midgley de Dupont, anunció el primer fluorocarbono, el *Freon-12*, que condujo a la familia que ha dominado la refrigeración por compresión hasta finales de los 80.

Los clorofluorocarbonos (CFC) surgieron de la necesidad de buscar sustancias no tóxicas que sirvieran como refrigerante para aplicaciones industriales. Dado que en la época en la que se descubrió el uso de los CFC no existía mucha información sobre el ozono y se desconocían los efectos dañinos, el propio Thomas Midgley murió pensando que había hecho un gran servicio a la humanidad.

Los CFC's, derivados del metano, resultaron sustancias ideales como refrigerantes porque eliminaban en gran parte los inconvenientes de los productos anteriores, pero a partir del hallazgo de Frank Sherwood Rowland de la Universidad de California, el mexicano Mario Molina del Instituto de Tecnología de Massachusetts (MIT) y el holandés Paul Crutzen, del Instituto Max Planck de Química de Mainz, Alemania en 1974, de la influencia de estos productos en la formación del agujero de la capa de ozono, debido a su contenido en cloro, muchos países se reúnen en Montreal y redactan un protocolo para la sustitución escalonada de estos productos frigorígenos por otros más ecológicos.

Un tiempo después debido al desarrollo alcanzado, las necesidades y la búsqueda de nuevas alternativas de mejores refrigerantes para las diversas aplicaciones, surgen los refrigerantes hidroclorofluorocarbonos (HCFC), los hidrofluorocarbonos (HFC) aparecieron en el mercado gracias al protocolo de Montreal. Los órganos del protocolo han ignorado durante mucho tiempo la cuestión del cambio climático, (Ciconkov, 2017), hasta los hoy conocidos refrigerantes hidrocarburos (HC), los cuales son los reemplazos ideales de los CFC's, HCFC's y HFC's. Actualmente existen diferentes variedades de tipos de refrigerantes con diferentes mezclas para las diferentes aplicaciones.

1.3.2 Características de los refrigerantes.

Los refrigerantes deben cumplir ciertas características, en la actualidad son de gran importancia las relacionadas con la influencia sobre el medio ambiente y otras como las siguientes:

Características que afectan al rendimiento:

- Presión de evaporación superior a la atmosférica para evitar infiltraciones de aire en el sistema.
- Presión de descarga no muy alta. Para evitar la necesidad de un equipo robusto, y desde luego por debajo de la presión crítica.
- Relación de compresión baja. La potencia del compresor aumenta con la relación de compresión.

- Temperatura de descarga no muy alta. Para evitar la descomposición del aceite lubricante o del refrigerante o la formación de contaminantes.
- Calor latente de vaporización lo más alto posible. Cuanto mayor, mejor producción frigorífica específica y menor caudal másico.
- Temperatura de ebullición, por debajo de la temperatura ambiente a presión atmosférica, fácilmente controlable y por encima de la temperatura de congelación.
- Volumen específico. Debe ser lo más bajo posible para evitar grandes tamaños en las líneas de aspiración y en el desplazamiento de compresor.

Características de seguridad: Estabilidad química dentro de la gama de temperaturas de trabajo.

Para realizar una correcta selección en dependencia de las características propias del grado de enfriamiento que desee lograrse, deben tenerse en cuenta los siguientes aspectos de las propiedades Termodinámicas, Termofísicas, Físico-Químicas, y Fisiológicas de los refrigerantes.

Propiedades termodinámicas de los refrigerantes.

Se caracteriza fundamentalmente por los parámetros críticos de presión (P_{cr}), volumen (V_{cr}) y temperatura (T_{cr}), por la temperatura normal de ebullición (temperatura de ebullición a presión atmosférica), capacidad calorífica del líquido y del vapor respectivamente, así como su entalpía y entropía.

La elección del refrigerante dependerá de las condiciones de funcionamiento del sistema. Donde serán factores fundamentales a la hora de elegir el refrigerante adecuado su precio y disponibilidad, también se tiene en cuenta otros criterios relacionados con la seguridad y los criterios técnicos del refrigerante tales como:

- Punto de ebullición: La temperatura de ebullición del refrigerante debe corresponder a una presión ligeramente superior a la atmosférica.
- Grado de compresión: Debe ser pequeño para disminuir el trabajo del compresor y reducir las pérdidas volumétricas del mismo.
- Punto de congelación: Debe ser el menor posible para evitar que el refrigerante se congele en el evaporador cuando se requieren lograr bajas temperaturas.

- Capacidad frigorífica: Tanto la capacidad frigorífica específica (q) como la volumétrica (q_v) del refrigerante debe ser grande para compresores alternativos y pequeños para compresores centrífugos.
- Punto crítico: Debe ser el mayor posible, para hacer más eficiente el proceso de evaporación.

Estos refrigerantes pueden ser mezclas zeotrópicas (presentan deslizamiento) y mezclas azeotrópicas formados por varios componentes (evaporan y condensan a temperatura constante).

1.3.3 Aplicaciones

Los refrigerantes son empleados tradicionalmente en la refrigeración y climatización en pequeñas, medianas y grandes instalaciones industriales y comerciales, los mismos pueden ser:

- Mezclas zeotrópicas formados por 2 o más sustancias simples o puras, las cuales son cargadas en su fase líquida, tienen además temperaturas de ebullición y condensación variables,
- Mezclas azeotrópicas formadas por 2 o más sustancias simples o puras también que tienen un punto de ebullición constante. Cada uno de ellos tienen sus peculiaridades propias que definen su aplicación y su rango de condiciones de trabajo.

Algunas de sus propiedades los hacen más importantes para el empleo en la climatización, y otras para ser empleados en la refrigeración. Se destinan para ser empleados en sistemas de alta, media y baja temperatura según sus características. Actualmente algunos de esos refrigerantes están siendo eliminados progresivamente tanto su producción, como su empleo.

El parámetro *GLIDE* o deslizamiento (diferencia entre la temperatura del punto de burbuja y la temperatura del punto de rocío), en las mezclas zeotrópicas es muy importante, a tener en cuenta en varios puntos de la instalación como en el diseño del evaporador, condensador, y válvula de expansión al ser de mayor complejidad la regulación del recalentamiento.

1.3.4 Impacto medio ambiental de los Refrigerantes.

La Primera Conferencia Mundial sobre el Medio Ambiente se celebró en Estocolmo (5 de junio de 1972), fue la primera gran conferencia que se organizó sobre las cuestiones medioambientales, años después, el 3

de junio de 1992 se celebra en Río de Janeiro la llamada "Cumbre de la Tierra", donde se trató con gran preocupación los problemas sobre la destrucción de la Capa de Ozono y del Efecto Invernadero, que provocan serios problemas para los habitantes del planeta. En esta se afirma la necesidad de reducir las emisiones de gases de efectos de invernadero, que condujo a la firma en 1997 del protocolo de Kioto.

Se plantea que el efecto de la luz solar sobre la atmósfera en presencia de los Clorofluorocarbonos (CFC), es la producción de cloro que destruye el ozono. Después de producirse esta reacción, el cloro permanece intacto y sigue destruyendo el ozono en una reacción en cadena, que, de seguir adelante, sin ser controlado, los daños serían catastróficos tanto para la vida del ser humano como para el resto del planeta.

Debido a las fugas en los circuitos frigoríficos, la responsabilidad de estos refrigerantes en la destrucción de la capa de ozono, así como el incremento del efecto invernadero está más que demostrada. Los gases emitidos por el sistema serán distintos en función del refrigerante empleado. El empleo de los refrigerantes de nueva generación se caracteriza por no tener cloro en su composición química, además de ser de los sustitutos del R22, R404A, no siendo dañino para la capa de ozono. Un estudio realizado en Francia en 1997, demostró que la cantidad de fugas anuales podía llegar al 30 % de la cantidad total en peso del refrigerante presente en los sistemas de refrigeración. (Clodic, 1997). La principal causa del impacto medioambiental será por tanto la emisión de CO₂ a la atmósfera.

Para realizar el estudio del impacto ambiental se tendrán en cuenta tanto las emisiones de CO₂ directas, causadas directamente por el refrigerante fugado empleado en la instalación, como las emisiones indirectas, debidas al funcionamiento de la instalación.

Para establecer el impacto de los refrigerantes sobre la capa de ozono y el efecto invernadero, se definen tres índices:

- ODP: Potencial de destrucción de ozono (*Ozone Depletion Potential*).
- GWP: Potencial de Calentamiento Global (*Global Warming Potential*).
- TEWI: *Total Equivalent Warming Impact*.

El *TEWI*, es un concepto que permite evaluar el calentamiento global (*Global Warming*) durante la vida operacional de un sistema de refrigeración, utilizando un refrigerante determinado. Donde se toma en

consideración el efecto directo de las emisiones del refrigerante y el efecto indirecto de la energía eléctrica requerida para hacer funcionar el sistema. Para este caso de estudio, tendremos en cuenta el refrigerante seleccionado, destinados al empleo en las medias y bajas temperaturas.

1.3.5 Evaluación energética y exergética de los ciclos de refrigeración.

Para realizar el análisis del ciclo de refrigeración, se tendrá en cuenta la termodinámica, partiendo para esta evaluación de la 1era y la 2 da ley de la termodinámica. Pues proporciona un gran número de ecuaciones que relacionan las propiedades de las sustancias. Donde la evaluación se realizará con el empleo de las entalpías (h) y entropías (s) del refrigerante, pues es técnicamente una función termodinámica muy importante, en los diferentes puntos del ciclo partiendo del diagrama de mollier P-h del refrigerante seleccionado y utilizando las herramientas del software *TK. Solver (Systems, 2003)*.

La evaluación energética de los ciclos de refrigeración permite valorar el comportamiento de sus índices de eficiencia, y realizar correctas selecciones del equipamiento a instalar para nuevas inversiones; así como, investigar en cómo reducir las pérdidas y mejorar la eficiencia.

Los refrigerantes R-407, R600A, R410A y R134A se consideran y se analizan con respecto a la eficiencia exergética. Las mezclas de hidrocarburos con R134A, también muestran un mejor rendimiento con respecto a otros refrigerantes. Entre los componentes del sistema de compresión de vapor muchas investigaciones mostraron que la mayor parte de las pérdidas de exergía se produce en el compresor, (Jamal Uddin Ahamed, 2011).

Balance energético-exergética: Para determinar la eficiencia energética del ciclo de compresión por vapor, se calcula el coeficiente de efecto frigorífico real, en función de la potencia mecánica real del compresor; y el coeficiente de efecto frigorífico efectivo, en función del consumo de potencia eléctrica total de todo el ciclo por diferentes fórmulas establecidas para estos cálculos.

Según el concepto de exergía: La exergía es definida por Szargut, como la máxima cantidad de trabajo obtenible cuando un flujo de energía es llevado de su estado inicial a un estado de equilibrio termodinámico

con las sustancias comunes del entorno natural (estado inerte), por medio de procesos reversibles, interactuando únicamente con su entorno natural (Szargut, 1988).

En (George Tsatsaronis, 2007), demuestra las potencialidades de mejoramiento termodinámico con la aplicación del análisis exergético convencional y avanzado, en varios trabajos aborda esta temática aplicado principalmente a sistemas de refrigeración.

1.3.6 Valoración económica de la selección.

Para realizar la valoración se tendrá en cuenta realizar los cálculos para la evaluación económica de la inversión, teniendo en cuenta los diferentes gastos que conllevan estos proyectos. Pues estos proyectos se consideran inversiones complejas, que son las que pueden plantearse las empresas a la hora de expandir sus diferentes actividades, como por ejemplo comprando maquinarias nuevas, una fábrica, produciendo nuevos productos, vendiéndolos, contratando nuevo personal.

En los frigoríficos, el servicio a la inversión en la instalación, aislamiento y maquinarias suma el 50 % de los gastos. Otros gastos fijos (Personal, impuestos) suman el 15 % y los gastos variables son solo del 35 %. Por lo general los costos del m^3 del cuarto frío disminuyen con el tamaño de las instalaciones.

Para la valoración del proyecto se tienen en cuenta los tres aspectos siguientes:

Liquidez-----Rentabilidad-----Riesgo

Para valorar el proyecto, el elemento clave es el flujo de caja (*Cash-flow*) que genera, valor neto de la suma de las entradas y salidas de caja que genera el proyecto a lo largo de un periodo de tiempo determinado. El flujo de caja se calcula para todo el periodo de tiempo durante el cual el proyecto va a generar rentas. Se empleará la metodología de cálculo del:

- Valor actual neto (VAN)
- Tasa interna de retorno (TIR).
- Período de recuperación de la inversión (PRI)

También para realizar la valoración económica, tendremos en cuenta la termoeconomía con el empleo del software *TK. Solver*, (Systems, 2003) pues es el método de distribución de los flujos de capitales dentro de un proceso tecnológico, tomando como medida base para esta distribución el valor de los flujos de energía realmente utilizable (flujos de exergía). El costo de la unidad de exergía para un proceso es el mismo valor tanto para los flujos de entrada como de salida. El costo permite determinar el flujo de dinero que se pierde debido a las pérdidas de exergía.

Para la determinación de estos, entre otros se realizarán los diferentes análisis y cálculos del sistema completo, partiendo del:

- Balance termoeconómico del compresor.
- Balance termoeconómico del condensador.
- Balance termoeconómico de la válvula de expansión.
- Balance termoeconómico del evaporador.

1.3.7 Conclusiones parciales del Capítulo

La refrigeración constituye el mejor método para alargar la vida y mantener las propiedades nutricionales de los alimentos, específicamente en este caso para la posterior preparación de los diferentes jugos de pulpas de frutas.

En la realización de este proyecto se utilizará la metodología del cálculo de las cargas térmicas para frigoríficos por ser la base para este proyecto de diseño.

La importancia primordial del estudio y análisis de las características y criterios para la selección de los refrigerantes teniendo en cuenta su aplicación y relación con el medio ambiente actualmente.

Capítulo 2 Materiales y Métodos.

En este capítulo se realiza una caracterización del frigorífico a diseñar para la empresa UEB # 2 “Planta Jagüey Grande” en cuanto a su destino, instalación y funcionamiento, se plantean los diferentes procedimientos para proponer, evaluar y realizar el diseño del frigorífico para la planta que le permita estabilizar la producción y cumplir planes productivos, en el cual se abordaran y se analizaran los métodos y cálculo de las cargas térmicas, la metodología para la evaluación exergética, para la evaluación económica de la inversión y la metodología para determinar el impacto ambiental del diseño en general.

2.2.1 Caracterización de la UEB # 2 Planta Jagüey Grande.

Objeto Social de la UEB:

Producir y comercializar, compotas, jugos naturales, bebidas y zumos de frutas, siropes y otras preparaciones para elaborar bebidas alcohólicas o no, excepto cerveza.

Ejecutar las operaciones de comercio exterior relacionadas con la importación y exportación de bienes, según nomenclatura aprobada por el Ministerio del Comercio Exterior y la Inversión Extranjera.”

Política Ambiental:

El capital humano como parte fundamental del proceso, debe sentirse comprometido a alcanzar altos volúmenes de producción con elevada eficiencia, calidad y ahorro de portadores energéticos, adoptando tecnologías y procedimientos en continuo perfeccionamiento y en correspondencia con la legislación vigente para la preservación medioambiental.

2.2.2 Materiales y Aislamientos.

El aislamiento es el factor más importante, en el consumo energético de las instalaciones, tanto por las proporciones en que influye en las entradas de calor, como por la dificultad que existe en modificarlo una vez construido o colocado. Es importante a la hora de elegir el aislante térmico idóneo tener en cuenta no solo el lugar de su aplicación, sino también sus características y propiedades para que nos proporcione un mayor rendimiento energético para nuestras instalaciones. Algunas de las características fundamentales que

debemos tener en cuenta será la conductividad térmica (λ), la resistencia térmica (R), la resistencia al paso del vapor de agua y la reacción al fuego.

Es vital para aminorar las transferencias térmicas que se puedan producir por su naturaleza, utilizando para ello un sistema de paneles tipo sándwich contruidos con elementos aislantes a base de polímeros plásticos sintéticos de extremado nivel ínfimo de transferencias de calor. Por tanto, en base a las necesidades de almacenamiento, temperatura o condiciones atmosféricas determinadas, se construye este recinto con aislamientos, tipo de panel sándwich, tanto en paredes y techo, si bien el suelo puede o no estar constituido por estos mismos paneles o por construcciones específica para el recinto a utilizar (Senasa, 2015).

La cámara debe ser lo más adiabática posible, para reducir al mínimo la entrada de calor, y así poder mantener las condiciones interiores con independencia del exterior. El aislamiento térmico permite reducir en lo posible las pérdidas de frío a través de paredes, techos, puertas y otros elementos, el aislamiento tiene mayor importancia cuanto menor es la temperatura interior, de modo que debe prestársele una especial atención en espacios destinados a congelación. (Monteagudo Garcia M.J, 1986).

En la actualidad son muy pocos los materiales utilizados en Cuba para el aislamiento de las cámaras frigoríficas, siendo los más importantes el poliuretano, el poliestireno expandido y el poliestireno extrusionado. La higroscopicidad es una de las características que hacen inservibles algunos aislantes para su uso en instalaciones frigoríficas, (Pablo Melgarejo Moreno, 2000) y (Pablo Malgarejo Moreno, 1995).

En los anexos ([ver Tabla A1 y Tabla A2](#)), aparecen las propiedades termo físicas de algunos de los aislantes más empleados en la construcción de los frigoríficos.

Los objetivos fundamentales de los materiales aislantes en las instalaciones frigoríficas, (Pablo Melgarejo Moreno, 2000) son:

- Facilitar el mantenimiento de la temperatura adecuada en el interior de los recintos o tuberías aislados, ajustando las pérdidas de calor a unos valores prefijados por unidad de superficie o de longitud y evitar las condensaciones.
- Obtener un ahorro energético con un espesor económico óptimo.

Entre las cualidades más importantes exigibles a un buen aislante, se encuentran:

- Baja conductividad térmica.
- Incombustible
- Neutro químicamente frente a otros materiales y fluidos en contacto
- Facilidad de colocación.

También son necesarias las barreras anti vapor para:

- Mantener el valor de la conductividad térmica del aislante
- Evitar deterioros en el aislante y en los paramentos verticales y horizontales.
- Reducir el consumo energético.
- Alargar la vida útil tanto de cerramientos y materiales aislantes como de la maquinaria frigorífica.

Con el uso de las barreras anti-vapor se consigue una prolongación de la vida útil de toda la cámara frigorífica, ya que se evita el deterioro del material aislante, lo cual provoca igualmente una disminución del consumo energético del equipo. Estas barreras se sitúan en la cara caliente del aislamiento, son construidas a partir de materiales que presenten un alto grado de impermeabilidad al vapor de agua. ([ver Tabla A3](#)).

Barreras antivapor. Tipos

- Revestimientos delgados, fluidos o plásticos, masillas plásticas (materiales de recubrimiento).
- Laminas impermeables en hoja (paneles, asfálticos, hojas plásticas, laminas metálicas) aplicadas bien sobre los soportes de obra.
- Revestimientos propios de los paneles sándwich prefabricados, frecuentemente construidos de chapas metálicas y algunas veces plástica.

Tipos de aislamiento: Los tipos de aislamiento usados en refrigeración y congelamientos son:

- Aislamiento Rígido.
- Aislamiento de paneles.
- Espuma en el lugar del aislamiento.

- Paneles de Aislamiento de Concreto Prefabricado.

Entre las características de los paneles sándwich se pueden citar las siguientes:

- Ligereza, Modularidad, Instalación estandarizada, Prefabricación, Capacidad mecánica mejorada, principalmente rigidez.
- Incorporación en un único producto funciones diversas como protección, aislamiento, etc.

Las ventajas de los sistemas de paneles sándwich debidas a sus características son múltiples y por este motivo son productos en fuerte expansión. Mayoritariamente utilizado en todo el mundo por su contribución a la eficiencia, la higiene, su buen comportamiento frente a condensaciones intersticiales y la salud del proceso industrial en el que se integran. Los paneles sándwich de poliuretano son la mejor solución para dar respuesta a las patologías más frecuentes en cámaras frigoríficas, la estanqueidad de las juntas y la condensación en caso de fallo del aislamiento (sitio www.aislaconpoliuretano.com).

En el mundo se fabrican paneles sándwich de poliuretano para diferentes propósitos de empleo, para la refrigeración según los tipos de instalación tenemos:

- Para la instalación horizontal, se fabrican desde 200 cm hasta 1000 cm de largo, espesores desde 150 a 240 mm con diferentes soportes de peso por Kg/m^2 según el peso del panel.
- Para la instalación vertical se fabrican desde 1000 a 1150 mm de ancho y espesores desde 150 a 240 mm y largo desde 200 a 10 000 cm.
- También se fabrican de otras dimensiones de largo – ancho y diferentes espesores desde 50 hasta 120 mm.

Composición de los cerramientos

Paredes: El cerramiento de todas las paredes de la cámara y antecámara, así como de sus interiores se llevara a cabo mediante paneles sándwich de poliuretano con una conductividad térmica (λ) de $0,023 \text{ W}/\text{m} \text{ } ^\circ\text{C}$, con densidad de $40 \text{ kg}/\text{m}^3$. El espesor deberá ser calculado o asumido de los valores normados.

Suelo: Teniendo en cuenta las exigencias y requerimientos de los pisos de las cámaras frigoríficas, las planchas de *polyfoam* (Poliestireno extruido) y las planchas de poliuretano son idóneos para su utilización como aislamientos. Estos deben cumplir ciertos requerimientos como:

- Alta resistencia a la compresión, condición está muy importante, puesto que el tránsito de carretillas, el peso concentrado de estanterías requiere una elevada resistencia a la compresión de hasta $5-7 \text{ kg/cm}^2$ y soportar cargas estáticas elevadas sin deformación.
- Elevada resistencia al vapor y a la humedad.
- Ligereza y facilidad de aplicación.
- Ahorro de energía.

Para realizar el aislamiento del suelo de la cámara frigorífica de temperatura negativa se debe tener en cuenta lo siguiente:

- Vaciado sanitario bajo el suelo de la cámara cuya finalidad es evitar la congelación del suelo, ya que su expansión daría lugar a daños en los cimientos. (Alternativa: calentamiento del subsuelo mediante resistencias eléctricas).
- Solera de limpieza de unos 5 cm más cartón alveolar que absorba irregularidades precedentes.
- Formación de la barrera de vapor mediante tela asfáltica y fibra de vidrio fundida.
- Aislamiento térmico. Opciones: poliuretano, poliestireno extruido.
- Lámina de polietileno para evitar la penetración del agua de fraguado del hormigón.
- Losa final de hormigón.
- Estanqueidad a los gases. Para cámaras de atmósfera controlada y evitar la fuga de gases, la chapa de acero galvanizado con poliéster es impermeable al gas. El resto de la instalación se sella con silicona.

El Instituto Internacional del Frío, recomienda varios sistemas de protección contra la congelación del suelo "frost heave", uno de ellos, es utilizar elementos calefactores eléctricos colocados debajo del aislamiento térmico, extendidos en el suelo en forma de parrilla. Empleando para ello el cable calefactor *AKO-5231*, para el calentamiento del suelo ($6 \text{ a } 8 \text{ W/m}^2$), especialmente diseñado para este sistema de protección el

cual proporciona diferentes ventajas. Otro método es empleando aislantes de diferentes tipos como el poliuretano y el poliestireno extruido.

En este caso existen varias soluciones para los suelos de las cámaras teniendo en cuenta el tamaño y la temperatura de diseño, para esto tendremos en cuenta la temperatura de operación de la cámara (-20 °C) y antecámara (-5 °C), por lo que tiene que tener un suelo tratado y libre de humedad para evitar la congelación por transmisiones de la humedad de la tierra debido a los daños que puede ocasionar al piso de la cámara, por eso:

- Se debe reemplazar parte del material de suelo por paneles frigoríficos y después hacerse el cimiento de hormigón armado.

El suelo de la cámara y antecámara será de Hormigón de 12 cm de espesor $\lambda=1,500 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$ que es lo mínimo recomendado, más aislante de 12-15 cm (150 mm) de espuma rígida de poliuretano (PUR) de 70 kg/m^3 ($\lambda=0,023 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$) rango oscila desde 0,018-0,023 ([ver Tabla A4 y Figura A1](#)).

Techo: La altura de la cámara y antecámara será de 6 m y estará constituida por paneles sándwich ($\lambda=0,022 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$), pues no soportan cargas algunas. Siendo preciso establecer exteriormente la barrera antivapor. Para todos los techos pueden tenerse en cuenta las mismas consideraciones hechas para paredes, debiendo construirse a una altura adecuada para evitar golpes con los pallets al ser manejados con carretillas elevadoras. (Pablo Melgarejo Moreno, 2000).

También se debe tener en cuenta para el techo, la instalación de las válvulas de equilibrados de presiones debido a que las entradas de mercancías provocan introducción rápida de gases, que pueden provocar sobrepresiones o depresiones en el interior de las cámaras, los daños provocados por este efecto pueden ser muy graves, por lo que debe preverse el equilibrado de presiones de manera automática entre el exterior e interior del recinto frigorífico. (Pablo Melgarejo Moreno, 2000).

Puertas: Las puertas de las cámaras serán del tipo corredera manual industrial, fabricada con paneles metálicos prelacados de doble pared de 1 mm de espesor y aislante intermedio de poliuretano inyectado densidad de 50 kg/m^3 , espesor 100 mm, ([ver Tabla A5](#)), las cuales se pueden seleccionar por las temperaturas de trabajo de las cámaras.

2.2.3 Metodología de cálculos de las cargas térmicas para frigoríficos.

El tamaño de la cámara frigorífica, se selecciona de los datos obtenidos de los diferentes productos, partiendo de un promedio de los datos de producción y exportación diaria para determinar las dimensiones necesarias para almacenar los productos en tanques sobre pallets.

El área del terreno destinada a la instalación es de aproximadamente 541,79 m². Se construirá debajo de una nave industrial cuya altura es de 11 m.

- Área total de edificación $S=517,56 \text{ m}^2$
- Superficie suelo 432,00 m²

Densidad de almacenamiento de pulpas de frutas 200 Kg/ m³

Largo ($L=24 \text{ m}$)

Ancho ($A=18 \text{ m}$)

Altura ($H=6 \text{ m}$)

Cálculo del aproximado del volumen total y el espacio de las cámaras.

El primer paso para obtener las pérdidas por paredes consiste en determinar la superficie total de la cámara (F). Para obtener dicha superficie puede emplearse la siguiente fórmula (2.1).

$$F = 2x(LxA) + (LxH) + (HxA) \quad (2.1)$$

Sustituyendo obtenemos como resultado $F = 1368 \text{ m}^2$.

La cámara estará diseñada para almacenar un volumen correspondiente a 472 (pallets), cada pallet de 4 tanques de almacenaje de pulpas, el peso de cada tanque es de 180 kg, equivalente a 1888 unidades que es el valor promedio de exportación de la empresa (Datos obtenido en la empresa la Estancia UEB 2 Planta Jagüey Grande).

Capacidad total: Igual a 340 Tn ($472 \times 4 \times 180 \text{ kg}=339840 \text{ kg}$) estimada. La capacidad necesitada de almacenaje total está estimada en 550 Tn (550000 Kg).

Empleando la fórmula obtenemos el volumen de la cámara (Vc).

$$V_c = V_{mercancia}(V_m) + V_{pasillos}(V_p) \quad (2.2)$$

$$V_{pulpas} = \frac{m}{\rho_{pulpas}} \quad [m]^3 \quad (2.3)$$

Volumen de pasillos (V_p) área del pasillo por altura ($A_p \times H$), igual al 18 % del V_c ($0.18A_p \times H$).

1-Teniendo en cuentas que generalmente para pasillos y manipulación se asume entre 15-20 % del área del suelo (3,5 m).

$$V_c = V_m + V_p$$

$$V_p = A_p \times H \quad \text{Volumen del pasillo} \quad V_p = 3,78 \, m^2$$

$$\text{Volumen mercancía} \quad V_m = V_{pulpas} = 2750 \, m$$

Sustituyendo en la fórmula (2.2), tenemos el volumen de la cámara (V_c)

$$V_c = 2 \, 753,78 \, m^3$$

I.-Determinación del espesor del aislamiento: Cálculo del coeficiente global real de transmisión del calor (**K_r**). Nos centraremos en obtener los datos de la cámara de congelado. Los resultados para la antecámara se realizarían de forma idéntica.

Cuando no se tienen las dimensiones interiores de la cámara, se acostumbra a restar 0,30 o 0,60 m a las dimensiones exteriores de ésta para obtener las dimensiones interiores según la cámara sea para temperatura superior o inferior a 0 °C, respectivamente en los cálculos de las cargas térmicas ([ver Cálculos CT](#)).

El valor del coeficiente global de transferencia de calor (**K**), el cual se puede determinar a través de la fórmula (2.4).

$$K = \frac{\lambda}{\delta} \quad \text{o} \quad 1/K = e/ki \quad (2.4)$$

Por las normas frigoríficas cubanas tenemos que:

Para cámara de productos congelados: **K**=0,225 W/m².°C

Para cámaras de productos enfriados: $K=0,41 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$

El flujo de calor se calcula por la fórmula

$$q=K*(Text-Tint) \quad (2.5)$$

Realizando la unión de la fórmula 2.4 y 2.5 obtenemos la fórmula (2.6) para el cálculo del espesor de la capa de la pared.

$$e = K * \frac{Text * Tint}{q} \quad (2.6)$$

Con estos valores de referencia de las normas cubanas, se puede calcular el espesor del aislante térmico empleando la fórmula (2.6) y luego se normaliza su espesor en tabla ([ver Tabla A4](#)). El espesor normalizado se sustituye nuevamente en la fórmula (2.4), para hallar el coeficiente global de transferencia de calor normalizado que luego se sustituye en la fórmula (2.7).

Para el diseño de esta instalación, el espesor de la capa de aislante térmico de las estructuras del frigorífico se tomará a partir de los valores normados internacionalmente de los coeficientes de transmisión de calor (K_o). El cual depende por lo general, de la temperatura del aire en la zona donde se edificará la instalación y de la temperatura en el interior de la cámara. Estos valores se muestran en los anexos de los cálculos de las cargas térmicas ([ver Cálculos CT](#)).

El espesor recomendado y seleccionado, es de 16 cm (160 mm), asumimos 20 cm (200 mm) por factor de seguridad. También se puede calcular por ecuación (2.6) y teniendo en cuenta la norma UNE-EN ISO 12241:2010, donde se supone una transferencia de calor máxima (q) de $6,98 \text{ W/m}^2$, el cual es un dato imprescindible para dimensionar el espesor del aislante.

El valor obtenido del espesor de la capa sustituyendo en la ecuación (2.6), $e=174 \text{ mm}$. En los anexos ([ver Tabla A4](#)), vemos que los espesores más próximos al valor obtenido para el poliuretano son 160 mm a 200 mm, el cual coincide también con los valores normados internacionalmente.

Para paredes interiores, pisos, techos simples y techos dobles, el coeficiente global de transmisión de calor (K_o) $\text{W/m}^2 \text{ K}$, del techo se puede aumentar en un 20 %.

Para los tabiques divisorios entre cámaras y entrepisos en los frigoríficos, el valor de (**Ko**), se muestran en los anexos de los cálculos de las cargas térmicas ([ver Cálculos CT](#)).

En este caso, para el frigorífico a diseñar, como la temperatura interior de la cámara es de -20 °C (rango -20 °C a -25 °C), el coeficiente global de transmisión de calor seleccionado es **Ko** = 0,47 W/m². K.

Para las puertas de correderas, se especifica un coeficiente **Ko** ≤ 0,27 W/m² en las tablas.

Cálculo de temperatura exterior

Como la transferencia de calor es proporcional a la diferencia de temperaturas entre el exterior y el interior de la cámara (ΔT). A través de los datos facilitados, en la región donde estará ubicada nuestra instalación, disponemos de las temperaturas anuales, de modo que tomaremos como temperatura exterior de cálculo la más restrictiva, es decir, la temperatura máxima exterior (Text) del mes más cálido (Text = 34,20 °C). La temperatura exterior de cada parámetro según su orientación y aplicando la fórmula de corrección según corresponda aparecen en el anexo de los cálculos de las cargas térmicas ([ver Cálculos CT](#)).

Teniendo en cuenta otros criterios, para optimizar el montaje y los precios, realizaremos todas las paredes con el mismo espesor, por lo que el espesor (e) elegido será de e=200 mm (20 cm) y coeficiente de conductividad de ($\lambda=0,020$ a $0,023$ W/m °C).

El techo también tendrá un espesor e=200 mm cubriendo el valor resultante y un coeficiente conductividad (λ) = 0,020 a 0,023 W/m°C.

La puerta de la cámara será de un panel de e=100 mm debido al rango de temperaturas. (λ) = 0,020 a 0,023 W/m°C.

El suelo estará aislado mediante planchas de espuma rígida de poliuretano (*PUR*) de densidad 70 kg/m³ (λ = 0,020 a 0,023 W/m°C) de 150 mm de espesor para la cámara y 150 mm para la antecámara más hormigón para ambas.

Los paneles frigoríficos seleccionados, serán los paneles sándwich de poliuretano (*PUR*) del fabricante Sílex paneles, los cuales están formados por dos chapas de acero, protegidas contra la oxidación, y un alma de espuma de poliuretano inyectado a alta presión con una densidad media de 40 kg/m³ ([ver Tabla A6](#)).

II.- Ganancia de calor a través de los elementos constructivos (Q_2).

La ganancia de calor por este concepto se determina como la sumatoria de las ganancias a través de los distintos elementos constructivos (paredes, tabiques, cubiertas o techos y a través del piso).

1. Ganancia a través de las paredes, tabiques, cubiertas o techos (Q_{21}).

$$Q_{21} = \Sigma(F \times K_r \times \Delta t) \quad (w) \quad (2.7)$$

Calculando el área (F) y la diferencia de temperatura del elemento constructivo que se está analizando:

$$F1 = L \times H \text{ (Pared Norte)} \quad F2 = A \times H \text{ (Pared Oeste)} \quad F3 = L \times A \text{ (Área Techo)}$$

$$L\text{-Largo [m]} \quad A\text{-Ancho [m]} \quad H\text{-Altura [m]}$$

$$\Delta T = T_e - T_i \text{ (Techo)}$$

$$\Delta T = T_e - T_i \text{ (Camara congelacion)}$$

$$\Delta T = T_e - T_i \text{ (camara conservacion)}$$

Datos:

$$T_{ext}=T_e=34,20 \text{ }^\circ\text{C} \quad T_i = -5 \text{ }^\circ\text{C} \text{ (Cámara conservación)} \quad T_i = -20 \text{ }^\circ\text{C} \text{ (Cámara congelación)}.$$

2. Ganancia de calor a través de las paredes y techos soleados (Q_{22})

La ganancia de calor por radiación solar de aquellos elementos constructivos expuestos a ella se considera añadiendo a la diferencia de temperaturas que representa, el incremento adicional (Δt_s) de la temperatura de la superficie expuesta.

$$Q_{22} = \Sigma[K_r \times F \times (t_e - t_i + \Delta t_s)] \quad [w] \quad (2.8)$$

La (Δt_s) de la superficie se calcula por la fórmula para las diferentes paredes:

$$\Delta t_s = \frac{I \times P \times a}{\alpha_e} \quad [^\circ\text{C}] \quad (2.9)$$

Dónde:

I → Intensidad media de radiación solar sobre la superficie, W/m²., para pared este I=182,47 W/m² y para el sur I = 104 W/m².

P → Para los frigoríficos P=0,75; por su carácter de elemento constructivo multicapa de gran espesor y alta resistencia térmica.

α_e → coeficiente pelicular , $\alpha_e = 23,3 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$.

a → Coeficiente de absorción de la radiación solar. Los valores se muestran en el anexo de los cálculos de las cargas térmicas ([ver Cálculos CT](#)).

3. Ganancia de calor a través del piso (Q₂₃)

La ganancia de calor a través del piso se calcula por la siguiente fórmula, como el piso no está provisto de elemento calefactores:

$$Q_{23} = \Sigma[\mathbf{K}e \times Fp \times (tm - tint \text{ cong}) \times m] \quad [\text{w}] \quad (2.10)$$

El coeficiente “m” se calcula empleando la siguiente fórmula:

$$m = \frac{1}{1 + 1.25 \times \left\{ \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \dots + \frac{\delta_n}{\lambda_n} \right\}} \quad (2.11)$$

Dónde: (δ) → Espesor de las distintas capas de material aislante del piso.

- (m) → coeficiente, se puede obtener de los diferentes datos de los materiales aislantes o se calcula por la fórmula (2.11), en nuestro caso se obtiene de los datos de los materiales aislantes empleados.

$$\delta_{ais} = \lambda_{ais} * \left[\left(\frac{1}{K_o} \right) - \left(\frac{1}{\alpha_e} + \sum_{n=1}^{\infty} \left(\frac{\delta_i}{\lambda_i} \right) + \left(\frac{1}{\alpha_i} \right) \right) \right] \quad [\text{m}] \quad (2.12)$$

- (λ_i) → Coeficiente de conductividad térmica del material del piso, en los anexos de los cálculos de las cargas térmicas [$\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$] ([ver Cálculos CT](#)).
- (δ_{ais}) → Espesor del aislamiento del piso [m].

K_o → Coeficiente global de transmisión de calor ($\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$). Se obtiene de tablas

La ganancia de calor total (Q_2) a través de los elementos constructivos se determina sumando el valor de cada ganancia de calor, fórmula (2.13):

$$Q_2 = Q_{21} + Q_{22} + Q_{23} \quad [\text{w}] \quad (2.13)$$

Ganancia de calor debido a los productos y su embalaje (Q_{prod}).

Ganancia de calor de los productos durante su tratamiento térmico (Q_{31}).

El producto llega a la antecámara a -5°C y pasará a la cámara de -20°C , como consecuencia la etapa de enfriamiento del producto será calculada.

Para procesos de congelación se tienen en cuenta los siguientes factores. Donde la cantidad de calor que se extrae del producto para cualquier tipo de tratamiento frigorífico puede ser calculada por la siguiente fórmula (2.14):

$$Q_{31} = \frac{M_{\text{dent}} \times \Delta h \times 1000 \frac{\text{J}}{\text{kJ}}}{t} \quad [\text{w}] \quad (2.14)$$

La cantidad de calor debida a la entrada de mercancías (Q_m) en 24 h se calcula por la fórmula:

$$Q_m = m_{\text{dent}} \times C_p \times \Delta T \quad (2.15)$$

τ → tiempo de duración del tratamiento térmico $\tau = 20 \text{ h} = 72000 \text{ s}$.

Δh → Diferencia de entalpías correspondientes a las temperaturas inicial y final del producto, J/kg.

Para obtener las entalpías del producto a almacenar, se tiene en cuenta los contenidos de sólidos solubles de las pulpas (grados Brix) de los diferentes tipos de Pulpas (Pulpa de tomate y otras), se realiza un promedio (promedio de sólido soluble obtenido es de 10,14 %) y se obtienen las entalpías con el empleo

del diagrama de entalpia-contenido de sólidos, en el anexo del cálculo de las cargas térmicas (CT) en Excel ([ver Cálculos CT](#)).

ΔT =diferencia de temperatura entre la temperatura de las mercancías al descargar en la cámara ($t_{desc} = -5$ °C) y la temperatura de entrada ($t_{entc} = 0$ °C).

Para obtener los calores específicos antes de congelar y el calor latente de congelación, para los diferentes productos que se van a almacenar se realizó un análisis, los mismos se obtienen del promedio de los calores específicos de varios productos para tener una estimación ([ver Tabla B1](#)). Los datos fueron suministrados por la empresa, al igual que los calores específicos del embalaje teniendo en cuenta el 3 % y el calor específico de los pallets teniendo en cuenta el 5 % del peso.

- C_p -calor específico del producto a enfriar (3,98 KJ/Kg. °C).
- Q_{31} → Ganancia de calor de los productos durante su tratamiento térmico, (W).
- M_{dent} → Entrada diaria de productos a la cámara, (10 % de la capacidad total) kg.

Teniendo en cuenta que realiza un servicio de trabajo fuerte (intenso), debe añadirse un 25 % a la cantidad de calor que penetra por las paredes en 24 h.

La ganancia de calor por congelación será (Q_{cong}):

$$Q_{cong} = \frac{m_{ent} \times C_p \text{ latente cong}}{t} \text{ [w]} \quad (2.16)$$

La ganancia de calor por congelación bajo cero grados será (Q_c):

Frio invertido para disminuir la temperatura del producto desde el punto de congelación hasta la temperatura deseada para su mantenimiento a largo plazo.

$$Q_c = \frac{m_{dent} \times C_{pbajo} \times \Delta T}{t} \text{ [w]} \quad (2.17)$$

$$Q_{prod} = Q_m + Q_{cong} + Q_c + Q_3^1 \text{ [w]} \quad (2.18)$$

2. Ganancia por el embalaje del producto (Q_3^2).

La mayoría de los productos se conservan en embalajes, se considerará la cantidad de calor introducida en la cámara por el embalaje del producto a conservar. La ganancia de calor por el embalaje del producto se calcula por la siguiente fórmula:

$$Q_{3^2} = \frac{M_e \times C_e \times \Delta t_e}{t} \quad [\text{w}] \quad (2.19)$$

Δt_e → Diferencia de temperaturas del embalaje a la entrada y la salida del producto, [°C]. El embalaje entra a -5 °C y sale a -20 °C.

Datos para los cálculos:

- masa pallets de 25 kg, lleva 4 tanques y 2 bolsas cada tanque de (180 Kg de producto)
- material del tanque (Plástico y Metal), asumimos metal.
- Considerando el 3 % del peso del embalaje y el 5 % del peso del pallet.
- Carga estática pallets: 3000 Kg
- Carga dinámica pallets: 1000 Kg
- Materia prima: madera de pino

La masa del embalaje se considera aproximadamente entre el 10 y el 30 % de la masa del producto.

La ganancia de calor total de los productos y el embalaje (Q_3) se determina sumando el valor de cada ganancia de calor:

$$Q_3 = Q_m + Q_{cong} + Q_c + Q_{3^2} \quad [\text{w}] \quad (2.20)$$

IV -Ganancia de calor por la ventilación de la cámara (Q_4).

Para el diseño se debe partir de garantizar una frecuencia de renovación de aire de hasta 1,6 volúmenes diarios de la cámara, en el anexo de los cálculo de las CT de Excel ([ver Cálculos CT](#)).

La ganancia de calor de aire exterior ([ver Cálculos CT](#)) de los cálculos de las CT en Excel, durante la ventilación de la cámara se debe tener en cuenta solo al proyectar frigoríficos o cámaras para la conservación de frutas y vegetales:

$$Q4 = Ma \times \Delta ha = Vc * \rho * ra * \Delta ha \quad [w] \quad (2.21)$$

Δha → Diferencia entalpías del aire [j/kg], propiedades del aire ,anexos ([ver Cálculos CT](#)).

El flujo de aire (Ma) se determina a partir de la necesidad de garantizar una frecuencia de la renovación de aire (ra), de hasta 1,6 volúmenes diarios:

$$Ma = \frac{Vc \times ra \times \rho a}{24 \times 3600} \quad [Kg/s] \quad (2.22)$$

Para los cálculos cuando se tienen las dimensiones exteriores de la cámara para temperaturas superior a 0 °C, se emplea a continuación la fórmula (2.23) y para temperaturas en la cámara inferiores a 0 °C, se emplea la fórmula (2.24).

$$Vc = (L - 0,6) * (A - 0,6) * (H - 0,6) \quad (2.23)$$

$$Vc = (L - 1.2) * (A - 1.2) * (H - 1.2) \quad (2.24)$$

Emplearemos la fórmula (2.24) para el cálculo del volumen de la cámara (Vc), porque la temperatura de la cámara está por debajo de 0 °C.

$$Vc = 1\,838,59 \text{ m}^3$$

pa → Densidad del aire, para este caso se puede utilizar 1,253 kg/m³.

24 → Horas que tiene el día, h/día, asumiendo 20 h de trabajo de la cámara.

-Sustituyendo en la fórmula (2.22), tenemos como resultado:

$$Ma = 0,042 \text{ Kg/s}$$

La infiltración por la ventilación de la cámara (puerta), para una velocidad promedio del viento de 12 km/h, 3 m/s.

V - Ganancia de calor durante la explotación (Q5).

$$Q_5 = q_{51} + q_{52} + q_{53} + q_{54} \quad [\text{w}] \quad (2.25)$$

Según la metodología, la ganancia de calor por la explotación (Q_5) se asume para todos los casos entre 50 y el 75 % de los valores máximos.

1. Ganancia de calor por la iluminación (q_{51}).

Según criterios estandarizados las potencias eléctricas por iluminación para zonas de almacenaje tienen los valores de. 12 y 27 W/ m².

Para el diseño de la iluminación se utiliza la siguiente fórmula:

$$q_{51} = Ae \times F \quad [\text{W}] \quad (2.26)$$

Para los fluorescentes se toma un 25 % de incremento de la potencia

Si se desconoce la potencia instalada (Ae), se puede tomar, como:

- Para: Cámaras de conservación: $Ae = 1,2 \text{ W/m}^2$
- Cámaras de elaboración térmica: $Ae = 4,5 \text{ W/m}^2$
- Para zonas de trabajo $Ae=6 \text{ W/m}^2$
- Para zonas de almacenamiento 4 W/m^2

2. Ganancia de calor por la presencia de personas (q_{52}).

La fórmula utilizada tiene en cuenta que los trabajos dentro de la cámara son considerados trabajos físicos pesados:

$$q_{52} = q \times Cantp \quad [\text{w}] \quad (2.27)$$

- $q \rightarrow$ Emisión de calor ,(ver [Tabla B2](#)) [w].
- $Cantp \rightarrow$ Cantidad de personas [uno].

Para el diseño la cantidad de personas que laboran en una cámara se toma en dependencia de su superficie donde para:

- Cámaras de más 200 m² 3 o 4 personas

3. Ganancia de calor por el trabajo de los motores eléctricos (q53).

Para motores dentro de la cámara:

$$q53 = \Sigma Nem \quad [w] \quad (2.28)$$

Donde para la realización de los cálculos primarios de diseño, la potencia de los motores instalados en el evaporador puede ser asumida, que aparecen en los, anexos de los cálculos cargas térmicas.

4. Ganancia de calor por la apertura de puertas (q54).

Para una velocidad promedio del viento de 12 Km/h, 3 m/s, por infiltración por la puerta.

La fórmula que determina esta ganancia de calor es la siguiente:

$$q54 = Be \times F \quad [w] \quad (2.29)$$

- La ganancia de calor específica (Be), ([ver Cálculos CT](#)).

La ganancia de calor total durante la operación (Q5), se obtiene como la suma de las ganancias por los distintos conceptos que se han vistos:

$$Q5 = q51 + q52 + q53 + q54 \quad [w] \quad (2.30)$$

El requerimiento total de refrigeración, (ΣQ_{total}), puede establecerse como:

$$\Sigma Q_{total} = Q_{producto} + Q_{otras fuentes} \quad [w] \quad (2.31)$$

$$\Sigma Q_{total} = Q2 + Q3 + Q4 + Q \quad [w] \quad (2.32)$$

$$Qo = Kp \times \frac{\Sigma Q_{total}}{b} \quad [w] \quad (2.33)$$

La carga total de refrigeración de una instalación frigorífica es el número de frigorías que deben obtenerse, o dicho de manera más correcta, la cantidad de calorías que deben extraerse a fin de mantener la temperatura deseada en la cámara a enfriar. (Benlloch, nd).

Le aplicaremos a Q_{total} , un factor de seguridad del 10 % para asegurar el correcto funcionamiento de nuestra instalación. La cual consiste en hallar el 10 % a la carga diaria total y se le suma con el objetivo de tener un coeficiente de seguridad confiable.

Dónde:

K_p → Coeficiente que considera en sí todas las pérdidas de calor en tuberías y aparatos de la instalación frigorífica a temperatura de -30 °C el coeficiente **$K_p=1,07$** .

b → Coeficiente del tiempo de trabajo del equipo, asumido por 20 h de trabajo al día, $b=0,92$.

Según la literatura el coeficiente (b) debe tomarse igual a 0,92 como máximo para las instalaciones grandes, considerando que los compresores funcionan aproximadamente 22 horas al día. Cuando sea necesario considerar menos tiempo de trabajo el valor mínimo de b es 0,67. Todos los cálculos para las cargas térmicas fueron realizados empleando las tablas de cálculos de Excel ([Calculo de CT](#)) y se muestran en los anexos ([ver Tabla B3](#)).

Selección de los equipos para el sistema de refrigeración y el refrigerante

Refrigerantes: Los posibles candidatos a emplear para nuestro proyecto serán:

El R404A, Uno de los más empleados, pero por tener alto PCA >2500 , ya no lo tendremos en consideración para este proyecto, pero realizaremos algunos cálculos con su PCA, para demostrar sus debilidades, frente a otros refrigerantes candidatos para este proyecto.

El R442A (RS-50): Desarrollado para cumplir las nuevas exigencias desarrolladas en la *F-Gas Regulation* en Europa para la reducción de las emisiones de CO₂ y además aportar un ahorro económico importante, debido a su alta eficiencia energética. (PCA= 1888). Debido a que las propiedades son similares a las del R404A y R507 es idóneo como alternativo al R404A y R507 tanto en instalaciones nuevas, como existentes,

aportando una mejora muy importante en el ahorro energético, y reduciendo significativamente el *TEWI*, emisiones directas e indirectas de CO₂. Se emplea para las medias y bajas temperaturas.

El R-407F, por sus buenas características dentro de la que tenemos su bajo potencial de calentamiento atmosférico y su rendimiento económico, constituye la mejor alternativa comparada con el R-404A dada su mayor capacidad y eficiencia, ([ver Tabla C1](#)). Presenta el menor potencial de calentamiento global entre los 3 refrigerante candidatos.

Rendimiento. Se han consultado diferentes páginas de fabricantes de sistemas de refrigeración, y en todas ellas proponen al R407F como sustituto del R404A entre otros motivos por cuestiones de un mejor rendimiento energético del R407F.

Medio ambiente. Comparando el refrigerante R-404A con el R-407F, ambos son refrigerantes que no dañan la capa de ozono, ya que son de la familia HFC, esto es libres de cloro. Sin embargo, el R407F tiene un GWP de 1705, frente a los 3784 que presenta el R404A, esto es un mayor impacto sobre el efecto invernadero. Según la normativa vigente esto hace que las cuotas a pagar por el uso del R404A (75.88 €/kg) sean más elevadas que las que hay que pagar por el R407F (34.10 €/kg), dado que están fijadas en función al GWP. Las diferentes propiedades de estos refrigerantes aparecen en los anexos ([ver Tabla C2, Tabla C3 y Tabla C4](#)).

Compresores: Los compresores más utilizados en el campo de la refrigeración son los alternativos de una y dos etapas y los de tornillo. Los demás tipos de compresores quedan fuera de nuestras opciones para este proyecto, debido a su escasa aplicación y características.

Compresores de una etapa: Son los más utilizados en sistemas de refrigeración de mediana capacidad, operan bajo valores de relación de compresión de 6 a 7, incluso cercana a 10. Con estos sistemas no se alcanzan temperaturas de evaporización inferior a los -35 °C, según el refrigerante.

Compresores de dos etapas: Son sistemas de compresión múltiple, diseñado para alcanzar bajas temperaturas. Es un sistema de alta eficiencia energética.

Los compresores de tornillo: Son de mayor rendimiento y con una regulación de potencia sencilla, pero tiene como desventaja, su mayor complejidad mecánica y costo hace que se emplee principalmente en elevadas potencias, solamente.

Existen diferentes catálogos de compresores semiherméticos alternativo de diferentes fabricantes como *Bitzer, Guntner, Tecumseh, Frascold*, etc. Para este trabajo emplearemos los catálogos frascold (Frigopack, 2019), pues sus compresores tienen diferentes características especiales destacables como son:

- Perfecto equilibrio mecánico con baja vibración, resonancia, ruido, y elevada confiabilidad del sistema de placa de válvulas.
- Concepto técnico para aplicaciones universales con refrigerantes HFC estándar, HFO y nuevas mezclas de bajo GWP. Alto nivel de eficiencia independientemente del refrigerante y de las condiciones de funcionamiento y disponibles modelos para aplicaciones con hidrocarburos.
- Sistema avanzado de protección, diagnóstico y mantenimiento preventivo, tecnología *Diagnose*.
- Bajo *TEWI total Equivalent Warming Impact* (Impacto de calentamiento equivalente total).
- Amplio campo de funcionamiento para permitir el uso de un modelo único para aplicaciones de baja y media temperatura.

El sistema a emplear será de compresión de vapor en una etapa y de expansión directa ya que el refrigerante se expande en un intercambiador de calor, situado en el medio en el cual se desea obtener la disminución de la temperatura, a través de una superficie generalmente metálica denominada evaporador.

Teniendo en cuenta estos puntos, adoptamos los compresores de pistones semiherméticos de simple etapa en diferentes bancadas (sistemas carrozadas), destinados para cargas térmicas de hasta 410 kW, por su máxima confiabilidad y alto rendimiento (según la presión de aspiración y temperatura del medio enfriador en el condensador, rendimiento volumétrico y la potencia consumida, los podemos seleccionar por los catálogos (Frigopack, 2019), teniendo en cuenta sus diferentes características para su selección ([ver Tabla D1](#)).

Además, los compresores adoptados de pistones semiherméticos de 4 y 6 pistones del fabricante Frascold, de simple etapa presentan control de capacidad de:

- Para compresores de 4 cilindros de 50-100 % (2 escalones).
- Para compresores de 6 cilindros de 33-66-100 % (2 a 3 escalones).

Donde el rendimiento puede ser modulado por un sistema de control de capacidad en las cabezas, de manera que el compresor se adapta al rendimiento requerido por el sistema de refrigeración, lo que reduce significativamente el número de paros y arranques del equipo. Estos pueden ser equipados con un sistema de control de capacidad mecánico (RSH) para la modulación de la capacidad o con el sistema estándar de parcialización para la regulación de la capacidad. El sistema (RSH) permite fraccionar la capacidad de refrigeración para un mayor número de escalones y sin limitaciones de tiempo de funcionamiento, proporcionando así una última adaptación para carga de enfriamiento del sistema, aumentando la eficiencia y estabilidad del sistema de refrigeración.

Los compresores semiherméticos para este proyecto fueron seleccionados con el empleo del ((FSS), 2020), a través del cual se obtiene los datos técnicos del compresor, dimensiones, límites operativos, nivel de sonido, datos de prestaciones, diagramas.

Para la selección del condensador, el evaporador y demás componentes del sistema se tienen en cuenta:

1-Para el evaporador:

Tener en cuenta, la presión de aspiración a que debe trabajar de acuerdo con la temperatura a obtener (-20 °C), y la temperatura del medio enfriador en el condensador, o sea, la del ambiente que rodea el condensador en los tipos de aire (34,20 °C).

La presión de descarga o temperatura de condensación tiene un efecto semejante en la capacidad de la máquina y está determinada, por la superficie del condensador y por la temperatura del agente de enfriamiento (aire) que actúa sobre el mismo. Según la literatura, normalmente las condiciones de condensación son:

- Temperatura de 32 °C de ambiente, en los condensadores de aire, que corresponden a una temperatura de condensación de 45 °C aproximadamente.

Conocida la temperatura a mantener dentro de la cámara de congelación ($-20\text{ }^{\circ}\text{C}$) y cámara de conservación ($-5\text{ }^{\circ}\text{C}$), y teniendo en cuenta la diferencia que debe existir entre aquella y la de evaporación del refrigerante, de acuerdo con el sistema de evaporador a emplear, se obtendrá la presión de aspiración a la que deberá trabajar el sistema, buscando la relación debida en la tabla de propiedades del refrigerante seleccionado.

Según (Gallego, 2006), para obtener la mayor capacidad y la mayor economía de operaciones en un frigorífico es de importancia que el sistema de refrigeración opere a las presiones de succión más altas posibles. Es esencial que la temperatura del gas que regresa al compresor esté a una temperatura mínima de $9,5\text{ }^{\circ}\text{C}$, arriba de la temperatura de evaporación, para evitar el flujo de refrigerante líquido al compresor.

Se deben aislar térmicamente las tuberías de admisión como forma de prevenir la escarcha y para rebajar el calor transmitido por las tuberías, y también para reducir la temperatura a la entrada del compresor.

1.1-Evaporadores de convección forzada

La capacidad de enfriamiento total de un evaporador de convección forzada está directamente relacionada con el caudal de aire que circula sobre él. En función de la potencia, el precio u otros factores, haremos la selección que más nos convenga para el proyecto.

Los evaporadores a seleccionar serán del tipo, refrigerados por gases, y de circulación forzada de aire, con sistema de descarche eléctrico, específicamente los evaporadores cúbicos (Evaporador de Techo), para las cámaras de congelación y de plafón (Doble flujo) para la antecámara, los cuales son los ideales para nuestro proyecto. Para así lograr una mejor distribución del frío en el interior de la cámara, y conseguir que las diferencias de temperaturas en el interior sean mínimas.

En el caso del evaporador de la cámara de congelación, este será un evaporador para baja temperatura (-15 a $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$), donde el refrigerante está entre 5 y $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ más frío, la temperatura de evaporación (Tevap). El evaporador de la antecámara será para media temperatura (-5 a $7\text{ }^{\circ}\text{C}$).

Deshielo de los evaporadores

El deshielo de los evaporadores, será mediante resistencias instaladas en los evaporadores. Este sistema no es el más económico, pero nos garantiza en todo momento un desescarche rápido sin tener que adoptar maniobras complejas y circuitos frigoríficos complementarios, como puede ser la inversión de ciclo frigorífico.

Los evaporadores también se pueden seleccionar, teniendo en cuenta los factores de corrección (F_c) y utilizando el gráfico ([ver Figura D1](#)), que permiten según la temperatura interior de la cámara determinar la potencia del evaporador, en este caso el factor de corrección para la cámara de temperatura (-20 °C) tenemos el factor de corrección 0,77 y para la antecámara (-5 °C), el factor de corrección es de 0,94.

Para los cálculos se emplea la fórmula (2.34) de la capacidad nominal ($CapNom$).

$$CapNom = \text{Capacidad condiciones trabajo} / F_c \quad (2.34)$$

2-La válvula de expansión (VE):

Se seleccionan entre los diferentes tipos de válvulas para este proyecto, las válvulas de expansión termostática (VET) del fabricante Danfoss, debido a sus características superiores de operación, con ecualización de presión externa utilizadas en grandes instalaciones frigoríficas, porque tienen una amplia gama de funcionamiento de temperaturas desde -60 °C a +50 °C con capacidades diferentes, y no son afectadas por la caída de presión a través del evaporador, incluyendo la caída de presión de los distribuidores de refrigerante empleados por los serpentines de evaporadores multi-circuito, se pueden utilizar en equipos de congelación y refrigeración. El recalentamiento debe estar entre 5 y 8 °C.

Para el cálculo de las válvulas se tiene en cuenta también:

- El refrigerante que se utiliza en la instalación
- La gama de trabajo de la válvula (con y sin MOP)

MOP: Máxima presión de funcionamiento, a la cual la VE cerrará la inyección de líquido en el evaporador. Esto protege el motor del compresor de la presión de evaporación excesiva. Según la gama (-40 a 10 °C), el punto de MOP está en 95 psig / 6,6 bar para R-407F, en el caso del R-404A está en los 120 psig / 9,3 bar.

El intervalo de presión para R-407 es desde 7,4 a 372,5 psig.

Además, se tienen en cuenta las pérdidas de carga real (Tablas de Danfoss), a través de la válvula de expansión (Δp) para la selección de la válvula y los orificios que incluye:

- Pérdida de carga en línea de líquido ($\Delta p_1 = 0,1$ a 1 bar, evaporador de múltiples circuitos).
- Pérdida de carga estimada en el filtro, visor de líquido, válvula de cierre y codos de las tuberías ($\Delta p_2 = 0,2$ bar)
- Pérdida de carga en la línea de líquido vertical, a causa de la diferencia de altura ($H = 6$ m), se obtiene de tablas Danfoss ($\Delta p_3 = 0,7$ bar).
- Pérdida de carga en el distribuidor de líquido ($\Delta p_4 = 0,5$ a 1 bar generalmente por el uso de distribuidores)
- Pérdida de carga en los tubos del distribuidor ($\Delta p_5 = 0,5$ a 1 bar)

La pérdida de carga total (Δp_t) a través de la válvula de expansión se obtiene por:

$$\Delta p_t = (P_c - P_e) - (\Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_3 + \Delta p_4 + \Delta p_5) \quad (2.35)$$

Dónde:

P_c , es la presión de condensación

P_e , presión de evaporación

Δp_t , Diferencias de pérdidas de cargas según tablas de Danfoss varían desde 2 bar hasta los 16 bar.

ΔP -caída de presión o diferencia de presión [bar].

Las caídas de presión estimadas de la línea de líquido (psig) que hay que restar a la caída de presión del sistema para obtener la caída de presión de la VET son:

- Para línea de líquido normal con tanque receptor, refrigerantes de presiones medias es (7 psig) y para presiones alta (10 psig).

- Para línea de líquido pesada (tubería larga o vertical elevando líquido con muchos accesorios) con tanque receptor para presiones medias (12 psig) y para presiones altas (17 psig).

Para nuestro caso, estos datos se obtienen con los valores de la temperatura de evaporación (T_o), y la temperatura de condensación (T_k) del evaporador seleccionado ([ver Tabla D2 y Tabla D3](#)), en la tabla del refrigerante seleccionado R-407F ([ver Tabla D4](#)) para la cámara de congelación y la antecámara.

1-Para la cámara de congelación ($t_o = -20$ °C), datos del evaporador seleccionado (altura de 6 metros) y sustituyendo en las fórmulas tenemos los siguientes resultados.

- 1-Temperatura de evaporación ($T_{\text{evap}} = -28$ °C)
- 2-Temperatura de condensación ($T_k = 45$ °C)
- 3- Presión de evaporación ($P_e = 2,274$ bar)
- 4- Presión de condensación ($P_c = 19,54$ bar, [ver Tabla D4](#))
- 5-Diferencia de presión $\Delta P = 17,26$ bar
- 6-Potencia evaporador $Q = 32,3$ kW
- 7-Pérdidas de carga total obtenida por la fórmula (2.35), será $\Delta p_t = 13,36$ bar

2-Para la antecámara ($t_o = -5$ °C), datos del evaporador seleccionado (altura de 6 metros):

- 1- Temperatura de evaporación ($t_o = -15$ °C)
- 2- Temperatura de condensación ($t_k = 45$ °C)
- 3- Presión de evaporación ($P_e = 3,76$ bar)
- 4- Presión de condensación ($P_c = 19,54$ bar)
- 5- Diferencia de presión $\Delta P = 15,78$ bar

6- Potencia evaporador $Q=37,5$ kW

7-Perdidas de carga total obtenida por la ecuación (2.35), será $\Delta p_t = 11,88$ bar.

1-Con la capacidad nominal del evaporador de la cámara de congelación ($Q=32,3$ kW), con este valor en las tablas de las VE Danfoss ([ver Tabla D2](#)) se obtiene el número de orificio.

2-Para la antecámara tenemos la capacidad nominal del evaporador ($Q=37,5$ kW), con este valor en la tabla de VE danfoss ([ver Tabla D2](#)) se obtiene también el número de orificio.

También cuando el subenfriamiento antes de la válvula es diferente a 4 K, las capacidades del evaporador utilizadas tienen que corregirse. Entonces la selección se puede hacer por la fórmula (2.37):

$$1. \text{ Valor de tabla} \times F_c = \text{Capacidad de la planta nominal} \quad (2.36)$$

$$2. \text{ Capacidad de la planta nominal} / F_c = \text{Valor de tabla} \quad (2.37)$$

Donde el factor de corrección (F_c), está asociado al número del orificio. Además, como factor de seguridad, debemos seleccionar la capacidad de la válvula que necesitamos ligeramente superior al valor calculado en un (+ 5 %).

Para la antecámara analizando la capacidad del evaporador, la cual es de 37,5 kW, $T_{\text{evap}} = -15$ °C y $T_{\text{cond}} = 45$ °C, según el factor de corrección $F_c=1$ (subenfriamiento 4 K), en las tablas de válvulas de expansión de Danfoss para R-407F, tenemos $\Delta p_t = 11,88$ bar lo que corresponde a la válvula TE 5 y orificio No 01 ([ver Tabla D2](#)).

Para la cámara de congelación, con evaporador de capacidad de hasta 32,3 kW, $T_{\text{evap}} = -28$ °C y $T_k = 45$ °C, obtenemos $\Delta p_t = 13,36$ bar que corresponde a la válvula TE12 con un orificio No 06 y No 07 ([ver Tabla D2](#)).

Las válvulas de expansión termostática TE5, TE12 se destinan a capacidades nominales desde 13 hasta 355 kW según Danfoss para el R-407 y otros refrigerantes en el rango N (-60 a +10 °C).

3-Condensadores:

Entre todas las posibilidades, adoptamos la elección de un condensador refrigerado por aire, pues ceden el calor del refrigerante al aire exterior, ya que el consumo respecto a los condensadores aire agua no son de gran diferencia, y así evitamos un gasto de agua y una instalación adicional del mismo. La ubicación del condensador será la parte exterior de la nave, así obtenemos mayores rendimientos del condensador. Este tipo de condensador representa una ventaja, ya que evitamos una instalación adicional de agua y su consumo, pero en contra aumentamos el consumo eléctrico al disponer de mayor número de ventiladores.

Con los datos de presión de aspiración y temperatura del agente enfriador (aire) en el condensador, buscaremos la unidad condensadora que, bajo dicho régimen de trabajo, dé el número de frigorías por hora previamente determinado.

También para la selección del condensador, calculando la potencia del condensador (Q_n), se puede realizar el cálculo por la fórmula según (Franco, 2006).

$$Q_n = Q_{abs} * F_c * F_r * F_a * \left(\frac{15}{\Delta T}\right) \quad (2.38)$$

Donde:

- $Q_{abs}=Q_o =76 \text{ kW}$ —Capacidad de refrigeración obtenida.
- F_c -factor de calor corrección (1,71), ([ver Figura D1](#)).
- F_r -factor refrigerante, se obtiene de acuerdo al tipo de refrigerante utilizado.
- F_a -factor de altitud, tiene en cuenta el lugar de instalación del condensador que es sobre el nivel del mar (1,01), ([ver Tabla D5](#)).
- $\Delta T=10 \text{ }^\circ\text{C}$ -Diferencia de temperaturas entre el condensador y la de entrada del aire.

A la potencia obtenida se le aplica un factor que considera la energía aportada por el trabajo de compresión, ya que es el condensador encargado de recibirla. Se considera un 40 % superior. Además, existen guías rápidas para la selección de las unidades condensadoras, según las aplicaciones y la temperatura de evaporación ($^\circ\text{C}$).

Para la selección del equipamiento de refrigeración de este proyecto empleamos los catálogos y los softwares de selección de la casa productora Frascold y Danfoss:

- Programa de selección Frascold.
- Programa de selección de compresores semiherméticos Frascold 3v1.14 (FSS) ((FSS), 2020).
- Programa de selección de unidades Frascold (FSU) ((FSS), 2020).

4-Alumbrado de la cámara, antecámara y exteriores

Se optará por el método general, ya que la distribución de la luz es uniforme, es decir, que se reparte en todas las zonas con idénticas condiciones de visión. Existen en los catálogos, tablas y normas de iluminación establecidas ([ver Tabla E1, Tabla E2, Tabla E3, Tabla E4 y Tabla E5](#)) y los cálculos se pueden hacer manual o se puede emplear el software DIALux (7.0, 2020).

Según la norma ISO NC 8995, referida a las especificaciones de la iluminancia para almacenes refrigerados tenemos:

- Luminarias para iluminación industrial: En áreas industriales se utilizan luminarias con lámparas fluorescentes lineales o de alta intensidad, esto dependerá de las características del área a iluminar. Como se tiene una relación espacio/altura de montaje mayor que 1 m, las luminarias deben ofrecer distribuciones de intensidad luminosa abiertas con el objetivo de lograr elevados valores de iluminancia vertical como horizontal.

Estas luminarias se pueden clasificar en función de la relación espacio permisible-altura de instalación ([ver Tablas E5 y Tabla E6](#)), en este caso, las luminarias serán de clase, gran dispersión por tener la instalación un espacio –altura por encima de 1,5 m.

Las luminarias seleccionadas son las lámparas de LED, pues su rendimiento aumenta considerablemente en bajas temperaturas, ya que esta tecnología funciona mejor y más tiempo en ambientes fríos, los sistemas tradicionales empleados hasta ahora generan más calor que las luminarias de LED y a bajas temperaturas reducen la eficiencia de los métodos tradicionales de iluminación.

5-Puertas y cortinas

Existen diferentes tipos de puertas para cámaras frigoríficas y cada una tiene sus características y fines, entre ellas tenemos las:

- Pivotantes
- Correderas (manual y automática)
- Guillotina
- Basculantes

Para este proyecto cada cámara contara de una única puerta para optimizar la conservación de la temperatura, estas servirán para la entrada y salida tanto de productos como personal, serán del tipo corredera manual. Existen en los catálogos tablas donde según el modelo de las puertas, seleccionamos el tipo, la temperatura de trabajo y el espesor de la hoja ([ver Tabla A5](#)).

Las puertas de corredera frigorífica para frío industrial, se emplean para cámaras de temperatura positiva, conservación de congelados y túneles de congelación ([ver Figura F1 y Figura F2](#)) para un trabajo continuo y donde se necesite una puerta con total garantía, tránsito intenso de carros, traspaletas y carretillas elevadoras. Además, el marco está diseñado para que la puerta sea muy eficiente energéticamente. La resistencia de sólo 15 W/ml es suficiente para un óptimo funcionamiento con temperatura de cámaras de hasta -40 °C y los marcos son adaptable a todos los espesores de panel o pared de obra.

Los espesores de la hoja varían desde 80, 100, 120 y 140 mm, según temperatura de la cámara, en nuestro caso seleccionamos, la puerta corredera industrial de espesor 100 mm, teniendo en cuenta la temperatura de trabajo, por lo que simplificamos y seleccionamos la misma puerta para la cámara y antecámara.

Las cortinas pueden ser, cortinas de lamas en PVC o también pudieran emplearse sistemas de cortinas de aires en ([ver Figura F3, Figura F4 y Tabla F1](#)). Existen de diferentes medidas y características en el mercado. Seleccionamos las cortinas de lamas PVC porque son una excelente y económica solución, por la excelencia de los materiales utilizados en su confección y por los accesorios de fijación de acero y aluminio que garantizan largo tiempo de vida útil independientemente del nivel de tráfico.

2.2.4 Metodología para la evaluación energética y exergética.

Los sistemas de refrigeración por compresión mecánica de vapor consumen aproximadamente del 30 al 50 % del total del costo reflejado en los recibos de electricidad. Este porcentaje varía de acuerdo a la degradación de los componentes por el tiempo de uso.

En el análisis de instalaciones frigoríficas, se debe tener en cuenta que la temperatura en el evaporador estará por debajo de la temperatura del medio (T_a). En este tipo de instalaciones, el trabajo suministrado se emplea en la exergía necesaria (mínima energía requerida para realizar la refrigeración), y las pérdidas de exergía debido a las irreversibilidades.

El balance exergético de la instalación de frío se realizara, partiendo del diagrama de mollier ([ver Figura G1](#)), y el diagrama temperatura entropía ([ver Figura G2](#)), donde se hace necesario obtener en primer término las exergías en cada uno de los puntos que se relacionan por cada equipamiento, compresor, válvula expansión, condensador y evaporador, teniendo en cuenta los parámetros de presión y temperatura del fluido en cada uno de los puntos, a partir de las mediciones realizadas.

El ciclo por compresión de vapor se muestra en el diagrama P-h ([ver Figura G3](#)), el cual se compone para el ciclo real de:

- 1-2 Compresión no isoentrópica en el compresor.
- 2-3 Rechazo de calor en el condensador a presión constante.
- 3-4 Estrangulamiento en la válvula de expansión.
- 4-1 Absorción de calor en el evaporador a presión constante

El comportamiento y funcionamiento de un sistema de refrigeración depende de las características de operación y en gran medida de la temperatura del refrigerante en el evaporador y en el condensador. Estas se ven limitadas por las condiciones de diseño de la cámara frigorífica y de las condiciones ambientales, lo que se manifiesta en una variación del coeficiente de operación energético y de los costos de operación exergéticos, debido al cambio de las irreversibilidades, (Jamal Uddin Ahamed, 2011), (Morosuk, 2008). Con el análisis energético y exergético se cuantifica la transformación de la energía y de la calidad de la energía, respectivamente, como los que presentan (Rosen, 2007), (Kai Wang, 2010). Sin embargo, con un análisis termoeconómico se evalúan los costos de operación exergéticos y los costos de operación exergo económicos, este análisis se basa en la evaluación de las eficiencia exergéticas de los equipos o sistemas térmicos, por medio de las irreversibilidades o de la exergía que se destruye durante los procesos, por consiguiente, en cada equipo se requiere de un modelo analítico y de una estructura productiva, (Antonio Valero, 1986).

En los últimos años ha habido un desarrollo de los principios teóricos y las aplicaciones del análisis exergético de equipos y plantas, donde se determinan las causas de las irreversibilidades y su magnitud, así como las áreas a las que hay que prestarle mayor atención durante el diseño, la explotación y complementado con una valoración exergo económica, adoptar decisiones en el sentido de modificación o sustitución de equipos. Sin embargo, la mayoría de los estudios de casos se inscriben en balances exergéticos de centrales termoeléctricas, sistemas de cogeneración y otras plantas (George Tsatsaronis, 2007) y (Valoni, 2004), que trabajan a temperaturas superiores a la atmosférica. En cambio, las aplicaciones a sistemas que operan a bajas temperaturas no aparecen con mucha frecuencia y son bastante generales (Pereyra, 2001) y (Morosuk, 2010). Aplicaron el análisis a un sistema de refrigeración por compresión de vapor utilizando diferentes refrigerantes como el R22, R717 y mezclas como el R-407C donde demuestra que la destrucción de exergía es diferente para cada fluido de trabajo y esta es máxima en el proceso de estrangulamiento.

En el presente trabajo se realiza un análisis termodinámico, el cálculo exergético del sistema de refrigeración por compresión de vapor seleccionado para el frigorífico de la planta UEB Planta 2 Jagüey Grande, donde se tiene en cuenta los elementos fundamentales que influyen en el sistema de refrigeración, con el empleo del refrigerante R-407F.

Los cálculos para los análisis energéticos y exergéticos se realizan con el empleo del software *TK Solver* (Systems, 2003). Para el análisis exergético, se emplea el diagrama de mollier del refrigerante R-407F (*Performat LT*), donde se obtuvieron las propiedades de los estados termodinámicos del ciclo, con el empleo del diagrama de mollier ([ver Figura G1, Figura G3 y Tabla G1](#)). Las variables medidas de presión, temperatura, entalpías y entropía para los ciclos de compresión de vapor, con sus nomenclaturas están reflejadas en el [cálculo final Tk](#).

Partiendo de la temperatura de las fuentes exteriores se determina las temperaturas de condensación y de evaporación empleando para ello el *software TK Solver* (Systems, 2003), o empleando las fórmulas como:

Considerando que, la fuente exterior es aire, la temperatura de condensación (t_k) se calcula por la fórmula (2.39):

Datos

- Temperatura del aire, temperatura diseño exterior (t_{amb}) 34,20 °C (obtenida de mediciones, temperatura asumida para este proyecto).
- $t_{amb} = 32$ °C , con $\pm 0,5$ (es la normada en Cuba para el diseño de estos equipos y para las condiciones de trabajo nominales, siempre que el enfriamiento en el condensador sea por aire).

$$tk = t_{aire} + (8 \div 14) [^{\circ}C] \quad (2.39)$$

$$tk = t_{salida\ aire} + 6^{\circ}C \quad (2.40)$$

Datos

Temperatura del aire exterior es 34.20 °C y asumiendo sobrecalentamiento (*superheating*) de 10 °C, tenemos:

$tk = 44,20$ °C Temperatura de condensación

$$tk = t_{salida\ aire} + 6^{\circ}C, \text{ Despejando} \quad t_{salida\ aire} = tk - 6^{\circ}C$$

$$t_{salida\ aire} = 38,20^{\circ}C$$

La temperatura de evaporación ($t_o = -20^{\circ}C$) para cámara congelación se calcula por:

$$t_o = t_{aire} - (8 \div 14) [^{\circ}C] \quad (2.41)$$

Sustituyendo en la fórmula (2.41) y asumiendo 8 °C, tenemos: $t_o = -28^{\circ}C$

$$t_o = t_{salida\ aire} - 6^{\circ}C \quad (2.42)$$

Despejando y sustituyendo en la fórmula (2.42), tenemos como temperatura salida del aire, $t_{salida\ aire} = -22^{\circ}C$

La temperatura de evaporación ($t_o = -5^{\circ}C$) para la antecámara será:

Sustituyendo en la fórmula (2.39) y asumiendo 8 °C, tenemos: $t_o = -13^{\circ}C$

$$t_{salida\ aire} = -7^{\circ}C$$

Para todos los casos se recomienda tomar un subenfriamiento (*subcooling*) antes de la válvula de expansión que oscila entre 2 y 4 °C por debajo de la temperatura de condensación, lo que asegura líquido en la válvula de expansión formula (2.43).

$$tse = tk - T3 = (2 \div 4) \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (2.43)$$

- (T3)-Temperatura refrigerante a la salida del condensador o entrada a la Válvula Expansión (°C)
- (tse)-Temperatura subenfriamiento (*subcooling*) ante la válvula (tse- (2 ÷ 4) °C). Asumido (tse=3 °C).

$$tse = tk - T3 \text{ , despejando } T3 = tk - tse$$

- $T3 = 41,20 \text{ }^\circ\text{C}$, Temperatura del refrigerante a la salida del condensador o entrada a la válvula de expansión.

Balance energético y eficiencia energética del ciclo

Para determinar la eficiencia energética del ciclo de compresión por vapor, se calcula el coeficiente de efecto frigorífico real, en función de la potencia mecánica real del compresor; y el coeficiente de efecto frigorífico efectivo, en función del consumo de potencia eléctrica total de todo el ciclo, estos se calculan con el empleo del software (Systems, 2003).

Para el ciclo, el coeficiente frigorífico real se calcula por:

$$COPr = \frac{h1-h4}{h2-h1} \quad (2.44)$$

El coeficiente de efecto frigorífico del ciclo ideal inverso de *Carnot*, se determinará por la ecuación.

$$COPC = \frac{T1}{T2-T1} \quad (2.45)$$

El cálculo de estos parámetros permite seleccionar adecuadamente cualquier componente del ciclo, pero también determinar y comprobar el estado técnico del ciclo de frío. La eficiencia energética del ciclo de compresión de vapor se obtiene mediante el parámetro conocido como *COP*, A mayor *COP*, menos potencia eléctrica será consumida por parte del compresor.

En el proceso de la válvula de expansión generalmente se considera un proceso disipativo, en este proceso las pérdidas de energía son las menores en el sistema de refrigeración (Sanjeev Anand, 2012),(Naushad A Ansari, 2012),(Sharma, 2015).

Además, con este tipo de análisis se muestra que parámetros afectan directamente a la eficiencia y con base a esto se puede elegir de una manera más adecuada los componentes del sistema de refrigeración por compresión mecánica de vapor (Alptug Yataganbaba, 2015a),(Alptug Yataganbaba, 2015b).

El análisis exergético del sistema para el ciclo de compresión por vapor se calculará también con el empleo del software *Tk Solver* (Systems, 2003), donde aparecen todas las fórmulas empleadas y sus nomenclaturas. Estos tendrán en cuenta los balances exergéticos de los diferentes componentes del sistema por separado, dónde se tiene en cuenta:

- Balance exergético compresor.
- Balance exergético condensador.
- Balance exergético de la válvula expansión.
- Balance exergético del evaporador.

También las pérdidas exergéticas totales del equipamiento (P_{tm}), que compone el ciclo se calcula de la forma siguiente:

$$P_{tm} = P_{exc} + P_{excd} + P_{exve} + P_{exe} \quad (2.46)$$

Las pérdidas exergéticas de todo el ciclo (P_{tc}), se calcula de la forma siguiente

$$P_{tc} = E_{disp} - E_{apro} \quad (2.47)$$

Para la comprobación de que las mediciones y los cálculos son correctos, se realiza, por la siguiente fórmula:

$$ErrorE = \left[\frac{P_{tc} - P_{tm}}{P_{tc}} \right] \times 100 \leq 5 \% \quad (2.48)$$

Si el error ($ErrorE$), es menor o igual al 5 % se pueden considerar válidos los cálculos para labores de ingeniería.

La evaluación termoeconómica del ciclo se calcula por el software *TK Solver (Systems, 2003)* y ([Calculo final Tk](#)), para todos los componentes que conforman el sistema de refrigeración

Balance termoeconómico compresor.

Teniendo en cuenta que una bombona de refrigerante R-407F de 55 kg, cuesta en el mercado europeo alrededor de los 200 €, costando cada Kg alrededor de 3,63 €.kg, y conociendo la masa del refrigerante del sistema analizado de 26 kg, el flujo de dinero de refrigerante, será de 94, 38 €.kg.

Celec → Costo de energía eléctrica; \$/kW·seg.

Según Resolución 28/2011, ministerio de finanzas y precios (MFP), de tarifas eléctricas para el sector no residencial con actividad continúa, el precio del kWh teniendo en cuenta el factor $K=4.2143$ (coeficiente de ajuste de las tarifas por variaciones de precios de los combustibles utilizados en la generación eléctrica) es de: 0,1839 \$/kWh promedio.

- Balance termoeconómico del condensador.
- Balance termoeconómico de la válvula expansión.
- Balance termoeconómico del evaporador.

También se realizarán los cálculos para la comprobación de que las mediciones y los cálculos son correctos.

$$Error = \left(\frac{Dsre - Derc}{Dsre} \right) \times 100 \leq 5 \% \quad (2.49)$$

La eficiencia exergética del ciclo de refrigeración, la relación entre el flujo de exergía del calor retirado en la cámara fría y el flujo de exergía a la entrada del motor eléctrico se calcula por:

$$\eta_{\epsilon xc} = \frac{E_{apro}}{E_{disp}} * 100 \quad (2.50)$$

El cálculo del factor Exergoeconómico se hará por la fórmula:

$$F_{\text{execo}} = \frac{100 \cdot Z_{\text{execo}}}{Z_{\text{prod}} + Z_{\text{execo}}} \quad (2.51)$$

Los estados termodinámicos del ciclo de refrigeración, se obtienen para las siguientes condiciones de operación; temperatura de la cámara fría, $T_{\text{fr}} = -28 \text{ }^\circ\text{C}$ y en el condensador $T_k = 34,20 \text{ }^\circ\text{C}$; y eficiencia isoentrópica del compresor, 85 %.

2.2.5 Metodología para la evaluación económica de la inversión propuesta

En el caso de este proyecto, donde se realizará la inversión para la compra de maquinaria y materiales que tienen por lo general un tiempo de vida útil de 15 a 20 años para la maquinaria, donde durante ese tiempo se va a generar cobros derivados de las ventas de los productos almacenados ya elaborados, gastos que generan pagos, al igual que la inversión para la compra de los materiales de construcción, los cuales tienen un tiempo de vida útil superior a los 30 años.

Dentro de los costos de los materiales: Se incluirán entre otros todos los gastos de los productos utilizados para la realización de la instalación frigorífica, los cuales serán los costos de la inversión (C_{inv}), ([ver Tabla H1](#)).

- Elementos cámara frigorífica (materiales).
- Intercambiadores.
- Grupo unidad compresor.

Dentro del costo de la mano de obra: Se establecerá el costo derivado del montaje de los equipos y de los diferentes sistemas. En primer lugar, se detallan el número de horas necesarias para la realización de cada una de las tareas. Se definen cuatro diferentes:

- Montaje de la cámara: Implica el ensamblaje de los paneles, colocación de los accesorios y equipamiento del interior de la cámara.
- Montaje equipo de frío: Los componentes de la instalación llegan por separado. Deberán de ser colocados cada uno en su sitio y su posterior ensamblaje de cada una de las partes.

- Puesta en marcha: Una vez realizado el montaje de todos los componentes de la instalación, se realizarán las pruebas pertinentes antes de poner la puesta en marcha de la instalación.
- Medidas contra incendio: Consiste en la colocación de los equipos de protección contra incendios.

Los costos relacionados al montaje (C_{mont}) aparecen en los anexos ([ver Tabla H2](#)).

Para realizar los diferentes cálculos emplearemos las tablas de cálculos *Excel* para lo cual emplearemos las fórmulas relacionadas a continuación.

El costo total (I_{total}) de la inversión inicial se puede calcular por la fórmula siguiente:

$$I_{total} = C_{inv} + C_{mont} \quad [\$] \quad (2.52)$$

Analizando los movimientos de fondos

-La depreciación (D), se calcula como tiene normado Cuba, regulado por el fisco, en un 10 % anual del costo de la inversión, emplearemos la fórmula siguiente:

$$D = 0,10 * C_{inv} \quad (2.53)$$

El costo de producción (CP) se determina de acuerdo a los elementos de costos, recogidos en costos fijos (CF) y costos variables (CV).

$$CP = CF + CV \quad [\$] \quad (2.54)$$

El valor de la producción (VP) se calcula como el precio unitario de cada producto por el volumen de producción de cada producto.

$$Vp = p_{up} * Volumen\ de\ produccion \quad [\$] \quad (2.55)$$

Una vez determinado el costo de producción total y el valor de la producción, se calculan los indicadores económicos que permiten definir la eficiencia económica del proceso. Se recomienda utilizar como indicadores económicos para definir la factibilidad económica del proceso el Valor Actual Neto (VAN), la Taza interna de rentabilidad (TIR) y el Plazo de Recuperación de la Inversión (PRI).

El movimiento de fondos (S) o flujo de caja, es la diferencia entre los cobros y pagos que se producen como resultado de la inversión. Este movimiento de fondos se hace para cada año del horizonte.

$$S = Cobros - Pagos \quad [\$] \quad (2.56)$$

Valor actual neto (VAN).

Tiene en cuenta que el dinero invertido pierde valor con el tiempo, debido fundamentalmente al interés bancario. En su cálculo se actualizan todos los flujos de fondo de un año base, y se compara el flujo equivalente, si es mayor que cero es económico realizar la inversión, ya que permite obtener una mayor cantidad que el dinero invertido inicialmente. Todos los cálculos se realizan sobre la base de un interés conocido.

Se determina como la suma del movimiento de fondo (S) actualizado, para un interés dado (i) en el tiempo que enmarca el horizonte (n) y su valor debe ser positivo y en el orden de la inversión.

$$VAN = -I + \frac{S}{1+i} \quad (2.57)$$

Dónde:

- Tasa interna de retorno (TIR).

Se determina calculando el VAN para diferentes tasas de interés, donde si el TIR > i, conviene la realización del proyecto.

$$TIR = i1 - \frac{VAN(P) \times (i1 - i2)}{VAN(P) - VAN(N)} \quad (2.58)$$

Donde:

- VAN (P): Valor actual neto positivo [\$]
- VAN (N): Valor actual neto negativo [\$]
- (i₂): Interés para el cual el VAN se hace negativo [\$]

Es aquel donde el movimiento de fondo se hace positivo, lo que quiere decir que ya se pagó la inversión realizada.

$$PRI = \frac{I}{G} \quad (2.59)$$

- I: Inversión.
- G: Ganancia

Se calcula en función de los costos y los ingresos promedios anuales durante el horizonte analizado.

Se calcula el retorno de la inversión o rentabilidad porcentual, que se refiere a la relación que existe entre la ganancia y la inversión, este refleja el ritmo con que se recupera la inversión a través de la ganancia.

El % de retorno de la inversión (RI), se calcula a partir de la siguiente fórmula.

$$\% \text{ Retorno Inversión} = \frac{G(\text{con Modificación}) - G(\text{sin Modificación})}{I} * 100\% \quad (2.60)$$

Los resultados finales obtenidos sobre el movimiento de los fondos con el empleo de las tablas del Excel ([Evaluación Inversión](#)).

2.2.6 Metodología para determinar el impacto Ambiental.

Dentro de la evaluación de impacto ambiental, se tendrán en cuenta el funcionamiento del sistema de refrigeración del frigorífico, de este análisis se podrá obtener conclusiones acerca de las consecuencias medioambientales debido a las emisiones de contaminantes (CO₂), de la instalación, para la selección del refrigerante idóneo. También se tendrá en cuenta el efecto acústico, la presión sonora de la instalación provocada por el funcionamiento del frigorífico como consecuencia de los diferentes elementos móviles que forman parte del sistema de refrigeración. Pues este, tiene un efecto inmediato sobre las personas, siendo sensibles al ruido que pueda ser emitido por el sistema.

Ruidos y Vibraciones

El nivel de intensidad normal de audición (L) es igual a 60 decibeles (dB), por encima de los 120 decibeles (dB), es lo que se conoce como el umbral doloroso. Los equipos de refrigeración incluyen dentro de sus datos técnicos los niveles sonoros medido en potencia sonora según rangos de temperatura de trabajo de las unidades interiores y exteriores los cuales varían (Los compresores Bitzer, Zanotti, desde 65 dB hasta 85 dB) y también medido en presión sonora (1 m) según tipo de refrigerante.

Los refrigerantes son la principal causa del impacto medioambiental con la emisión de CO₂ a la atmósfera. El aumento excesivo de este gas al ser lanzado artificialmente a la atmósfera, en grandes cantidades, tiene un efecto sobre el medio ambiente, aumentando el conocido Efecto Invernadero. Lo que hace que se altere el equilibrio térmico, contribuyendo al calentamiento global de la superficie terrestre. También la utilización de compresores de alto rendimiento, es un requisito básico para una política de ahorro de energía y protección del medio ambiente adecuada.

La evaluación del impacto ambiental de los refrigerantes a emplear, se analizará a través del cálculo del TEWI, debido a que el uso de refrigerantes con bajo GWP y el control sobre las fugas de refrigerantes son de vital importancia para el futuro y la reducción de los costos de las instalaciones frigoríficas, así como para la disminución de su impacto ambiental, ([ver Tabla II](#)).

El impacto total equivalente del sistema de refrigeración sobre el calentamiento: Se cuantifica mediante el parámetro TEWI (*Total Equivalent Warming Impact*), un parámetro que tiene en cuenta tanto los efectos directos como los indirectos, se calcula mediante la fórmula:

$$TEWI = (PCA \times L \times n) + PCA \times m \times (1 - \alpha) + (n \times E_{\text{anual}} \times \beta) \quad (2.61)$$

-El cálculo del CO₂ equivalente(7.0, 2020) se realizará por la fórmula siguiente:

$$CO_2_{\text{equiv}} = m \times PCA_{\text{ref}} \quad [\text{Kg.KWh}] \quad (2.62)$$

Dónde:

1 kWh=0.69 Kg CO₂ (Datos resultado de análisis realizados en diferentes países).

L- media de fuga de refrigerante anual (hasta 15 % refrigerante/año). puede aproximarse como $0,4 \text{ m}^3, [\text{kg} \cdot \text{año}]$.

m-carga del refrigerante [kg]

n- Tiempo de vida del sistema, asumimos 15 años (en refrigeración y climatización puede estar entre 10 y 15 años).

E anual-Energía consumida anual [kWh. Año] depende del rendimiento del ciclo.

β - factor de emisión, CO₂ emitido por la generación de energía [kg CO₂/kWh].

α -% de refrigerante recuperado al final de la vida del sistema se encuentra entre 10, 40,80 %. Se puede estimar un valor. Asumimos 0,60 %.

El impacto debido a pérdidas por fugas, igual al PCA directo se calcula por es: $(PCA \times L \times n)$.

El impacto por las pérdidas producidas en la recuperación igual al PCA directo es: $PCA \times m (1 - \alpha \text{ recuperacion})$.

El impacto debido a la energía consumida igual al PCA indirecto es $(n \times E \text{ anual} \times \beta)$.

En Cuba el factor de emisiones de dióxido de carbono (CO₂) por consumo de electricidad (β), es calculado por los MWh*0,86, donde 0,86 es el factor de emisión de CO₂ por consumo de electricidad por año. Según un informe de Cuba energía, la capacidad eléctrica total instalada en el 2009 fue de 5 522,6 MWh y en el 2018 la generación estaba situada en los 6 661,00 MWh, datos obtenidos de los gráficos de (Foresightcuba, Octubre 2019), lo que incluye todas las tecnologías ($\beta=5\ 728,46 \text{ kg CO}_2/\text{kWh}$).

1-Realizando el cálculo del dióxido de carbono equivalente (CO₂equiv), para el R-407F, el R404A y el R442A, tenemos sustituyendo en las fórmulas:

Masa refrigerante igual a 26 kg en el sistema de refrigeración por unidad de la cámara.

1.1-Para el R407F PCA=1705 a 1825, sustituyendo en la fórmula (2.62), tenemos:

$CO_{2equiv} = 44\ 330,00 \text{ kg}$ para una Unidad.

1.2-Para el R-404^a PCA=3784 a 3922, suponiendo la misma masa de refrigerante sería:

$$CO2_{equiv} = 98\,384,00 \text{ kg para una Unidad}$$

1.3-Para el R-442^a PCA=1793 a 1888, con la misma masa de refrigerante sería:

$$CO2_{equiv} = 49\,088,00 \text{ kg para una Unidad}$$

2-Calculando el TEWI, para los diferentes refrigerantes, obtenemos los siguientes resultados.

2.1-Para el R407F sustituyendo en la fórmula (2.61), tenemos como resultado:

$$TEWI = 148\,313,615/1000 = 148,31 \text{ tn } CO2 \text{ Para el R407F.}$$

2.2-Para el R404A_sustituyendo en la fórmula (2.113), tenemos como resultado:

$$TEWI = 240\,101,46/1000 = 240,10 \text{ tn } CO2 \text{ Para el R404A.}$$

2.3-Para el R442A_sustituyendo en la fórmula (2.113), tenemos como resultado:

$$TEWI = 156\,393,06/1000 = 156,39 \text{ tn } CO2 \text{ Para el R442A.}$$

3-Realizando un análisis económico del costo total (Costtotal), para estudiar los beneficios que aporta el empleo del R-407F, empleando para eso la fórmula siguiente:

$$Costtotal = m * P + m * n * L * P + Ce * E * n \quad [€/kg] \quad (2.63)$$

Las suposiciones adoptadas, son las siguientes:

Precio del refrigerante (P), teniendo en cuenta la tasa en el mercado europeo, incluido el impuesto sobre valor añadido (IVA), es de 82 €/kg para el R404A y 70 €/kg para el R407F. El precio del kg de refrigerante está relacionado con su potencial de calentamiento atmosférico (PCA).

Costo de la energía (Ce) en Cuba: 0,26 \$/kWh.

Sustituyendo en la fórmula (2.63) tenemos que:

- Para el R404A $Costtotal = 77\,402,00 \text{ \$/kWh}$
- Para el R407F $Costtotal = 66\,560,00 \text{ \$/kWh}$

Debido a las normativas existentes en el mundo, se aplican tarifas impositivas para el uso de refrigerantes con altos valores de PCA, por eso el interés en sustituir los refrigerantes utilizados en instalaciones de refrigeración por otros más respetuosos con el medio ambiente.

En este trabajo se ha realizado una evaluación del efecto que provoca el empleo del R407F comparado con el R404A en aplicaciones de refrigeración comercial desde varios puntos de vista. Donde se pueden extraer las siguientes conclusiones:

- En aplicaciones de conservación, el R407F consume un 4 % menos respecto del R404A. Además, el impacto medioambiental es un 55 % menor y la sustitución provoca un 8 % de ahorro anual.
- Para aplicaciones de congelación, el R407F consume un 8 % menos comparado con el consumo del R404A. Desde el punto de vista del medio ambiente, respecto al R404A, emite un 50 % menos de tnCO_2 equivalentes y el ahorro obtenido es aproximadamente un 10 % ([ver Figura 11 y Figura 12](#)).

De las simulaciones realizadas:

Se han obtenido mejores resultados con el R407F en comparación con el R404A, ([ver Figura 12](#)) gráfico de barras análisis económico $Costtotal$ a bajas temperaturas. Desde el punto de vista energético, de emisiones equivalentes de CO_2 y económico en el campo de la refrigeración comercial. Por lo tanto, se considera aceptado el empleo del R407F en comparación con el R404A, el cual hasta ahora es uno de los refrigerantes más usados en la refrigeración de las medias y bajas temperatura en Cuba.

2.2.7 Conclusiones parciales del Capítulo

En este, se plantea las diferentes metodologías para evaluar el diseño del frigorífico, como para la selección de los equipos del sistema de refrigeración, los materiales de construcción y los diferentes cálculos para los análisis económicos y ambientales de la propuesta.

Selección de los componentes del sistema de refrigeración.

La evaluación exergética del ciclo de refrigeración permitirá evaluar el estado del equipamiento que compone el ciclo comparándolo con los parámetros de catálogo, también permitirá determinar el tiempo más económico para realizarle el mantenimiento a un sistema de frío, comprobar en la puesta en marcha del sistema nuevo, que los parámetros coinciden con las especificaciones realizadas y propuestas por el proveedor.

Capítulo 3: Análisis de los resultados.

En el presente capítulo se realiza la valoración de los resultados obtenidos con el empleo de las herramientas de cálculo de *Excel* para los cálculos de las cargas térmicas para la selección del equipamiento de refrigeración y con el empleo del software de selección Frascold (FSS) de los sistemas de refrigeración para este proyecto en los anexos ([ver Tabla J1, Tabla J2 y Figura J1](#)). También se analiza los resultados obtenidos con el empleo del software *TK.Solver* (Systems, 2003), de los cálculos de análisis energéticos, exergéticos y termoeconómico del ciclo de compresión de vapor usando el diagrama de mollier del refrigerante R-407F para realizar el análisis paramétrico del coeficiente de operación, de la eficiencia exergética, de la potencia suministrada al compresor y del flujo de refrigerante para la potencia frigorífica dada para la cámara de congelación. Además de la valoración técnico económica y medio ambiental de la inversión de la instalación.

3.3.1 Caracterización de la UEB # 2 Planta Jagüey Grande.

La misión fundamental de la empresa es producir alimentos y bebidas de calidad con reconocido prestigio, trabaja para satisfacer las exigencias de los mercados nacional y de exportación, brindando un servicio profesional y personalizado con alta responsabilidad social en completa armonía con el medio ambiente, con honestidad y respeto a los clientes. Su principal producción son los jugos asépticos de mango, naranja, manzana, melocotón, pera, piña y compotas. Además de los roncs y vinos. La empresa tiene como visión ser una entidad competitiva de la sociedad cubana para los alimentos y bebidas envasados de larga duración, desarrollando sus capacidades para procesar y comercializar productos con los más altos estándares de calidad.

3.3.2 Resultados de las cargas térmicas.

Con los resultados de las cargas térmicas obtenidos, 76 kW (65360 Kcal/h) en los cálculos ([Calculo de CT](#)), nos permite, realizar una búsqueda del equipamiento más idóneo, cercanos a nuestras necesidades y la selección del equipamiento de refrigeración necesario, para cumplir con las exigencias del proyecto de diseño.

El análisis de los resultados de estas cargas térmicas real sin tener en cuenta los factores de seguridad nos muestran que el 18 % de las cargas están asociadas a la ganancia de calor a través de los elementos

constructivos y un 15 % corresponde a la ganancia de calor durante la explotación, de ahí la importancia de realizar la mejor selección de los materiales y equipos para cumplir con nuestros objetivos.

3.3.3 Selección del equipamiento.

1-Refrigerante seleccionado

El refrigerante seleccionado, es el R-407F. Por las siguientes razones:

Analizando las características, aplicaciones, y la relación de los diferentes refrigerantes estudiados y su afectación con el medio ambiente, por los cálculos realizados del TEWI ([ver Tabla J3](#)) y conociendo las temperaturas de trabajo, se realiza la elección del refrigerante R-407F.

- Posee un menor potencial de calentamiento atmosférico (PCA) comparado con las otras alternativas existentes.
- Permite trabajar a temperaturas de evaporación comprendidas entre -45 °C y $+10\text{ °C}$, rango en el que se encuentra la temperatura de evaporación estimada para la cámara de congelación (-20 °C) y la antecámara (-5 °C) para este proyecto.
- Mejor solución a largo plazo, pues es un refrigerante diseñado para nuevas instalaciones y para la sustitución del R-404A en instalaciones de media y baja temperatura.

Al emplear el refrigerante R407F en vez de R-404A, se consigue cumplir con dos importantes necesidades:

- Lograr un menor consumo energético.
- Cumplir la retirada de los refrigerantes HFC que producen efecto invernadero elevado por otros con un impacto sobre dicho fenómeno menor.

La conclusión, es que la capacidad de reducción del consumo energético teniendo en cuenta el costo de operación al año que aporta el empleo del sistema con R407F (66 560,00 \$/año), sumada a la menor emisión de CO₂ ([ver Tabla J3](#)), respecto al R-404A (77 402,00 \$/año), lo convierten en el refrigerante idóneo para nuestro proyecto y para sustituir a los gases utilizados hasta ahora. El potencial de mejora de la rentabilidad global de las operaciones relacionadas con la refrigeración lo convierten en un producto clave en las industrias cada vez más sostenibles.

Con el refrigerante elegido, y con las temperaturas de evaporación y de condensación se traza en el diagrama mollier el ciclo de refrigeración. En base a dicho diagrama se obtienen las presiones máxima y mínima, el calor cedido por el refrigerante al evaporador, el calor que el condensador debe disipar al exterior y la energía a suministrar al compresor, procediéndose con estos datos al dimensionado y elección de los componentes del equipo de refrigeración. Los equipos que componen el sistema seleccionado, fueron seleccionado de la casa productora *Frascold* a través del software ((FSS), 2020) y de los catálogos *Aerre Advance Refrigeration*,(Refrigeration, 2015).

2-Compresor: Se seleccionan los compresores semiherméticos alternativos de simple etapa (*single stage compressors*) de 4 y 6 pistones Frascold para este proyecto porque:

- Son de los más empleados en la industria, unos de los que mayor rendimiento alcanza en la mayoría de las aplicaciones y cubren una extensa gama de necesidades.
- A pesar de que su precio es bastante alto, se considera que resulta más ventajoso reparar un compresor semihermético que sustituir un hermético, porque su principal ventaja es que son reparables y existen repuestos de fábricas para su mantenimiento.
- Porque pueden ser empleados para la refrigeración normal, la ultra congelación y presentan gran campo de aplicación sin refrigeración adicional.
- Es la opción más económica, en comparación de otros compresores como los de caracol (Tecnología Scroll) a pesar de presentar estos, un costo total del equipo más efectivo y alta eficiencia estacional.
- Por ser la tecnología de pistón semiherméticos la opción perfecta para la refrigeración comercial a escala superior.
- Además, el empleo de las instalaciones con compresores de pistones permite fraccionar la potencia frigorífica necesaria en las instalaciones, por lo que el fraccionamiento de la demanda térmica se lleva a cabo con diferentes unidades de compresores, sin ningún mecanismo adicional, si se empleara los compresores de caracol de grandes dimensiones se tendrían que instalar variadores de frecuencia, encareciendo notablemente la instalación.
- Por sus aplicaciones, que demandan la posibilidad de reparar cada uno de los compresores de forma independiente.

- Por lo general se dispone de personal propio de mantenimiento, por ejemplo, si esta instalación fuera del tipo centralizada con compresores de tornillo a base de amoníaco, en los cuales es menos frecuente el mantenimiento, comparada con la instalación diseñada para este proyecto, el personal encargado de la instalación centralizada debe estar más cualificado. Los operarios para el manejo de una planta de amoníaco deben tener mayor formación.

El proyecto de diseño constara de varios sistemas de refrigeración por compresión de vapor con un total de 3 sistemas equipados con compresores semiherméticos de pistones Frascold. Pues son los empleados para las instalaciones que trabajan a medias y altas potencias debido a sus costos y dimensiones, respecto a otros tipos de compresores.

Para las condiciones de trabajo de la cámara de congelación de temperatura de evaporación (-20 °C) y temperatura de condensación de (45 °C), trabajando con R-407F, ha correspondido al compresor Z40-154Y (Frigopack, 2019), cuya capacidad de refrigeración cubre perfectamente con los requerimientos del sistema para la elección del condensador y evaporador, al igual que para la antecámara de temperatura evaporación de (-5 °C), la cual ha correspondido con el compresor S15-52Y y cuya potencia total del sistema es de 77,07 kW ([ver Tabla J4](#)).

Estos tienen características especiales como son:

- Para aplicaciones universales con refrigerantes HFC estándar, HFO y nuevas mezclas de bajo GWP.
- Alto nivel de eficiencia independientemente del refrigerante y de las condiciones de funcionamiento. Compresores semiherméticos refrigerados por aire para la refrigeración a baja temperatura para refrigerantes (R22/R404A/R407F/R442A).
- Alta confiabilidad en piezas críticas, incluyendo la resistencia a los choques de líquido.
- Bajo TEWI total *Equivalent Warming Impact* (impacto de calentamiento equivalente total).
- Amplio campo de funcionamiento para permitir el uso de un modelo único para aplicaciones de baja y media temperatura.

3-Evaporadores seleccionados para la cámara de mantenimiento de productos congelados.

Los Evaporadores seleccionados para la cámara de congelación son del tipo cubico, cantidad seleccionado 2 sistema de evaporadores ,catálogos (RCC Refrigeracion & Climate Control, 2017) y (Group Daikin, 2018).Sus características y datos técnicos se pueden ver en los anexos ([ver Figura J2 y Tabla J5](#)) .

Evaporador seleccionado para la antecámara: El evaporador seleccionado es de doble flujo, cantidad seleccionado 1, cuyas características y datos técnicos se puede ver en los anexos ([ver Figura J3 y Tabla J6](#)) y en los catálogos (RCC Refrigeracion & Climate Control, 2017).

4-Las válvulas de expansión termostática seleccionadas tipo TE5 y TE12

Estas válvulas serie TE con conexión equilibrador externo de presión se seleccionan por su aplicación en las instalaciones de baja potencia frigorífica, para temperatura de condensación +45 °C, subenfriamiento de 4 a 40 K (4 K aplicación standard y 40 K para R-404A).

En estas válvulas la inyección se controla en función del recalentamiento del refrigerante, empleadas para las medias y bajas temperaturas con refrigerante R-407F, pues estos dispositivos puede usarse en todas las aplicaciones de refrigeración, y se encuentran en los catálogos (Danfoss, 2004) debido a sus ventajas tales como:

- Amplia gama de temperaturas desde -40 °C hasta +10 °C.
- Se puede utilizar tanto en aplicaciones de congelación y refrigeración.
- Conjunto de orificio intercambiable.
- Fácil ajuste de capacidades y mejores prestaciones.
- Rendimiento de ajuste constante del recalentamiento.

Las válvulas de expansión termostática (VET) seleccionadas cumplen con los requerimientos para los evaporadores seleccionados para nuestro proyecto. Además, permiten un llenado más rápido del evaporador y un enfriamiento más eficiente, ([ver Figura J4](#)).

Datos técnicos de las VET seleccionadas:

- Presión de trabajo (PB) admisible de 22 bar.
- Temperatura máxima bulbo 60 °C

- Temperatura mínima – 60 °C
- Presión máxima de prueba de 28 bar.

5-Unidad condensadora por aire:

Se seleccionan las unidades condensadoras carrozadas por aire, (Refrigeration, 2015), (Group Daikin, 2018), de montaje sobre el suelo o techo sin ningún tipo de protección adicional, la carrocería está construida en plancha pintada con pintura en polvo epoxi. Diseñadas para ser equipadas con compresores Frascold, Dorin, Bitzer, Copeland, con rangos de potencia que varían según la temperatura, para $T = -10$ °C, potencias desde 1,7 kW a 70,4 kW y para temperaturas de hasta $T = -30$ °C, potencias desde 0.9 kW hasta 34,4 kW para refrigerante R404A y R407F.

Ventajas de las unidades condensadoras por aire seleccionadas, respecto a los refrigerados por agua:

- El consumo de agua es nulo. Muy importante, ya que el agua es un bien escaso, y tiene un costo elevado.
- La eficiencia del condensador es independiente del grado de humedad del aire.
- Necesita muy poco mantenimiento, debido a su rápida y fácil limpieza.

Como inconveniente estas unidades tienen, la temperatura de condensación elevada. La cual debe de estar entre los 10 y 14 °C por encima de la temperatura exterior (34,20 °C), motivos por lo que podemos obtener una disminución del rendimiento de la instalación.

Unidad condensadora GMC 400 LAF y GMC 150 MAF para el diseño del frigorífico: Las unidades condensadoras carrozadas seleccionadas para la cámara de congelación, del modelo GMC 400 LAF y antecámara modelo GMC 150 MAF aparecen en el anexo ([ver Figura J5](#)), con sus datos técnicos ([ver Tabla J7 y Tabla J8](#)). Los cuales cumplen con los requerimientos para nuestro proyecto.

6-Paneles sándwich de poliuretano seleccionados con y sin recubrimiento para pisos, techos y estructura general, para el montaje del frigorífico.

Para cerramientos, techos

Se seleccionan los paneles sándwich de poliuretano de 200 mm de espesor por factor de seguridad normados internacionalmente a pesar de que por los cálculos realizados el obtenido es de 174 mm de espesor, el cual se encuentra en el rango de 160 a 200 mm, por sus buenas características y porque cumple con nuestras exigencias para este proyecto.

Para pisos: Aislante de 12-20 cm (150 mm) de espuma rígida de poliuretano (*PUR*) de 70 kg/m^3

- Por ser el poliuretano rígido el material aislante térmico más eficiente y duradero. Su baja conductividad térmica conferida por su estructura celular cerrada y su innovadora tecnología de fabricación.
- Por ser el material aislante por excelencia en múltiples aplicaciones industriales y el producto más utilizado en el aislamiento por su eficiencia energética ([ver Tabla J9](#)).

7-Las puertas y cortinas seleccionadas: Las puertas seleccionadas son del modelo BT 200x300SX y TN 200x300SX, incluyen porta burletes. Estas se seleccionan por sus diferentes ventajas destacables como:

- Instalación rápida y sencilla con bajo mantenimiento.
- Alta hermeticidad y durabilidad.
- Apto para el contacto con alimentos.
- Cualidades funcionales, climáticas, higiénicas y sanitarias óptimas.
- Por su amplio rango de trabajo, desde $-20 \text{ }^\circ\text{C}$ a $-40 \text{ }^\circ\text{C}$ y buenas características técnicas.

Las cortinas seleccionadas son de lamas en PVC, para temperatura de hasta $-40 \text{ }^\circ\text{C}$, por ser una excelente y económica solución para reducir las pérdidas de energía en los recintos refrigerados y por sus mejores costos en el mercado comparado con otros sistemas empleados, como los de cortinas de aire.

Para ambas cámaras se emplearán cortinas de medidas de 260 a 300 mm de alto y 200 a 250 mm de ancho (S.A, 2017).

También como otra opción pudieran emplearse cortinas de aire frigorífico, especialmente recomendada para el uso en puertas de cámaras frigoríficas y congeladores industriales donde existe un gran salto térmico y las pérdidas energéticas pueden ser muy altas.

8-Para el alumbrado: Para este proyecto seleccionamos, las luminarias del tipo lámparas fluorescentes con tubos de Leds de la marca Philips. Estas se han elegido porque tienen una mejor reproducción de color y es más eficiente, además de otras características. Ya que entre el 90 % y el 100 % del flujo luminoso se dirige a la superficie a iluminar, siendo el más económico, de gran rendimiento, por su bajo consumo de energía y por su amplio empleo para almacenes refrigerados.

Se emplearán para el alumbrado de la cámara y antecámara lámparas fluorescentes de leds de 34 W, nivel de iluminancia mínimas recomendadas $E=300$ Lux, muy empleadas para el alumbrado industrial. Las lámparas fluorescentes tienen una vida útil de 7500 h.

Emplearemos los tubos leds SERIE S00300 de 34 W con 384 leds de 2 tubos, equivalente a los tubos fluorescentes tradicionales con las ventajas de la iluminación LED con un flujo lumínico de 2941 lm a 2806 lm, total de lúmenes (lm) de 5612 y altura del punto de luz de 6 m recomendados. Además, la utilización de tubos fluorescentes es la única alternativa cuando se trata iluminar naves industriales con poca altura ya que no producen deslumbramiento por su superficie relativamente grande. Pues para altura mayor de 5 m todavía los tubos fluorescentes son competitivos.

La disposición de las luminarias en el local, tendrá el objetivo de garantizar siempre que el local este bien iluminado y se deberán colocar en el techo de manera que formen figuras regulares y a la distancia de separación (e) recomendada. En nuestro caso las mismas podrán tener una distancia entre luminarias de 4 m.

Para el alumbrado exterior se emplearán lámparas industriales de leds, las cuales son de bajo consumo y son destinadas para emplear en naves industriales, frigoríficos e iluminación en general en espacios donde la altura del techo sea superior a tres metros, cuyas especificaciones técnicas son: 48 leds de potencia Cree XRE de 1 W, 110/220 VAC, Potencia 60 W y presentan entre otras las siguientes características:

- Baja emisión de calor, menos de 70 °C.
- No irradia luz Ultravioleta.
- Libre de Mercurio y otros contaminantes.
- Elevada eficiencia óptica 55 lm/W - Haz de luz homogéneo.

Las principales características que hizo tomar la decisión de escoger estos tipos de luminarias para el proyecto es:

- El bajo calor que genera y su alto rendimiento especialmente a las bajas temperaturas de $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$.
- Ahorro de energía, se consigue ahorro por menor consumo de las luminarias (más del 60 %).
- Por la calidad de la luz, cromática, excelente en las distintas tonalidades de blanco del LED, pues permite apreciar sin distorsiones los colores en el interior de la cámara.
- Rapidez de arranque en comparación con la iluminación tradicional.
- Vida útil de aproximadamente 50 000 h.

3.3.4 Simulación del ciclo de refrigeración.

Con el empleo del software FSS3 de Frascold ((FSS), 2020) y el diagrama de Mollier, como representación gráfica de los diferentes estados o fases en los que se encuentra el fluido refrigerante. Se reflejan los diferentes valores de temperatura y presión de trabajo, además de los datos técnicos de los compresores semiherméticos de las unidades condensadoras seleccionadas ([ver Figura J1](#)).

3.3.5 Resultados del cálculo exergético y termoeconómico.

Los resultados de los cálculos exergéticos realizados ([Calculo final Tk](#)) y ([ver Tabla J10](#)), nos permiten:

- La comprobación de los parámetros fundamentales del sistema en el ciclo real, como el coeficiente de efecto frigorífico real (COP_r), y del coeficiente de operación (COP) del sistema. Lo que nos permite en la puesta en marcha del sistema, comprobar que los parámetros como el COP, coinciden con las especificaciones técnicas del equipo realizadas y propuestas por el proveedor.
- Determinar cuáles son los equipos que más destrucción de exergía introducen en el ciclo de refrigeración (compresor) donde ocurren irreversibilidades producto de la fricción del fluido lo que provoca la caída de presión y la transferencia de calor hacia o desde los alrededores. En este caso las mayores pérdidas de energía ocurren en el compresor, la magnitud de las pérdidas es del 50 % de la exergía suministrada al sistema, estas pérdidas están asociadas con la eficiencia mecánica, eléctrica e isoentrópica. Esta degradación de energía tan grande nos muestra que es necesario poner atención en la selección de este equipo debido a que, si se eligen componentes con una eficiencia

menor, la eficiencia exergética total de la planta disminuye considerablemente (Naushad A Ansari, 2012).

- Se encontró que los evaporadores aportan una destrucción de exergía, debida principalmente a la diferencia de temperatura presente entre el medio ambiente (34,20 °C) y la temperatura de evaporización del refrigerante (-28 °C). Dicha diferencia es una de las principales fuentes de irreversibilidad (caída de presión del refrigerante) y es uno de los elementos donde menos se puede actuar. Pues a mayor diferencia de temperaturas mayor destrucción de exergía en la unidad, esto es muy importante a la hora de modificar estas temperaturas para aumentar la eficiencia del ciclo.
- En la válvula de expansión se tiene una pérdida de exergía no recuperable, por lo que no resulta práctico su recuperación.
- El factor exergo económico (Fexeco) da como resultado un valor del 54,63 %, valido en comparación con el establecido para los sistemas de refrigeración los cuales están en el rango de 35 a 75 %.
- El aprovechamiento de la selección realizada de los compresores es del 74,88 %.
- El análisis termoeconómico realizado, nos proporciona información adicional que permite aumentar la eficiencia del sistema y mejorarlo desde el punto de vista económico, teniendo en cuenta que en este se profundiza el proceso de formación de los costos, permitiendo realizar mejoras en la selección de los equipos que conforman el sistema.

3.3.6 Valoración técnico económica y medio ambiental.

El costo total de la inversión es de 352 436,52 \$, según los cálculos realizados, ([ver Evaluación inversión](#)) en Excel .El costo más elevado hace referencia al costo de los equipos que componen el sistema. Representa una parte muy importante del costo total de la instalación, aproximadamente un 51 % (174 602,00 \$). Dentro de los costos de materiales, debemos destacar el elevado precio de los paneles de cerramientos de la cámara y otros accesorios como es la puerta de la cámara, que contribuyen a un encarecimiento considerable del costo total de la instalación.

Además, si analizamos el total de los gastos que ha tenido la empresa Alimentos y Bebidas La Estancia UEB 2 Jagüey Grande en el año 2019 referidos solamente a los alquileres de frigoríficos y neveras contenedores refrigerados, (92 733,89 a 110 000 \$), brindado por el departamento de economía de la

empresa, con un valor promedio durante los últimos 4 años, es factible y económico la realización del proyecto de construcción del frigorífico según el diseño realizado.

El VAN ofrece un valor de 63 829 636,47 \$ o sea positivo y en el orden de la inversión lo que indica que el proyecto generara más efectivo que el que se necesita para reembolsar su deuda y cubrir el interés correspondiente, por lo que se puede aceptar el proyecto de inversión.

Por otra parte, el % de Retorno de la Inversión es de 65 %, lo que significa que el 65 % de la inversión retorna cada año a través de la ganancia. El plazo de recuperación de la inversión es de 0,031 años lo que representa un valor sumamente pequeño y por tanto favorable.

En cuanto al TIR en este caso no se calcula puesto que como existe una gran diferencia entre el valor de la inversión y la ganancia obtenida resulta imposible obtener un VAN negativo subiendo el interés hasta el 100 % y así determinar el valor del TIR, lo que significa que el proyecto es rentable por mucho que pueda subir el interés. Todos los resultados del análisis económico aparecen en los cálculos ([Evaluación inversión](#)).

Valoración medio ambiental

Los resultados obtenidos por el cálculo del CO₂ equivalente, el R-407F es casi del 50 % menor que el del R-404A y menor un 10 % que el R442A, por lo que se confirma la variante del R-407F como mejor elección para el empleo en este proyecto que la del R-404A y R442A. Por su menor porcentaje de afectación al medio ambiente.

Tal y como se puede observar de los resultados obtenidos, el impacto ambiental del R407F, medido mediante el TEWI, durante los 15 años de vida útil del sistema, es muy inferior al del R404A y al del R442A, debido a que su PCA es menos de la mitad comparado con el R404A (las emisiones directas son las predominantes).

Los resultados obtenidos, muestran como además del beneficio energético y ambiental, el empleo del R407F representa un ahorro económico comparado con el empleo del R404A, aproximadamente del 8 % en su empleo para las bajas temperaturas, ([ver Figura I2](#)).

3.3.7 Conclusiones parciales del capítulo

1-Los compresores seleccionados cumplen entre otros con los criterios de selección como:

Límites operativos (Temperatura de evaporación y condensación), refrigerante y potencia frigorífica.

2-El refrigerante seleccionado (R407F) nos aporta resultados económicos y mejor relación con el medio ambiente en comparación con otras alternativas como la del R-404A y del R442A.

3-Los condensadores seleccionados cumplen con los criterios de selección establecidos.

4-Los cálculos exergéticos realizados nos brindan información importante sobre el funcionamiento del sistema y el refrigerante empleado.

5-Los costos de operación exergéticos y los costos de operación termoeconómico son más sensibles a la variación de la temperatura ambiente que al cambio de la temperatura frigorífica.

Conclusiones Generales.

Realizado el cálculo de las cargas térmicas y la elección del sistema de enfriamiento de la cámara de congelación y la antecámara para la congelación de las pulpas de frutas, en función de la carga térmica máxima calculada, donde el resultado obtenido es de 76 kW, muestran que más de la mitad del gasto energético (45 kW) se destinan a la congelación de las pulpas de frutas, al llegar este a $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ y tener que reducir su temperatura hasta $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Finalmente con el análisis del impacto total equivalente de calentamiento (TEWI), el cual tiene en cuenta el impacto directo generado por un escape de fluido refrigerante en el sistema y también el impacto indirecto generado por el CO_2 emitido en la producción de energía eléctrica necesaria para alimentar los equipos ,donde se analizan los refrigerantes R404A, R442A y R407F ,como resultado obtenemos qué el refrigerante R407F (148,31 tn CO_2) es un 50 % menor comparado con el R404A (240,10 tn CO_2) y de un 10 % comparado con el R442A (156,39 tn CO_2) y con el cálculo del CO_2 equivalente , también obtenemos que el refrigerante R407F (44 330,00 kg) es un 50 % menor que el del R404A (98 384,00 kg) y menor en un 10% comparado con el R442A (49 088,00 kg), lo que confirma como mejor elección al refrigerante R407F.

Con el análisis económico del costo total de la instalación con el R407F obtenemos un 8 % (66 560,00 \$/kWh) menor comparado con una instalación de R404A (77 402,00 \$/kWh) lo que demuestra que no solo disminuimos el impacto ambiental en las instalaciones, sino también los costos derivados de ellas.

El costo total para de la instalación asciende a 352 436,515 €. El valor más elevado del presupuesto corresponde a los equipos, con aproximadamente un 61 % del total y la propuesta realizada es económicamente factible con un plazo de recuperación de 0,031 años.

Los cálculos realizados del análisis exergético, son válidos para los trabajos de ingeniería al ser el valor del error menor del 5 %. Al igual sucede con la evaluación termoeconómica donde el error es menor del 5 %, los cuales son válidos y con las pérdidas de dinero que tenemos de cada componente del sistema, estaremos en mejores condiciones para adquirir en un futuro una nueva tecnología de sustitución y que sea más económico que el que se tiene proyectado para el frigorífico.

El diseño de este proyecto y su ejecución en la UEB # 2 Planta Jagüey Grande permite dar solución al problema científico y dar cumplimiento a los objetivos propuestos en la investigación.

Recomendaciones.

No sobrepasar las paradas diurnas de las 8 horas para impedir que aparezcan temperaturas elevadas en las zonas altas que pueden dañar a los productos almacenados en esa zona.

Materializar la propuesta de diseño de emplear un sistema de refrigeración por compresión de vapor con refrigerante R-407F.

Cumplir con todas las normas referidas a la instalación de los componentes del sistema entre los que se destacan el evaporador y la unidad condensadora, para de esa forma garantizar su buen funcionamiento y la posterior ejecución de los trabajos de mantenimiento establecidos con calidad.

Bibliografía.

- 7.0, S. D. v. (2020). DiaLUX Setup Factory 7.0 Runtime: Copyright 2020. Retrieved from www.DiaLUX.com
- (FSS), F. S. S. (2020). Frascold Selection Software Version 3V1.14 Copyright 2020 (Version 3V 1.14): Frascold. Retrieved from www.Frascold.it
- Alptug Yataganbaba, A. K. y. I. K. (2015a). Exergy analysis of R1234yf and R1234ze as R134a replacements in a two evaporator vapour compression refrigeration system. . *International Journal of Refrigeration.*, pp 26-37.
- Alptug Yataganbaba, A. K. y. I. K. (2015b). Irreversibility analysis of a two evaporator vapour compression refrigeration system. *International Journal of Exergy*, 18, pp 340-355.
- Alzate, C. E. O. (2003). *Procesamiento de Alimentos* (U. N. d. Colombia Ed. 1ra ed.): Universidad Nacional de Colombia.Sede Manizales.
- Antonio Valero, y. M. A. L. S. (1986). A general theory of exergy saving I.On the exergetic cost. Computer -Aided Engineering and Systems. *Cientifica*, 3, 1-8.
- ASHRAE: American Society of Heating, R. a. A. C. E. (1981). *ASHRAE Handbook 1981 Fundamentals*. (A. S. o. H. t. edicion Ed. 4th ed.). Universidad de California.
- ASHRAE: American Society of Heating, R. a. A. C. E. (1990). *1990 ASHRAE Handbook: Refrigeration Systems and Applications/Inch-Pound*
(A. S. o. Heating Ed. I-P Española ed.): 1990.
- Benlloch, M. D. D. y. V. S. (nd). *Balance termico de una instalacion frigorifica*.
- Ciconkov, R. (2017). Refrigerants:There is still no vision for sustainable solutions *Cientifica*, 441-448.
- Clodic, D. (1997). Fuga Cero,Limitacion de las emisiones de refrigerantes. 1.
- Danfoss. (2004). Catalogo de seleccion Danfoss,Componentes para Sistemas de Refrigeracion Comercial y Aire Acondicionado (pp. 99).
- Dennis R. Heldman, R. W. H. (1997). *En priciples and food processing* (N. Y. Chapman Hall Ed. 1 ed.).
- Dominguez, M. (2007). *Manual tecnico de procesamiento de frutas Bajo Reglamentos y Estandares Internacionales de Calidad.*: Universidad del Salvador.

- DON. J Cleland, S. O. (1998). *Thermal desing calculations for food freezing equipment-past present and future* (I. J. Refrigeration Ed. 1 ed.).
- E.Kostaropoulos, G. D. S. A. (2002). *Handbook of Food Processing Equipment* (K. Academic Ed. Springer ed.): Plenun Publishers, Nueva York.
- Etter Wolfgang, H. R. (2010). El catalogo semihermetico (pp. 156): Bock Compressors.
- Foresightcuba. (Octubre 2019). Consumo de electricidad. from www.Foresightcuba.com
- Franco, J. M. (2006). *Manual de Refrigeracion* (Español ed.).
- Frigopack, F. (2019). Catalogo de Seleccion Productos Frascold. Compresores semihermeticos alternativos (pp. 14-27-28-29-74): Frascold.
- Fritermia, S. A. (2017). Catalogo Refrigeracion y Climatizacion marzo 2017 Bitzer (pp. 84): Fritermia.
- Gallego, M. R. (2006). Produccion mas Limpia en la Industria Alimentaria. 1, 15.
- George Tsatsaronis, T. M. (2007). *Advanced exergoeconomic evaluation and its application to compression refrigeration machines*. (Doctoral), Seattle,USA, International Mechanical Engineering Congress and Exposition.
- Group Daikin, Z. (2018). Catalogo Zanotti 2018 (pp. 78-81).
- J.D, A. (1991). *Specific heat of dehydrated pulps of fruits*, *J. Food Process*: 1991.
- Jamal Uddin Ahamed, R. S. y. H. H. M. (2011). *A review on exergy analysis of vapor compression refrigeration system, Renewable and Sustainable Energy* (Vol. 27).
- Kai Wang, M. E., Yunho Hwang, Reinhard Radermacher. (2010). Rewiew of secondary loop refrigeration systems. *Cientifica*, 234.
- M Dominguez, J. A. C. y. M. J. D. (1986). 1986 International Congress of Renewable Energy sources. *Cientifica*, 2, 1552-1559.
- Mario A. Alvares Guerra Plasencia, O. C. F., Ovidio Rodríguez Santos, José L. Sánchez Ávila (2008). *Temas Avanzados de Refrigeracion y Climatizacion* (U. d. C. Universo Sur Ed. 1ra ed.). Universidad de Cienfuegos, Cuba Universidad de Cienfuegos Carlos Rafael Rodriguez.
- Mexico, T. S. A. d. C. (2015). Tutorial de Refrigeracion 2015. *Cientifica*, 144.

- Mohammad shafiur Rahman, J. F. V. R. (2007). *Food preservation by freesing* (H. o. f. preservation Ed. 1 ed.). CRC Press.Boca Raton.
- Monteagudo Garcia M.J, e. a. (1986). *Instalaciones Frigorificas Tomo I y II. ENPES. La Habana:* Ministerio de Educacion Superior ISPJAE.
- Moreno, P. M. (1995). *Aislamiento, Calculo y Construccion Camaras Frigorificas* (A. M. Vicente Ed. 1995 ed.): Universidad Politecnica de Valencia.
- Moreno, P. M. (2000). *Camaras Frigorificas y Tuneles de enfriamiento Rapido* (Mundi Prensa ed.). Dialnet.
- Morosuk, G. T. y. T. (2008). A general exergy based method for combining a cost analysis with an environmental impact analysis *International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Boston ,Massachusetts, 1*, 453-462.
- Morosuk, G. T. y. T. (2010). *Advance exergetic analysis of a refrigeration system for liquefaction of natural gas*. (Doctoral). Retrieved from www.ecos2010.ch
- Naushad A Ansari, B. Y. y. J. K. (2012). Theoretical exergy analysis of HFO-1234yf and HFO-1234ze as an alternative replacement of HFC-134a in simple vapour compression refrigeration system. *International Journal of Scientific Engineering Research*, 4, 137-144.
- Paul R. Singh, D. R. H. (2001). *Introduction to Food Engineering* (N. Y. International Series Ed. 3 ed.).
- Paul.R.Singh, D. R. H. (1998). *Introduccion a la ingenieria de los alimentos* (Acribia Ed. 1 ed.).
- Pereyra, R. L. L. y. M. S. (2001). Analisis parametrico y exergetico a ciclos de refrigeracion por compresion de vapor *Cientifica VI Congreso Internacional de Ingenieria Electromecanica y de Sistemas IPN-ESIME. Mexico*.
- Ramirez, J. A. (2007). *Nueva Enciclopedia de la Climatizacion: Refrigeracion* (LTC Ed. 5ta ed. ed.).
- RCC Refrigeracion & Climate Control, M. (2017). *Catalogo General 2017: Componentes de Refrigeracion y A/C* (pp. 72-76).
- Recep Yumrutas, M. K. (2002). Exergy Analysis of Vapor Compression Refrigeration Systems. . *Cientifica, Vol. 2(4)*, 266-272.
- Refrigeration, A. A. (2015). *AERRE Advanced Refrigeration: Olympo Group Technofreddo*.
- Rivas, J. A. P. y. C. J. (2005). *Manual de Buenas Practicas en Refrigeracion* (Fondoin Ed.).

-
- Rosen, I. D. y. M. A. (2007). *Exergy, Energy, environment and sustainable development* (Elsevier Ed. 1 ed.): USA.
- S.A, S. E. (2017). Catalogo Tarifas de Precios Noviembre 2017-2018 Refrigeracion-Frio Comercial (pp. 33).
- Sanjeev Anand, S. T. (2012). Exergy analysis and experimental study of a vapor compression refrigeration cycle. *Cientifica, 110*.
- Senasa. (2015). *Camaras Frigorificas*: Universidad de Buenos Aires.
- Sharma, P. Y. y. A. (2015). Exergy analysis of R134a based vapour compression refrigeration *Journal of Mechanical and Civil Engineering (IOSR-JMCE). National Conference on Advances in Engineering, Technology & Management (AETM'15)*, 73-77.
- Systems, U. T. (2003). Universal Technical Systems. TK Solver tm .Plus Release 5.0, (Version Tk.Solver 5.0). Retrieved from www.uts.com
- Szargut, J. (1988). *Exergy Analysis of thermal ,chemical and Metallurgical Processes* (Hemisphere Ed. 1 ed.).
- V.2017, A. (2017). AutoCAD 2017 Spanish win 32-64 bit: Autodesk. Retrieved from www.zipteria.com/IWVF
- Valoni, M. D. D. A. y. L. (2004). Thermoeconomic optimization of the condenser in a vapour compression heat pump. *Cientifica*, p.433-441.
- Wikipedia.org. (2011). Sistema de Refrigeracion por Compresion. *Cientifica*, 53.
- Zanotti. (2015). Catalogo lista de precios Zanotti (Zanotti ed., pp. 2).

Anexos.**Anexo A****Tabla A1: Características de algunos de los aislantes utilizados en instalaciones frigoríficas.**

Aislantes	Estructura	Peso específico [kg/ m ³]	λ [Kcal/hm °C]	Resistividad al vapor de agua [mm Hg m ² día/gcm].	Max Temp [°C]
Poliestireno expandido	Celular	10-25	0,049-0,028	0,12-0,22	70
Poliestireno extrusionado	Celular	33	0,024-0,028	0,45-0,90	85
Poliuretano	Celular	32-80	0,020-0,034	0,066-0,166	140
Espuma elastomérica	Celular	60	0,029	41,6	-40 a +105
Coquillas de lana de roca	Fibrosa	110-180	0,036	0,008-0,0009	500
Cubre tuberías	fibrosa	110-315	0,038	0,037	120

Fuente: Características del poliuretano: Catálogo Dippanel 2011, pp 6-15 y Catalogo general Sílex.

Tabla A2: Propiedades del aislante más empleados.

Aislantes	Densidad [kg/m ³]	Conductividad térmica [W/m.K]	Calor específico [Kj/Kg.K]
Poliuretano expandido	24	0,023	1,6
Poli-isocianurato (PIR)	38	0,021	-
Espuma Poliuretano	24--40	0,023-0,026	-

Fuente: Características y propiedades de los aislantes, Catalogo Dippanel 2011 y Catalogo general Sílex.

Tabla A3: Materiales adecuados para las barreras de vapor.

Material de barrera	Tipo de cámara
Emulsión bituminosa en frío	Refrigeración
Laminas asfálticas con o sin aluminio	Refrigeración ,congelación, conservación de congelados
Láminas de poliuretano	Refrigeración, congelación, conservación de congelados
Chapa metálica	Refrigeración, congelación, conservación de congelados

Fuente: Ashrae Handbook Refrigeration.

Tabla A4: Espesor (e) recomendados del aislamiento de una cámara frigorífica según material aislante y temperatura interior.

Temperatura de la cámara	Poliestireno expandido	Poliuretano	Corcho expandido	Foam.glass	Isover
°C	$\rho=26/30 \text{ Kg/cm}^2$	$\rho=35/40 \text{ Kg/cm}^2$	$\rho=80/100 \text{ Kg/cm}^2$	$\rho=144 \text{ Kg/cm}^2$	$\rho=12/30 \text{ Kgcm}^2$
-5 a +3	12 cm	10 cm	14 cm	15 cm	11 cm
-15 a -5	15	12	20	20	14
-20 a -15	18	14	22	28	18
-30 a -20	20	16	25	30	20
Otras	25	20	30	35	25

Fuente: Características y propiedades de los aislantes, Catalogo Dippanel 2011.

Figura A1: Composición del aislamiento para pisos de frigoríficos.

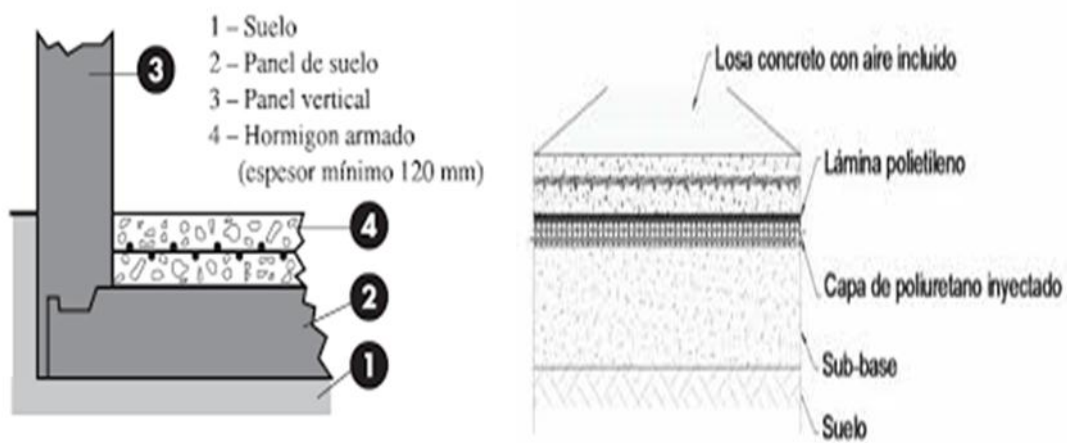


Tabla A5: Modelos de puertas industriales.

Modelo	Tipo	Temp. Trabajo	Ancho luz máximo [mm]	Alto luz máximo [mm]	Espesor de la hoja [mm]
IH1	Pivotante Comercial	> -30 °C		2200	90
IH2	Pivotante Industrial	> -40 °C		3000	80/100/120
IS1	Corredera comercial	> -20 °C		2400	90
IS2	Corredera Industrial	> -40 °C		3000	80/100

Tabla A6: Espesor y características de paneles sándwich poliuretano (PUR) Sílex seleccionado.

Espesor Panel sílex [mm]	Peso Panel [Kg/m ²]	Peso soporta C/100 mm hasta panel de 750 cm largo [Kg/m ²]	Color	Ancho máximo [mm]	Cond. Térmica (U) EN 14509	Cond. Térmica [K] EN ISO6946
60	10,8	55	Blanco	1150	0,36 W/m ² .K	0,33 W/m ² .K
100	12,3	60	Blanco	1150	0,22 W/m ² .K	0,20 W/m ² .K
150	14,2	55	Blanco	1150	0,18 W/m ² .K	0,0,17 W/m ² .K
180	15,4	90	Blanco	1150	0,12 W/m ² .K	0,11 W/m ² .K
200	16,1	100	Blanco	1150	0,11 W/m ² .K	0,10 W/m ² .K

Fuente: Catalogo General sílex (pág. 95-102).

Anexo B**Tabla B1: Calor específico de pulpas de fruta entre 20 y 40 °C, como función del contenido de agua.**

Pulpas	Plátano	Guayaba	Manzana	Naranja	Piña	Tomate
Calor específicos [KJ/Kg.K]	C_p	C_p	C_p	C_p	C_p	C_p
Temp 20 °C	3,39	3,56	3,64	3,52	3,49	3,56
Temp 25 °C	-	-	1,85	-	-	-
Temp 40 °C	2,26	2,51	2,68	1,36	2,39	2,97

Fuente: Alvarado, 1991 (J.D, 1991)

Tabla B2: Calor emitido por persona/hora (q) a diferentes temperaturas de la cámara.

Temperatura de la cámara [° C]	0	-5	-10	-15	-20	-25
Potencia liberada por persona [W]	270	300	330	360	390	420

Fuente: Vicente, 1995 y (Ramirez, 2007).


Tabla B3: Resultados de las cargas térmicas.

1	17914,15	Ganancia de calor a través de los elementos constructivos				
2	14533,67	Ganancia de calor de los productos durante su tratamiento térmico				
3	3218,43	Ganancia de calor por la ventilación de la cámara.				
4	15402,00	Ganancia de calor durante la explotación				
5	0,00	Ganancia de calor por Transpiración de frutas y vegetales				
6	51068,25	Total	(W)			
7	58839,51	Capacidad requerida por los compresores ,W				
8	58,840	Capacidad requerida por los compresores ,kW				
9	64,723	Capacidad al 10% (Mayorada) por factor de seguridad ,kW				
10	76,000	Capacidad de frio que debe vencer el compresor ,KW				
11	21,625	Capacidad requerida por los compresores , Tr				

Fuente: Elaboración propia &Tablas cálculo de Excel.

Anexo C

Tabla C1: Propiedades físicas del R-407F.

	National Refrigerants, Ltd.	R-407F	Technical Guidelines																																																																																																																																																																																									
	<table border="1"> <thead> <tr> <th>Physical Properties of Refrigerants</th> <th>R-407F</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>Environmental Classification</td><td>HFC</td></tr> <tr><td>Molecular Weight</td><td>82.06</td></tr> <tr><td>Bubble Point (1 atm, °C)</td><td>-46.1</td></tr> <tr><td>Critical Pressure (bar-abs)</td><td>46.93</td></tr> <tr><td>Critical Temperature (°C)</td><td>82.7</td></tr> <tr><td>Critical Density (Kg/m³)</td><td>477.3</td></tr> <tr><td>Liquid Density (25 °C, Kg/m³)</td><td>1116.9</td></tr> <tr><td>Vapor Density (bp, Kg/m³)</td><td>4.466</td></tr> <tr><td>Heat of Vaporization (bp, KJ/Kg)</td><td>257.21</td></tr> <tr><td>Ozone Depletion Potential (CFC 11 = 1.0)</td><td>0</td></tr> <tr><td>Global Warming Potential (CO2 = 1.0)</td><td>1824</td></tr> <tr><td>ASHRAE Standard 34 Safety Rating</td><td>A1</td></tr> <tr><td>Temperature Glide (°C)</td><td>5.5</td></tr> </tbody> </table>		Physical Properties of Refrigerants	R-407F	Environmental Classification	HFC	Molecular Weight	82.06	Bubble Point (1 atm, °C)	-46.1	Critical Pressure (bar-abs)	46.93	Critical Temperature (°C)	82.7	Critical Density (Kg/m ³)	477.3	Liquid Density (25 °C, Kg/m ³)	1116.9	Vapor Density (bp, Kg/m ³)	4.466	Heat of Vaporization (bp, KJ/Kg)	257.21	Ozone Depletion Potential (CFC 11 = 1.0)	0	Global Warming Potential (CO2 = 1.0)	1824	ASHRAE Standard 34 Safety Rating	A1	Temperature Glide (°C)	5.5	<table border="1"> <thead> <tr> <th rowspan="2">Temp (C)</th> <th colspan="2">R-407F</th> </tr> <tr> <th>Liq (bar-g)</th> <th>Vap (bar-g)</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>-40</td><td>0.337</td><td>-0.017</td></tr> <tr><td>-38</td><td>0.466</td><td>0.086</td></tr> <tr><td>-36</td><td>0.604</td><td>0.198</td></tr> <tr><td>-34</td><td>0.752</td><td>0.319</td></tr> <tr><td>-32</td><td>0.910</td><td>0.448</td></tr> <tr><td>-30</td><td>1.080</td><td>0.588</td></tr> <tr><td>-28</td><td>1.260</td><td>0.737</td></tr> <tr><td>-26</td><td>1.453</td><td>0.898</td></tr> <tr><td>-24</td><td>1.658</td><td>1.069</td></tr> <tr><td>-22</td><td>1.875</td><td>1.253</td></tr> <tr><td>-20</td><td>2.106</td><td>1.448</td></tr> <tr><td>-18</td><td>2.352</td><td>1.657</td></tr> <tr><td>-16</td><td>2.611</td><td>1.879</td></tr> <tr><td>-14</td><td>2.886</td><td>2.115</td></tr> <tr><td>-12</td><td>3.176</td><td>2.365</td></tr> <tr><td>-10</td><td>3.482</td><td>2.631</td></tr> <tr><td>-8</td><td>3.806</td><td>2.913</td></tr> <tr><td>-6</td><td>4.146</td><td>3.211</td></tr> <tr><td>-4</td><td>4.504</td><td>3.525</td></tr> <tr><td>-2</td><td>4.881</td><td>3.858</td></tr> <tr><td>0</td><td>5.277</td><td>4.209</td></tr> <tr><td>2</td><td>5.693</td><td>4.579</td></tr> <tr><td>4</td><td>6.129</td><td>4.968</td></tr> <tr><td>6</td><td>6.586</td><td>5.378</td></tr> <tr><td>8</td><td>7.065</td><td>5.809</td></tr> <tr><td>10</td><td>7.566</td><td>6.261</td></tr> <tr><td>12</td><td>8.090</td><td>6.736</td></tr> <tr><td>14</td><td>8.637</td><td>7.234</td></tr> <tr><td>16</td><td>9.209</td><td>7.757</td></tr> <tr><td>18</td><td>9.805</td><td>8.303</td></tr> <tr><td>20</td><td>10.43</td><td>8.875</td></tr> <tr><td>22</td><td>11.07</td><td>9.474</td></tr> <tr><td>24</td><td>11.75</td><td>10.10</td></tr> <tr><td>26</td><td>12.45</td><td>10.75</td></tr> <tr><td>28</td><td>13.18</td><td>11.43</td></tr> <tr><td>30</td><td>13.94</td><td>12.15</td></tr> <tr><td>32</td><td>14.73</td><td>12.89</td></tr> <tr><td>34</td><td>15.55</td><td>13.66</td></tr> <tr><td>36</td><td>16.40</td><td>14.47</td></tr> <tr><td>38</td><td>17.29</td><td>15.31</td></tr> <tr><td>40</td><td>18.20</td><td>16.18</td></tr> <tr><td>42</td><td>19.15</td><td>17.09</td></tr> <tr><td>44</td><td>20.13</td><td>18.03</td></tr> <tr><td>46</td><td>21.15</td><td>19.02</td></tr> <tr><td>48</td><td>22.21</td><td>20.04</td></tr> <tr><td>50</td><td>23.30</td><td>21.10</td></tr> <tr><td>52</td><td>24.42</td><td>22.20</td></tr> <tr><td>54</td><td>25.59</td><td>23.35</td></tr> <tr><td>56</td><td>26.80</td><td>24.54</td></tr> <tr><td>58</td><td>28.04</td><td>25.77</td></tr> <tr><td>60</td><td>29.33</td><td>27.06</td></tr> </tbody> </table>	Temp (C)	R-407F		Liq (bar-g)	Vap (bar-g)	-40	0.337	-0.017	-38	0.466	0.086	-36	0.604	0.198	-34	0.752	0.319	-32	0.910	0.448	-30	1.080	0.588	-28	1.260	0.737	-26	1.453	0.898	-24	1.658	1.069	-22	1.875	1.253	-20	2.106	1.448	-18	2.352	1.657	-16	2.611	1.879	-14	2.886	2.115	-12	3.176	2.365	-10	3.482	2.631	-8	3.806	2.913	-6	4.146	3.211	-4	4.504	3.525	-2	4.881	3.858	0	5.277	4.209	2	5.693	4.579	4	6.129	4.968	6	6.586	5.378	8	7.065	5.809	10	7.566	6.261	12	8.090	6.736	14	8.637	7.234	16	9.209	7.757	18	9.805	8.303	20	10.43	8.875	22	11.07	9.474	24	11.75	10.10	26	12.45	10.75	28	13.18	11.43	30	13.94	12.15	32	14.73	12.89	34	15.55	13.66	36	16.40	14.47	38	17.29	15.31	40	18.20	16.18	42	19.15	17.09	44	20.13	18.03	46	21.15	19.02	48	22.21	20.04	50	23.30	21.10	52	24.42	22.20	54	25.59	23.35	56	26.80	24.54	58	28.04	25.77	60	29.33
Physical Properties of Refrigerants	R-407F																																																																																																																																																																																											
Environmental Classification	HFC																																																																																																																																																																																											
Molecular Weight	82.06																																																																																																																																																																																											
Bubble Point (1 atm, °C)	-46.1																																																																																																																																																																																											
Critical Pressure (bar-abs)	46.93																																																																																																																																																																																											
Critical Temperature (°C)	82.7																																																																																																																																																																																											
Critical Density (Kg/m ³)	477.3																																																																																																																																																																																											
Liquid Density (25 °C, Kg/m ³)	1116.9																																																																																																																																																																																											
Vapor Density (bp, Kg/m ³)	4.466																																																																																																																																																																																											
Heat of Vaporization (bp, KJ/Kg)	257.21																																																																																																																																																																																											
Ozone Depletion Potential (CFC 11 = 1.0)	0																																																																																																																																																																																											
Global Warming Potential (CO2 = 1.0)	1824																																																																																																																																																																																											
ASHRAE Standard 34 Safety Rating	A1																																																																																																																																																																																											
Temperature Glide (°C)	5.5																																																																																																																																																																																											
Temp (C)	R-407F																																																																																																																																																																																											
	Liq (bar-g)	Vap (bar-g)																																																																																																																																																																																										
-40	0.337	-0.017																																																																																																																																																																																										
-38	0.466	0.086																																																																																																																																																																																										
-36	0.604	0.198																																																																																																																																																																																										
-34	0.752	0.319																																																																																																																																																																																										
-32	0.910	0.448																																																																																																																																																																																										
-30	1.080	0.588																																																																																																																																																																																										
-28	1.260	0.737																																																																																																																																																																																										
-26	1.453	0.898																																																																																																																																																																																										
-24	1.658	1.069																																																																																																																																																																																										
-22	1.875	1.253																																																																																																																																																																																										
-20	2.106	1.448																																																																																																																																																																																										
-18	2.352	1.657																																																																																																																																																																																										
-16	2.611	1.879																																																																																																																																																																																										
-14	2.886	2.115																																																																																																																																																																																										
-12	3.176	2.365																																																																																																																																																																																										
-10	3.482	2.631																																																																																																																																																																																										
-8	3.806	2.913																																																																																																																																																																																										
-6	4.146	3.211																																																																																																																																																																																										
-4	4.504	3.525																																																																																																																																																																																										
-2	4.881	3.858																																																																																																																																																																																										
0	5.277	4.209																																																																																																																																																																																										
2	5.693	4.579																																																																																																																																																																																										
4	6.129	4.968																																																																																																																																																																																										
6	6.586	5.378																																																																																																																																																																																										
8	7.065	5.809																																																																																																																																																																																										
10	7.566	6.261																																																																																																																																																																																										
12	8.090	6.736																																																																																																																																																																																										
14	8.637	7.234																																																																																																																																																																																										
16	9.209	7.757																																																																																																																																																																																										
18	9.805	8.303																																																																																																																																																																																										
20	10.43	8.875																																																																																																																																																																																										
22	11.07	9.474																																																																																																																																																																																										
24	11.75	10.10																																																																																																																																																																																										
26	12.45	10.75																																																																																																																																																																																										
28	13.18	11.43																																																																																																																																																																																										
30	13.94	12.15																																																																																																																																																																																										
32	14.73	12.89																																																																																																																																																																																										
34	15.55	13.66																																																																																																																																																																																										
36	16.40	14.47																																																																																																																																																																																										
38	17.29	15.31																																																																																																																																																																																										
40	18.20	16.18																																																																																																																																																																																										
42	19.15	17.09																																																																																																																																																																																										
44	20.13	18.03																																																																																																																																																																																										
46	21.15	19.02																																																																																																																																																																																										
48	22.21	20.04																																																																																																																																																																																										
50	23.30	21.10																																																																																																																																																																																										
52	24.42	22.20																																																																																																																																																																																										
54	25.59	23.35																																																																																																																																																																																										
56	26.80	24.54																																																																																																																																																																																										
58	28.04	25.77																																																																																																																																																																																										
60	29.33	27.06																																																																																																																																																																																										

Composition: A blend of HFC refrigerants R-32, R-125, and R-134a (30 / 40 / 40 wt%)

Application: An alternative to R-22 and R-404A in low and medium temperature refrigeration applications.

Performance: There is a slight decrease in capacity and efficiency compared to R-22; however, R-407F can be used in essentially the same equipment to perform the same job.

Lubricant: New systems built with R-407F must have POE lubricants, and retrofitted R-22 systems would need the residual oil flushed with POE.

R-407F

Available in the following sizes:	
20R407FRT	9 Kg RETURNABLE CYLINDER
44R407FRT	20 Kg RETURNABLE CYLINDER
100R407FRT	46 Kg RETURNABLE CYLINDER
1587R407FRT	720 Kg RETURNABLE DRUM
25R407FN	11.3 Kg DISPOSABLE DOT CYLINDER (EXPORT ONLY)

Tabla C2: Propiedades de R-407F.

Unidades	Sistema inglés	Sistema métrico internacional
Temperatura del punto de burbuja	-50,9 °F (1 atm)	-46,1 °C (101,3 kPa)
Temperatura del punto de rocío	-39,4 °F (1 atm)	-39,7 °C (101,3 kPa)
Presión del punto de burbuja†	190,2 (Psia)	1311 (kPa)
Presión del punto de rocío†	165,9 (Psia)	1144 (kPa)
Temperatura crítica	180,8 °F	82,6°C
Presión crítica	689,5 (Psia)	4754 (kPa)
Volumen crítico	0,0336 (ft ³ /lb)	0,0021 (m ³ /kg)
Densidad crítica	29,8 (lb/ft ³)	477,37 (kg/m ³)
Densidad del vapor	0,279 (lb/ft ³) (1 atm)	4,465 (kg/m ³) (101,3 kPa)
Densidad del líquido	69,73 (lb/ft ³)	1117 (kg/m ³)
Capacidad térmica del líquido	0,38 (Btu/lb °F)	1,57 (kJ/kg K)
Capacidad térmica del vapor†	0,28 (Btu/lb °F)	1,18 (kJ/kg K)
Calor de vaporización	110,66(Btu/lb) (1 atm)	257,21 (kJ/kg) (101,3 kPa)
Conductividad térmica del líquido†	0,052 (Btu/hr ft °F)	89,71 (mW/m °K)
Conductividad térmica del vapor†	0,0084 (Btu/hr ft °F)	14,51 (mW/m °K)
Viscosidad del líquido†	0,348 (lbm/ft hr)	143,99 (μPa.s)
Viscosidad del vapor†	0,032 (lbm/ft hr)	13,20 a (μPa.s)
Límites de inflamabilidad en el aire (% volumen)	Ninguno *	
Potencial de destrucción del ozono (ODP)	0.0	
Clasificación del grupo de seguridad según ASHRAE	A1/A1	

Fuente: Gas Servei, 2018.

Tabla C3: Propiedades del refrigerante R-404^a.

PROPIEDADES FISICAS		R404A
Mezcla Ternaria		R125 / R143A / R134A
Composición	(%)	44 / 52 / 4
Peso molecular	(Kg/Kmol)	97.61
Temperatura ebullición a (1,013 bar)	(°C)	-46.7
Deslizamiento (Glide)	(°C)	0.5
Temperatura crítica	(°C)	73
Presión crítica	(bar)	37.35
Densidad crítica	(Kg/m ³)	485
Densidad del líquido (25°C)	(Kg/l)	1.05
Densidad del líquido (-25°C)	(Kg/l)	1.24
Densidad del vapor	(Kg/m ³)	5.3
Tensión del vapor (25°C)	(bar)	12.8
Tensión del vapor (-25°C)	(bar)	2.8
Calor latente de evaporación	(KJ/Kg)	199
Conductibilidad térmica del líquido (25°C)	(W/mK)	0.064
Conductibilidad térmica del vapor (1,013 bar)	(W/mK)	0.0143
Solubilidad con el agua (25°C)	(ppm)	650
Límite de inflamabilidad (25°C)	(% vol)	Ninguno
Toxicidad (AEL)	(ppm)	1000
ODP		0

Fuente: Gas Servei.

Tabla C4: Propiedades del R-442A (RS50).

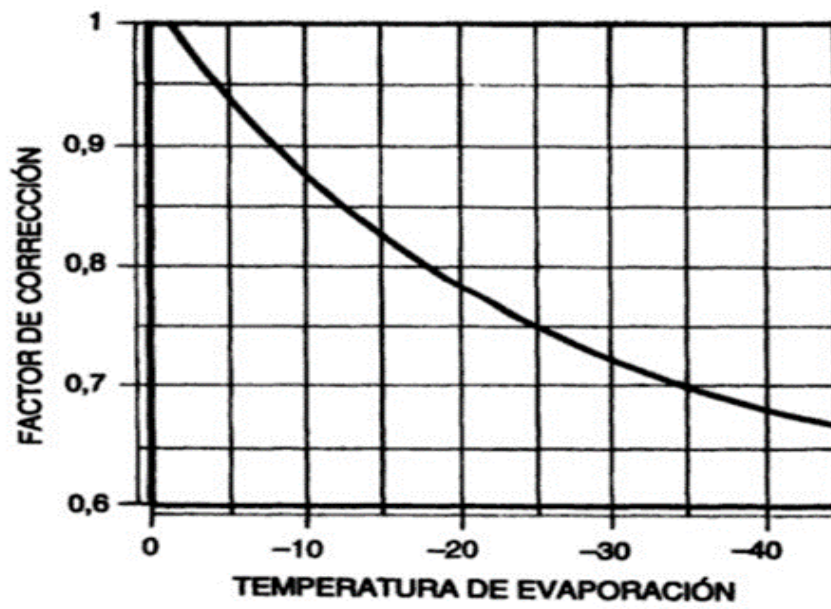
Propiedades físicas	Unidades	R-442A (RS-50)	R-404A	R-22
Peso molecular	(kg/kmol)	81,8	97,6	86,5
Punto de ebullición (1 atm.)	(°C)	-46,5 (1)	-46,2 (1)	-40,8 (1)
Temperatura crítica	(°C)	84,4	72,1	96,1
Presión crítica	(bar)	48,6	37,3	49,9
Densidad líquido a 25 °C	(kg/m ³)	1108	1044	1191
Densidad vapor saturado a 25 °C	(kg/m ³)	47,7	65,3	44,2
Cv (25 °C y 1 bar) Calor específico a V const.	(kJ/kg.K)	0,727	0,784	0,559
Cp (25 °C y 1 bar) Calor específico a P const.	(kJ/kg.K)	0,838	0,877	0,662
Presión vapor 25 °C	(bar)	13,3 (1)	12,6 (1)	10,4
Calor latente de vaporización al punto ebullición	(kJ/kg)	266 (1)	200 (1)	234 (1)
Deslizamiento temp.	(K)	4,6	0,5	0
ODP		0	0	0,055
GWP		1888*	3922	1810
Exposición por inhalación (8 h/día y 40 h/semana)	(ppm)	1000	1000	1000

Fuente: www.Gas Servei.com.

Anexo D**Tabla D1: Datos de selección de compresores.**

Fluido frigorífico o Refrigerante
Potencia Frigorífica
Temperatura de evaporación
Temperatura de condensación
Recalentamiento aspiración
Temperatura de descarga
Economizador
A través de volumen de desplazamiento
Por las curvas características del fabricante de acuerdo a las temperaturas de ebullición y condensación del ciclo
Velocidad de giro

Fuente: Ashrae.

Figura D1: Factor de corrección evaporador

Fuente: Franco, 2006.

Tabla D2: Cuerpo de Válvulas expansión termostática tipo T/TE y orificio seleccionado.

Tipo	Refrigerante	Orificio No	Capacidad nominal (Frigorífica) Rango N de - 40 a +10 °C [kW]	Capacidad [Tr]	Conexión Pul. Ent x Sal	Conexión [mm]	Precio [€]
		0,5	11	3	7/8x1 1/8	22x28	60,50
TE 5	R407A, R-407F R404A	01	18.3(-10 °C)	5	1/2x5/8	12x16	46,30
TE12	R407A R407C R404A R407F	06	27—44,01 (-30 °C)	21--27	7/8x1 1/8	22x25	64,80/109,30
		07	29,10—47,43 (-30 °C)	32	7/8x1 1/8	22x28	64,80/109,30

Fuente: Catalogos Danfoss y catálogo general 2018-2019.

Tabla D3: Factor de corrección por subenfriamiento ΔT_{sub} R-407.

ΔT_{sub} ($T_c - T_e$)	4 K	10 K	15 K	20 K	25 K	30 K	35 K	40 K	45 K	50 K
Factor de corrección	1,00	1,06	1,14	1,21	1,27	1,33	1,39	1,45	1,51	1,57

Fuente: Catalogos Danfoss.

Tabla D4: Propiedades termodinámicas del R-407F.



National Refrigerants, Ltd.

Technical
Guidelines

THERMODYNAMIC PROPERTIES OF R-407F

Temp [C]	Press(L) [bar]	Press(V) [bar]	Density(L) [kg/m ³]	Density(V) [kg/m ³]	Enthalpy(L) [kJ/kg]	Enthalpy(V) [kJ/kg]	Entropy(L) [kJ/kg-C]	Entropy (V) [kJ/kg-C]
-40	1.350	0.996	1353.6	4.396	144.6	393.5	0.7823	1.867
-38	1.479	1.100	1347.3	4.824	147.2	394.6	0.7937	1.862
-36	1.617	1.211	1341.0	5.285	149.9	395.7	0.8050	1.857
-34	1.765	1.332	1334.6	5.780	152.6	396.9	0.8163	1.853
-32	1.924	1.462	1328.2	6.311	155.3	398.0	0.8275	1.849
-30	2.093	1.601	1321.8	6.880	158.1	399.1	0.8387	1.844
-28	2.274	1.751	1315.3	7.489	160.8	400.2	0.8498	1.840
-26	2.466	1.911	1308.7	8.139	163.5	401.2	0.8608	1.836
-24	2.671	2.083	1302.1	8.833	166.3	402.3	0.8718	1.833
-22	2.889	2.266	1295.5	9.573	169.0	403.4	0.8828	1.829
-20	3.120	2.462	1288.8	10.36	171.8	404.4	0.8936	1.825
-18	3.365	2.670	1282.0	11.20	174.5	405.5	0.9045	1.822
-16	3.624	2.892	1275.2	12.09	177.3	406.5	0.9152	1.818
-14	3.899	3.128	1268.3	13.04	180.1	407.5	0.9260	1.815
-12	4.189	3.379	1261.4	14.05	182.9	408.5	0.9367	1.812
-10	4.496	3.644	1254.4	15.11	185.7	409.5	0.9473	1.808
-8	4.819	3.926	1247.3	16.24	188.6	410.4	0.9579	1.805
-6	5.159	4.224	1240.1	17.44	191.4	411.4	0.9685	1.802
-4	5.518	4.539	1232.9	18.71	194.3	412.3	0.9790	1.799
-2	5.895	4.871	1225.6	20.05	197.1	413.2	0.9895	1.796
0	6.291	5.222	1218.2	21.47	200.0	414.1	1.000	1.793
2	6.706	5.592	1210.7	22.97	202.9	415.0	1.010	1.790
4	7.142	5.982	1203.2	24.55	205.8	415.9	1.021	1.788
6	7.600	6.391	1195.5	26.22	208.7	416.7	1.031	1.785
8	8.078	6.822	1187.8	27.99	211.7	417.6	1.042	1.782
10	8.579	7.275	1179.9	29.85	214.7	418.4	1.052	1.779
12	9.103	7.750	1171.9	31.82	217.6	419.2	1.062	1.777
14	9.650	8.248	1163.8	33.89	220.6	419.9	1.073	1.774
16	10.22	8.770	1155.6	36.08	223.7	420.7	1.083	1.771
18	10.82	9.317	1147.3	38.39	226.7	421.4	1.093	1.769
20	11.44	9.889	1138.8	40.83	229.8	422.0	1.104	1.766
22	12.09	10.49	1130.2	43.40	232.8	422.7	1.114	1.764
24	12.76	11.11	1121.4	46.11	235.9	423.3	1.124	1.761
26	13.47	11.77	1112.4	48.97	239.1	423.9	1.134	1.758
28	14.20	12.45	1103.3	51.99	242.2	424.5	1.145	1.756
30	14.96	13.16	1094.0	55.18	245.4	425.0	1.155	1.753
32	15.75	13.90	1084.6	58.55	248.6	425.5	1.165	1.750
34	16.57	14.68	1074.9	62.11	251.9	425.9	1.176	1.748
36	17.42	15.48	1065.0	65.88	255.2	426.3	1.186	1.745
38	18.30	16.32	1054.8	69.86	258.5	426.6	1.197	1.742
40	19.21	17.19	1044.5	74.09	261.8	427.0	1.207	1.739
42	20.16	18.10	1033.8	78.56	265.2	427.2	1.217	1.736
44	21.15	19.05	1022.9	83.32	268.6	427.4	1.228	1.733
46	22.17	20.03	1011.6	88.37	272.1	427.5	1.239	1.730
48	23.22	21.05	999.98	93.75	275.6	427.6	1.249	1.726
50	24.31	22.11	988.00	99.48	279.2	427.6	1.260	1.723
52	25.44	23.22	975.59	105.60	282.8	427.5	1.271	1.719
54	26.61	24.36	962.73	112.16	286.5	427.3	1.282	1.716
56	27.81	25.55	949.34	119.21	290.2	427.0	1.293	1.712
58	29.06	26.79	935.37	126.79	294.0	426.7	1.304	1.707
60	30.35	28.07	920.72	135.00	298.0	426.2	1.315	1.703

Refrigerant Reference Guide

Supplementary Edition

Fuente: Gas Servei, 2018.

Tabla D5: Factor de altitud.

Altitud nivel del mar [m]	0	500	1000
Factor de corrección	1	1,01	1,06

Fuente: Franco, 2006 ;(Franco, 2006).

Anexo E**Tabla E1: Niveles de fluido luminoso, iluminación para interiores comerciales e industriales.**

Lámpara incandescente señalización	1 lm
Lámpara incandescente clara de 40 W	430 lm
Tubo fluorescente de 36 W	3 000 lm
Lámpara a vapor mercurio de 400 W	22 000 lm
Lámpara vapor de sodio alta presión de 400 W	47 000 lm
Lámpara vapor de mercurio halogenado de 2000 W	170000 lm

Fuente: Manual Alumbrado de firmas (PHILIPS, WHESTIGHOUSE, INDALUX).

Tabla E2: Iluminancias mínimas para locales comerciales e industriales.

<i>Tipo de local</i>	<i>Iluminancia [Lux]</i>
bodegas	150
Fábricas en general	300
pasillos	50

Fuente: Manual Alumbrado de firmas (PHILIPS, WHESTIGHOUSE, INDALUX).

Tabla E3: Factor de mantenimiento típicos, iluminación para interiores.

Factor de mantenimiento bueno	Ambiente limpio con mantenimiento frecuente y reposición periódica de lámparas	0,7-0,8
Factor de mantenimiento regular	Ambiente con poca contaminación mantenimiento regular y reposición de lámparas	0,65-0,70
Factor de mantenimiento malo	Ambiente contaminado con poca reposición	0.60-0,65

Fuente: Manual Alumbrado de firmas (PHILIPS, WHESTIGHOUSE, INDALUX).

Tabla E4: Corrección coeficiente de utilización.

Techo	0,70	0,70	0,70	0,50	0
Pared	0,70	0,50	0,20	0,20	0
Suelo	0,50	0,20	0,20	0,10	0
K=0,6	77	58	49	48	45
K=1	100	77	69	67	63
K=1,5	116	91	84	80	77
K=2,5	129	100	95	90	86
K=3,0	133	103	99	93	89

Fuente: Manual Alumbrado de firmas, PDF Artículo cálculo método de lúmenes, págs. 11.

Tabla E5: Altura recomendable del punto de luz en función de la potencia luminosa instalada.

Potencia instalada [Lm]	Altura del punto de luz [m]
3000 a 9000	6,5 a 7,5
9000 a 19000	7,5 a 9
>19000	≥ 9

Fuente: catalogo Philips 2014.

Tabla E6: Relación entre la altura del local y la distancia máxima entre luminarias.

Tipo luminaria	Altura del local (h)	Distancia máxima entre luminarias
<i>Intensiva</i>	$> 10 \text{ m}$	$e \leq 1.2 * h$
<i>extensiva</i>	$6 - 10 \text{ m}$	$e \leq 1.5 * h$
<i>semiextensiva</i>	$4 - 6 \text{ m}$	$e \leq 1.5 * h$
<i>extensiva</i>	$\leq 4 \text{ m}$	$e \leq 1.6 * h$

Fuente: PDF articulo docente método de lúmenes, págs. 11.

Anexo F

Figura F1: Puertas de correderas y cortinas lamas PVC cámara congelación y antecámara.



Figura F2: Puertas de correderas y marcos.

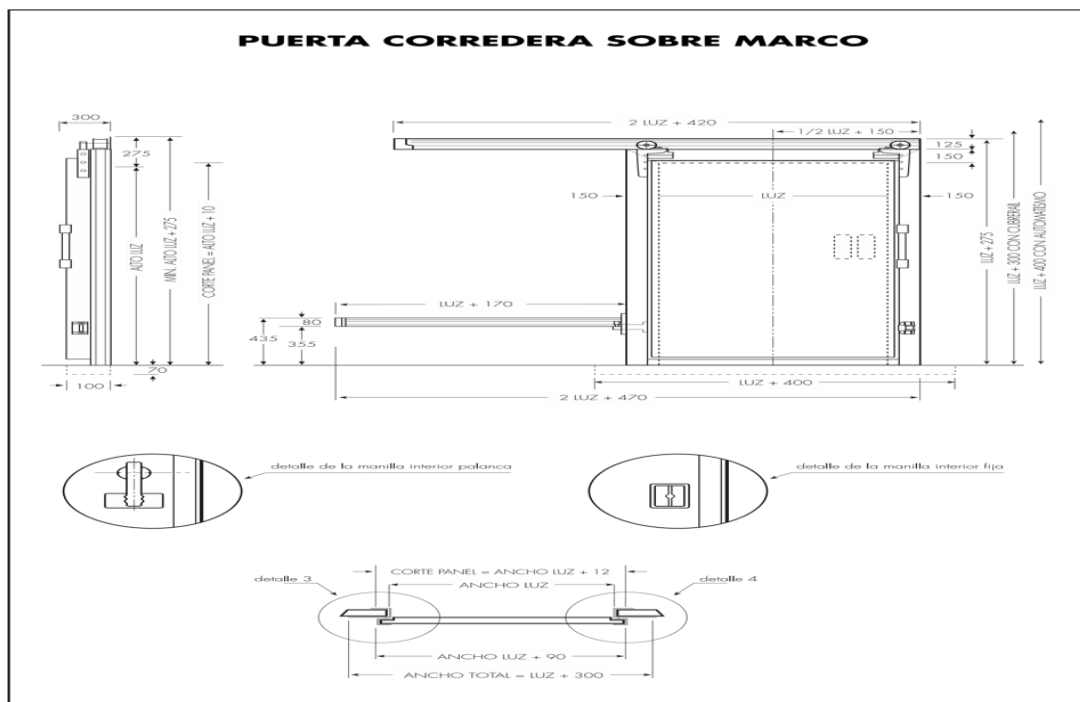
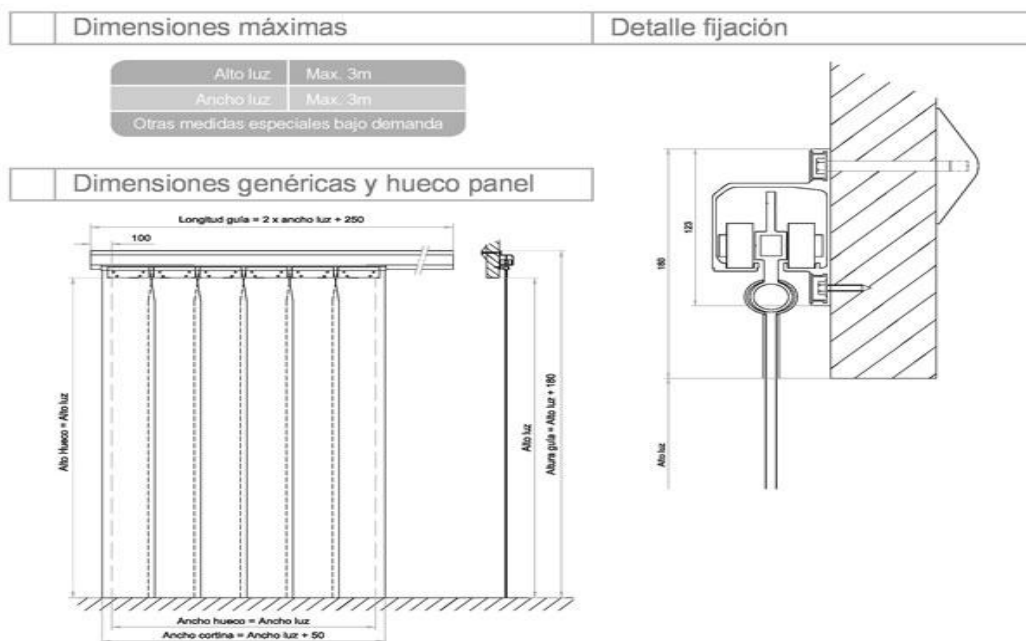



Figura F3: Cortina lamas y marco.






> 3.000 >

Modelo TL3

Ref. nº	Opcionales TL3	Precio en €
TL4	Guías correderas hasta ancho luz 1.400 mm. (por metro ancho)	164
TL4	Guías correderas de ancho luz 1.401 mm. a 2.200 mm. (por metro ancho)	131
TMB2	Marco de aluminio reforzado blanco (por metro)	69
TMS1	Premarco de chapa lacado (por metro)	15
TMS3	Premarco de chapa inoxidable (por metro)	26

Cortinas				
Alto en mm.	Ancho en mm.	2 mm. (en €)	3 mm. (en €)	5 mm. (en €)
2.000	1.000	248	277	348
2.000	1.200	274	308	391
2.000	1.400	298	338	434
2.100	1.000	252	284	359
2.100	1.200	278	316	404
2.100	1.400	305	347	448
2.100	1.600	332	378	492
2.200	1.000	256	288	369
2.200	1.200	282	321	415
2.200	1.400	311	355	462
2.200	1.600	336	386	504
2.400	1.200	-	335	435
2.400	1.400	-	370	484
2.400	1.600	-	404	530
2.400	1.800	-	439	581
2.400	2.000	-	472	629
2.500	1.500	-	409	543
2.500	1.600	-	411	546
2.500	1.800	-	467	598
2.500	2.000	-	484	648
2.500	2.200	-	547	742
2.600	1.600	-	421	560
2.600	1.800	-	456	613
2.600	2.000	-	493	662
2.600	2.200	-	562	762



11 **Vizuite** puertas refrigeradas

Figura F4: Cortinas de aire comerciales e industriales para puertas de cámaras frigoríficas (opcional).

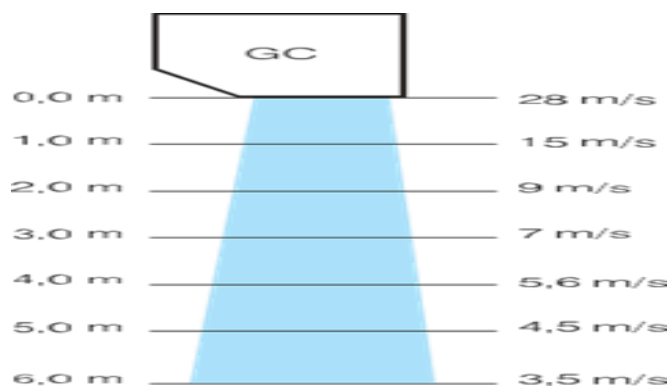


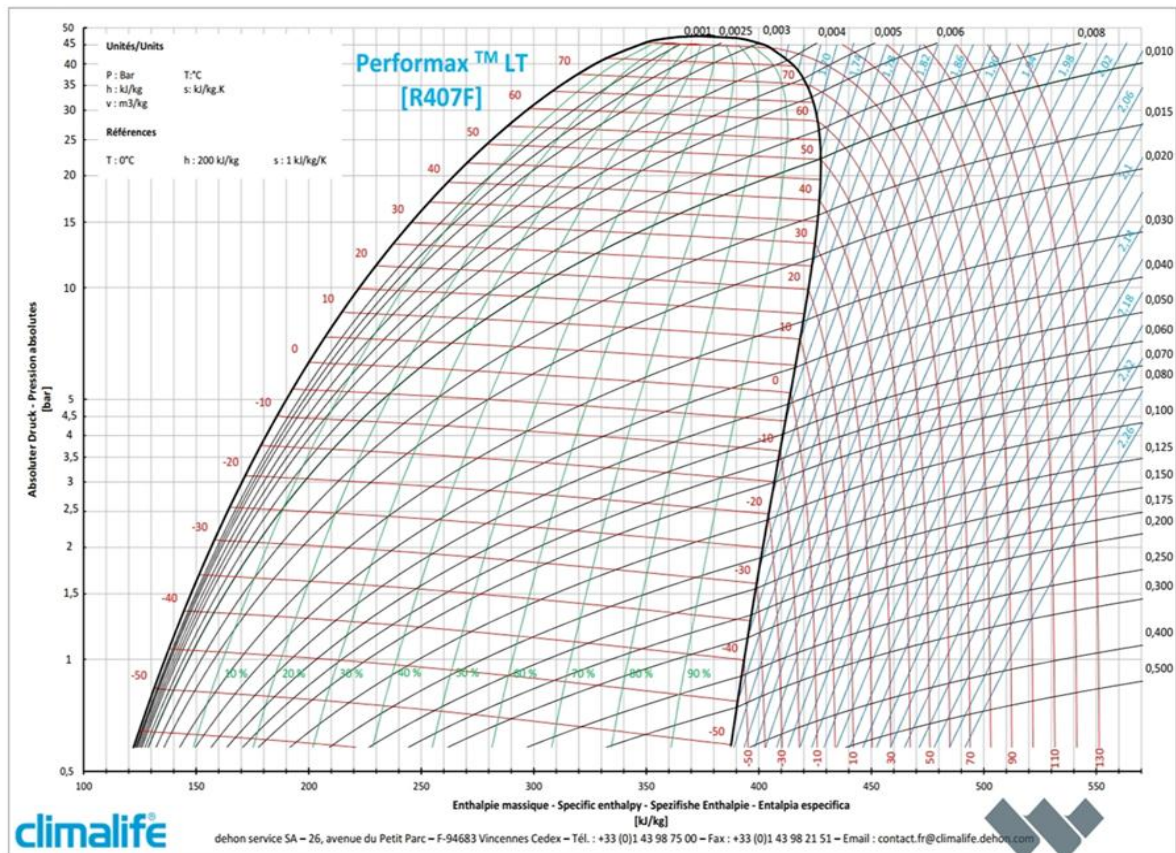
Tabla F1: Modelos cortinas de aire.

Modelos		FRIGUVENT 2				
Longitud	cm	100	150	200	250	300
Caudal de aire máx.	m ³ /h	2.700	4.300	5.400	7.000	8.100
Velocidad del aire máx.	m/s	14	14	14	14	14
Datos eléctricos	V	230	230	230	230	230
Modelos		FRIGUVENT 1				
Longitud	cm	100	150	200	250	300
Caudal de aire máx.	m ³ /h	1.800	2.600	3.600	4.400	5.400
Velocidad del aire máx.	m/s	11	11	11	11	11
Datos eléctricos	V	230	230	230	230	230
Modelos		FRIGUVENT 3				
Longitud	cm	100	150	200	250	300
Caudal de aire máx.	m ³ /h	3.100	6.200	9.300	12.400	15.000
Velocidad del aire máx.	m/s	17	17	17	17	17
Datos eléctricos	V	230	230	230	230	230

Fuente: Catálogos cortinas de aire.

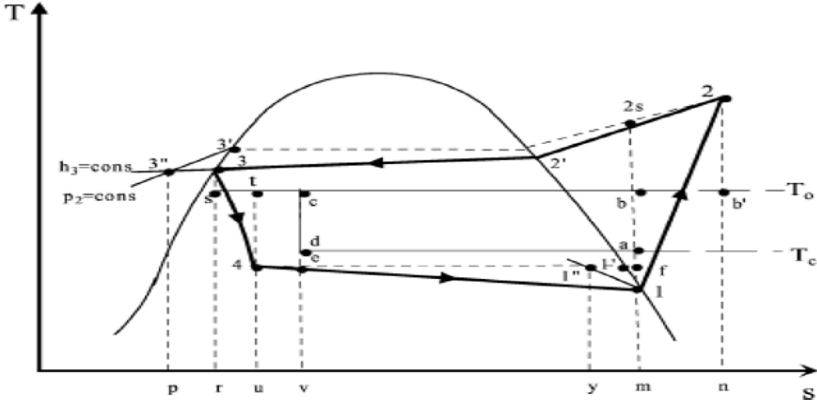
Anexo G

Figura G1: Diagrama Mollier Presión-Entalpia del R-407F.



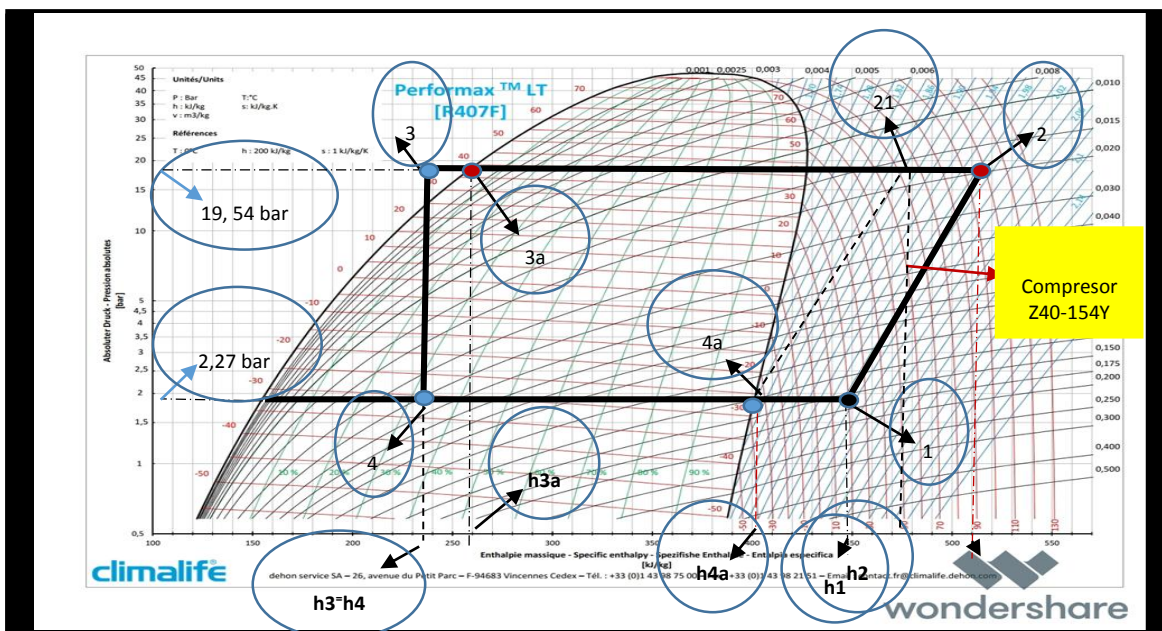
Fuente: Gas Servei.

Figura G2: Diagrama T-S del ciclo de refrigeracion.



Fuente: Tomado de R. Yumruta s et al/Exergy (2002); (Recep Yumrutas, 2002)

Figura G3: Diagrama mollier simulación R-407F.



Fuente: Elaboración propia.

Tabla G1: Parámetros resultantes (T, P, h, S), en los puntos más significativos del R-407F.

Puntos	Presión [bar]	Temp [°C]	Temp Subenfriamiento [°C]	Temp calentamiento [°C]	Entalpia (h) [Kj/kg]	Entropía (S) [Kj/kg.k]
1	2,27	-19	-	10	405	1,850
2	19,54	80	-	-	475	1,870
21	19,54				454,6	
3	19,54	38	3	-	257	1,1735
3a	19,54	41			263	1,738
4 ^a (Vapor Saturado)	2,27	-28			400,0	1,840
4	2,27	-28	-	-	257	1,240
a	1,01	25	-	-	450	2,08
aa					298,52	
Liq Saturado(LS)	-	-	-	-	161	-

Fuente: Elaboración propia.

Anexo H**Tabla H1: Costos de los diferentes materiales y equipos seleccionados**

Materiales	Unidades	[€/Ud.] PVP	Precio[€] PVP
<i>Paneles aislante paredes Floormate Ursa sp 50 color blanco puro Panel sándwich con recubrimiento (PUR) 200 mm de espesor para cámara congelación (Cámara mantenimiento de productos congelados de 6 m alto; 14 m ancho; 24 m largo).</i>	2160 m ² <i>Cantidad Modulo (1)</i>	25,462	55 000,00
<i>Paneles aislante paredes Floormate Ursa sp50 color Blanco puro Panel sándwich con recubrimiento (PUR) 200 mm de espesor de para cámara de conservación (antecámara de 6 m alto; 4 m ancho; 24 m largo).</i>	600 m ² <i>Cantidad modulo (1)</i>	13,05	7 830,00
<i>Paneles aislantes (PUR) de 200 mm con recubrimiento, para techos color Blanco puro, según medidas</i>	500 m ²	13,05	6 525,00
<i>Paneles aislantes (PUR) poliuretano rígidos para pisos de 150 mm, sin recubrimiento, largo 2 m, ancho 1 m</i>	500 m ²	14,00	7 000,00
<i>Puerta corredera Cámara y antecámara 2000x3000 congelación - 20 °C y accesorios y herrajes.</i>	2	2 918,00	5 836,00
<i>Lámpara Iluminación interior Led SERIE S00300 de 34 W (2941 lum-384 Leds).</i>	25	51,59 a 200,00	3 144,87
<i>Iluminación exterior</i>	10	85,00 a 105,00	950,00
<i>Cortinas de láminas PVC correderas 2000x2000 congelación (-30 °C) espesor 3 mm</i>	3	602	1 806,00

<i>Unidad/compresoras congelación + Evaporador accesorios de conexión y panel eléctricos</i>	2	44 496,0 0 a 67 636,0 0	135 272,0 0
<i>Unidad compresora antecámara+ Evaporador accesorios de conexión y panel eléctrico</i>	1	38 730	38 730,00
<i>Evaporador cámara congelación Borea</i>	2	5 211,00	10 422,00
<i>Evaporador antecámara Zefiro</i>	1	6 918,00	6 918,00
<i>Refrigerantes R-407F, (55 kgs Botella)</i>	3	+200	600,00
<i>Aislamiento de tuberías según diámetro Tuberías (2 5/8, 1 5/8, 1 1/8 inch longitud 2,0 m para circuitos frigoríficos)</i>	50 m	26,07 a 33,39	1669,50
<i>Rollos de cintas autoadhesivas (15 metros)</i>	10	54,81	540,81
<i>Termómetro digital+ caja metálica montable/según modelo</i>	3	151,00	453,00
<i>Válvula expansión termostática tipo TE + orificios</i>	3	258,00 a 350,00	1 050,00
<i>Termostato de temperatura digital Mod.EM300LX</i>	3	158,00	474,00
<i>Alarma Persona Encerrada con señalización óptica y acústica con baterías</i>	2	357,00	714,00
<i>Cuadro de alternancia P/ 2 equipos en la misma cámara más termóstato</i>	1	892,00	892,00
<i>Herramientas de uso general (Hacha de Bombero y soporte, Micro de puerta, alarmas de fugas y detector)</i>	1 Kit Completo	823,00	823,00
<i>Presostato Baja/Alta +línea de líquido+filtro+visor liquido</i>	3	296,00	888,00
<i>Válvula solenoide +Bobina 220 volts, según medidas</i>	3	186,96	560,88
<i>Tuberías Cobre rígidas tipo L en barras, tramos de 21 pie (6,1 metros), según diámetro</i>	50m	88,056	4 402,80

<i>Visor de líquidos (Indicador) según medida</i>	3	47,60	142,80
<i>Filtros (según medidas)</i>	3	106,32	318,96
<i>Codos de 90 ° 1 1/8 (unidades Caja 10)</i>	2	2,56 /uds	51,20
<i>Codos de 90 ° 1 5/8 (unidades Caja 30)</i>	1	6,11 /uds	183,30
<i>Codos de 90 ° 2 5/8 (unidades Caja 16)</i>	1	22,33 /uds	357,28
<i>Unión 2 5/8 (unidades Caja 40)</i>	1	8,91 /uds	356,40
<i>Unión 1 1/8 (unidades Caja 10)</i>	3	1,07 /uds	32,10
<i>Espuma poliuretano alto rendimiento (Bote 750 ml, caja 12 unidades) para aplicación estándar pistolada y manual</i>	4	5,70 /uds	273,30
<i>Sellador poliuretano industrial blanco de 310 ml, cajas de 20 cartuchos</i>	3	4,75 /uds	285,00
<i>Cartucho Silicona blanca y transparente 300 ml (caja 24 unidades)</i>	3	6,89 /uds	496,08
<i>Pistolas aplicadoras para espuma poliuretano de 750 ml (Brik-Cen P-130).caja de 6 unidades)</i>	12	51,65	619,80
<i>Pistolas profesional aplicadoras para cartuchos de silicona sueltas</i>	10	5,20	52,00
<i>Accesorios de fijación tuberías (caja 10 unidades)</i>	100	2,63	263,00
<i>Abrazaderas plásticas hasta diámetro 230 mm (bolsas de 100 unidades)</i>	300	0,70	210,00
<i>Abrazaderas a medidas (Bolsas de 100 unidades de 50 a 110 mm)</i>	300	0,99	297,00
<i>Tornillos tirafondo M6 (Caja de 100 unidades)</i>	500	0,12	60,00
<i>Cintas autoadhesivas aislantes (Rollo 10 m × 50 mm × 3 mm)Caja de 24 unidades</i>	48	13,10	628,80

<i>Cinta de aluminio (caja de 12 Rollos de 50 metros)</i>	<i>2</i>	<i>71,37 /uds</i>	<i>1 712,88</i>
<i>Membrana aislamiento Aire y Barrera de vapor de 50 a 75 m², Rollo de 1,5 m ×50 m</i>	<i>203,56</i>	<i>10 /uds</i>	<i>2 035,60</i>
<i>Unión 1 5/8 (unidades caja 60)</i>	<i>1</i>	<i>2,49 /uds</i>	<i>149,40</i>
<i>Pegamento universal (Cola) 100 gr, Caja 15 unidades</i>	<i>60</i>	<i>3,60 /uds</i>	<i>216,00</i>
<i>Otros accesorios paneles sándwich, eléctricos y varios(cables eléctricos, Interruptores, angulos, tuercas, arandelas, remaches, varrilla de aleación de plata, cobre para soldar, Válvulas de compensación de presión más de 100 m³, tornillería, perfilaría metálica, perfil sanitario, perfil omega, soporte exterior para sujeción de techos) ver tarifas actualizadas en catálogos de la web</i>	<i>varios</i>	<i>varios</i>	<i>10 000,00</i>
<i>Costos totales</i>			<i>310 855,275 \$</i>

Fuente: catálogos Zanotti.PDF, pág. 45, Catalogo Lámparas y luminarias Led 2014 y Catalogo 2018 págs. 4, 6, 7, catalogo Tarifas de precios 2020, Catalogo accesorios 2012 pág. 10-14, Catalogo general quillosa 2020.

Tabla H2: Costos de las Manos de obra (Cmont).

Concepto Actividades Fundamentales	UM	Tiempo [H/H]	Cant.	H-H real	Valor Moneda total [\$]
<i>Montaje de la Cámara (Hasta 45000 Kcal/h)</i>	<i>u</i>	<i>112,00</i>	<i>5</i>	<i>560,00</i>	<i>13 949,36</i>
<i>Colocación. Paneles aislantes de Cubiertas 9,00 × 1,10 m</i>	<i>u</i>	<i>11,43</i>	<i>47,00</i>	<i>537,07</i>	<i>13 378,16</i>
<i>Montaje de puertas metálicas de chapa</i>	<i>m²</i>	<i>6,67</i>	<i>12,00</i>	<i>80,00</i>	<i>1 992,75</i>
<i>Pinturas Epoxicas sobre superficie de Hormigón ,una mano</i>	<i>m²</i>	<i>0,24</i>	<i>1 296,00</i>	<i>314,150</i>	<i>12 260,97</i>
<i>Total de costos</i>					<i>41 581,24</i>

Fuente: Corporación Copextel S.A.

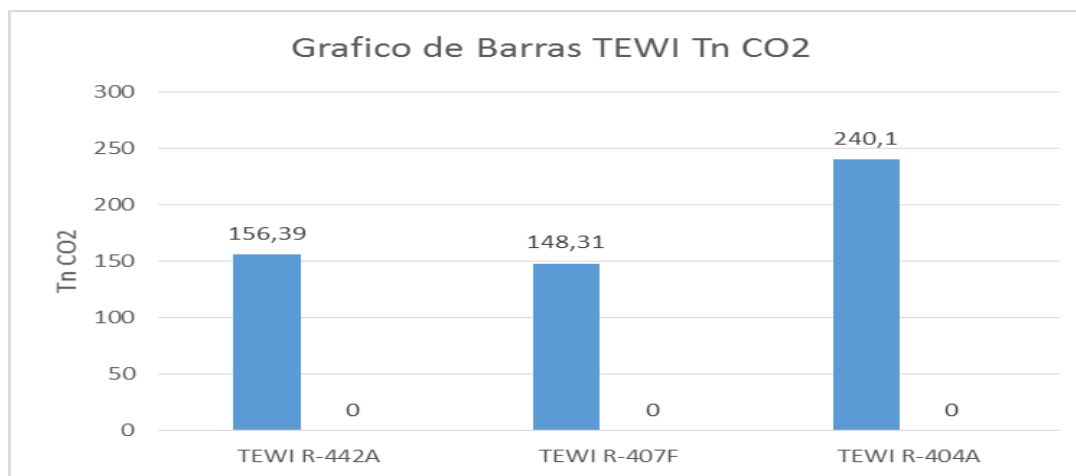
Anexo I

Tabla II: Características de los gases R-442^a, R-404A y R407F PCA (GWP):AR3 Versión III del IPCC.

GASES	ODP	PCA	Precio €/kg	Impuesto/kg	Deslizamiento (°C)	Cargas (Kgs)	TEWI (KgsCO2)
R404A	0	3784	7,69	75,68	0,7	1,5	39212,729
R407F	0	1705	8,61	34,1	6,4	1,2	33581,666
R442A	0	1793/1888				1,2	35653,577

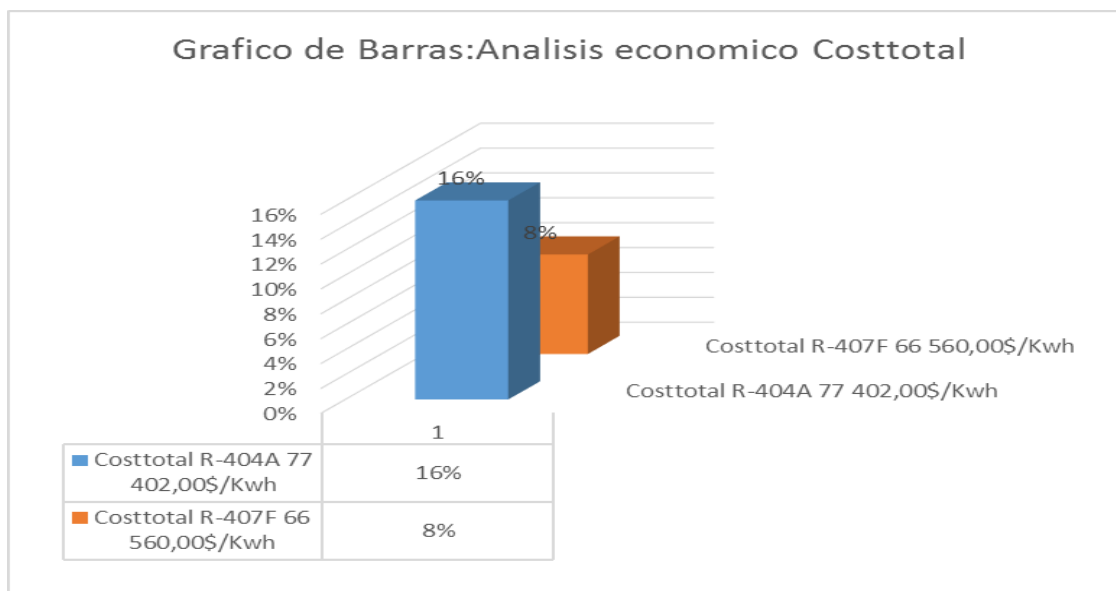
Fuente: Tabla características de los Gases.

Figura II: Gráfico de Barras: TEWI comparación del R-442A, R-404A y R-407F.



Fuente: Elaboración Propia.

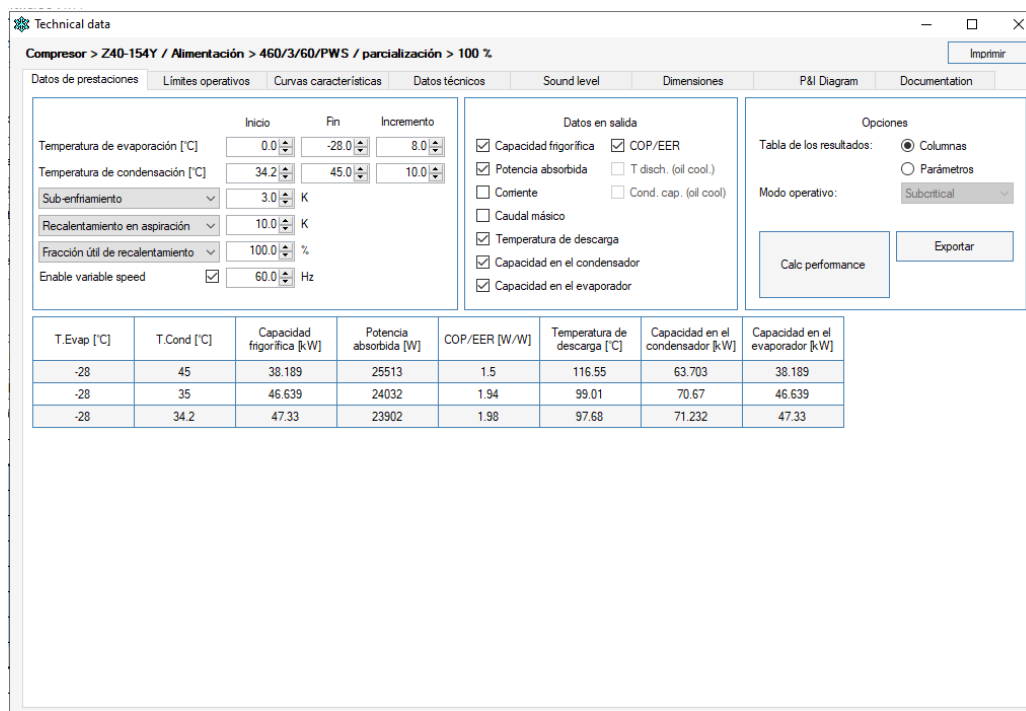
Figura I2: Gráfico de Barras: Análisis Económico Costtotal a Bajas temperatura.



Fuente: Elaboración Propia.

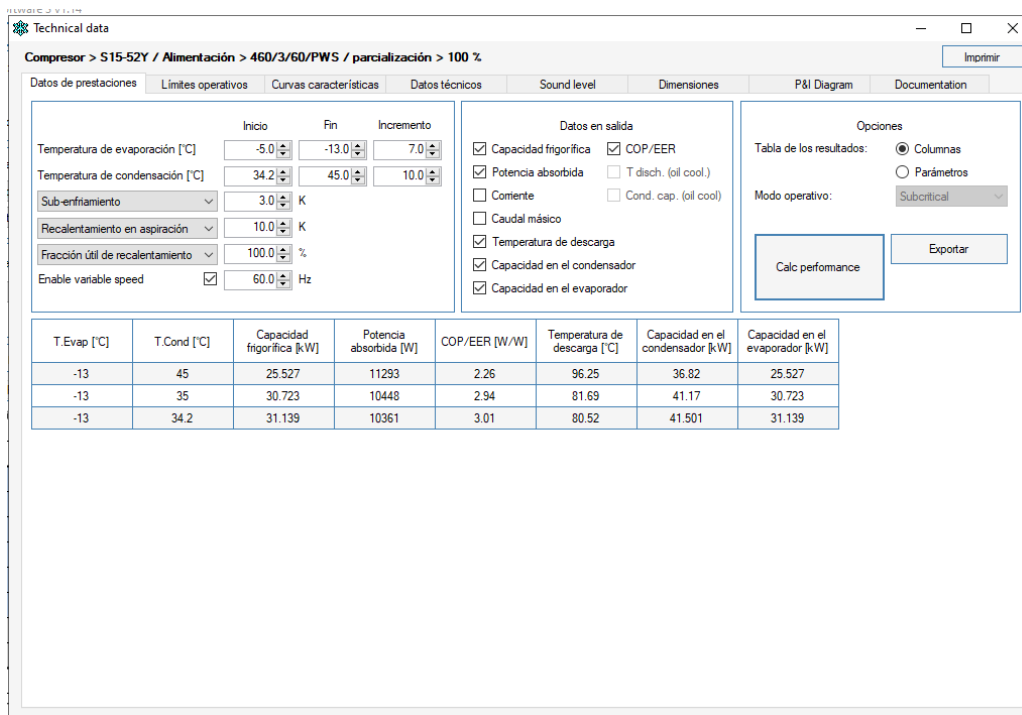
Anexo J

Tabla J1: Datos de prestaciones compresor semihermético alternativo cámara congelación serie (Z).



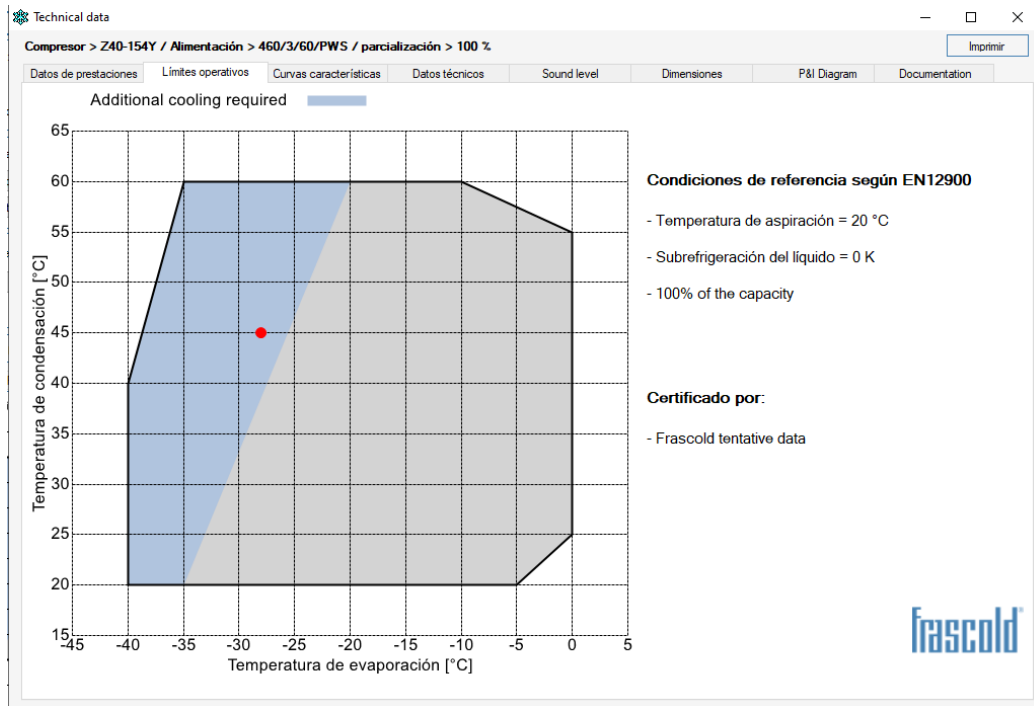
Fuente: Elaboración propia & Frascold software FSS 3.

Tabla J2: Datos de prestaciones compresor semihermético alternativo serie (S) de la antecámara.

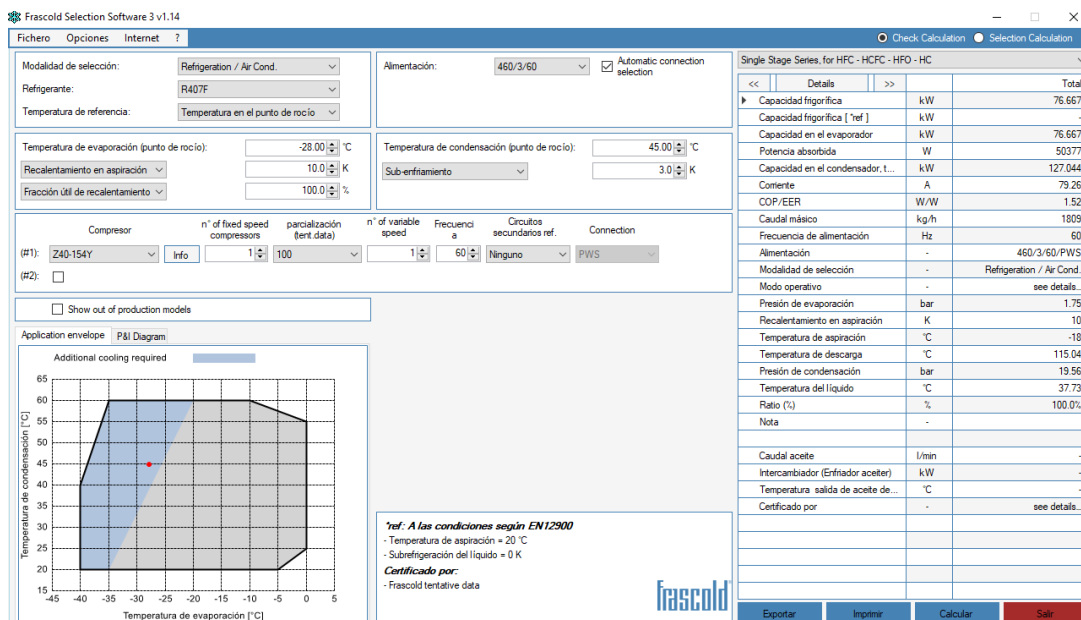


Fuente: Elaboración propia & Frascold software FSS 3.

Figura J1: Límites Operativos compresores semiherméticos Frascold serie (Z) y (S) y dimensiones.



Fuente: Elaboración propia & Frascold software FSS 3.



Frascold Selection Software 3 v1.14

Modo de selección: Refrigeration / Air Cond. Alimentación: 460/3/60 Automatic connection selection

Refrigerante: R407F

Temperatura de referencia: Temperatura en el punto de rocío

Temperatura de evaporación (punto de rocío): -28.00 °C

Temperatura de condensación (punto de rocío): 45.00 °C

Recalentamiento en aspiración: 10.0 K

Sub-enfriamiento: 3.0 K

Fracción útil de recalentamiento: 100.0 %

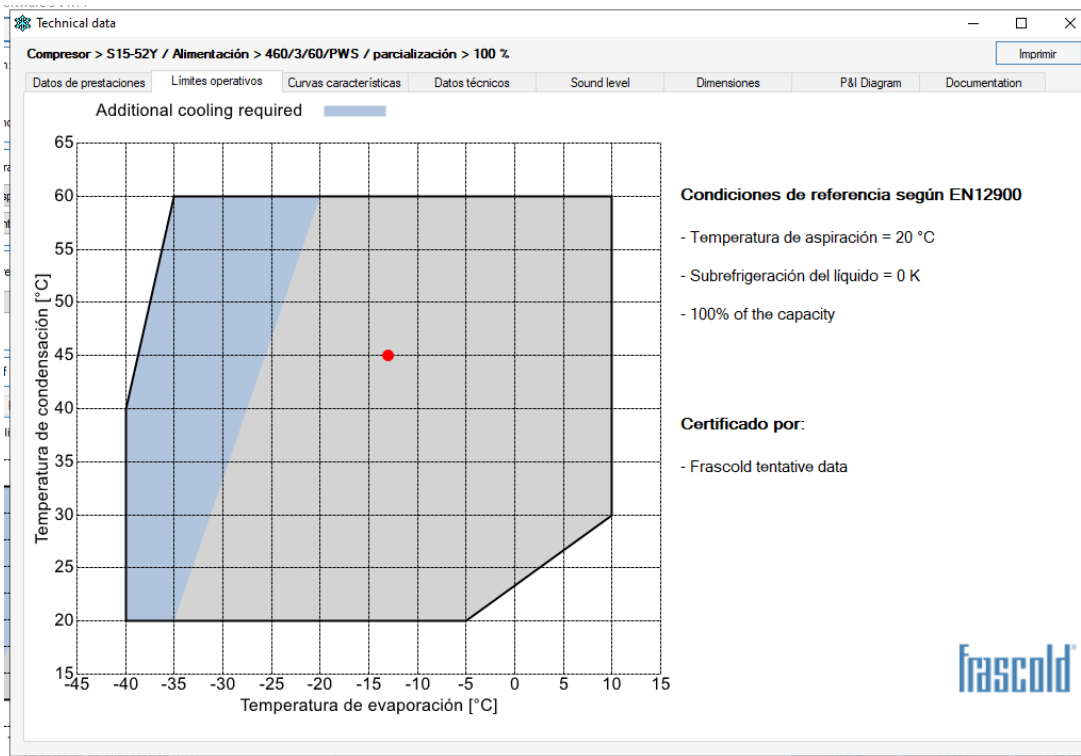
Compressor: (#1) Z40-154Y (#2)
 n° of fixed speed compressors: 1
 parcialización (test data): 100
 n° of variable speed: 1
 Frecuencia: 60
 Circuitos secundarios ref.: Ninguno
 Connection: PWS

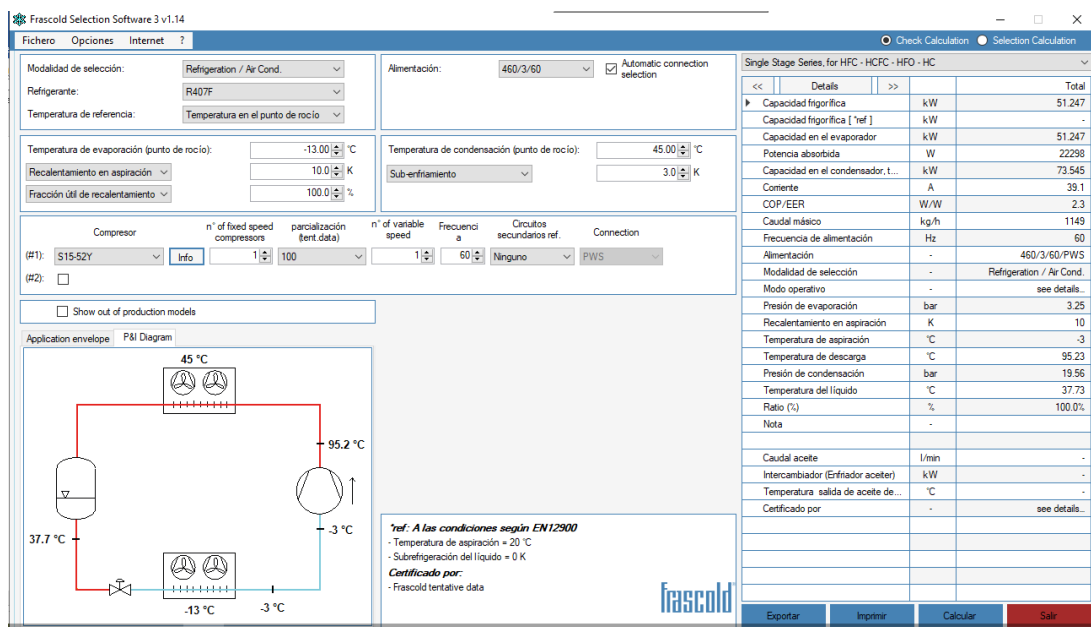
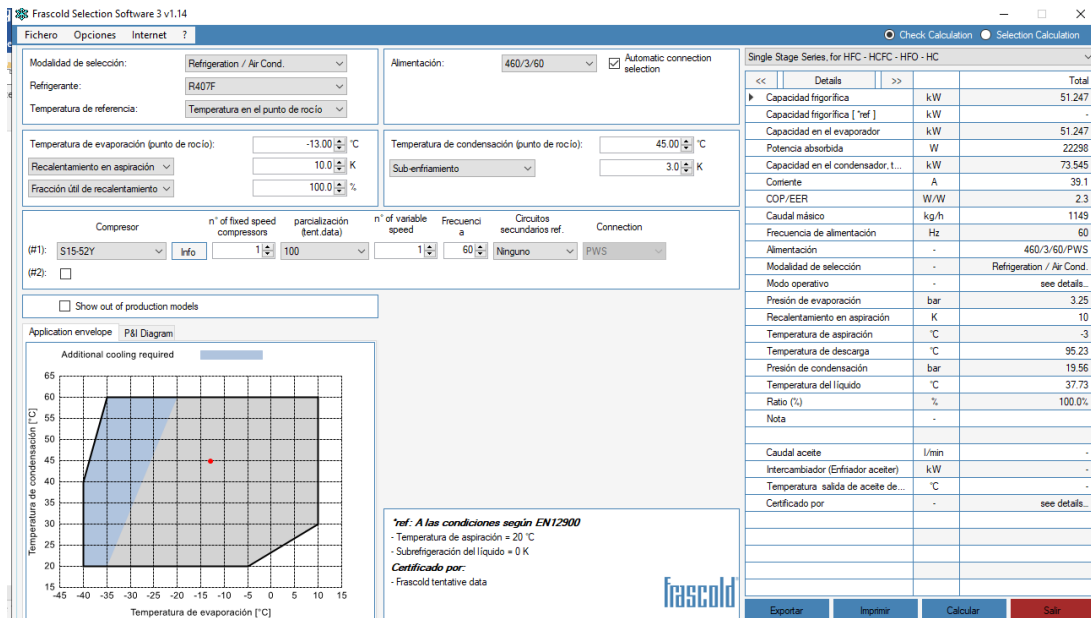
Application envelope P&I Diagram

ref. A las condiciones según EN12900
 - Temperatura de aspiración = 20 °C
 - Subrefrigeración del líquido = 0 K
 Certificado por:
 - Frascold tentative data

Single Stage Series, for HFC - HCFC - HFO - HC	Details	Total
Capacidad frigorífica	kW	76.667
Capacidad frigorífica [ref]	kW	-
Capacidad en el evaporador	kW	76.667
Potencia absorbida	W	503.777
Capacidad en el condensador, t...	kW	127.044
Contente	A	79.26
COP/EER	W/W	1.52
Caudal máxico	kg/h	1809
Frecuencia de alimentación	Hz	60
Alimentación	-	460/3/60/PWS
Modo de selección	-	Refrigeration / Air Cond.
Modo operativo	-	see details.
Presión de evaporación	bar	1.75
Recalentamiento en aspiración	K	10
Temperatura de aspiración	°C	-18
Temperatura de descarga	°C	115.04
Presión de condensación	bar	19.56
Temperatura del líquido	°C	37.73
Ratio (%)	%	100.0%
Nota	-	-
Caudal aceite	l/min	-
Intercambiador (Enfriador aceite)	kW	-
Temperatura salida de aceite de...	°C	-
Certificado por	-	see details.

Exportar Imprimir Calcular Salir





Fuente: Elaboración propia & Frascold software FSS 3.

Technical data

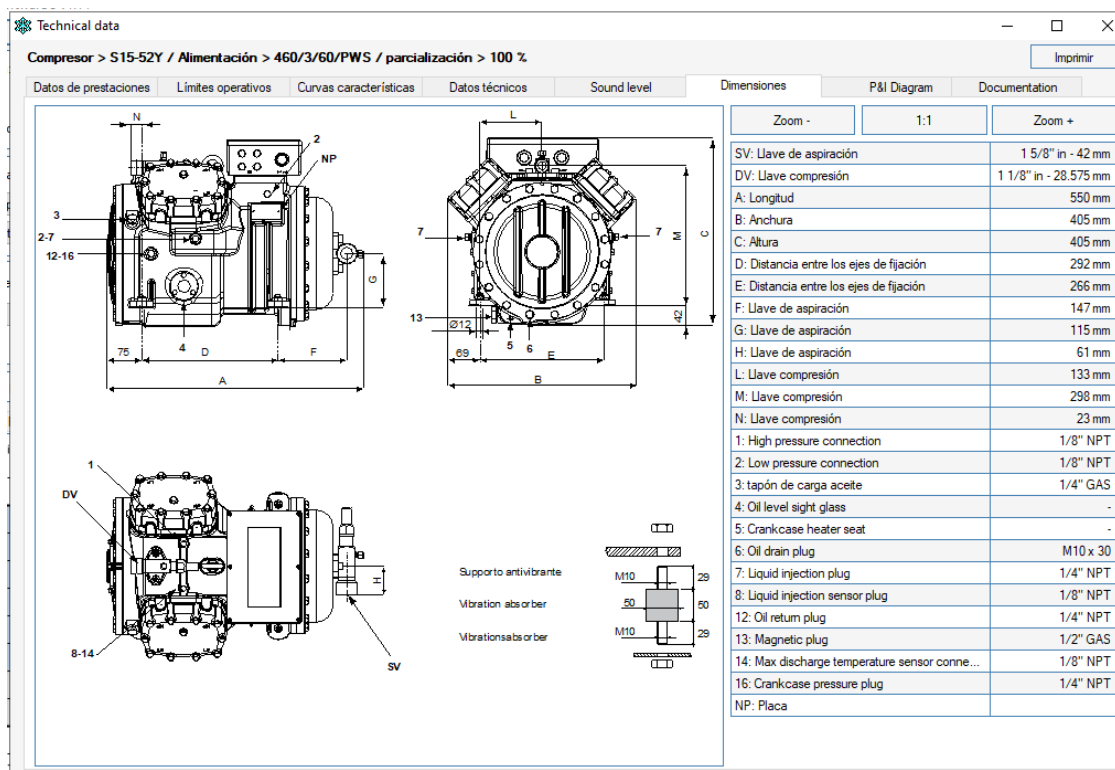
Compresor > Z40-154Y / Alimentación > 460/3/60/PWS / parcialización > 100 %

Datos de prestaciones | Limites operativos | Curvas características | Datos técnicos | Sound level | Dimensiones | P&I Diagram | Documentation

Zoom - | 1:1 | Zoom +

SV: Llave de aspiración	2 5/8" in - 67 mm
DV: Llave compresión	1 5/8" in - 42 mm
A: Longitud	794 mm
B: Anchura	509 mm
C: Altura	536 mm
D: Distancia entre los ejes de fijación	381 mm
E: Distancia entre los ejes de fijación	305 mm
F: Llave de aspiración	180 mm
G: Llave de aspiración	433 mm
H: Llave de aspiración	130 mm
L: Llave compresión	100 mm
M: Llave compresión	411 mm
N: Llave compresión	95 mm
1: High pressure connection	1/8" NPT
2: Low pressure connection	1/4" NPT
3: tapón de carga aceite	3/8" GAS
4: Oil level sight glass	-
5: Crankcase heater seat	-
6: Oil drain plug	1/4" GAS
7: Liquid injection plug	1/8" NPT
8: Liquid injection sensor plug	1/8" NPT
9: Oil pressure switch connection (LP)	1/4" NPT
10: Oil pressure switch connection (HP)	1/4" SAE
11: Oil filter	3/8" GAS
12: Oil return plug	1/4" NPT
14: Max discharge temperature sensor conn...	3/8" GAS
15: Electronic oil pressure switch connection	-
NP: Placa	-

Supporto antivibrante
Vibration absorber
Vibrations absorber



Fuente: Elaboración propia & Frascold software FSS 3.

Tabla J3: Resultado cálculo del TEWI.

Congelación (Baja Temperatura)	R404A	R442A	R407F
TEWI(tn CO ₂)	240,10	156,39	148,31

Fuente: Elaboración propia.

Tabla J4: Rendimiento modelo de los compresores con R407F [50Hz].

Comp	Temp. Cond. [°C]	Qo [Wattios] = Potencia de enfriamiento Pe [kW] = Potencia absorbida	Temperatura de evaporación [°C]								
			0	-5	-10	-15	-20	-25	-30	-35	-40
S15-52Y	30	Qo	54118	43815	35083	27750	21642	16586	12408	8935	5994
		Pe	10,595	10,199	9,553	8,721	7,767	6,755	5,749	4,814	4,012
	40	Qo	46981	37812	30076	23601	18212	13736	10000	6831	4055
		Pe	12,629	11,79	10,745	9,56	8,297	7,021	5,796	4,686	3,755
	50	Qo	40001	31958	25210	19583	14905	11001	7699	4826	
		Pe	14,321	13,082	11,682	10,185	8,656	7,159	5,757	4,515	
Z40-154Y	30	Qo	149627	122889	99856	80159	63430	49300	37400	27362	18818
		Pe	30,32	29,026	27,252	25,125	22,767	20,307	17,868	15,576	13,557
	40	Qo	131640	107564	86917	69329	54432	41857	31236	22199	14379
		Pe	35,892	33,645	31,001	28,087	25,027	21,947	18,973	16,230	13,843
	50	Qo	113255	91974	73845	58498	45565	34677	25466	17563	
		Pe	40,713	37,612	34,198	30,597	26,934	23,335	19,925	16,83	

Fuente: Catálogo Frascold. Las prestaciones se refieren a la norma Europea EN12900 y con funcionamiento a 50 Hz; factor de conversión a 60 Hz = 1.2. Para el cálculo de prestaciones en diferentes puntos de operación Consulte el Software de selección de Frascold FSS 3.

Figura J2: Evaporador Cubico Borea cámara de congelación seleccionado.



BOREA E 50-3

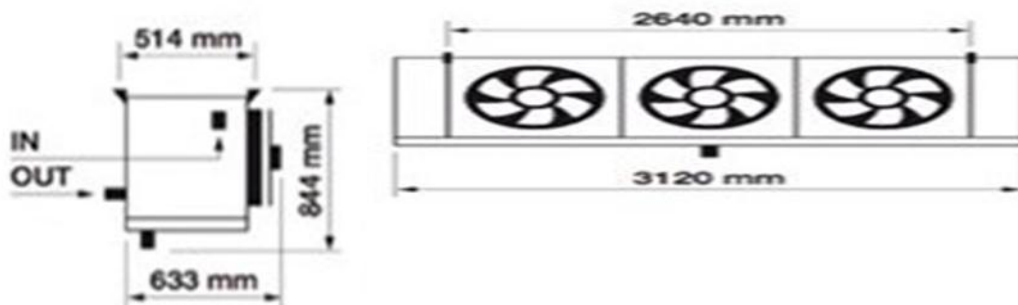


Tabla J5: Datos técnicos del evaporador 1×Borea E 50-3 E9 E 4D (60Hz).

Potenza	32,3 kW	Refrigerante	R 407F
Temp.ingreso Aria	-20 a -25,0 °C	Temp evaporación	-28 a -32 °C
Temp. Uscita Aria	-24,5a-27,9°C	Subenfriamiento	5 K
Humedad Relativa entrada	85 a 88 %	Temp. Condensación	45,0 °C
Humedad Relativa Salida	100 %	sobrecalentamiento	0 a 3 K
Portata Aria (Caudal de aire).	22 600 a 26 750 m ³ /h	Potencia absorbida(ventiladores)	2160 a 2640 W
Freccia Aria	33,4 m	Potencia sonora	83 dB(A)
Numero ventiladores	3	Potencia sonora ISO 3744	54 dB(A) a 5 m
Diámetro ventilador	500 mm	Potencia nominal	2640 W
Voltaje	220 v	Corriente Nominal	4,23 a 11,64 A
Frecuencia	60 Hz	Presión Servicio(PS)	30 bar
Alimentación	Single Fase 60 Hz	Conexión de freón entrada	35 mm
Pressione Stat Utile	0 Pa	Conexión de freón salida	64 mm
Tipo descarche(1×2,1+4×2,1)	Eléctrico (10,5 kW)	tubos	cobre
		Aletas	Aluminio

Fuente: Catalogo RCC 2017 Stefani.

Figura J3: Evaporador de techo de doble flujo Stefani Zefiro antecámara seleccionado.



ZEFIRO E 45-4

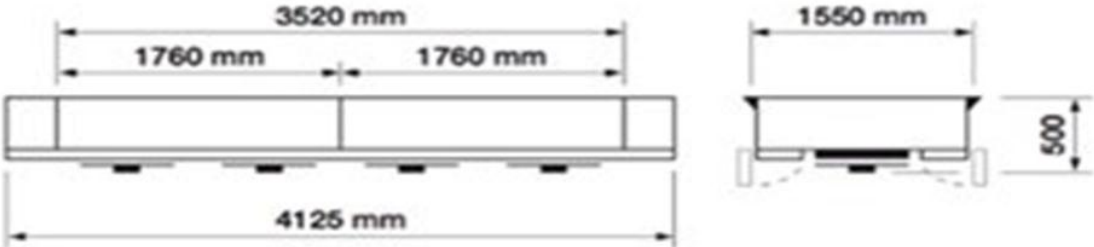


Tabla J6: Datos técnicos del evaporador Zefiro E 45-4 C7 E 4D (60 Hz)

Potencia	37,5 kW	Refrigerante	R 407F
Temp. ingreso Aria	0,0 °C	Temp evaporación	-8°C
Temp. Uscita Aria	-3,5 °C	Subenfriamiento	5 K
Humedad Relativa entrada	85 %	Temp. Condensación	45,0 °C
Humedad Relativa Salida	96 %	sobrecalentamiento	3 K
Portata Aria(Caudal Aire)	25 700 m ³ /h	Potencia absorbida(Ventiladores)	2600 W
Freccia Aria	22,3 m	Potencia sonora	77 dB(A)
Numero ventiladores	4	Potencia sonora ISO 3744	54 dB(A) a 5 m
Diámetro ventilador	450 mm	Tipo descarche	Eléctrico
Voltaje	220 v		
Frecuencia	60 Hz	Precio mercado europeo +descarche	6 918,00 €
Alimentación	Single Fase 60 Hz	Conexión de freón entrada	28 mm
Pression Stat Utile	0Pa	Conexión de freón salida	54 mm
Tipo descarche	Eléctrico	4×3=12,0 kW	

Fuente: Catalogo RCC 2017.

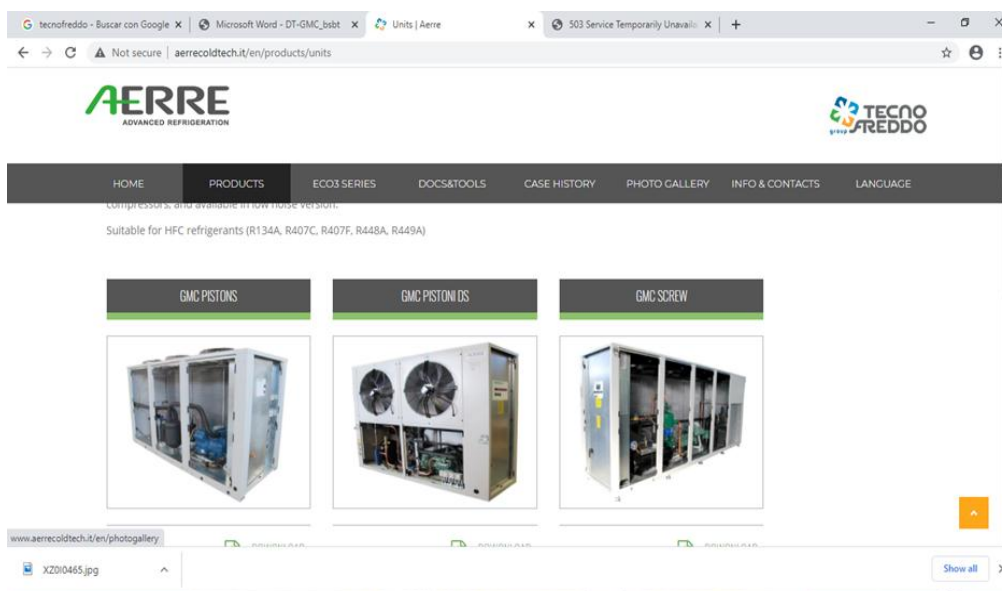
Figura J4: Válvula expansión termostática y orificio.



Figura J5: Unidades condensadoras carrozadas modelo GMC con compresor semiherméticos alternativos Frascold serie Z y S.



Fuente: Catalogo aerre Advance Refrigeration (Para refrigerantes HFC (R134a, R407C, R407F, R404A, R507).



Fuente: Tecnofreddo & aerrecoldtech.

Tabla J7: Datos técnicos U/C GMC 150 MAF R-407F 60 Hz.

Potencia absorbida ventiladores 230v-1 PH-60 Hz	3x 0,79
Massima portata aria ventilatori	17 100 m ³ /h
No compresores	1
Gas Refrigerante	R-407F
Corriente nominal máxima absorbida	38,2 A
Temperatura evaporación	-10 °C
Temperatura de condensación	45 °C
Potencia frigorífica	29,01 a 30,4 kW
Potencia absorbida a régimen	11,78 kW
Máxima potencia absorbida compresor	17,8 kW
COP Compresor	2,46 a 2,55 kW/kW
Potencia nominal compresor S15-52Y	15 HP (11,25 kW)
Diámetro línea aspiración	35 mm
Diámetro línea liquido	22 mm
Alimentación	460 V-3 PH-60 Hz(N/T)
Presión máx. descarga	30 bar
Presión máx., succión	20,5 bar
Temperatura succión mínima	-10 °C
Temperatura succión máxima	80 °C

Fuente: Tecnofreddo, aerre Advance Refrigeration.

Tabla J8: Datos técnicos U/C 1×GMC 400 LAF 60Hz R-407F.

Potencia absorbida ventiladores 230 V-1 PH-60 Hz	3x 0,79
Massima portata aria ventilatori	24 300 m ³ /h
No compresores	1
Corriente nominal máxima absorbida	84 A
Temperatura evaporación	-30 °C
Temperatura de condensación	45 °C
Potencia frigorífica	34,83 kW
Potencia absorbida a régimen	23,35 - 30 kW
Máxima Potencia absorbida compresor	37,9 kW
COP Compresor	1,49-1,54 kW/kW
Potencia nominal compresor Z40-154Y	40 HP (30 kW)
Diámetro línea aspiración	67 mm
Diámetro línea liquido	22 mm
Alimentación	460 V-3 PH-60 Hz(N/T)
Presión máx. descarga	33 bar
Presión máx., succión	20,5 bar
Temperatura succión mínima	-40 °C
Temperatura succión máxima	50 °C

Fuente: Tecnofreddo, aerre Advance Refrigeration.

Tabla J9: Materiales para cámaras frigoríficas (Espuma Poliuretano (PUR), sin recubrimiento).

Poliuretano Rígido				
Descripción				
Espuma de Poliuretano (PUR) sin recubrimiento.				
Densidades				
De 35, 40, 55, 70 y 100 kg/m ³ .				
Medidas (mm)				
2000 x 1000 x espesor 2500 x 1000 x espesor 2850 x 1000 x espesor				
Aplicaciones				
Aislamiento de cámaras frigoríficas, isoterms, construcción, industrias, etc.				
Características				
	tipo III densidad nominal 40 Kg/M ³			
Espesor m/m	40	50	60	100
Ancho m/m	1000	1000	1000	1000
Largo	2000	2000	2000	2000
Coef. de conductividad térmica W/(m.K)	0,024	0,024	0,024	0,024
Coef. de transmisión de calor (K) W/(M ² .K)	0,600	0,480	0,400	0,240
Resistencia térmica (R) M ² .K/W	1,670	2,080	2,500	4,170
Resistencia a la compresión Kpa	268	268	268	268
Clasificación al fuego. Euroclase	F	F	F	F

Fuente: Catálogo resumen metal panel 2018, pp.75-82.

Tabla J10: Resultados cálculos exergeticos.

Tk Osmany Benavides Conesa Frigorifico La estancia enviado

View Window Wizards Applications Help

Plots: Tables: Comments:

Status	Input	Name	Output	Unit	Comment
		Eec	5.16925676	kW	"Balance exergetico del compresor"
		Esc	19.2320946	kW	Flujo exergetico del refrigerante a la entrada del compresor
		Eaproc	14.0628378	kW	Flujo exergetico del refrigerante a la salida del compresor
		Edispc	30	kW	Exergia aprovechada en el compresor
		Pexc	15.9371622	kW	Exergia disponible en el compresor
		ηexcomp	46.8761261	%	Perdidas exergeticas en el compresor
					eficiencia exergetica del compresor
					<<<Balance exergetico del condensador>>>
'Air	Sust_Cond				Air
		Eecd	19.2320946	kW	Flujo exergetico del refrigerante a la entrada del condensador
		Escd	17.1679054	kW	Flujo exergetico del refrigerante a la salida del condensador
		Earecd	3.5651874	kW	Flujo exergetico del aire a la entrada del condensador
		Earscd	8.73274455	kW	Flujo exergetico del aire a la salida del condensador
		Eaproc	5.16755716	kW	Exergia aprovechada, que se puede aprovechar en el condensador
		Edispc	22.3920946	kW	Exergia disponible en el condensador
		Pexc	2.06418919	kW	Perdidas exergeticas en el condensador
		ηexcond	90.7816163	%	eficiencia exergetica del condensador
					"<<<Balance exergetico de la valvula de expansion>>>"
		Eeve	17.1679054	kW	Flujo exergetico del refrigerante a la entrada de la valvula de expansion
		Esve	12.5871622	kW	Flujo exergetico del refrigerante a la salida de la valvula expansion
		Eaprove	12.5871622	kW	Exergia aprovechada en la Valvula de expansion
		Edispve	17.1679054	kW	Exergia disponible en la valvula de expansion
		Pexve	4.58074324	kW	Perdidas exergeticas en la valvula de expansion
		ηexve	73.3179841	%	Rendimiento o eficiencia exergetica de la valvula de expansion
					"Balance exergetico del evaporador"
'Air	Sust_Evap				Air
		Pexe	2.04	kW	Perdidas exergeticas en el evaporador
		ηexve	80.6583044	%	Rendimiento o eficiencia exergetica del evaporador
					"<<<Eficiencia exergetica del ciclo>>>"
		Edisp	30	kW	Exergia de que dispone el ciclo
		Eapro	6.01611465	kW	Exergia aprovechada por el ciclo
		ηexc	20.0637155	%	Eficiencia exergetica del ciclo
		Ptm	24.6220946	kW	Perdidas exergeticas del ciclo sumadas por el equipamiento
		Ptc	23.9838853	kW	Exergia total perdida en el ciclo
					"Calculo del error relativo"
		ErrorE	2.66099191	%	Error relativo menor de 5%
					"Calculo del error cometido del calculo termoeconomico"
		ErrorT	4.39563825	%	Error cometido menor e igual 5%
					"Analisis del calculo del costo exergetico"
		Zex	4.98660709	adimensional	costo exergetico
					"Analisis del costo exergetico"
		Zexeco	.792998296	\$/MJ.a	costo exergetico de la produccion de frio
		Zcap	627026949	\$/MJ.a	costo capital de la instalacion
		Zi_OM	.031351347	\$/MJ.a	costo de operacion y mantenimiento
		Zprod	658378296	\$/MJ.a	costo de produccion
		a	.096342288	-	factor de amortizacion
.01252		Zfa		\$/MJ.a	Sobre costo por afectaciones ambientales
.05		i		\$	amortizacion anual
15		n		anos	vida util estimada de la instalacion
2.6		Eainterc	18980	GJ/ano	energia anual intercambiada
6763600		Einterc		GJ/dia	este valor era muy pequeno. energia intercambiada
7300		Zi		\$	costo de inversion
1.05		topano		h	tiempo de operacion anual
		om		-	factor de gastos de operacion, varia entre un (3 y 6) %
		Fexeco	54.6376661	%	factor exergetico (varia entre un 35-75 % para sistemas de ref
		Zexen	.1221	\$/MJ.a	costo exergetico de exergia gastada

xergetica del ciclo>>>"

F9 /4095M -2097139

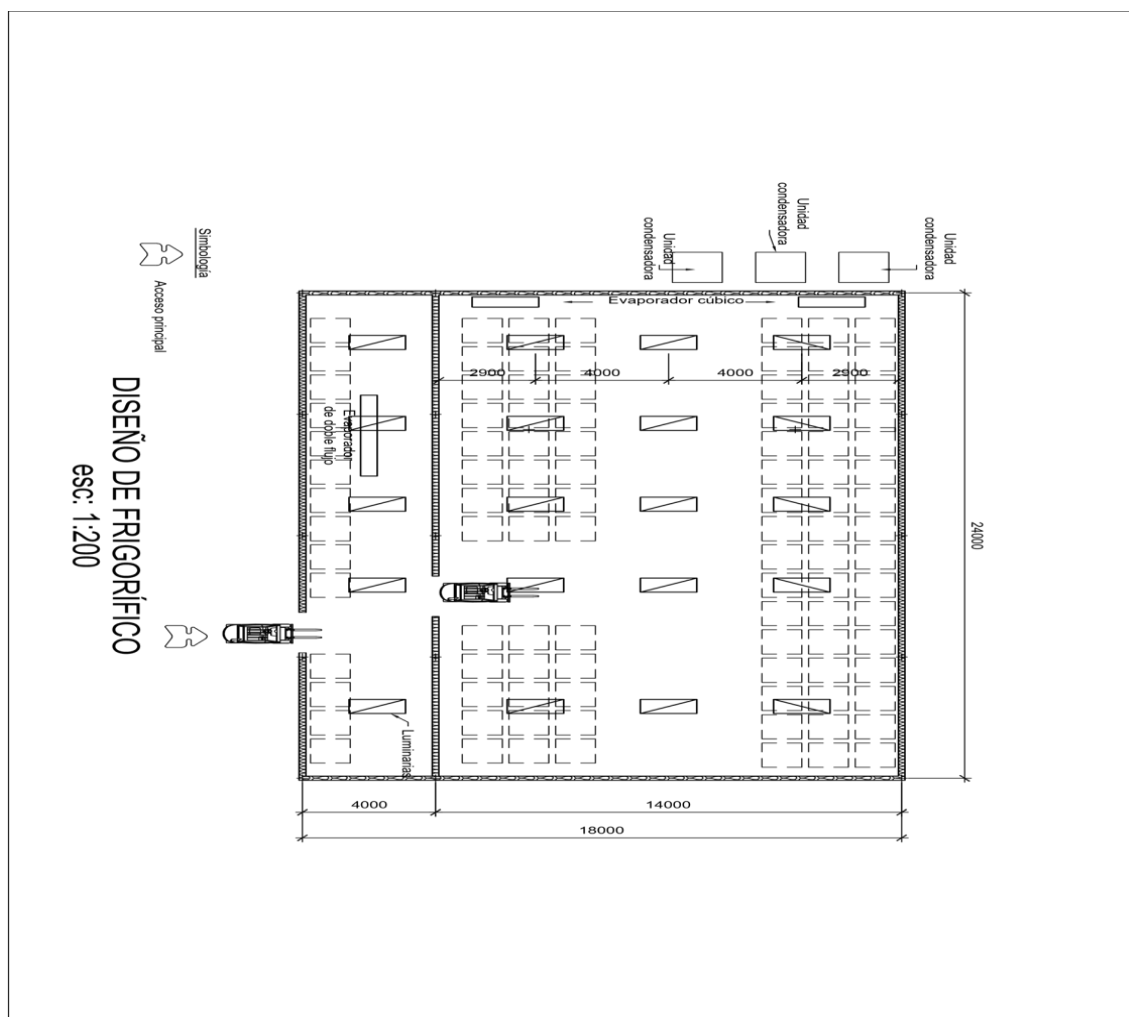
Fuente:Elaboracion propia & Tk Solver.

Tabla J11: Datos de selección de condensadores.

Tipo de condensador
Fluido Frigorífico
Potencia de condensación
Temperatura de condensación
Temperatura entrada del aire
Humedad relativa del aire entrada

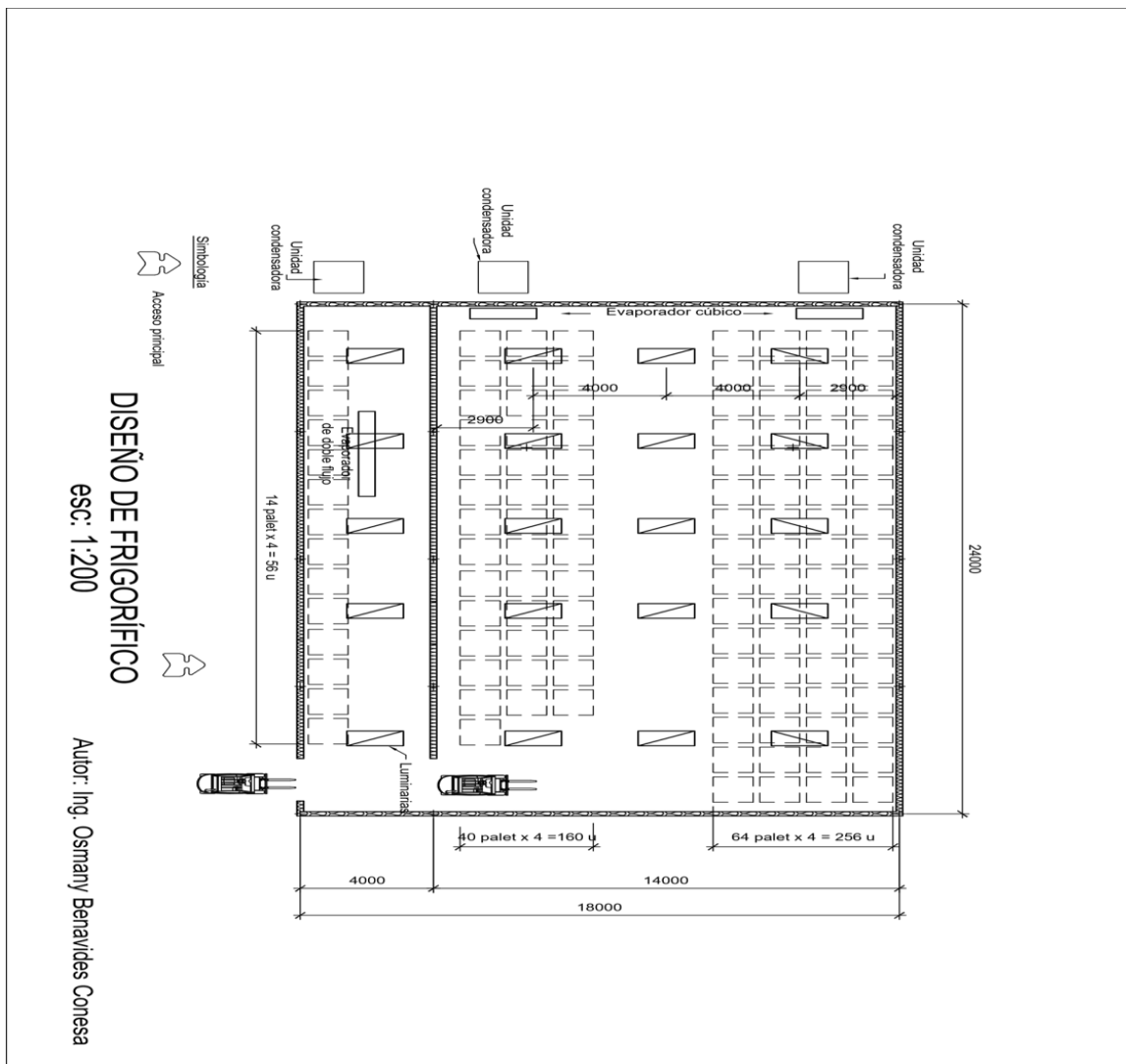
Fuente: Ashrae.

Figura J6: Dibujo en AutoCAD: Cámara de congelación y antecámara variante 1 y variante 2
Variante 1



Fuente: Elaboración propia & AutoCAD (V.2017, 2017).

Variante 2



Fuente: Elaboración propia & AutoCAD (V.2017, 2017)

Tabla J12: Símbolos y Abreviaturas.

Símbolo	Denominación	Unidad de medida
<i>E</i>	Energía total del sistema	<i>J</i>
<i>lm</i>	Flujo luminoso	<i>Lumen</i>
t1	Temperatura del refrigerante a la entrada del compresor	<i>°C</i>
t2	Temperatura del refrigerante a la salida del compresor	<i>°C</i>
t3	Temperatura del refrigerante a la salida del condensador	<i>°C</i>
P1	Presión del refrigerante en la succión del compresor	<i>bar</i>
P2	Presión del refrigerante en la descarga del compresor	<i>bar</i>
<i>A</i>	Intensidad de la corriente eléctrica demandada por el compresor	<i>A</i>
<i>Volts</i>	Tensión de la corriente eléctrica en el compresor	<i>V</i>
<i>Fpc</i>	Factor de potencia del compresor	<i>fracción</i>
K	Coefficiente global de transferencia de calor	<i>W/m².°C</i>
Tint	Temperatura interior de diseño	<i>°C</i>
Ki	Conductividad de cada capa	<i>W/m.K</i>
te	Temperatura exterior de la cámara	<i>°C</i>
ti	Temperatura interior de la cámara	<i>°C</i>
Ke	<i>Coefficiente convencional de transmisión de calor correspondiente</i>	<i>W/m² k</i>
α_i	Coefficiente pelicular de transmisión de calor del lado más frío del elemento constructivo	<i>W/m².°C</i>
Db	Nivel de ruido	<i>Db</i>

Tr	Tonelada de refrigeración	Tn
δ_i	Espesor de las distintas capas del elemento constructivo, excepto la capa de aislante	m
Tm	<i>temperatura media de la tierra bajo la cámara</i>	$^{\circ}C$.
Fp	<i>Área del piso de la cámara</i>	m^2
m	Coficiente que considera en sí la variación relativa de la resistencia térmica del piso	<i>fracción</i>
tdesc	Temperatura de la mercancía al descargar	$^{\circ}C$.
tentc	Temperatura de entrada de la mercancía	$^{\circ}C$.
$Ment$	Capacidad instalación	Kg
Cp bajo	Calor específico del producto después de congelar bajo $0^{\circ}C$	$KJ/Kg.^{\circ}C$
Me	Entrada diaria de masa del embalaje	Kg
Ce	Capacidad calorífica del material del embalaje	$J/Kg.^{\circ}C$
Δte	Diferencia de temperaturas del embalaje a la entrada y la salida del producto	$^{\circ}C$
Nem	Potencia eléctrica de los motores	W
Qo	Capacidad de frío o potencia frigorífica que debe vencer el compresor	W
Pcr	Presión crítica	kPa
Vcr	Volumen crítico	m^3/kg
Tcr	Temperatura crítica	$^{\circ}C$
to	Temperatura de evaporación	$^{\circ}C$
ηE	Eficiencia exergética del ciclo de refrigeración	<i>fracción</i>
$E8$	flujo de exergía del calor retirado en la cámara fría	kW

P_{ele}	flujo de exergía a la entrada del motor eléctrico	kW
T_{fr}	Temperatura de la cámara fría	$^{\circ}C$
Δt_e	Diferencia temperatura embalaje	$^{\circ}C$
T_a	Temperatura del medio	$^{\circ}C$
Cad_{total}	Costo de adquisición total	$\$$
n	Duración del proyecto	años
i	Costo capital de la empresa, interés	$\$$
α	Porcentaje de refrigerante recuperado al final de la vida del sistema	$\%$
$kW\ he$	Kilovatios horas eléctrico	kW

Fuente: Elaboración propia.

Tabla J13: Unidades de medidas S.I (Factor de conversión) utilizadas.

Unidades (SI)	Factor conversión	Unidad obtenida
kW	$\times 859,8$	kcal/h
kcal	$\times 4,184$	kJ
Joule	$\times 4,184$	kcal
m ³ /s	$\times 60$	m ³ /min
kPa	$\times 0,01$	bar
kPa	$\times 0,00987$	Atmosferas (atm)
1 psig	15,696 psia	108,22 kPa
1 °C	=	1,8 °F
1°C	$^{\circ}\text{F}=1,8\text{ }^{\circ}\text{C}+32$	1,8 °F(Grados Fahrenheit)
Kelvin	$\text{K}=\text{ }^{\circ}\text{C}+273,15$	Grados kelvin (K)
Celsius	$^{\circ}\text{C}=(\text{ }^{\circ}\text{F}-32)/1,8$	Grados Celsius
BTU	=	252 cal
1 J	=	0,2389 cal
1 hp	=	745,7 W
1 hp	=	0,7457 kW
BTU	=	1055 J
1 W	=	3,41214 Btu/h
1 kJ/kg K	$\times 0,238846$	kcal/kg°C
1 W/m k	$\times 0,860$	kcal/hm°C

1 kJ	× 0,239	kcal
1 MPa	=	10 ⁶ Pa
1 kW	× 859,84523	kcal/h
1 kW	× 3412,1416	BTU/h
1 T.R.	× 3516,85	W
1 bar	× 100	kPa
1 bar	× 0,9869	atm
1 kPa	× 102	kgf/ m ²
1 N	× 0,102	kgf
1 kPa	× 1000	N/ m ²
1 Pa	1	N/ m ²
T.R.	× 3,5145	KW
T.R.	× 4,72	hp
T.R.	× 200,2	BTU/min
1 kW	× 101,97	kgf.m/s
T.R.	× 3,024	Kcal/h
1 J	× 0,1019716	kgf.m
1 MW	= 1000	kW
1 MW	= 284,35	T.R.
1 giga watt-h	=1 000 000 kWh	

Fuentes: Tablas conversión de unidades (SI) y PDF Colección de tablas.