

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA - ENERGÍA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECÁNICA



**DISEÑO DE UNA PLANTA FRIGORÍFICA MODELO
PARA LA CONSERVACIÓN DE 60 TONELADAS DE
ESPÁRRAGO EN LA REGION ICA**

**TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE
INGENIERO MECÁNICO**

MARTÍN BRAHMS CORONADO CUADROS

Callao, Diciembre 2014

PERÚ

ACTA PARA LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO PROFESIONAL
MODALIDAD: TESIS SIN CICLO DE TESIS

A los **CATORCE** días del mes de **ABRIL** del dos mil dieciséis, siendo las 10:00am., se procedió a la instalación del **Jurado Evaluador de Tesis** para su Sustentación en la Facultad de Ingeniería Mecánica y de Energía, conformado por los siguientes docentes:

- **PRESIDENTE** : **Mg. JAIME GREGORIO FLORES SÁNCHEZ**
- **SECRETARIO** : **Ing. EMILIANO LOAYZA HUAMÁN**
- **VOCAL** : **Ing. MARTÍN TORIBIO SIHUAY FERNÁNDEZ**
- **ASESOR** : **Dr. FÉLIX ALFREDO GUERRERO ROLDÁN**

Con el fin de dar inicio a la **SUSTENTACION DE LA TESIS**, presentada por el señor Bach. **CORONADO CUADROS, Martín Brahms** quien habiendo cumplido con los requisitos para optar el Título Profesional de **INGENIERO MECÁNICO**, sustentará la Tesis titulada: **“DISEÑO DE UNA PLANTA FRIGORÍFICA MODELO PARA LA CONSERVACIÓN DE 60 TONELADAS DE ESPARRAGO EN LA REGIÓN ICA.”**

Con el quórum reglamentario de Ley se dio inicio a la Sustentación de Tesis de conformidad con lo establecido por el Reglamento de Grados y Títulos vigente, luego de las preguntas formuladas y efectuadas las deliberaciones pertinentes, se acordó dar por **APROBADO** con el calificativo de **BUENO (13)** al señor Bachiller **CORONADO CUADROS, Martín Brahms**.

Con lo que se dio por cerrada la sesión a las **11:30** del día **14 de Abril del 2016**.


Mg. Ing. JAIME GREGORIO FLORES SANCHEZ
PRESIDENTE


Ing. EMILIANO LOAYZA HUAMAN
SECRETARIO


Ing. MARTÍN TORIBIO SIHUAY FERNÁNDEZ
VOCAL


Dr. FÉLIX ALFREDO GUERRERO ROLDÁN
ASESOR

DEDICATORIA

Dedico esta tesis a mis padres y abuelos, con el eterno agradecimiento a la formación moral y espiritual que supieron inculcarme durante toda mi existencia. Asimismo, a mis conspicuos maestros por proporcionarme las herramientas necesarias en mi formación profesional.

AGRADECIMIENTO

El desarrollo de mi tesis es gracias a nuestro creador por haberme dado el aliento y perseverancia para culminar esta etapa en mi vida.

Asimismo, por la confianza y el apoyo brindado por mis padres y hermanos durante el trayecto de toda mi vida, demostrando mucha paciencia, amor y cariño, celebrando mis triunfos y tolerando mis errores.

También es importante para mí resaltar la casa de estudios como es la Universidad Nacional del Callao y a la Facultad de Ingeniería Mecánica y los momentos vividos como estudiante junto a mis compañeros estudiantes, agradeciendo también a mi asesor externo de tesis al ing. Willian Morales Quispe por su valioso aporte a esta tesis.

INDICE

RESUMEN.....	11
ABSTRACT.....	13
INTRODUCCION.....	15
I. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	18
1.1 Determinación del problema.....	18
1.2 Formulación del problema.....	19
1.3 Objetivos.....	19
1.3.1. Objetivo general.....	19
1.3.2. Objetivos específicos.....	20
1.4 Justificación.....	20
II. MARCO TEORICO.....	23
2.1 Antecedentes del estudio.....	23
2.2 Marco teórico.....	24
2.2.1. Leyes de la termodinámica.....	25
2.2.2. Ciclos de referencia físico, químico, compresión de vapor, absorción.....	41
2.2.3. El Ciclo de refrigeración aplicado a cámaras hidrocooler y sala de procesos.....	53
2.3 Definición de términos básicos.....	64
2.3.1 El Ciclo Rankine inverso.....	64
2.3.2 Transferencia de Calor, Aislantes Térmicos.....	77
III. VARIABLES E HIPOTESIS.....	89
3.1 Variables de la investigación.....	89

3.2	Operacionalización de variables.....	90
3.2.1	Evaluación de las operaciones de variables, histogramas, cuadros, gráficos, de equipos, y de estadística.....	90
3.3	Hipótesis General e Hipótesis específica.....	91
3.3.1	Alta eficiencia de los ciclos termodinámicos.....	91
3.3.2	Características del R-134 a.....	92
3.3.3	Bajo consumo de Electricidad.....	102
IV.-	METODOLOGIA.....	103
4.1	Tipo de Investigación.....	103
4.1.1	Datos de Comercio Exterior y Proyección futura.....	103
4.2.	Diseño de la Planta frigorífica	104
4.2.1.	Diseño de hidrocóoler de materia prima, selección de equipos.....	105
4.2.2.	Diseño de la cámara frigorífica de materia prima de la planta, selección de equipos.....	109
4.2.3.	Diseño de la sala de proceso, selección de equipos.....	123
4.2.4.	Diseño de hidrocóoler de producto procesado, selección de equipos..	138
4.2.5.	Diseño de cámara de producto terminado, selección de equipos.....	143
4.3.	Diseño de la investigación.....	162
4.3.1.	El Espárrago fresco.....	162
4.3.2.	Plantas frigoríficas en el Perú.....	167
4.3.3.	Cadena de frío hasta el inicio y final.....	168
4.3.4.	COP. de nuestra Planta.....	170
4.4	Población y Muestra.....	172
4.4.1	Resumen de datos Estadístico.....	172
4.4.2	Resumen de gasto de Electricidad.....	173

4.5	Técnicas o Instrumentos de Recolección de datos.....	175
4.5.1	Producción de las Plantas Frigoríficas en el Perú.....	176
4.6	Plan de Análisis Estadístico de Datos.....	176
4.6.1	Exportación de Espárragos frescos a nivel nacional y a los países de destino.....	176
4.6.2	Ahorro de energía eléctrica.....	177
4.6.3	Rentabilidad.....	178
V.-	RESULTADOS.....	181
VI.-	DISCUSIÓN DE RESULTADOS.....	183
6.1.	Contrastación de la Hipótesis con los Resultados.....	183
VII.-	CONCLUSIONES.....	184
VIII.-	RECOMENDACIONES.....	185
IX.-	REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS.....	186

ANEXO

- Matriz de consistencia

INDICE DE FIGURAS

Fig. N° 2.1	Cambio de fase líquida a fase vapor, a presión constante, de una sustancia pura.....	28
Fig. N° 2.2	Diagrama de Valores estimados de Presión –Temperatura para el hierro.....	30
Fig. N° 2.3	Diagrama de fase del Agua. Adaptado del American Institute of physician book.....	31
Fig. N° 2.4	La energía no se crea ni se destruye, solo cambia de forma..	37
Fig. N° 2.5	El trabajo (eléctrico) hecho sobre un sistema adiabático es igual al incremento en la energía del sistema.....	38
Fig. N° 2.6	Instalación frigorífica de compresión Simple.....	49
Fig. N° 2.7	Instalación frigorífica de absorción.....	51
Fig. N° 2.8	Diagrama Entálpico. Líneas Características.....	56
Fig. N° 2.9	Diagrama entalpía-entropía. Líneas características.....	57
Fig. N° 2.10	Esquema de una instalación Frigorífica Teórica.....	60
Fig. N° 2.11	Diagrama Presión-Volumen de una instalación Frigorífica Teórica.....	60
Fig. N° 2.12	Diagrama Temperatura-Entropía de una Instalación Frigorífica Teórica.....	61
Fig. N° 2.13	Diagrama T-S para el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor.....	69
Fig. N° 2.14	Un refrigerador domestico común	71

Fig. N° 2.15	El diagrama p-h de un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor.	73
Fig. N° 2.16	Esquema y Diagrama T-S para el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor.....	75
Fig. N° 2.17	Red de resistencias térmicas para la transferencia de calor a través de una pared plana de dos capas sujeta a convección sobre ambos lados.....	78
Fig. N° 2.18	Evaluación de las temperaturas superficial y en la interface cuando se dan $T_{\infty 1}$ y $T_{\infty 2}$ y se calcula Q°	80
Fig. N° 2.19	Red de resistencias térmicas para la transferencia de calor a través de un cilindro compuesto de tres capas sujeta a convección en ambos lados.....	82
Fig. N° 2.20	La razón AT/R a través de cualquier capa es igual a Q° , la cual permanece constante en la conducción estacionaria unidimensional.....	83
Fig. N° 2.21	Tubo cilíndrico aislado expuesto a la convección desde la superficie exterior y la red de resistencias térmicas asociada con él.....	85
Fig. N° 2.22	Radio crítico de aislamiento.....	86
Fig. N° 3.3	Diagrama de Mollier HFC-R134a.....	101
Fig. N° 4.1	Plano de diseño de la planta frigorífica.....	104
Fig. N° 4.2	Diagrama de Mollier para hidrocóoler de materia prima.....	107
Fig. N° 4.3	Diagrama de Mollier para cámara de materia prima.....	120

Fig. N° 4.4	Diagrama de Mollier para sala de proceso.....	135
Fig. N° 4.5	Diagrama de Mollier para hidrocooler de producto procesado.....	140
Fig. N° 4.6	Diagrama de Mollier para la cámara de producto terminado.....	153
Fig. N° 4.7	Cadena de frio hasta el inicio y final.....	168
Fig. N° 4.8	Sinking Found.....	179

INDICE DE TABLAS

Tabla N° 2.1	Constantes de la ecuación de estado Beatti-Bridgeman....	35
Tabla N° 2.2	Valores de R para algunos gases.....	36
Tabla N° 2.3	Mezclas de refrigerantes.....	42
Tabla N° 2.4	Soluciones eutécticas.....	46
Tabla N° 3.1	Operacionalización de Variables.....	89
Tabla N° 3.6	Cálculo teórico de planta frigorífica eficiente en el diagrama de Mollier.....	92
Tabla N° 3.7	Cálculo teórico de planta frigorífica ineficiente en el diagrama de Mollier.....	102
Tabla N° 3.8	Cálculo teórico de planta frigorífica eficiente en el diagrama de Mollier.....	102
Tabla N° 4.1	Datos de comercio exterior y proyección futura.....	103
Tabla N° 4.2	Selección de modelo de compresor Bitzer del H1.....	157
Tabla N° 4.3	Selección de modelo de compresor Bitzer de la cámara de materia prima.....	158
Tabla N° 4.4	Selección de modelo de compresor Bitzer de la sala de Proceso.....	159
Tabla N° 4.5	Selección de modelo de compresor Bitzer del hidrocóoler de materia procesada.....	160
Tabla N° 4.6	Selección de modelo de compresor Bitzer de la cámara de producto terminado.....	161
Tabla N° 4.7	Principales países importadores y exportadores de espárrago refrigerado.....	167

Tabla N° 4.8	Principales empresas exportadoras de espárrago refrigerado.....	167
Tabla N° 4.9	Cálculo teórico de planta frigorífica eficiente en el diagrama de Mollier.....	170
Tabla N° 4.10	Cálculo teórico de planta frigorífica ineficiente en el diagrama de Mollier.....	171
Tabla N° 4.11	Resumen de la maquinaria seleccionada de marca Bitzer	171
Tabla N° 4.12	Principales empresas exportadoras.....	172
Tabla N° 4.13	Maquinaria seleccionada de marca Bitzer.....	173
Tabla N° 4.14	Principales empresas exportadoras.....	176
Tabla N° 4.15	Principales países importadores.....	177
Tabla N° 4.16	Stock de capitalización anual.....	180
Tabla N° 5.1	Cálculo teórico de planta frigorífica eficiente.....	181
Tabla N° 5.2	Cálculo teórico de planta frigorífica ineficiente.....	181
Tabla N° 5.3	Resumen de maquinaria seleccionada Bitzer.....	182

RESUMEN

En esta tesis se presenta un conjunto de innovaciones tecnológicas para el diseño de una Planta Frigorífica para la conservación de 60 toneladas de espárrago fresco en la región Ica, con un consumo eléctrico elevado, se aplica el concepto de eficiencia minimizando el consumo de energía y preservando el medio ambiente utilizando refrigerantes ecológicos, en este contexto para la sostenibilidad de la producción requerida es importante realizar un buen diseño del sistema frigorífico y una buena selección de los equipos de refrigeración con la finalidad de tener un buen funcionamiento.

La investigación preliminar empieza con la recolección de datos de plantas frigoríficas en la ciudad de Ica y de la descripción del proceso de funcionamiento de dichas plantas frigoríficas.

El objetivo general es diseñar una planta de refrigeración para la conservación de 60 toneladas de espárrago fresco para la exportación que optimice el consumo de energía eléctrica y que cumpla con las normas sanitarias internacionales.

La recolección de datos de plantas frigoríficas en la ciudad de Ica con la finalidad de obtener una muestra para nuestro caso de investigación encontramos dos plantas representativas en este rubro de exportación de espárrago fresco estas plantas agroindustriales son: Agrícola Chapi y Empresa Agrokasa.

Nuestra hipótesis es que se puede lograr una planta frigorífica eficiente realizando la modernización de los equipos de refrigeración de alta tecnología, eficientes y que usen refrigerantes ecológicos, esto revertirá en un ahorro anual de 30,000 nuevos soles.

Para comprobar la diferencia de los valores obtenidos a través de los cálculos teóricos y los obtenidos mediante el software de la empresa Bitzer, se procedió a calcular el porcentaje de ahorro entre una planta ineficiente para la conservación de una planta de 60 toneladas de espárrago fresco, con respecto a una planta igual pero con altos parámetros de eficiencia.

Palabras claves: diseño de una planta frigorífica, conservación de espárrago fresco, ahorro de energía eléctrica.

ABSTRACT

In this thesis a set of technological innovations for the design of a refrigeration plant for the conservation of 60 tonnes of fresh asparagus in Ica region, with increased electrical consumption, efficiency concept applies minimizing power consumption and preserving the environment by using environmentally ecologic refrigerants in this context for the sustainability of the required production it is important to make a good design refrigeration system and a good selection of refrigeration equipment in order to have a good performance.

Preliminary research begins with the collection of data packing plants in the city of Ica and the description of the process of running the refrigeration plants.

The overall objective is to design a refrigeration plant for the conservation of 60 tonnes of fresh export to optimize energy consumption asparagus and meets international health standards, Data collection of refrigerating plants in the city of Ica in order to obtain a sample for our investigation if there are two representative plants in this category export of fresh asparagus agroindustrial these plants are: Agricultural Chapi and Enterprise Agrokasa.

Our hypothesis is that it can achieve an efficient refrigeration system performing the modernization of refrigeration equipment of high technology, efficient and environmentally friendly refrigerants using this reverse in an annual saving of 30,000 soles.

To see the difference in the values obtained through theoretical calculations and those obtained by the software company Bitzer, we proceeded to calculate the percentage of savings from inefficient plant to conserve plant 60 tons of fresh, regarding a plant same but with high efficiency parameters.

Code words: Design of a refrigeration plant, preservation of fresh asparagus, saving electricity.

INTRODUCCIÓN

En la actualidad en nuestro país gran parte del crecimiento económico está basado en la minería y la agroindustria que exporta productos agrícolas no tradicionales como el espárrago, la uva, la palta y el mango, en el año 2013 entre enero y octubre se ha experimentado un crecimiento en la exportación de espárragos a Norteamérica, Europa y Asia, La estacionalidad de la producción de espárrago a nivel nacional se realiza durante todo el año dependiendo de la demanda del mercado Internacional los meses de mayores cosechas se concentran en los meses de Enero a Junio y de Agosto a Diciembre, que son las épocas de mayor demanda siendo el Departamento de Ica el mayor productor de espárrago seguido del Departamento de la Libertad por lo que es importante implementar y mantener un Circuito Frigorífico Industrial que asegure temperaturas controladas para la conservación de la materia prima que en nuestro país recién se están implementando para poder lograr la conservación refrigerada de todos los productos agroindustriales, este es el motivo del presente trabajo de diseñar una planta para conservar 60 toneladas de espárrago fresco para la exportación.

No son muy conocidos publicaciones en la ciudad de Lima sobre algún estudio aplicado al diseño de plantas frigoríficas eficientes es decir con un bajo consumo de energía eléctrica, el funcionamiento de la planta de modo indirecto contribuye a la disminución del consumo de combustible en su generación ya que los gases que emanan en este proceso contribuyen al efecto invernadero emitiendo dióxido de carbono, Las plantas térmicas altamente contaminantes al medio ambiente, en

la región Ica son 3 Centrales Termoeléctricas las cuales son la central térmica de Pisco, Independencia y San Nicolás es decir de este modo se contribuye con la conservación del medio ambiente, la utilización de refrigerantes ecológicos que no destruyen la capa de ozono así mismo los refrigerantes ecológicos que no contienen cloro que no contribuyen a la destrucción de la capa de ozono y el incremento del calentamiento global de la tierra.

El presente trabajo planteara el diseño de una planta frigorífica eficiente que pueda ser un modelo para futuras plantas que se construyan en nuestro país cumplirán con todos los preceptos antes mencionados donde se aplicara la más rigurosa ciencia de la ingeniería para su construcción e Implementación.

En el capítulo I: Planteamiento del problema, en las plantas frigoríficas el problema general es el alto consumo de la energía eléctrica así como el empleo de refrigerantes contaminantes del medio ambiente. En el capítulo II: Marco Teórico, colocamos los conceptos básicos de termodinámica aplicada a los ciclos térmicos de refrigeración así como los procesos de transferencia de calor. En el capítulo III: Variables e Hipótesis, asumimos que es posible diseñar una planta frigorífica automatizada de bajo consumo de energía eléctrica y que cumpla las normas sanitarias nacionales e internacionales, En el capítulo IV: Metodología, la investigación corresponde al tipo descriptivo por estar basado en la ejecución de diseños formulativos basados en la muestra de dos empresas agroindustriales dedicadas al rubro de conservación de espárrago fresco en la región Ica, En el capítulo V: Resultados, realizamos los cálculos y los traducimos a tablas de resultados que nos permiten evaluar los parámetros principales del ciclo de

refrigeración mediante el diagrama de Mollier que nos detalla la capacidad frigorífica y el consumo de potencia eléctrica para producir esta capacidad frigorífica, En el capítulo VI: Discusión y Resultados, con los resultados obtenidos en las tablas podemos evaluar la ineficiencia de los ciclos actuales y ver las mejoras en los procesos termodinámicos del ciclo de Mollier que claramente nos indican donde podemos realizar grandes ahorros de energía eléctrica sustentados en los cálculos que realizamos, En el capítulo VII: Conclusiones, con un diseño de la planta frigorífica adecuado se logra reducir el consumo de energía eléctrica de modo considerable así mismo el uso de refrigerantes ecológicos permite contribuir con la conservación del medio ambiente, En el capítulo VIII: Recomendaciones, aplicando los conceptos de ahorro de energía y los procedimientos de producción validados internacionalmente , la maquinaria frigorífica de última generación así como el personal seleccionado para la planta frigorífica se logra el objetivo de nuestra hipótesis. En el capítulo IX: Referencias Bibliográficas.

CAPITULO I

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

1.1 Determinación del problema

La región Ica tiene un gran potencial para el cultivo del espárrago, convirtiéndose esta región en una de las mayores productoras Agroindustriales para la exportación. Se tiene la necesidad de diseñar y construir plantas frigoríficas modelos,

Las Sociedades Agroindustriales ubicadas en el departamento de Ica a 350 Kilómetros al Sur de Lima en plena costa central peruana, este departamento se caracteriza por su clima desértico cálido en el día y templado en la noche, las temperaturas varían entre un mínimo de 6°C y un máximo de 34°C, lo que permite el cultivo de plantas acordes a este tipo de clima, convirtiéndose esta región en una de las mayores Productoras Agroindustriales de Exportación a nivel Nacional.

Debido a que las plantas de producción de frío industrial para la conservación de alimentos en Ica tienen un alto consumo de energía un caso aleatorio de una planta frigorífico con una potencia eléctrica de 190KW de potencia con facturación mensual de energía eléctrica de 36,000 nuevos soles contribuyendo con esto como una causa más del encarecimiento de los productos alimenticios, así mismo incrementando la contaminación ambiental por el uso de plantas termoeléctricas de generación de electricidad que necesitan las plantas industriales de la región, La utilización de refrigerantes contaminantes del medio ambiente y negativos para la biodiversidad. En este contexto el aporte de esta Tesis para determinar que, si es posible diseñar una planta de refrigeración para la conservación de 60 toneladas de espárrago este diseño tiene que ser eficiente y no contaminante del medio ambiente, además se logre realizar el proceso con un consumo de energía menor aplicando los requerimientos

técnicos e ingeniería modernos con el fin de lograr el objetivo de conservación del producto a temperaturas controladas.

1.2 Formulación del problema

Problemas específicos

- ¿Es posible diseñar un sistema de refrigeración que nos permita el máximo ahorro de energía eléctrica con respecto a otras plantas tradicionales?
- ¿Es posible disminuir el Ozone Depletion Potential (ODP.) que es igual a cero debido a que el refrigerante empleado no contiene cloro siendo el único componente químico que perjudica la capa de ozono?
- ¿Se puede lograr una mayor eficiencia con un diseño del sistema de tuberías de refrigerante, controles de presión y temperatura estándar para la conservación del espárrago fresco, logrando un mejor rendimiento térmico de los equipos, evaluados según el COP. Que es el cociente entre la producción frigorífica y el consumo de energía eléctrica?

1.3 Objetivos

1.3.1. Objetivo general

Diseñar una planta frigorífica modelo para la conservación de 60 toneladas de espárragos frescos en la Región Ica, utilizando refrigerantes ecológicos. El espárrago fresco se conserva a una temperatura entre 0°C a 2°C es almacenada en la cámara frigorífica de la planta para que en aproximadamente 1 semana sea transportado vía aérea refrigerado a los mercados europeos donde es comercializado en estado fresco en un lapso de 30 días, el espárrago no se comercializa congelado.

1.3.2. Objetivos específicos

- Seleccionar equipos frigoríficos modernos que nos permitan el ahorro de energía eléctrica
- Disminuir la contaminación del medio ambiente, empleando equipos frigoríficos de última tecnología que utilicen refrigerantes ecológicos.
- Lograr mayor eficiencia en el diseño de tuberías y componentes del sistema.

1.4 Justificación

Teórica.- El aprovechamiento de los ciclos de refrigeración de mayor eficiencia se aplicarán en el presente trabajo como los ciclos térmicos de múltiples etapas de compresión, por definición estos conceptos están especificados en el ciclo térmico inverso llamado Rankine, que desarrolla plenamente los procesos de los ciclos de refrigeración aplicados en este trabajo; intercambiadores de calor de flujo cruzado propiciado mediante tuberías internamente tratadas que generen flujo turbulento obteniendo altos coeficientes globales de transferencia de calor en el cambio de estado físico de los refrigerantes así mismo con válvulas de expansión termostáticas electrónicas como control del flujo másico del refrigerante cuyo resultado de todos estos conceptos de la mecánica de fluidos y la transferencia de calor en intercambiadores de calor de flujo cruzado aplicados en los condensadores y evaporadores de todo sistema de refrigeración, en mérito a todos estos fundamentos teóricos y selección de maquinaria de refrigeración se logrará los objetivos de un sustancial ahorro de energía.

Práctica.- La finalidad de la aplicación de todos los criterios modernos implementados en este trabajo que son la utilización de maquinaria moderna el uso de refrigerantes ecológicos y la gestión de la calidad en todos los procesos en la práctica lo que se obtendría la necesidad de mano

de obra capacitada en el manejo de alimentos generando un creciente número de empleos la utilización de la maquinaria moderna y ecológica en la práctica conservara el medio ambiente de la zona de producción sin hacer daño a la agricultura así mismo conservando el aire libre de polución atmosférica de las ciudades.

Tecnológica.- Los equipos de refrigeración de la planta deben de ser modernos y actuales para poder conseguir el ahorro de energía esperado.

El floreciente negocio de la agroindustria a nivel nacional.

Legal.- El negocio de la exportación de alimentos es muy exigente en cuanto a su calidad y procesos de producción, los países que requieren para su consumo alimentos de calidad como lo son los Estados Unidos de Norteamérica y la Comunidad Europea exigen el cumplimiento de estándares del mercado internacional exigidos por la Normativa Sanitaria de Alimentos del estado Peruano, así mismo debe cumplir la normativa Sanitaria de Alimentos Internacionales además de las normas internacionales de gestión de calidad y medio ambiente como la ISO 14001.

Económica.- la aplicación de los conceptos modernos en el ahorro de energía y la conservación del medio ambiente así como el cumplimiento de toda la normativa internacional de manejo de alimentos trae consigo un menor precio del producto terminado listo para la exportación mejorando la competitividad de nuestro producto con respecto a otros países exportadores.

Sociedad.- la zona de producción de esparrago fresco como lo son las regiones de Ica , Trujillo , la libertad se benefician con un alta demanda de mano de obra calificada en manejo de alimentos logrando con esto el desarrollo y progreso de sus regiones.

CAPITULO II

MARCO TEORICO

2.1 Antecedentes del Estudio

Está sujeto a las especificaciones y normas técnicas de la ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers), AHRI (Air-Conditioning, Heating, and Refrigeration Institute), CECOMAF (Air-Conditioning and Refrigeration Equipment Manufactures), DUFROI (Societe Angevine d Application), que son organismos internacionales que reglamentan las instalaciones térmicas de las plantas frigoríficas, además de las publicaciones especializadas nacionales e internacionales como son EXPOFRIO, ACR (Colombia) y Bola Preta (Brasil).

Existen plantas con antiguos diseños como la Planta de Ica de Agrícola Chapi, Agrícola Drokasa se encuentra en la región de Ica, ubicado 308 kilómetros al sur de Lima, en plena costa central peruana que procesan 60 toneladas de espárrago fresco por día solo para exportación⁽¹⁾.

Este departamento se caracteriza por su clima desértico, cálido en el día y templado en la noche. Las temperaturas varían entre un mínimo de 6 y un máximo de 34 grados centígrados, lo que permite el cultivo de plantas y frutos acordes a este tipo de clima.

¹ Area Comercial y Producción de Agrícola Chapi en el 2012

Agrokasa ubicado en la región de Ica a 322 Km. Fundo la Catalina con 3600 horas de sol al año. Plantas agroindustriales que pueden ser mejoradas con este trabajo de tesis que procesan 60 toneladas de esparrago fresco ⁽²⁾.

El desarrollo detallado de los ciclos térmicos de refrigeración por compresión de vapor es decir el ciclo Rankine Inverso como principal soporte técnico del presente trabajo para diseñar una planta. Es decir que calculados los parámetros teóricos del ciclo hay que implementarlos en la práctica mediante la selección adecuada de los componentes principales del ciclo que son el compresor, condensador, elemento de expansión y evaporador, así mismo todos los componentes de control de temperatura y presión mediante control digital con programas de computadora para lograr eficiencia máxima en todo nivel de carga térmica.

2.2 Marco Teórico

El desarrollo de esta tesis está enmarcado dentro de los conceptos básicos de la transferencia de calor así como las leyes de termodinámica aplicadas de modo preciso en los ciclos térmicos de los hidrocóler y cámaras frigoríficas en los diferentes procesos por los que pasa el producto en cada estación de la cadena de frío que se debe mantener inalterable dentro de la planta frigorífica.

² Area Comercial y Producción de Agrokasa en el 2012.

Es importante que nuestro diseño cuente con los más modernos equipos de refrigeración como son los compresores de tornillo, intercambiadores de calor de alta eficiencia, Así mismo el uso de refrigerantes ecológicos que no dañan el medio ambiente.

2.2.1 Leyes de Termodinámica

Definiremos a la termodinámica como parte de la física que estudia la energía y la entropía, una definición alternativa es que la termodinámica es una ciencia que trata del calor y el trabajo así mismo de las propiedades de las sustancias que tienen relación con el calor y el trabajo. El sistema termodinámico y el volumen de control que son el sustento para realizar los modelos matemáticos de dichos procesos termodinámicos se define como una cantidad de materia de masa fija sobre la cual se enfoca la atención para su estudio cualquier cosa externa al sistema termodinámico es el espacio exterior por lo tanto el sistema está separado del espacio exterior por los propios límites del sistema dichos límites pueden ser fijos o móviles⁽³⁾.

³ VAN WYLEN, Gordon J. Fundamentos de termodinámica, 2da Edición, Editorial Limusa del 2008

Propiedades y Estados de una Sustancia

Si consideramos una sustancia dada de agua, reconocemos que tal agua puede existir en varias formas. Si es líquida inicialmente, se vuelve vapor al calentarla o se solidifica si se enfría.

O sea, que hablamos de diferentes fases de una sustancia. Una fase está definida como una cantidad de materia homogénea en todas sus partes. Cuando está presente más de una fase, las fases están separadas, una de otra, por los límites de fase. En cada fase la sustancia puede existir a varias presiones y temperaturas, o usando el termino termodinámico, en varios estados. El estado puede identificarse o describirse por ciertas propiedades macroscópicas observables; algunas de ellas nos son familiares, como temperatura, presión y densidad.⁽⁴⁾

Una propiedad puede definirse como una cantidad que depende del estado del sistema y es independiente de la trayectoria.

Las propiedades termodinámicas pueden dividirse en dos clases generales: Intensivas y extensivas. Una propiedad intensiva es independiente de la masa; el valor de una propiedad extensiva varía directamente con la masa. Por tanto, si una cantidad de materia, en un estado dado, se divide en dos

⁴ VAN WYLEN, Gordon J. Fundamentos de termodinámica, 2da Edición, Editorial Limusa del 2008.

partes iguales, cada parte tendrá el mismo valor de propiedades intensivas, como la original, y la mitad de los valores en las propiedades extensivas. Presión, temperatura y densidad, son ejemplos de propiedades intensivas. Masa y volumen total son ejemplos de propiedades extensivas. Las propiedades extensivas por unidad de masa, tales como volumen específico, son propiedades intensivas.

Substancia Pura

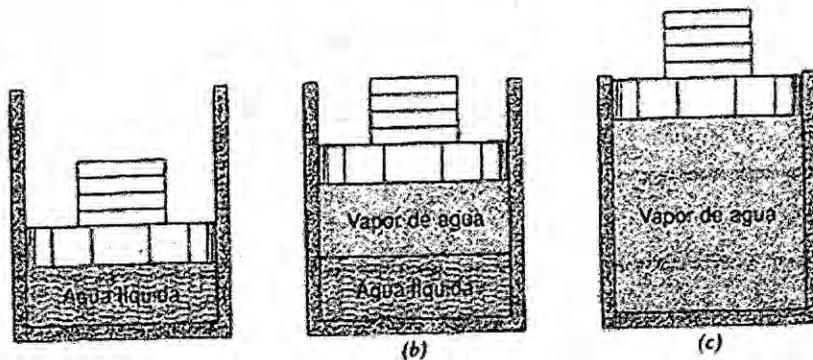
Una substancia pura es aquella que tiene una composición química homogénea e invariable. Puede existir en más de una fase, pero su composición química es la misma en todas las fases. Algunas veces una mezcla de gases, como es el aire, se considera como una substancia pura, mientras no sufra un cambio de fase. Estrictamente hablando, esto no es verdad, pero en cambio, como veremos después diremos que una mezcla de gases tales como el aire, exhiben algunas de las características de las substancias puras mientras no haya cambio de fase.

Fase de Equilibrio vapor-Líquido-Sólido en una substancia pura

Consideremos como un sistema 1 kgm de agua contenido dentro de un dispositivo de cilindro y embolo como el de la figura supongamos que el embolo con las pesas mantienen una presión de 1.033 kgf/cm^2 , y que la temperatura inicial sea de 15.6°C Así que se trasmite calor al agua, la temperatura aumenta en forma apreciable, el volumen específico aumenta ligeramente y la presión permanece constante. Cuando la temperatura

alcanza 100°C resultara una trasmisión de calor adicional, en el cambio de fase, como se indica en la figura.⁽⁵⁾

Figura N° 2.1. Cambio de fase líquida a fase vapor, a presión constante, de una sustancia pura.



Fuente: Fundamentos de Termodinámica, 2008

- **(b).** Esto es que parte del líquido se evapora y durante este proceso la temperatura y la presión permanecen constantes, pero el volumen específico aumenta considerablemente. Cuando la última gota del líquido se ha evaporado, la transmisión del calor ulterior se traduce en un aumento de la temperatura y del volumen específico del vapor.
- **(c).** El término temperatura de saturación designa la temperatura en la cual se efectúa la vaporización a una presión dada y esta presión se llama la presión de saturación para la temperatura dada. Por tanto para el agua a 100°C, la presión de saturación es de 1.033 kgf/cm² y para el agua a 1.033

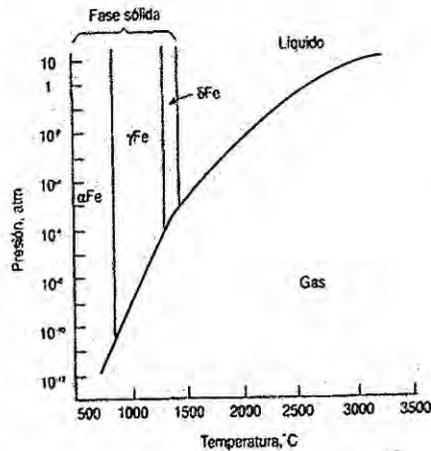
⁵ VAN WYLEN, Gordon J. Fundamentos de termodinámica, 2da Edición, Editorial Limusa del 2008.

kgf/cm² la temperatura de saturación es de 100°C Para una sustancia pura existe una relación definida entre la presión de saturación y la temperatura de saturación se muestra n una curva típica en la siguiente figura se llama curva de presión de vapor. Si una sustancia existe como líquido a la temperatura y presión de saturación, se llama líquido saturado. Si la temperatura es más baja que la de saturación se llama líquido subenfriado (implica que la temperatura es menor que la temperatura de saturación para la presión dada) o un líquido comprimido⁽⁶⁾.

Señalaremos también que una sustancia pura puede existir en varias fases solidas diferentes. La transición de una fase solida a otra se llama transformación alotrópica. La siguiente figura es un diagrama de presión temperatura que muestra tres fases solidas en el hierro y también la fase liquida y la fase de vapor la figura muestra las variadas fases solidas del agua. Es evidente que una sustancia pura puede tener cierto número de puntos triples, pero solo uno involucra el equilibrio de las fases sólida, liquida, y vapor. Otro punto triple de una sustancia pura puede involucrar dos fases sólidas y una liquida o dos fases sólidas y una vapor, o tres fases sólidas.

⁶ VAN WYLEN, Gordon J. Fundamentos de termodinámica, 2da Edición, Editorial Limusa del 2008

Figura N° 2.2: Diagrama de Valores estimados de Presión – Temperatura para el hierro



Fuente: Fundamentos de Termodinámica, 2008

Propiedades Independientes de una sustancia Pura

Una razón importante para introducir el concepto sustancia pura es que el estado de una sustancia pura simple compresible (esto es una sustancia pura en ausencia de movimiento y de los efectos de gravedad, de superficie, magnéticos o eléctricos) está definida por dos propiedades independientes. Esto quiere decir, por ejemplo, que si el volumen específico y la temperatura del vapor sobrecalentado están especificados, queda determinado el estado del vapor⁽⁷⁾.

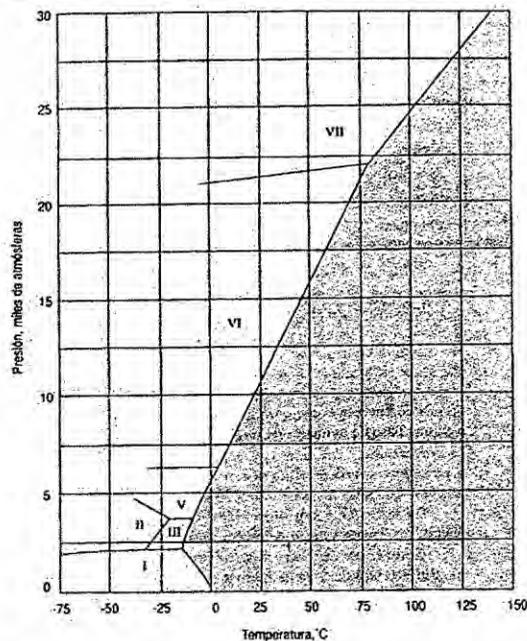
Para entender la significación del término propiedad independiente, consideremos los estados del líquido saturado y vapor saturado de una

⁷ VAN WYLEN, Gordon J. Fundamentos de termodinámica, 2da Edición, Editorial Limusa del 2008

substancia pura. Estos dos estados tienen la misma presión y la misma temperatura, pero definitivamente no son el mismo estado. En un estado de saturación, por consiguiente, la presión y la temperatura no son propiedades independientes. Dos propiedades independientes tales como presión y volumen específico o presión y calidad se requieren para especificar el estado de saturación de una sustancia pura.

La razón por la cual se mencionó previamente que una mezcla de gases, tal como el aire, tiene las mismas características que una sustancia pura mientras se encuentre presente una sola fase, tiene su explicación precisamente en este punto. El estado del aire, que es una mezcla de gases de composición definida, se determina especificando.

Fig. N 2.3. Diagrama de fase del Agua.



Fuente: Fundamentos Termodinámica, 2008.

Dos propiedades mientras permanezca en fase gaseosa y en este aspecto, el aire puede ser tratado como sustancia pura.

Ecuaciones de estado para la fase vapor de una sustancia simple compresible

Consideraremos, por el momento, solo la fase vapor, fase que incluye todo lo que llamamos gas y vapor, de una sustancia simple compresible. En este caso la relación entre presión, volumen específico y temperatura de la fase vapor puede expresarse por una ecuación que se llama ecuación de estado. Esto es, por supuesto, basado en el hecho de que una sustancia pura simple compresible tiene solo dos propiedades independientes. La ecuación de estado es comúnmente explícita en P. o V. Esto es:

$$P = f(v, T)$$
$$v = f(P, T)$$

Hay varias formas de ecuación de estado, siendo la más simple aquella que se usa para un gas ideal:

$$\bar{P}\bar{v} = \bar{R}T \dots\dots(i)$$

Donde \bar{R} es la constante universal de los gases. El valor de \bar{R} depende de las unidades que se escojan para P, \bar{v} y T. Para las unidades que se usan con más frecuencia en este texto, el valor de \bar{R} será como sigue⁽⁸⁾:

⁸ VAN WYLEN, Gordon J. Fundamentos de termodinámica, 2da Edición, Editorial Limusa del 2008

$$\bar{R} = 1.986 \text{ kcal} / \text{kg mol } ^\circ\text{K}$$

$$\bar{R} = 1.986 \text{ cal} / \text{gm mol } ^\circ\text{K}$$

$$\bar{R} = 1.986 \text{ Btu} / \text{lb mol } ^\circ\text{R}$$

$$\bar{R} = 847.7 \text{ kg.f - m} / \text{kg mol } ^\circ\text{K}$$

$$\bar{R} = 1545 \text{ lbf - pie} / \text{lb mol } ^\circ\text{R}$$

Dividiendo Ec. (i) por M, peso molecular, tendremos las ecuaciones de estado con base en las unidades de masa

$$\frac{P\bar{v}}{M} = \frac{\bar{R}T}{M}$$

$$\text{o } P\bar{v} = RT \dots (\text{ii})$$

$$\text{donde } R = \frac{\bar{R}}{M} \dots (\text{iii})$$

R es una constante para un gas particular. El valor de R se da en tabla del apéndice para cierto número de sustancias.

De las ecuaciones (i) y (ii) se sigue que la ecuación de estado para un gas ideal puede escribirse en términos del volumen total

$$PV = n\bar{R}T \dots (\text{iv})$$

$$PV = mRT \dots (\text{v})$$

Notamos, también, que para un gas ideal los estados inicial y final están relacionados por la ecuación

$$\frac{P_1 V_1}{T_1} = \frac{P_2 V_2}{T_2} \dots (\text{vi})$$

Así, un gas ideal es un gas que sigue las leyes de Boyle y de Charles.

Ejemplo(i):

¿Cuál es la masa de aire contenida en un cuarto de 6.10 m x 9.15m x 3.65m si la presión es 1.033kgf/cm², y la temperatura es 26.7°C (80°F), asumir que el aire es un gas ideal.

❖ Usando la ecuación (v) y el valor de R por tabla,

$$m = \frac{PV}{RT} = \frac{1.033 \times 10000 \text{ kgf/m}^2 \times 203 \text{ m}^3}{29.29 \text{ kgf} \cdot \text{m/kgm} \cdot ^\circ\text{K} \times 299.7 \text{ K}} = 239 \text{ kgm}$$

Ejemplo (ii):

Un tanque tiene un volumen de 0.425 m³ y contiene 9.06kgm de un gas ideal con peso molecular 24. La temperatura es de 26.7 °C ¿Cuál es la presión

❖ Se determina primero la constante del gas:

$$R = \frac{\bar{R}}{M} = \frac{848 \text{ kgf} \cdot \text{m/kgmol} \cdot \text{K}}{24 \text{ kgm/kgmol}} = 35.3 \text{ kgf} \cdot \text{m/kgm} \cdot \text{K}$$

Y ahora se obtiene P:

$$P = \frac{mRT}{V} = \frac{9.06 \text{ kgm} \times 35.3 \text{ kgf} \cdot \text{m/kgm} \cdot ^\circ\text{K} \times 299.7 \text{ K}}{10000 \text{ cm}^2 / \text{m}^2 \times 0.425 \text{ m}^3} = 22.7 \text{ kgf} / \text{cm}^2$$

Hacemos notar aquí que la ecuación de estado de un gas ideal se apega exactamente a un gas real solamente a presiones cercanas a cero. También se apega con suficiente precisión para vapores altamente sobrecalentados (el aire a la temperatura ambiente es un vapor altamente sobrecalentado) a presiones un tanto elevadas. En la región del punto crítico la desviación del comportamiento, con respecto al gas ideal es mucho mayor.

A fin de tener una ecuación de estado que sea suficientemente precisa en toda la región de vapor sobrecalentado, han sido desarrolladas expresiones más complicadas, siendo una de las mejores la ecuación de estado de Beattie-Bridgeman. Esta ecuación es:

$$P = \frac{\bar{R}T(1-\epsilon)}{v^2} (v+B) - \frac{A}{v^2}$$

En donde:

$$A = A_0 \left(1 - \frac{a}{v}\right), B = B_0 \left(1 - \frac{b}{v}\right) \epsilon = \frac{c}{vT^3}, \text{ y } A_0, B_0$$

Son constantes para los diferentes gases los valores de esas constantes se dan en la siguiente tabla.

Tabla N° 2.1

Constantes de la ecuación de estado Beattie-Bridgeman.

GAS	A₀	a	B₀	b	10⁻⁴c
HELIO	0.0216	0.05984	0.01400	0.0	0.0040
ARGON	1.2907	0.02328	0.03931	0.0	5.99
HIDROGENO	0.1975	-0.00506	0.02096	0.04359	0.0504
NITROGENO	1.3445	0.02617	0.05046	0.00691	4.20
OXIGENO	1.4911	0.02562	0.04624	0.004208	4.80
AIRE	1.3012	0.01931	0.04611	0.001101	4.34
BIOX. DE CARBONO	5.0065	0.07132	0.10476	0.07235	66.00

Fuente: Fundamentos de termodinámica

Tabla N° 2.2
Valores de R para algunos gases

Valores de R para algunos gases		
Gas	$R \left(\frac{\text{pie} \cdot \text{lb}}{\text{lb} \cdot ^\circ\text{R}} \right)$ (sistema inglés)	$R \left(\frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{k}} \right)$ (M K S)
Aire	53.3	29.24
Amoniaco	90.73	49.648
Bióxido de carbono	35.1	19.255
Monóxido de carbono	55.1	30.227
Hidrógeno	766.54	420.172
Nitrógeno	55.1	30.227
Oxígeno	48.3	26.497
Bióxido de azufre	24.1	13.524
Vapor de agua	85.77	47.053

Fuente: Fundamentos de termodinámica

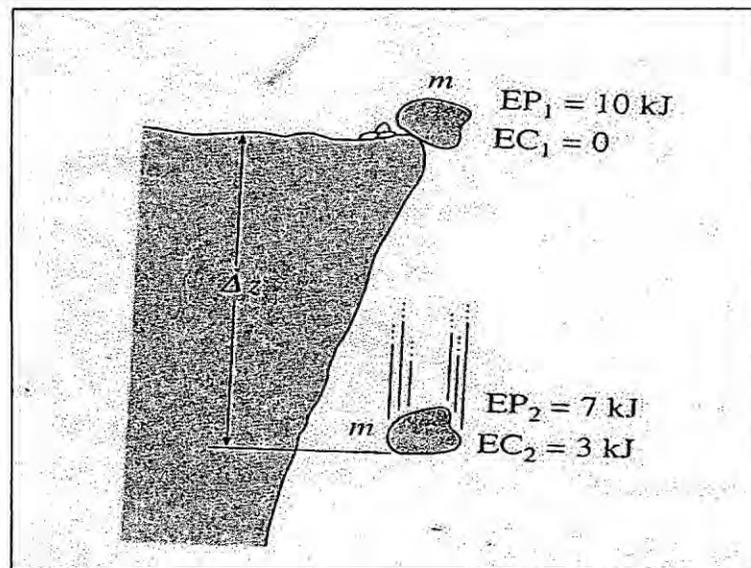
La Primera Ley De La Termodinámica

La primera ley de la termodinámica conocida también como el principio de conservación de la energía, establece que la energía no se puede crear ni destruir durante un proceso; solo puede cambiar de forma. Por lo tanto, cada cantidad de energía por pequeña que sea debe justificarse durante un proceso.

La primera ley de la termodinámica o solo primera ley. Una consecuencia importante de la primera ley es la existencia y definición de la propiedad energía total E. Considerando que el trabajo neto es el mismo para todos

los procesos adiabáticos de un sistema cerrado entre dos estados especificados⁹).

Figura N° 2.4. La energía no se crea ni se destruye, solo cambia de forma.



Fuente: Termodinámica, Yunus

Balance de Energía

De acuerdo con el siguiente análisis, el principio de conservación de la energía se expresa: el cambio neto (incremento o disminución) en la energía total del sistema durante un proceso es igual a la diferencia entre la energía total que entra y la energía total que sale del sistema durante el proceso. Es decir,

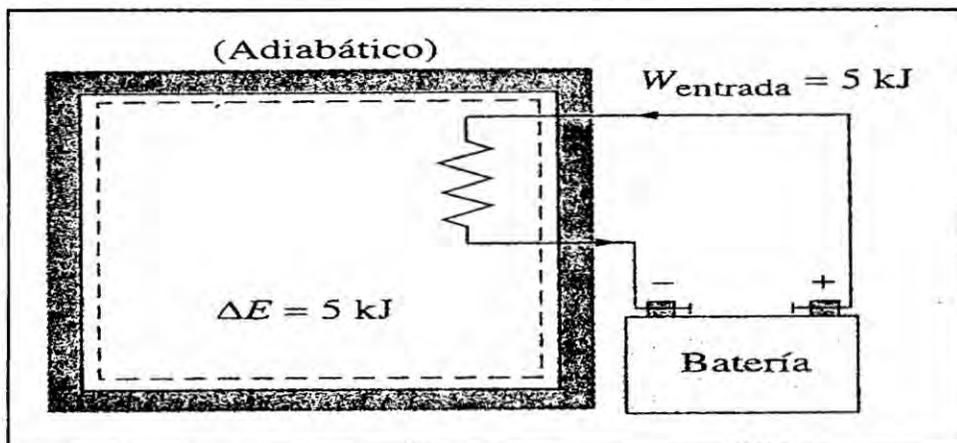
⁹ VAN WYLEN, Gordon J. Fundamentos de termodinámica, 2da Edición, Editorial Limusa del 2008

$$\left(\begin{array}{c} \text{Energía total que} \\ \text{entra al sistema} \end{array} \right) - \left(\begin{array}{c} \text{Energía total que} \\ \text{sale del sistema} \end{array} \right) = \left(\begin{array}{c} \text{Cambio en la energía} \\ \text{total del sistema} \end{array} \right)$$

$$E_{ENTRADA} - E_{SALIDA} = \Delta E_{SISTEMA}$$

Esta relación es más conocida como balance de energía y es aplicable a cualquier tipo de sistema que experimenta cualquier clase de proceso. El uso exitoso de esta relación para resolver problemas de ingeniería depende de la comprensión de las distintas formas de energía y de reconocer los modos como ésta se transfiere.

Figura N° 2.5. : El trabajo (eléctrico) hecho sobre un sistema adiabático es igual al incremento en la energía del sistema



Fuente: Termodinámica, Yunus

Segunda Ley De La Termodinámica

Con base en el material considerado en la sección previa, ahora podemos con facilidad establecer la segunda ley de la termodinámica. Hay dos definiciones clásicas de la segunda ley conocidas como la definición de Kelvin-Planck y la definición de Clausius, como sigue⁽¹⁰⁾:

¹⁰ Yunus A. Cengel y Michael A. Boles, Termodinámica, 5ta Edición

Definición de Kelvin-Planck: Es imposible construir un aparato que opere en un ciclo y no produzca otro efecto que la elevación de un peso y el intercambio de calor con un depósito simple.

Esta definición enlaza con nuestra discusión de la maquina térmica; en efecto, ella establece que es imposible construir una maquina térmica que opere en un ciclo y que reciba una cantidad de calor de cuerpo

- Debemos hacer notar que un refrigerador o una bomba de calor pueden usarse como uno y otro de los dos objetivos en mente. Puede usarse como un refrigerador y en tal caso el objetivo primario es Q_L el calor transmitido al refrigerante del espacio refrigerado. También puede usarse como un sistema de calentamiento (en este caso, generalmente, nos referimos a él como una bomba de calor) el objetivo será Q_H , el calor transmitido del refrigerante al cuerpo de alta temperatura, que es el espacio por calentar. Q_L es transmitido al refrigerante del suelo, del aire atmosférico o de un pozo de agua. El coeficiente de realización, β^1 en este caso es,

$$\beta^1 = \frac{Q_H(\text{energía solicitada})}{W(\text{energía que cuesta})} = \frac{Q_H}{Q_H - Q_L} = \frac{1}{1 - Q_L/Q_H}$$

De aquí se sigue, que para un ciclo dado,

$$\beta^1 - \beta = 1$$

A menos que se especifique otra cosa, el coeficiente de realización se referirá siempre al refrigerador, tal como se definió por la ecuación (ii).

$$\beta = \frac{Q_L(\text{energía solicitada})}{W(\text{energía que cuesta})} = \frac{Q_L}{Q_H - Q_L} = \frac{1}{\frac{Q_H}{Q_L} - 1} \dots(ii)$$

de alta temperatura y que ejecute una cantidad igual de trabajo. La única alternativa es que alguna cantidad de calor debe transmitirse de la sustancia de trabajo a un cuerpo de alta o de baja temperatura; así, el trabajo puede realizarse por la transmisión de calor, solo si hay dos niveles de temperaturas involucrados y el calor es transmitido del cuerpo de alta temperatura a la máquina térmica y también de la máquina térmica, al cuerpo de baja temperatura. Esto significa que es imposible construir una máquina térmica que tenga un rendimiento térmico del 100%.

Definición de Clausius: es imposible construir un aparato que opere en un ciclo y no produzca otro efecto que la transmisión de calor de un cuerpo frío a un cuerpo caliente,

Esta definición está relacionada con el refrigerador o la bomba de calor y en efecto establece que es imposible construir un refrigerador que opere sin trabajo recibido por el aparato también significa que el coeficiente de realización es menor que infinito. ⁽¹¹⁾

¹¹ VAN WYLEN, Gordon J. Fundamentos de termodinámica, 2da Edición, Editorial Limusa del 2008.

2.2.2 Ciclo Refrigeración, Físico, Químico, compresión de vapor, Absorción

Sistemas de Producción de Frio

La producción de frio se basa en mantener un foco frio a una determinada temperatura y que esta sea baja, para lo que se tendrá que eliminar continuamente el calor transmitido a este foco frio desde otros focos a temperaturas más elevadas. Los sistemas empleados para eliminar el calor cedido al foco frio se basan en propiedades muy diferentes, tanto químicas como físicas.

Medios Químicos

Se basan en la propiedad que tienen ciertas sales de disolverse en determinados líquidos con absorción de calor del medio que las rodea. La solución, por tanto será productora de frío. Estos procesos se caracterizan por ser endotérmicos.

Las sustancias empleadas en la disolución deben ser elegidas cuidadosamente al objeto de conseguir descensos importantes de temperatura, que pueden aprovecharse para el enfriamiento de ciertas cantidades de producto. Estas mezclas reciben el nombre de “mezclas frigoríficas” o “mezclas crioscópicas” y las temperaturas que se pueden conseguir con ellas dependen de la temperatura inicial a la que se encuentren los productos a mezclar y del punto eutéctico de la mezcla.

Estas disoluciones constituyen sistemas discontinuos de producción de frío.

En la tabla siguiente, se indican algunas de estas mezclas y las temperaturas que se pueden conseguir con ellas.

Tabla N° 2.3 Mezclas de Refrigerantes;

COMPONENTES	PROPORCION EN PESO	ENFRIAMIENTO PRODUCIDO (°C)	
		DESDE	HASTA
Acido clorhídrico	5	0	-32
Nieve	3		
Acido Nítrico (n/10)	4	0	-34
Nieve	7		
Acido Nítrico (n/10)	2	-16	-40
Nieve	3		
Acido Nítrico (n/10)	1	-22	-48
Acido Sulfúrico (n/10)	1		
Nieve	2	-23	-49
Acido Nítrico (n/10)	3		
Acido Sulfúrico (n/10)	3	-19	-40
Nieve	7		
Acido Nítrico (n/10)	1	-14	-34
Acido Sulfúrico (n/10)	1		
Nieve	3	0	-30
Acido Nítrico (n/10)	1		
Acido Sulfúrico (n/10)	2	-30	-51
Nieve	3		
Agua	1	10	-16
Nitrato Amónico	1		
Agua	1,3	+16	-175
Nitrato Amónico	1		
Cloruro cálcico	5	0	-40
Nieve	4		
Cloruro cálcico	2	-18	-54
Nieve	1		
Cloruro Sodico	1	0	-20
Nieve	2		
Cloruro Sodico	5	-10	-32
Nieve	12		
Cloruro Sodico	1	-2	-18
Nieve	1		

Haciendo la mezcla en recipientes protegidos por cubiertas aislantes

Medios Físicos

Atendiendo al principio básico que produce el frío, se califican los sistemas de producción frío por medios físicos en:

Cambios de estado:

-Fusión:

-Hielo

-Mezclas eutécticas

-sublimación:

-CO₂ solidificado.

-Vaporización:

-Por medio Directo:

-Máquinas de compresión.

-Máquinas de absorción.

-Máquinas de adsorción.

-Máquinas de eyección

Por expansión:

- Con producción de trabajo exterior (Maquina de aire)
- Sin producción de trabajo exterior(Efecto Joule-Thompson).

Efectos especiales:

- Enfriamiento termoeléctrico (Efecto Peltier).

- Enfriamiento magnetoeléctrico (Efecto Haas-Keenson).
- Enfriamiento magnetotérmico-eléctrico (Efecto Ettings-Hausen).
- Enfriamiento por Torbellino (Efecto Ranke-Hilsch).

Además de esta clasificación, los sistemas de producción de frío se pueden clasificar en discontinuos y continuos:

Sistemas Discontinuos

- Fusión del hielo
- Fusión de mezclas eutécticas
- Sublimación
- vaporización directa.

Fusión del Hielo

Este sistema de producción de frío se basa en la propiedad que tienen los cuerpos de absorber calor para pasar de estado sólido a líquido. Cada unidad de masa absorbe, para poder efectuar este proceso, una cantidad de calor constante e igual a su calor latente de fusión.

Se eligen sustancias o mezclas de sustancias que posean baja temperatura de fusión.

Normalmente se utiliza el hielo o bien las denominadas soluciones eutécticas.

El hielo a 0°C al licuarse a agua a la misma temperatura absorbe 80 kcal/kg (calor latente de fusión), siendo el sólido de mayor calor latente de fusión. Este calor lo absorbe del aire más caliente en contacto con él, con lo cual el aire se enfría y puede ser utilizado a su vez, para refrigerar los alimentos.

La utilización de hielo como elemento refrigerante está limitada, para la obtención de bajas temperaturas, debido a su punto de fusión, no lo suficientemente bajo para ciertos usos.

En el caso de una mezcla de sal y agua, su punto de congelación será inferior a 0°C usando la fusión del hielo junto con una disolución de sal marina en el agua proveniente de la fusión, se pueden obtener temperaturas inferiores a -22°C.

Las mezclas eutécticas conseguidas con determinadas soluciones se congelan para poder utilizarlas, beneficiándose del calor absorbido en su fusión y del bajo punto de fusión. Como dato indicativo señalar que el valor del calor latente de fusión de estas mezclas puede oscilar entre 50-70 kcal/kg.

Una de las ventajas del uso de mezclas eutécticas es que estas pueden volver a congelarse y ser utilizadas de nuevo.

En la tabla 2.4 se indican algunas soluciones eutécticas normalmente utilizadas.

Tabla N° 2.4 Soluciones eutécticas

SAL	CONCENTRACION (% EN PESO)	TEMPERATURA DE CONGELACION (°C)	CALOR DE FUSION (KCAL/Kg)
Cloruro Amonico	18,7	-15,8	73,8
Cloruro Calcico	29,9	-55,0	50,8
Cloruro Magnesico	20,6	-33,6	-
Cloruro Potasico	19,7	-11,1	71,9
Cloruro Sodico	22,4	-21,2	56,4
Carbonato Sodico	35,5	-37,1	-
Hidroxido Potasico	31,5	-65,0	-
Nitrato Sodico	36,9	-18,5	57,5
Sulfato de Magnesio	19,0	-3,9	58,2
Sulfato de Zinc	27,2	-6,5	50,9

Fuente: Fundamentos de termodinámica

Sublimación

La sublimación se produce de forma espontánea en las condiciones ambientales normales, en ciertos productos, entre los que se encuentra el anhídrido carbónico sólido, conocido más comúnmente como nieve carbónica o hielo seco.

La cantidad de calor necesaria para que un unidad de masa de un cuerpo pase directamente del estado sólido al de vapor se denomina calor latente de sublimación y este resulta de ser muy elevado. El anhídrido carbónico solido (nieve carbónica) se mantiene en este estado a la presión atmosférica si la temperatura es de $-78,5\text{ }^{\circ}\text{C}$. En estas condiciones se sublima absorbiendo $138\text{kcal/kg}^{(12)}$.

Es un sistema muy caro pero este inconveniente se compensa en parte, debido a su alto poder de producción de frío, ya que además del elevado

¹² VAN WYLEN, Gordon J. Fundamentos de termodinámica, 2da Edición, Editorial Limusa del 2008

calor latente de sublimación, se puede aprovechar el calor sensible del vapor de agua (0,2 kcal/kg °C) desde la temperatura de sublimación a la temperatura de utilización.

$$Q = 138 + 0,2 (78,5) = 153,7 \text{ kcal / kg}$$

Vaporización directa

En este procedimiento un líquido con un muy bajo punto de ebullición a presión atmosférica, es vaporizado de modo tal que permita aprovechar su calor latente de vaporización y posteriormente, el gas producido es eliminado a la atmosfera.

Se utilizan gases que no sean tóxicos, cuya presencia en la atmosfera sea normal y en cantidades lo suficientemente elevadas como para que no se vean modificadas por las cantidades emitidas. Generalmente se emplea el nitrógeno líquido.

La temperatura de vaporización del nitrógeno líquido a la presión atmosférica es de -196°C, siendo su calor latente de vaporización a esta temperatura de 47,6 kcal/kg.

El hecho de tener una temperatura de vaporización tan baja significa el ser una buena fuente de calor sensible (calor específico= 0,25 kcal/kg°C).

$$Q = 47,6 + 0,25 [0 - (-196)] = 96,6 \text{ kcal/kg... (II)}$$

El principal inconveniente del nitrógeno líquido es el de ser un sistema muy caro.

Al igual que con el nitrógeno líquido, se aprovecha el calor latente de vaporización en los procedimientos de vaporización directa con otras sustancias como el CO₂ líquido, utilizado principalmente en transporte frigorífico.

Sistemas Continuos de Producción de Frío

Basados también en la absorción por un líquido de calor latente de vaporización para pasar al estado de vapor, se encuentran los procedimientos de vaporización indirecta, diferenciándose de los de vaporización directa en el que el sistema de producción de frío empleado necesita, para su funcionamiento un aporte de energía exterior además del calor existente en el medio a enfriar. Se diferencian, además, en que el fluido vaporizado se recupera para su nueva utilización en circuito cerrado.

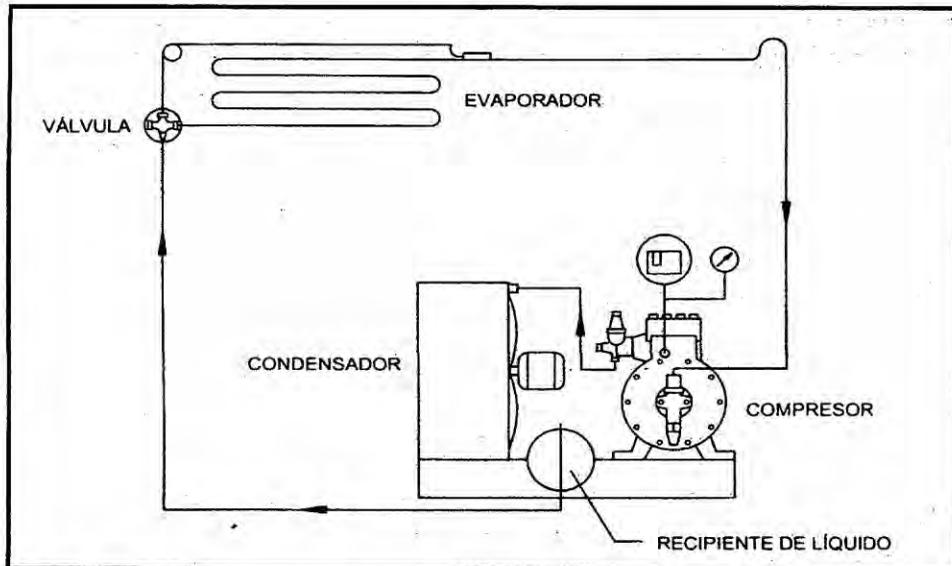
Todos los sistemas basados en la vaporización indirecta, o en circuito cerrado, tienen en común que el fluido frigorífero líquido se evapora a baja presión, y se diferencian entre ellos, precisamente en la forma en la que se realiza la aspiración de los vapores formados en la vaporización.

Instalaciones Frigoríficas de Compresión Simple

Un ciclo de compresión simple consta esencialmente, de un compresor, un condensador, un evaporador, una válvula de regulación o de laminación y

las tuberías de unión de todos estos elementos para conseguir un circuito cerrado (figura I).

Figura N° 2.6. Instalación frigorífica de compresión Simple



Fuente: Termodinámica, Yunus

En el Evaporador, el fluido refrigerante se vaporiza, tomando calor del medio que lo envuelve y enfriando dicho medio. Los vapores así formados son aspirados por el compresor y después comprimidos, descargándolos al condensador en forma de vapor recalentado, cediendo a un medio más frío que envuelve al condensador tanto el calor latente de vaporización absorbido en el evaporador como el sensible de recalentamiento, proporcionado por el compresor⁽¹³⁾. Cedido este calor el vapor pasa nuevamente al estado líquido, para comenzar de nuevo el ciclo tras laminarse.

¹³ Yunus A. Cengel, Termodinámica, 5ta Edición 2008

El fluido frigorífero se encuentra en el evaporador a baja presión y baja temperatura. Al comprimir el compresor los vapores, estos aumentan su temperatura como resultado de que la energía comunicada por el trabajo de compresión se traduce en un aumento de energía interna de los vapores. El fluido frigorífero se encuentra en el compresor a baja presión y baja temperatura durante la aspiración y a alta presión y alta temperatura durante la descarga. Estas diferencias de presiones se regulan mediante válvulas de aspiración y de descarga, las cuales abren por diferencia de presiones entre sus dos caras.

El condensador es también un cambiador de calor. El fluido frigorífero se encuentra en el condensador a alta presión y alta temperatura.

La función de la válvula de laminación es doble. Por un lado, regula la cantidad de líquido que entra en el evaporador para que se mantenga una presión constante en él. Por otro, al paso de la válvula tiene lugar la reducción de presión desde la alta que reina en el condensador hasta la baja que tiene el evaporador.

El proceso que se realiza en la válvula es adiabático, irreversible, e isoentálpico, denominado laminación. El líquido a alta presión y alta temperatura que procede del condensador atraviesa la válvula y al encontrarse a una presión más baja, se vaporiza en parte tomando el calor necesario del propio líquido que se enfría hasta la temperatura correspondiente a la presión que allí existe. Se obtiene el fluido frigorífero

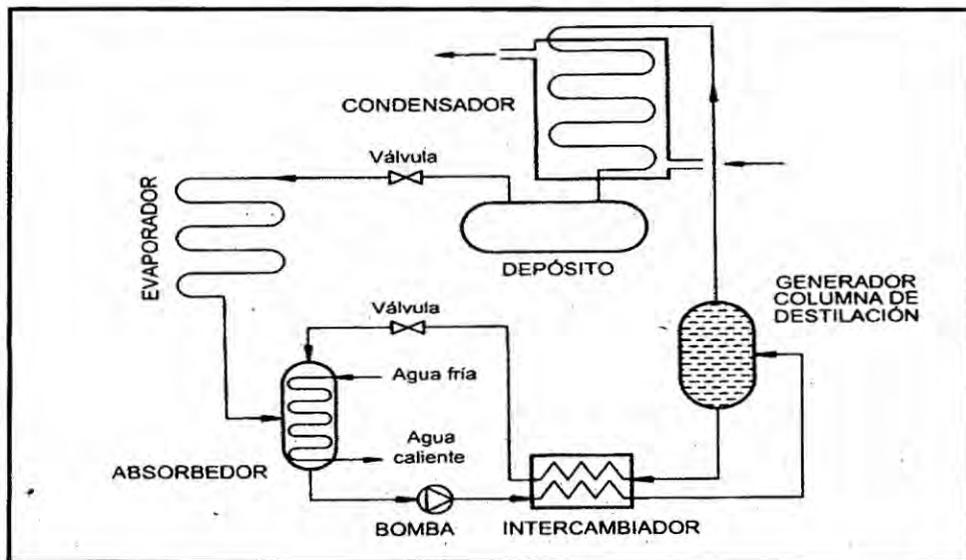
en estado líquido a baja presión y baja temperatura (más algo de vapor en iguales condiciones), preparado para vaporizarse en el evaporador.

Instalaciones Frigoríficas de absorción

Se basan en la solubilidad de un gas en una solución a baja temperatura y en la propiedad de estas soluciones de restituir el gas cuando aumentan su temperatura. La absorción va acompañada de un desprendimiento de calor.

Un ciclo de absorción simple, en un circuito cerrado, consta esencialmente de un absolvedor y de un hervidor o generador que sustituyen en sus funciones al compresor de una instalación mecánica (fig. 2.2.7).

Figura N° 2.7. Instalación frigorífica de absorción



Fuente: Ingeniería del frío.

El funcionamiento de esta instalación es el siguiente:

En el generador –columna de destilación existe una mezcla líquida formada por un líquido absorbente y un vapor refrigerante disuelto en él.

El líquido absorbente debe tener una gran avidez por el vapor refrigerante. Deben presentar igualmente puntos de ebullición diferentes.

Mediante el aporte de calor, se producen vapores de ambos fluidos, que son separados mediante una columna de rectificación. El vapor refrigerante a alta presión y temperatura pasa al condensador donde es enfriado y licuado, siendo recogido en el depósito de líquido. Desde este depósito y a través de una válvula de laminación el líquido refrigerante es llevado al evaporador, donde al recibir un aporte de calor y tener una baja presión se vaporiza, produciendo de nuevo vapor refrigerante y generando el efecto frigorífico. El vapor refrigerante obtenido en el evaporador pasa al absolvedor, donde existe una gran cantidad de líquido absorbente, ávido de estos vapores y que absorbe los mismos, estando cada vez más enriquecido en ellos. Al absorber los vapores la mezcla líquido-vapor se calienta por lo que se procede a enfriarla mediante una corriente de agua fría⁽¹⁴⁾.

En el generador va quedando un líquido absolvedor empobrecido en refrigerante, a alta temperatura y presión el cual, tras hacerlo pasar por una válvula de laminación para disminuir su presión es enviado el absolvedor.

La mezcla rica y fría, producida en el absolvedor es enviada mediante una bomba de circulación hasta el generador para ser destilada de nuevo.

¹⁴ Sanchez y Pineda de las Infantas Teresa, Ingeniería del Frio

Con el fin de mejorar el rendimiento térmico de la instalación, la mezcla rica y fría que va del absolvedor hacia el generador y la mezcla pobre y caliente que va del generador hacia el absolvedor son cruzadas a contracorriente a través de un intercambiador de calor.

Como mezclas de trabajo se suelen utilizar comercialmente amoníaco-agua o bromuro de litio-agua. La primera se utiliza para temperaturas de evaporación inferiores a 0°C y la segunda para temperaturas superiores a 0°C . en este segundo caso, la instalación cambia ligeramente de diseño.

Si la retención de los vapores del fluido frigorífero no se realiza en un líquido si no en una masa porosa, se tendrá un sistema de producción de frío por absorción. La retención es básicamente superficial. Su forma de funcionamiento no es continua, sino que alternara ciclos, fases de enfriamiento con fases de calentamiento.

2.2.3 El Ciclo de refrigeración aplicado a cámaras hidrocooler y sala de procesos

Diagramas Termodinámicos para el Estudio de ciclos Frigoríficos

En el estudio de instalaciones de producción de frío por compresión mecánica, sistema que es utilizado en la casi totalidad de las instalaciones frigoríficas, se emplean principalmente los diagramas siguientes: de Andrews (P-V); entrópico (T-S); Entalpico o de Mollier (p-h o log p-h) y diagrama entalpía-entropía (h-s).

El diagrama P-V (presión-volumen específico) se utiliza para el estudio del compresor. No es práctico emplearlo en el análisis de ciclos frigoríficos por variar constantemente el volumen específico del fluido, y además dar los resultados en unidades mecánicas.

Los utilizados en la industria frigorífica son el entrópico (temperatura-entropía) para el estudio de los distintos procesos del circuito pues permite una gran claridad en el análisis de los mismos y el Entálpico (presión o log presión –entalpía) el cual es utilizado para el cálculo de instalaciones, siendo muy práctico por medirse en el directamente los cambios de entalpía.

En el estudio de los sistemas de eyección se emplea el diagrama entalpía-entropía (h-s).

Sería muy útil también contar con el diagrama h-v (entalpía-volumen específico).

Diagrama Entálpico

La entalpía de un fluido viene dada por la expresión: $h=U+p.v$ donde U, es la energía interna del fluido, P, es la presión y V, el volumen de masa considerada. La energía interna representa la suma del trabajo mecánico y de la energía calorífica que puede suministrar en potencia un sistema en reposo. Se demuestra que la entalpía de un fluido es la función de su temperatura y crece con el aumento de la misma, siendo nula en $T=0K$.

Otro diagrama termodinámico es el Entalpico, en el que se representa en abscisas entalpias, y en ordenadas presiones, P o logaritmo de presiones, $\log P$, siendo por tanto, las líneas horizontales isobaras y las verticales isoentálpicas.

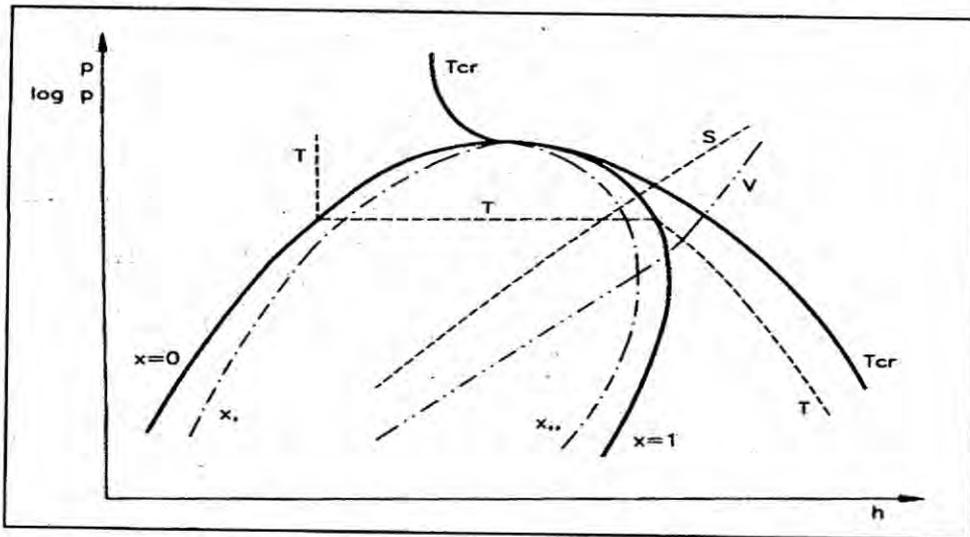
En el diagrama Entalpico todas las transformaciones producidas en un ciclo frigorífico real son determinadas en unidades térmicas directamente, sin necesidad de medir áreas, midiendo distancias. Además en este diagrama tres de los procesos del ciclo son representados por rectas. Al igual que el diagrama entrópico, el diagrama Entalpico está construido para un sistema termodinámico de un kg. de fluido frigorífero. También en este diagrama la curva de Andrews divide el plano en una serie de zonas figura III representándose generalmente, nada más que unos tramos de las curvas de condensación ($x=0$) y de vapor saturado ($X=1$).

La líneas representadas son :

- (1) Isotermas, ascienden casi verticales en la zona de líquido subenfriado, horizontales y confundidas con las isóbaras dentro de la curva de saturación y descendentes en la zona de vapor recalentado;
- (2) Isoentropicas, de pendiente positiva, no tienen inflexión al atravesar la zona de vapores saturados;
- (3) Líneas isócoras, ascendentes, se quiebran al atravesar la curva de saturación ;

- (4) Líneas de título de constante, en la zona de vapores húmedos, dividen en segmentos proporcionales a las isotermas.

Fig. N° 2.8. Diagrama Entálpico. Líneas Características



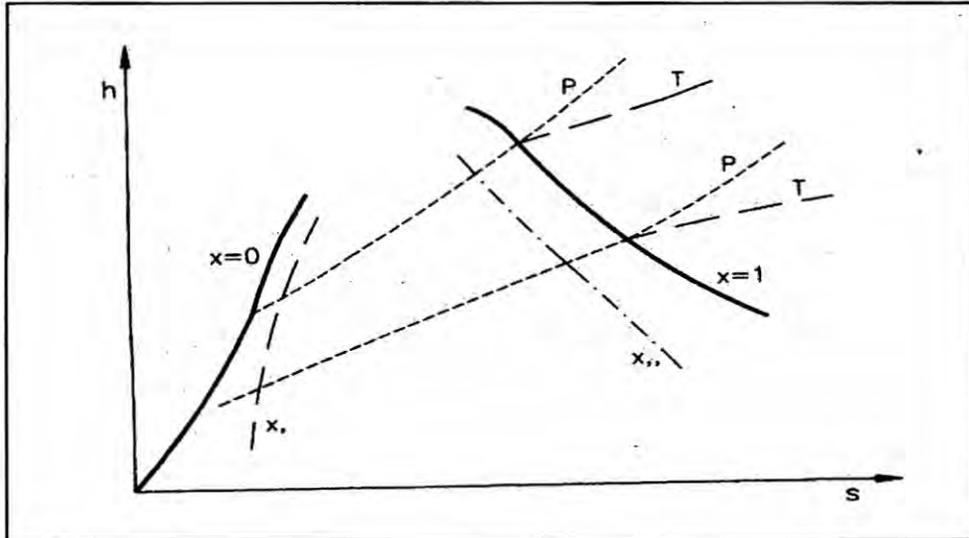
Fuente: Ingeniería del frío.

El diagrama de Mollier, $\log p-h$, está construido en coordenadas semilogarítmicas, sin embargo aunque tienen las mismas propiedades que el diagrama $p-h$, posee la ventaja de que se hace más práctico su uso en el estudio de sistemas frigoríficos con compresión escalonada, es decir, el logarítmico de las relaciones de compresión (P_2/P_1) es proporcional a la distancia que separa a las dos isóbaras P_1 y P_2 .

Diagrama Entalpía – Entropía

Las coordenadas del diagrama son la entalpía en el eje de las ordenadas y la entropía en el eje de las abscisas, siendo por tanto, las líneas isoentálpicas e isoentrópicas rectas horizontales y verticales respectivamente figura IV

Fig. N° 2.9. Diagrama entalpía-entropía. Líneas características



Fuente: Ingeniería del frío

Este diagrama incluye la curva de saturación, que en el tramo de condensación es la envolvente de las isotermas e isóbaras, coincidentes en la zona de vapor húmedo; las isóbaras no se refractan al atravesar la curva de vapor saturado aumentando su pendiente, mientras que las isotermas se refractan tendiendo a hacerse horizontales; las líneas de título constante, en la zona de vapor húmedo, determinan segmentos proporcionales en las isotermas.

Ciclo de una Máquina Frigorífica Perfecta

Al estudiar la máquina térmica, aquella que se basa en la cesión de calor desde un foco caliente a un foco frío produciendo durante este ciclo un trabajo, se demuestra que la que funciona según un ciclo reversible (ciclo de Carnot) tiene mayor rendimiento que la que lo realiza de forma

irreversible, a igualdad de las demás condiciones. El rendimiento del ciclo es solo función de las condiciones de los focos, frío y caliente, siendo independiente de la sustancia que evoluciona.

El equivalente térmico del trabajo realizado por el sistema será igual al calor aportado al sistema, diferencia entre el calor cedido por el foco caliente y el absorbido por el foco frío.

$$At = Q_1 - Q_2 \dots\dots (i)$$

Siendo:

$$A = 1/427 \text{ kcal/jg.m}$$

Q_1 = calor cedido por el foco caliente.

Q_2 = calor absorbido por el foco frío.

Al ser reversible el ciclo de Carnot se puede recorrer en sentido inverso a la máquina térmica, en cuyo caso, el sistema absorberá una cantidad de calor Q_2 del foco frío y con aportación de trabajo exterior cederá una cantidad de calor Q_1 al foco caliente, siendo el balance térmico:

$$Q_1 = Q_2 + At \dots\dots (ii)$$

Mediante una máquina que trabaje según este ciclo se puede bajar la temperatura del foco frío a niveles inferiores a los del ambiente.

Se denomina maquina frigorífica a aquella que es capaz de transportar calor de un foco frío a un foco caliente mediante un aporte exterior de trabajo. El ciclo de Carnot inverso recorrido por esta máquina estará compuesto por una expansión isoterna (foco frío), una compresión adiabática, y una compresión isoterna (foco caliente).

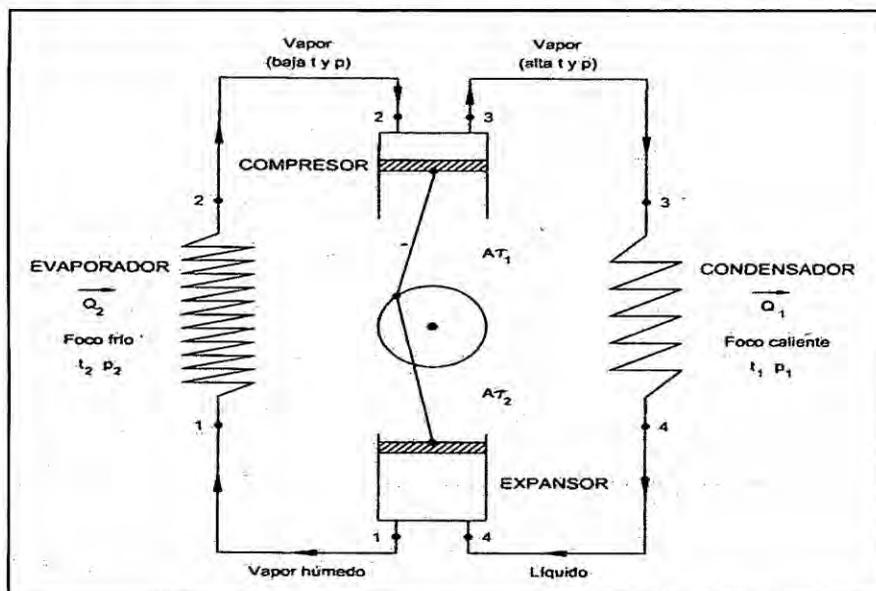
Compresión y expansión adiabáticas pueden suponerse en un cilindro perfectamente aislado en el que desliza un embolo sin rozamientos ni perdidas. Las transformaciones en los focos fríos y calientes han de ser isotermas, pudiendo utilizarse en ellos los cambios de estado líquido-vapor y vapor- líquido que absorban y cederán calor, respectivamente, a un medio infinito al que se le puede extraer o ceder calor sin que varié su temperatura.

La instalación frigorífica teórica que sigue el ciclo inverso de Carnot estará constituida por los siguientes elementos:

- a. **Evaporador:** Elemento en el que tiene lugar una expansión isoterna produciéndose el cambio de estado de líquido a vapor.
- b. **Compresor:** Elemento en el que se eleva la presión del vapor adiabáticamente.
- c. **Condensador:** Donde se comprimirá el vapor isotérmicamente cediendo calor al foco caliente y condensándose.

- d. **Cilindro expansor:** en el que tiene lugar la expansión adiabática del líquido condensado, hasta la presión reducida del evaporador⁽¹⁵⁾.

Fig. N° 2.10. Esquema de una instalación Frigorífica Teórica



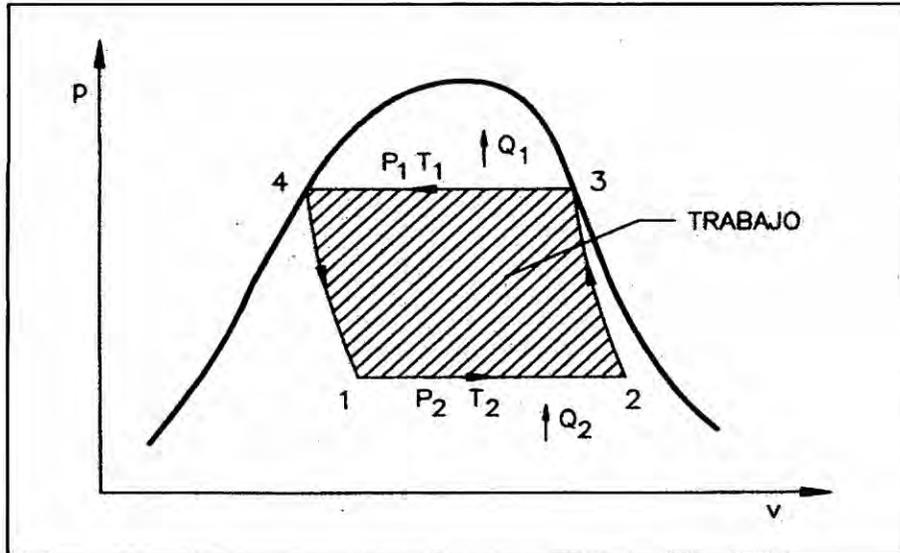
Fuente: Ingeniería del frío.

Estudiando las transformaciones realizadas en el esquema teórico mediante los diagramas P-V y T-S (fig VI y VII), se recorrerán ciclos cerrados, inversos al de Carnot, entre dos líneas adiabáticas y dos líneas isotermas.

Fig. N° 2.11. Diagrama Presión-Volumen de una instalación

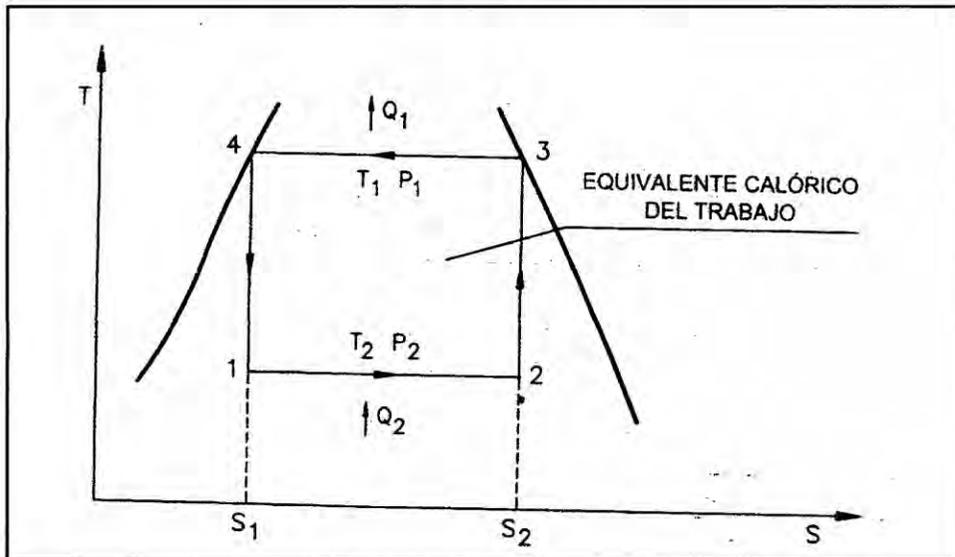
¹⁵ Sanchez y Pineda de las Infantas Teresa, Ingeniería del Frío

Frigorífica Teórica



Fuente: Ingeniería del frío.

Fig. N° 2.12 Diagrama Temperatura-Entropía de una Instalación Frigorífica Teórica



Fuente: Ingeniería del frío

Se ha de cumplir:

$$Q_1 - Q_2 = A(t_1 - t_2)$$

Es decir, es necesario aportar un trabajo exterior al sistema, igual a la diferencia entre el realizado por el compresor y el efectuado por el cilindro expansor:

$$t = t_{COMPRESOR} - t_{EXPANSOR} \dots\dots (iv)$$

Dicho trabajo vendrá indicado en el diagrama P-V por el área 1-2-3-4, mientras que en el diagrama entrópico el área limitada por los mismos cuatro puntos representaría el equivalente calórico del trabajo entregado al ciclo.

Si se considera un elemento cualquiera del circuito frigorífico, por el que circula un fluido frigorígeno a caudal constante, el cual intercambia calor y trabajo con el exterior, el balance energético de dicho elemento será:

$$U_e + \frac{1}{2}v_e^2 + gH_e + P_e V_e + \left[\frac{1}{AQ} \right] + t = U_s + \frac{1}{2}v_s^2 + gH_s + P_s V_s \dots\dots(v)$$

Dónde:

U_e y U_s = Energías internas a la entrada y a la salida (kj/kg).

v_e y v_s = velocidades medias a la entrada y a la salida (m/s).

H_e y H_s = Alturas manométricas a la entrada y a la salida (m)

P_e y P_s = presiones absolutas a la entrada y a la salida (Pa)

V_e y V_s = volúmenes específicos a la entrada y a la salida (m^3/kg).

t y $1/AQ$ = valores absolutos del trabajo y equivalente mecánico del calor intercambiados al paso del fluido por el elemento (Kj/Kg).

Los términos gH_e y gH_s se pueden eliminar ya que la diferencia de alturas no será apreciable y teniendo en cuenta que: $h = U + A \cdot (P \cdot V)$ se tendrá:

$$h_e + \frac{1}{2} v_e^2 + |Q| + |AT| = h_s + \frac{1}{2} v_s^2$$

Aun no siendo necesario se admite, y es práctico hacerlo, que las velocidades de entrada y de salida son iguales (salvo en los compresores centrífugos cuyo fundamento es precisamente la diferencia de velocidades):

$$h_e + |Q| + |AT| = h_s \dots\dots(vii)$$

En los cambiadores de calor, evaporador y condensador, no hay aporte ni cesión de trabajo, sino que, a costa de la energía del fluido, hay absorción y cesión, respectivamente de calor. En ellos se verifica que $A_t = 0$, y por tanto:

$$Q = h_s - h_e \dots\dots(viii)$$

Las transformaciones teóricas en los cilindros compresor y expensor, adiabáticas reversibles, se caracterizan por realizarse sin intercambio de calor, $Q=0$:

$$A_t = h_s - h_e \dots(\text{ix})$$

Si en lugar del cilindro expensor de la maquina perfecta que describe el ciclo de Carnot, se emplea una válvula de laminación, en la que se origina el laminado, proceso termodinámico sin intercambio de calor y ni trabajo con el exterior, será: $Q=0$ y $A_t=0$:

$$h_e = h_s \dots(\text{x})$$

2.3 Definición de Términos Básicos

2.3.1 Ciclo térmico Rankine Inverso

Llamado de este modo en honor al ingeniero William John Macquorn Rankine nació el día 5 de julio de 1820, creador del ciclo de potencia que utilizan las máquinas de vapor es decir procesos de evaporación y condensación de una sustancia pura cuya característica principal es la generación de potencia mecánica mediante la conversión de la energía de temperatura y presión a energía motriz, el ciclo Rankine inverso es aquel que necesita energía mecánica debido a que el calor fluye de un foco de menor temperatura a un foco de mayor temperatura contradiciendo a la ley cero de la termodinámica es por esta razón que el ciclo Rankine inverso no genera potencia mecánica más bien requiere potencia mecánica.

Transferencia de Calor

La transferencia de calor es el estudio de los flujos térmicos originados por una diferencia de temperatura con respecto al tiempo instantáneo a diferencia de la termodinámica que estudia los cambios ocurridos en los procesos desde un punto inicial de propiedades físicas de una sustancia hasta un segundo punto con diferentes valores de propiedades físicas con respecto al primer punto sin preocuparse de los estados intermedios instantáneos debido a esto en cada proceso las condiciones son cambiantes con respecto al tiempo en todos los procesos de transferencia de calor reales existen 3 maneras de transferir el calor de un cuerpo “A” a un cuerpo “B” que son la Conducción Convección y Radiación y sus definiciones.

Conducción:

Cuando en un cuerpo existe un gradiente de temperatura hay una transferencia de energía desde la región de mayor temperatura hacia la región de menor temperatura. Esta energía se a transferido por conducción y que el flujo de calor por unidad de área es proporcional al gradiente normal de la temperatura este concepto esta sintetizado en la ecuación de Fourier que describe matemáticamente la transferencia de calor en un cuerpo sólido.

Convección:

La convección es el modo de transferencia de energía entre una superficie sólida y el líquido o gas adyacente que se encuentra en movimiento es el efecto combinado de la conducción y el movimiento de fluidos, la ecuación que describe este proceso es la ley de Newton del enfriamiento.

Radiación:

Es la energía emitida por los cuerpos físicos cuya temperatura es mayor que el cero absoluto, la radiación electromagnética se propaga como resultado de una diferencia de temperaturas este fenómeno se llama radiación térmica analizado este proceso por medio de la ley de Stefan Boltzman de la radicación.

Entropía:

La segunda ley de la termodinámica conduce frecuentemente a expresiones que involucran desigualdades. Por ejemplo, una maquina térmica irreversible /es decir real), es menos eficaz que otra reversible que opera entre los mismos dos depósitos de energía térmica. Igualmente un refrigerador irreversible o una bomba de calor tienen un coeficiente de funcionamiento (COP) más que otro reversible que funciona entre los mismos límites de temperatura. Otra desigualdad importante que tiene mayores consecuencias en la termodinámica es la **Desigualdad de Clausius** establecida por primera vez por el físico alemán R.J.E. Clausius

(1822-1888), uno de los fundadores de la termodinámica este concepto se expresa como.

$$\oint \frac{\delta Q}{T} \leq 0$$

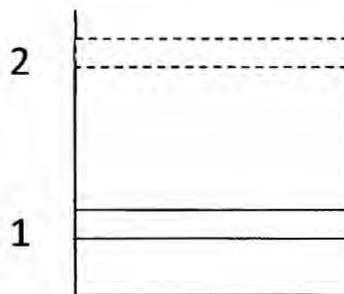
Es decir la integral cíclica de $\delta Q/T$ siempre es menor o igual a cero. Esta desigualdad es válida durante todos los ciclos, tanto reversibles como irreversibles. El símbolo \oint (símbolo de integral con un círculo en medio) se usa para indicar que la integración será realizada durante el ciclo entero. Cualquier transferencia de calor hacia o desde un sistema consiste en cantidades diferenciales de transferencia de calor. Entonces la integral cíclica de $\delta Q/T$ puede considerarse como la suma de todas esas cantidades diferenciales de transferencia de calor dividida por la temperatura por la temperatura en la frontera.

Entalpía:

La entalpía es una magnitud termodinámica cuya variación expresa una medida de la cantidad de energía que un sistema puede intercambiar con su entorno. Es una función de estado de la termodinámica donde la variación permite expresar la cantidad de calor puesto en juego durante una transformación isobárica (presión constante) en un sistema termodinámico, transformación en el curso de la cual se puede recibir o aportar energía. En este sentido la entalpía es numéricamente igual al calor intercambiado con el ambiente exterior al sistema en cuestión.

La entalpía es una función de estado (sólo depende de los estados inicial y final), que se define como la suma de la energía interna de un sistema termodinámico y el producto de su volumen por su presión.

Para el sistema formado por una sustancia pura, simple, compresible que experimenta un proceso de expansión como el que se muestra en la figura



$$Q_{1-2} - W_{1-2} = \Delta E \quad \text{Despreciando } \Delta E_c \text{ y } \Delta E_p$$

$$Q_{1-2} - W_{1-2} = \Delta U$$

Ocurre un trabajo de expansión a $P = \text{Cte}$

$$W_{1-2} = P(V_2 - V_1) \quad \text{Sustituyendo en la ecuación de 1º Ley}$$

$$Q_{1-2} = (U_2 + P_2 V_2) - (U_1 + P_1 V_1)$$

Donde : $U + PV = H = \text{Entalpia}$

$$Q_{1-2} = H_2 - H_1$$

El Ciclo Rankine Inverso

El ciclo Ideal de Refrigeración por compresión de Vapor

Muchos de los aspectos imprácticos asociados con el ciclo invertido de Carnot pueden ser eliminados al evaporar el refrigerante por completo antes de que se comprima, y al sustituir la turbina con un dispositivo de estrangulamiento, tal como una válvula de expansión o un tubo capilar.

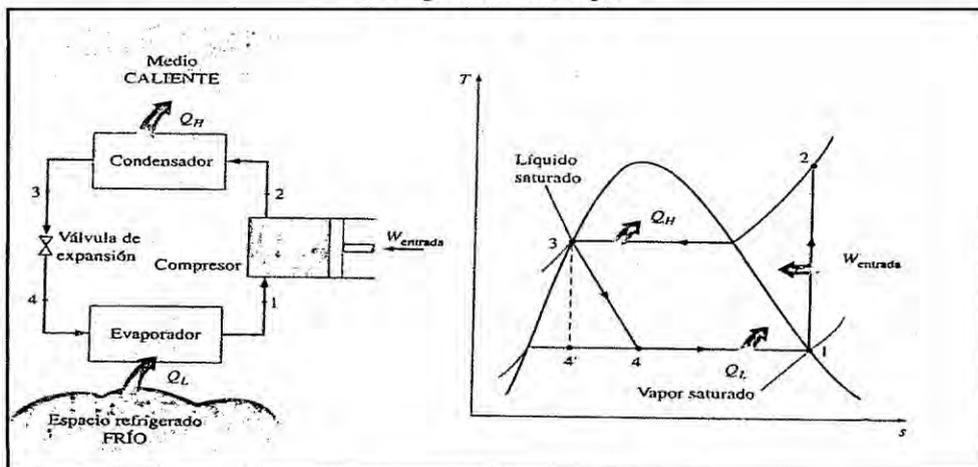
El ciclo que resulta se denomina ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor, y se muestra de manera esquemática y en un diagrama T-S en la figura xi.

El ciclo de refrigeración por compresión de vapor es el que más se utiliza en refrigeradores, sistemas de acondicionamiento de aire y bombas de calor. Se compone de cuatro procesos:

- 1-2 Compresión isentrópica en un compresor
- 2-3 Rechazo de calor a presión constante en un condensador
- 3-4 Estrangulamiento en un dispositivo de expansión
- 4-1 Absorción de calor a presión constante en un evaporador

En un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor, el refrigerante entra al compresor en el estado 1 como vapor saturado y se comprime isentrópicamente hasta la presión del condensador.

Fig. N° 2.13 Diagrama T-S para el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor



Fuente: Termodinámica, Yunus

La temperatura del refrigerante aumenta durante el proceso de compresión isentrópica, hasta un valor bastante superior al de la temperatura del medio circundante. Después el refrigerante entra en el condensador como vapor sobrecalentado en el estado 2 y sale como líquido saturado en el estado 3, como resultado del rechazo de calor hacia los alrededores. La temperatura del refrigerante en este estado se mantendrá por encima de la temperatura de los alrededores.

El refrigerante líquido saturado en el estado 3 se estrangula hasta la presión del evaporador al pasarlo por una válvula de expansión o por un tubo capilar. La temperatura del refrigerante desciende por debajo de la temperatura del espacio refrigerado durante este proceso. El refrigerante entra al evaporador en el estado 4 como una mezcla saturada de baja calidad y se evapora por completo absorbiendo calor del espacio refrigerado⁽¹⁶⁾. El refrigerante sale del evaporador como vapor saturado y vuelve a entrar al compresor, completando el ciclo.

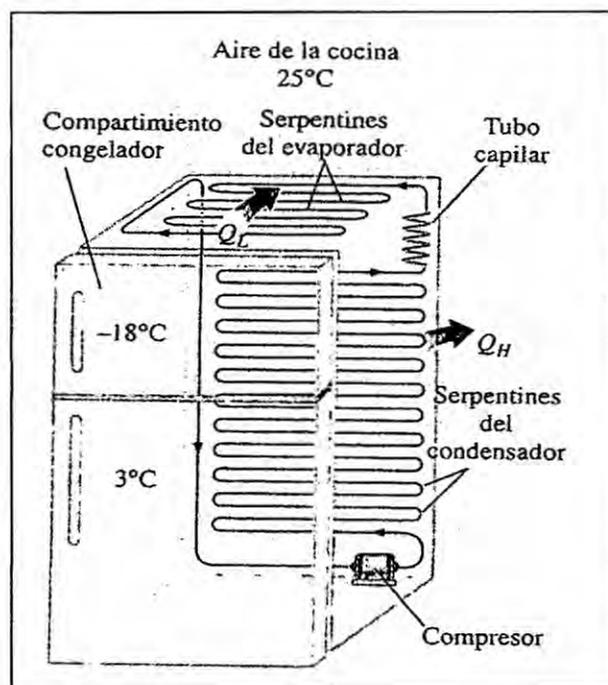
En un refrigerador doméstico los tubos en el compartimiento del congelador, donde el calor es absorbido por el refrigerante, sirven como el evaporador. Los serpentines detrás del refrigerador, donde el calor se disipa en el aire de la cocina, sirven como el condensador fig. xii.

Recuerde que el área bajo la curva del proceso en un diagrama T-S representa la transferencia de calor en procesos internamente reversibles.

¹⁶ Yunus A. Cengel Termodinámica, 5ta Edición 2002

El área bajo la curva del proceso 4-1 representa el calor absorbido por el refrigerante en el evaporador, y el área bajo la curva del proceso 2-3 representa el calor rechazado en el condensador. Una regla empírica es que el COP mejora entre 2 y 4 % por cada °C que eleva la temperatura de evaporación o que disminuye la temperatura de condensación.

Fig. N° 2.14. Un refrigerador domestico común



Fuente: termodinámica, Yunus

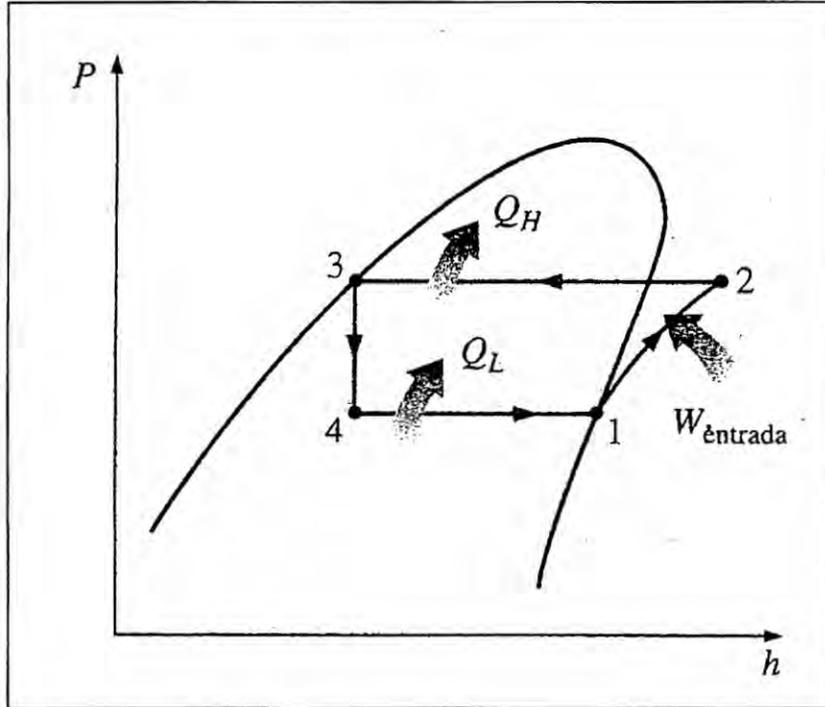
Otro diagrama utilizado con frecuencia en el análisis de los ciclos de refrigeración por compresión de vapor es el diagrama p-h como se muestra en la figura xiii. En este diagrama, tres de los cuatro procesos aparecen como líneas rectas, y la transferencia de calor en el condensador y el

evaporador es proporcional a las longitudes de las curvas del proceso correspondiente. Observe que a diferencia de los ciclos ideales analizados antes, el ciclo de refrigeración por compresión de vapor no es un ciclo internamente reversible puesto que incluye un proceso irreversible (estrangulamiento). Este proceso se mantiene en el ciclo para hacerlo un modelo más realista para el ciclo real de refrigeración por compresión de vapor. Si el dispositivo de estrangulamiento fuera sustituido por una turbina isentrópica, el refrigerante entraría en el evaporador en el estado 4' y no en el estado 4. En consecuencia la capacidad de refrigeración se incrementaría (por el área bajo la curva del proceso 4'-4 en la figura (xi) y la entrada neta del trabajo disminuiría (por la cantidad de salida de trabajo de la turbina). Sin embargo el remplazo de la válvula de expansión por una turbina no es práctico, ya que los beneficios adicionales no justifican el costo y la complejidad que se generan. Las cuatro componentes asociadas con el ciclo de refrigeración por compresión de vapor son dispositivos de flujo estable, por lo que los cuatro procesos que integran el ciclo pueden analizarse como procesos de flujo estable. Los cambios en la energía cinética y potencial del refrigerante suelen ser pequeños en relación con los términos de trabajo y transferencia de calor, y por lo tanto, pueden ignorarse. Entonces la ecuación de energía de flujo estable por unidad de masa se reduce a⁽¹⁷⁾

$$(q_{ENTRADA} - q_{SALIDA}) + (w_{ENTRADA} - w_{SALIDA}) = h_e - h_i \dots(11-6)$$

¹⁷ Yunus A. Cengel Termodinámica, 5ta Edición 2002

Fig. N° 2.15. El diagrama p-h de un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor



Fuente: Termodinámica Yunus

El condensador y el evaporador no implican ningún trabajo y el compresor puede calcularse como adiabático. Entonces los COP de refrigeradores y bombas de calor que operan en el ciclo de refrigeración por compresión de vapor pueden expresarse como:

$$COP_R = \frac{q_L}{w_{neto,entrada}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \dots\dots(11-7)$$

y

$$COP_{BC} = \frac{q_H}{w_{neto,entrada}} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \dots\dots(11-8)$$

Donde $h_1 = h_g @ p_1$ y $h_3 = h_f @ p_3$ para el caso ideal.

La refrigeración por compresión de vapor se remonta a 1834, cuando el inglés Jacob Perkins recibió una patente para una máquina de hielo de ciclo cerrado que usaba éter u otros fluidos volátiles como refrigerantes. Se fabricó un modelo utilizable de esta máquina, pero nunca se produjo comercialmente. En 1850, Alexander Twining empezó a diseñar y construir máquinas de hielo por compresión de vapor usando éter etílico, el cual es un refrigerante comercialmente usado en los sistemas por compresión. Al principio los sistemas de refrigeración por compresión de vapor eran grandes y utilizados principalmente para producir hielo, preparar cerveza y conservar alimentos en frío. Carecían de control automático y eran accionados por una máquina de vapor. En la década de 1890, algunas máquinas más pequeñas activadas por motores eléctricos y equipadas con control automático empezaron a sustituir a las unidades más viejas, y los sistemas de refrigeración empezaron a aparecer en las carnicerías y en las residencias. Por 1930, las mejoras continuas hicieron posible contar con sistemas de refrigeración por compresión de vapor que resultaban relativamente eficientes, confiables pequeños y económicos.

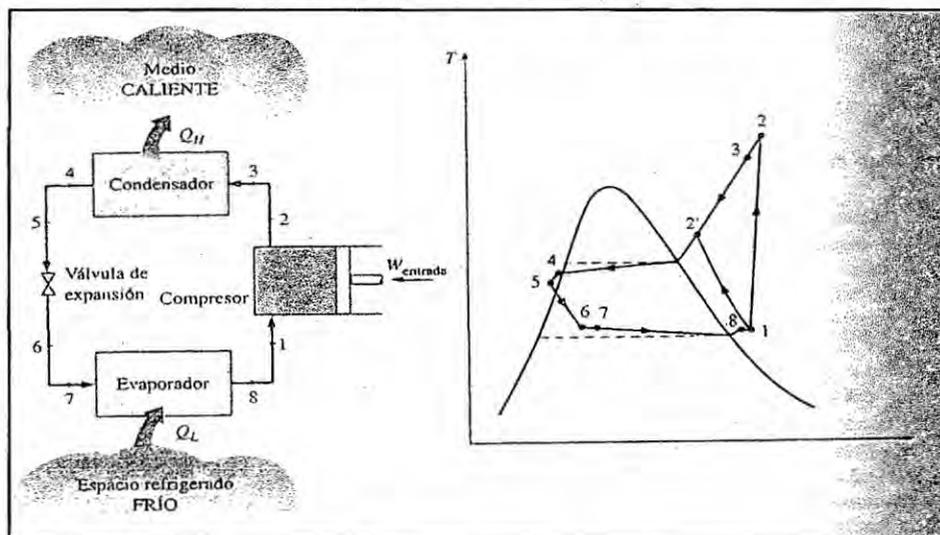
Ciclo Real de Refrigeración por Compresión de Vapor

Un ciclo real de refrigeración por compresión de vapor difiere de uno ideal en varios aspectos, principalmente, debido a las irreversibilidades que ocurren en varios componentes. Dos fuentes comunes de irreversibilidad son la fricción del fluido (causa caídas de presión) y la transferencia de

calor hacia o desde los alrededores. El diagrama T-S de un ciclo real de refrigeración por compresión de vapor se muestra en la figura 2.2.16.

En el ciclo ideal, el refrigerante sale del evaporador y entra al compresor como vapor saturado. Sin embargo en la práctica, no es posible controlar el estado del refrigerante con tanta precisión. En lugar de eso, es fácil diseñar el sistema de modo que el refrigerante se sobrecaliente ligeramente en la entrada del compresor. Este ligero sobrecalentamiento asegura que el refrigerante se evapore por completo cuando entra al compresor. También la línea que conecta al evaporador con el compresor suele ser muy larga; por lo tanto, la caída de presión ocasionada por la fricción del fluido y la transferencia de calor de los alrededores al refrigerante pueden ser muy significativas.

Fig. N° 2.16. Esquema y Diagrama T-S para el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor



Fuente: Termodinámica Yunus

El resultado del sobrecalentamiento, de la ganancia de calor en la línea de conexión y las caídas de presión en el evaporador y la línea de conexión, consiste en un incremento en el volumen específico y por consiguiente, en un incremento en los requerimientos de entrada de potencia al compresor puesto que el trabajo de flujo estable es proporcional al volumen específico.

El proceso de compresión en el ciclo ideal es internamente reversible y adiabático y, por ende, isentrópico. Sin embargo, el proceso de compresión real incluirá efectos de fricción, los cuales incrementan la entropía y la transferencia de calor, lo que puede aumentar o disminuir la entropía, dependiendo de la dirección. Por consiguiente, la entropía del refrigerante puede incrementarse (proceso 1-2) o disminuir (proceso 1-2') durante un proceso de compresión real, dependiendo del predominio de los efectos. El proceso de compresión 1-2' puede ser incluso más deseable que el proceso de compresión isentrópico debido a que el volumen específico del refrigerante, por consiguiente, el requerimiento de entrada de trabajo son más pequeños en este caso. De ese modo, el refrigerante debe enfriarse durante el proceso de compresión siempre que sea práctico y económico hacerlo.

En el caso ideal, se supone que el refrigerante sale del condensador como líquido saturado a la presión de salida del compresor. En realidad, es inevitable tener cierta caída de presión en el condensador, así como en las líneas que lo conectan con el compresor y la válvula de estrangulamiento.

Además, no es fácil ejecutar el proceso de condensación con tal precisión como para que el refrigerante sea un líquido saturado al final, y es indeseable enviar el refrigerante a la válvula de estrangulamiento antes de que se condense por completo. En consecuencia el refrigerante se subenfía un poco antes de que entre a la válvula de estrangulamiento. A pesar de todo esto, se debe tener en mente dado que el refrigerante entra al evaporador con una entalpía inferior y por ello puede absorber más calor del espacio refrigerado. La válvula de estrangulamiento y el evaporador se localizan muy cerca el uno del otro, de modo que la caída de presión en la línea de conexión es pequeña.⁽¹⁸⁾

2.3.2 Transferencia de Calor, Aislantes Térmicos

Paredes Planas de capas múltiples

En la práctica, a menudo se encuentran paredes planas que constan de varias capas de materiales diferentes. Todavía se puede usar el concepto de resistencia térmica con el fin de determinar la velocidad de la transferencia de calor estable a través de esas paredes compuestas. Como es posible que el lector ya haya conjeturado, esto se hace simplemente al darse cuenta de que la resistencia a la conducción de cada pared es L/KA conectada en serie y aplicando la analogía eléctrica. Es decir al dividir la diferencia de temperatura que existe entre las dos superficies a las temperaturas conocidas entre la resistencia térmica total que presentan ambas.

¹⁸ YUNUS Cengel, Transferencia de Calor , 2da. Edición.

Considere una pared plana que consta de dos capas (como un muro de ladrillos con una capa de aislamiento). La velocidad de la transferencia de calor estacionaria a través de esa pared compuesta de dos capas se puede expresar como (fig.3-9)

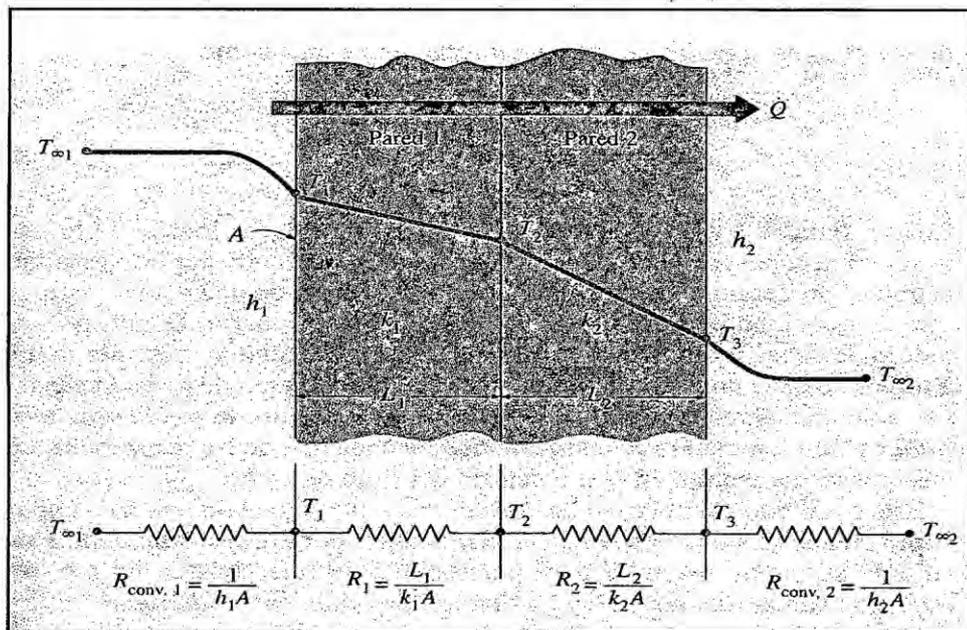
$$\dot{Q} = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 2}}{R_{total}} \dots\dots 3-21$$

Donde R_{total} es la resistencia térmica total, expresada como

$$R_{total} = R_{conv,1} + R_{pared1} + R_{pared2} + R_{conv,2}$$

$$= \frac{1}{h_1 A} + \frac{L_1}{k_1 A} + \frac{L_2}{k_2 A} + \frac{1}{h_2 A} \dots\dots (3-22)$$

Fig. N° 2.17. Red de resistencias térmicas para la transferencia de calor a través de una pared plana de dos capas sujeta a convección sobre ambos lados.



Fuente: Transferencia de calor Yunus

Los subíndices 1 y 2 en las relaciones R_{pared} antes dadas indican la primera y la segunda capas, respectivamente. También se pudo obtener este resultado al seguir el procedimiento utilizado antes para el caso de una sola etapa, al anotar que la velocidad de la transferencia de calor estacionaria Q , a través de un medio de capas múltiples es constante y por consiguiente, debe ser la misma a través de cada una de las capas, note, a partir de la red de resistencias térmicas, que dichas resistencias están en serie y, por tanto, la resistencia térmica total es simplemente la suma aritmética de cada una de las resistencias térmicas que se encuentran en la trayectoria del flujo de calor.

Este resultado para el caso de dos capas es análogo al de una sola capa, excepto en que se suma una resistencia adicional por la capa adicional. Este resultado se puede extender para paredes planas que constan de tres o más capas, al sumar una resistencia adicional por cada capa adicional.

Una vez que se conoce Q , se puede determinar una temperatura superficial desconocida T_j en cualquier superficie o interface j , a partir de

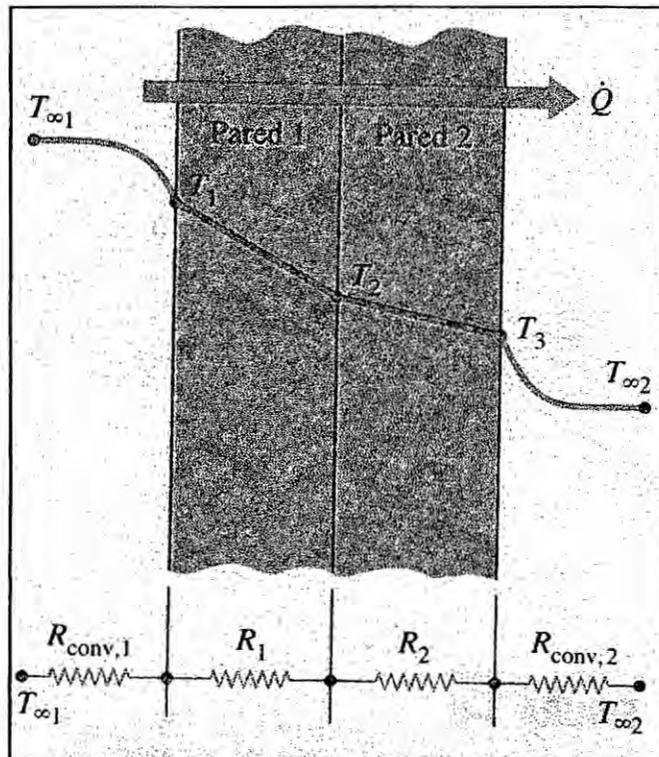
$$Q = \frac{T_i - T_j}{R_{total,i-j}} \dots\dots (3-23)$$

Donde T_i es una temperatura conocida en el lugar i y $R_{total,i-j}$ es la resistencia térmica total entre los lugares i y j . Por ejemplo, cuando se dispone de las temperaturas de los fluidos $T_{\infty 1}$ y $T_{\infty 2}$, para el caso de dos capas mostrado en la figura 3-9 y se calcula Q a partir de la ecuación 3-

21, se puede determinar la temperatura T_2 en la interface entre las dos paredes, a partir de (figura 3-10)

$$\dot{Q} = \frac{T_{\infty 1} - T_2}{R_{conv,1} + R_{pared,1}} = \frac{T_{\infty 1} - T_2}{\frac{1}{h_1 A} + \frac{1}{k_1 A}} \dots\dots (3-24)$$

Fig. N° 2.18 Evaluación de las temperaturas superficial y en la interfase cuando se dan $T_{\infty 1}$ y $T_{\infty 2}$ y se calcula \dot{Q} .



Fuente: Transferencia de calor Yunus

La caída de temperatura a través de una capa se determina con facilidad mediante la aplicación de la ecuación 3-17, al multiplicar \dot{Q} por la resistencia térmica de esa capa.

El concepto de resistencia térmica se usa con amplitud en la práctica debido a que es intuitivamente fácil de entender y ha probado ser una herramienta poderosa en la resolución de una amplia gama de problemas de transferencia de calor.

Pero su uso queda limitado a los sistemas a través de los cuales la velocidad de transferencia de calor Q° , permanece constante; es decir, a sistemas que implican transferencia de calor estable, sin generación de calor (como el calentamiento por resistencia o las reacciones químicas) dentro del medio.

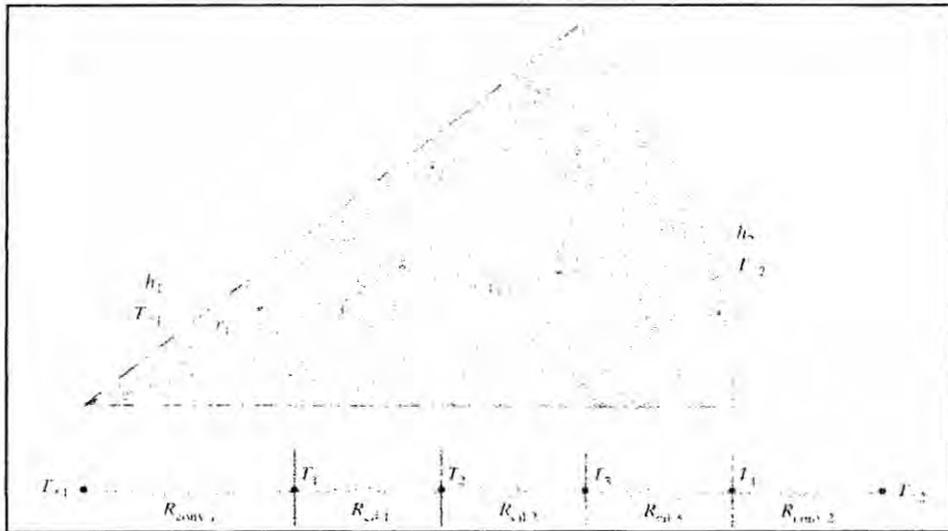
Cilindros y esferas con capas múltiples

La transferencia de calor estacionaria a través de cascos cilíndricos o esféricos de varias capas se puede manejar como en las paredes planas de capas múltiples que se discutió antes simplemente al sumar una resistencia adicional en serie por cada capa adicional.

Por ejemplo, la velocidad de la transferencia de calor estacionaria a través del cilindro compuesto de tres capas, de longitud L , que se muestra en la figura 3-26, con convección en ambos lados, se puede expresar como

$$\dot{Q} = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 2}}{R_{total}}$$

Fig. N° 2.19 Red de resistencias térmicas para la transferencia de calor a través de un cilindro compuesto de tres capas sujeto a convección en ambos lados.



Fuente: transferencia de calor Yunus

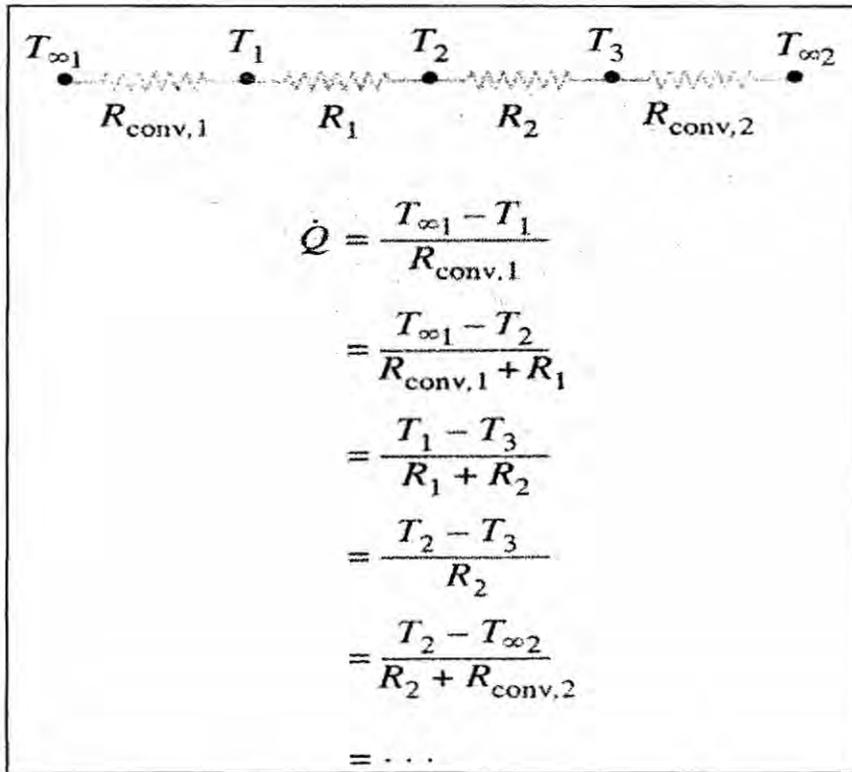
Donde R_{total} es la resistencia térmica total, expresada como

$$R_{total} = R_{conv,1} + R_{cil,1} + R_{cil,2} + R_{cil,3} + R_{conv,2}$$

$$= \frac{1}{h_1 A_1} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi L k_1} + \frac{\ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}{2\pi L k_2} + \frac{\ln\left(\frac{r_4}{r_3}\right)}{2\pi L k_3} + \frac{1}{h_2 A_4}$$

Donde $A_1=2\pi r_1 L$ y $A_4=2\pi r_4 L$. La ecuación 3-46 también se puede usar para una cubierta esférica de tres capas al remplazar las resistencias térmicas de las capas cilíndricas por las correspondientes esféricas. Una vez más, note que, con base en la red de resistencias térmicas, esas resistencias están en serie y como consecuencia, la resistencia térmica total es simplemente la suma aritmética de cada una de las resistencias térmicas en la trayectoria del flujo de calor.

Fig. N° 2.20. La razón AT/R a través de cualquier capa es igual a Q° , la cual permanece constante en la conducción estacionaria unidimensional.



Fuente: Transferencia de calor Yunus

Una vez que se conoce Q , se puede determinar cualquier temperatura intermedia T_j al aplicar la relación $Q^\circ = (T_i - T_j) / R_{\text{total } i-j}$ a través de cualquier capa o cualesquiera capas, en tal forma que T_i sea una temperatura conocida en la ubicación i y $R_{\text{total } i-j}$ sea la resistencia térmica total entre las ubicaciones i y j (figura 3-27). Por ejemplo, una vez que se ha calculado Q° , se puede determinar la temperatura T_2 en la interface entre la primera y la segunda capas cilíndricas a partir de

$$\dot{Q}^\circ = \frac{T_{\infty 1} - T_2}{R_{\text{conv},1} + R_{\text{cil},1}} = \frac{T_{\infty 1} - T_2}{\frac{1}{h_1(2\pi r_1 L)} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi L k_1}} \dots (3.47)$$

También se pudo calcular T_2 a partir de

$$\dot{Q} = \frac{T_2 - T_{\infty 2}}{R_2 + R_3 + R_{conv,2}} = \frac{T_2 - T_{\infty 2}}{\frac{\ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}{2\pi L k_2} + \frac{\ln\left(\frac{r_4}{r_3}\right)}{2\pi L k_3} + \frac{1}{h_0(2\pi_4 L)}} \dots\dots(3-48)$$

Aun cuando las dos relaciones darán el mismo resultado, se prefiere la primera ya que comprende menos términos y, por tanto, trabajo.

También se puede emplear el concepto de resistencia térmica para otras configuraciones geométricas, siempre que se usen las resistencias apropiadas a la conducción y las áreas superficiales apropiadas en las resistencias a la convección.

Relación Crítica de Aislamiento

Se sabe que al agregar más aislamiento a una pared o al ático siempre disminuye la transferencia de calor entre más grueso sea el aislamiento, más baja es la velocidad de la transferencia de calor. Esto es previsible ya que el área A de la transferencia de calor es constante y agregar aislamiento siempre incrementa la resistencia térmica de la pared sin incrementar la resistencia a la convección.

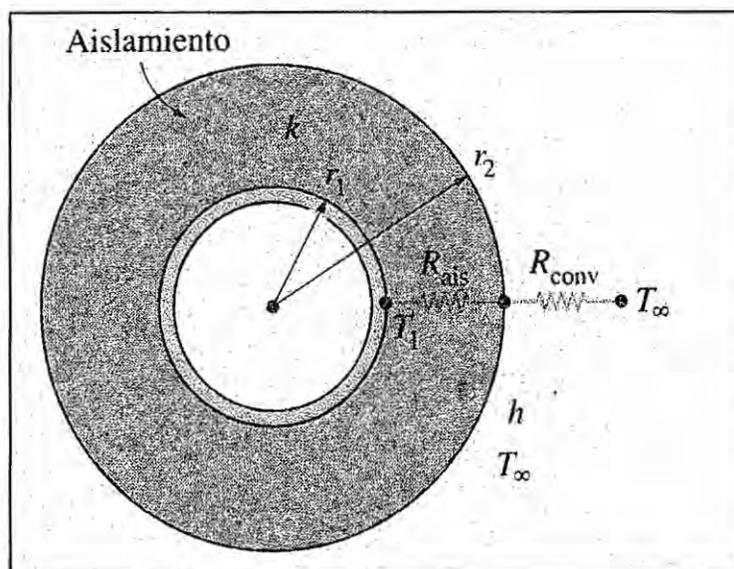
Sin embargo agregar aislamiento a un tubo cilíndrico o a un casco esférico es un asunto diferente. El aislamiento adicional incrementa la resistencia a la conducción de la capa de aislamiento pero disminuye la resistencia a la convección de la superficie debido al incremento en el área exterior. La

transferencia de calor del tubo puede aumentar o disminuir dependiendo cual sea el efecto que domine.

Considere un tubo cilíndrico de radio exterior r_1 cuya temperatura de la superficie exterior T_1 , se mantiene constante (figura 3-30). Ahora se aísla el tubo con un material cuya conductividad térmica es k y su radio exterior es r_2 se pierde calor del tubo hacia el medio circundante que está a la temperatura T_∞ , con un coeficiente de transferencia de calor h por convección. La velocidad de la transferencia de calor del tubo aislado hacia el aire circundante se puede expresar como (figura 3-31)

$$\dot{Q} = \frac{T_1 - T_\infty}{R_{ais} + R_{conv}} = \frac{T_1 - T_\infty}{\frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi Lk} + \frac{1}{h(2\pi r_2 L)}} \dots\dots (3-49)$$

Figura. N° 2.21. Tubo cilíndrico aislado expuesto a la convección desde la superficie exterior y la red de resistencias térmicas asociada con él.

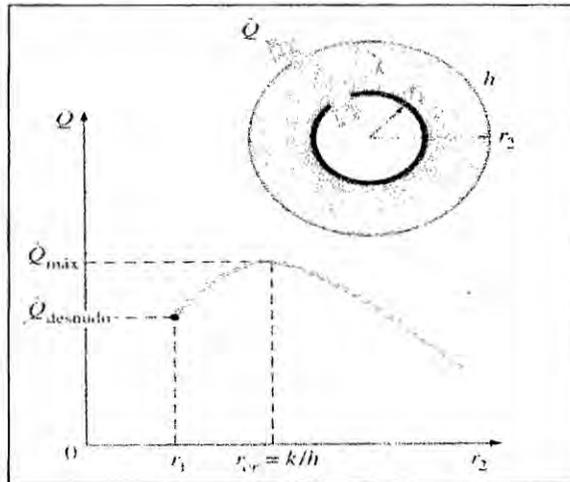


Fuente: Transferencia de calor Yunus

En la figura 3-31 se tiene la gráfica de la variación de Q° con el radio exterior del aislamiento r_2 . El valor de r_2 al cual Q° alcanza un máximo se determina a partir del requisito que $dQ/dr_2 = 0$ (pendiente cero). Al derivar y despejar r_2 resulta que el radio crítico de aislamiento para un cuerpo cilíndrico es

$$r_{cr, cilindro} = \frac{k}{h} \text{ (m)(3 - 50)}$$

Figura N° 2.22. Radio crítico de aislamiento



Fuente: Transferencia de calor Yunus

Note que el radio crítico de aislamiento depende de la conductividad térmica del aislamiento k y del coeficiente externo de transferencia de calor h por convección, h . la velocidad de la transferencia de calor del cilindro aumenta con la adición de aislamiento para $r_2 < r_{cr}$, alcanza un máximo cuando $r_2 = r_{cr}$ y empieza a decrecer para $r_2 > r_{cr}$ por tanto en

realidad, aislar el tubo puede aumentar la velocidad de la transferencia de calor del tubo en lugar de disminuirla cuando $r_2 < r_{cr}$

La pregunta importante a la que debe responderse en este punto es si es necesario preocuparse por el radio crítico de aislamiento para los tubos de agua caliente o incluso los tanques de agua caliente. ¿Siempre se debe comprobar y asegurar que el radio exterior del aislamiento sea mayor que el radio crítico antes de que se instale? Probablemente no, como se explica enseguida.

El valor del radio crítico r_{cr} alcanzara un máximo cuando k sea grande y h sea pequeño. Dado que el valor más bajo de h que se encuentra en la práctica es de alrededor de $5 \text{ w/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$, para el caso de convección natural de los gases y que la conductividad térmica de los materiales aislantes comunes es alrededor de $0.05 \text{ w/m}^\circ\text{C}$, el valor más grande del radio crítico que probablemente se encuentra es

$$r_{cr,m\acute{a}x} = \frac{k_{\text{max,aislamiento}}}{h_{\text{min}}} \approx \frac{0.05 \text{ w/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}}{5 \text{ w/m}^\circ\text{C}} = 0.01 \text{ m} = 1 \text{ cm}$$

Este valor incluso sería más pequeño si se consideraran los efectos de la radiación. Los radios críticos serán mucho menores en la convección forzada con frecuencias menores a 1mm, debido a los valores mucho más grandes de h asociados con la convección forzada. Por lo tanto, se puede aislar los tubos de agua caliente o de vapor con libertad, sin preocuparnos

por la posibilidad de aumentar la transferencia de calor por el aislamiento de los tubos.

El radio de los alambres eléctricos puede ser menor que el radio crítico. Por lo tanto el aislamiento eléctrico de plástico en realidad puede acrecentar la transferencia de calor de los alambres eléctricos y de este modo mantener sus temperaturas de operación estacionarias en niveles más bajos y, como consecuencia más seguros.

Se puede repetir la discusión antes presentada para una esfera y de manera semejante se puede demostrar que el radio crítico de aislamiento para un casco esférico es

$$r_{cr, esfera} = \frac{2k}{h} \dots (3 - 51)$$

Donde k es la conductividad térmica del aislamiento y h es el coeficiente de transferencia de calor por convección sobre la superficie exterior.

CAPITULO III VARIABLES E HIPOTESIS

3.1 Variables de la Investigación

En el presente trabajo nuestra variable independiente es el Diseño de una Planta Frigorífica Modelo para la Conservación de 60 Toneladas de Esparrago en la Región Ica.

Las variables dependientes serán el Diseño de la Planta Frigorífica Modelo y la Conservación de 60 Toneladas de Esparrago.

Tabla N° 3.1

OPERACIONALIZACIÓN DE VARIABLES		
VARIABLE	DIMENSIONES	INDICADORES
DISEÑO DE UNA PLANTA FRIGORIFICA MODELO	*CAMARA FRIGORÍFICA *COMPRESOR *EVAPORADOR *VALVULA DE EXPANSION *TUBERIAS *AISLAMIENTO *FILTRO SECADOR	&VOLUMEN &CARGA TÉRMICA &TIPO DE PRODUCTO &TONELADA DE REFRIGERACIÓN &CAUDAL DEL REFRIGERANTE &DIFERENCIAL DE TEMPERATURAS
CONSERVACIÓN DE 60 TONELADAS DE ESPARRAGO	TECNICA DE REFRIGERACIÓN	&PRODUCTO &CARGA TÉRMICA &TEMPERATURA DE EVAPORACIÓN &TEMPERATURA DE CONDENSACIÓN &EMBALAJE &ALMACENAMIENTO

Fuente: Elaboración propia

3.2 Operacionalización de variables

3.2.1 Evaluación de las operaciones de variables, histogramas, cuadros, gráficos, de equipos, y de estadística.

Establecimiento de cuadros comparativos de cada una de las variables su dimensionamiento y sus indicadores en el diseño.

OPERACIONALIZACIÓN DE VARIABLES		
VARIABLE	DIMENSIONES	INDICADORES
DISEÑO DE UNA PLANTA FRIGORÍFICA MODELO	*CAMARA FRIGORÍFICA *COMPRESOR *EVAPORADOR *VALVULA DE EXPANSION *TUBERIAS *AISLAMIENTO *FILTRO SECADOR	&VOLUMEN &CARGA TÉRMICA &TIPO DE PRODUCTO &TONELADA DE REFRIGERACIÓN &CAUDAL DEL REFRIGERANTE &DIFERENCIAL DE TEMPERATURAS
CONSERVACIÓN DE 60 TONELADAS DE ESPARRAGO	TECNICA DE REFRIGERACIÓN	&PRODUCTO &CARGA TÉRMICA &TEMPERATURA DE EVAPORACIÓN &TEMPERATURA DE CONDENSACIÓN &EMBALAJE &ALMACENAMIENTO

Fuente: Elaboración propia

3.3 Hipótesis General e Hipótesis específica

Hipótesis General

Sí es posible diseñar una planta para la conservación de 60 toneladas de espárragos frescos destinados a la exportación en la Región Ica.

Hipótesis específicas

H₁: Utilizamos equipamiento frigorífico moderno de alta eficiencia que ahorra energía eléctrica, en nuestro caso de la marca Bitzer, complementando utilizamos ciclos térmicos eficientes con un alto COP.

H₂: El refrigerante usado es el R134a, caracterizado por no afectar la capa de ozono, teniendo un ODP igual a cero y un GWP igual a 1300, estando dentro del rango mínimo de afectación a la capa de ozono.

H₃: Usamos para fines de eficiencia termodinámica un ciclo de refrigeración rankine con un COP aceptable, donde la producción frigorífica es alta y el consumo de potencia eléctrica es mínimo.

3.3.1 Alta eficiencia de los ciclos termodinámicos

Los ciclos termodinámicos actuales se caracterizan por una alta eficiencia es decir el cociente entre la producción frigorífica y el consumo de potencia eléctrica llamado COP debe ser alto es decir de un valor próximo a 4 o más de 4, para conformidad de lo anteriormente dicho adjuntamos la siguiente tabla:

Tabla N° 3.6

CÁLCULO TEORICO DE PLANTA FRIGORIFICA EFICIENTE EN EL DIAGRAMA DE MOLLIER						
	Qo	Wc	Qcond.	COP	Tev	Tco
H1	276907.5	38464.02	315370.964	7.19	39.2°F 4°C	105.8°F 41°C
CMP	187510.64	27450	214712.69	6.83	30.92°F -0.6°C	98°F 36.66°C
SP	142186.89	16447.92	158634.8	8.64	50°F 10°C	105.8°F 41°C
H2	221526	42117.66	266084.33	5.26	24.8°F 41°C	105.8°F 41°C
CPT	179682.91	41967.71	221650.13	4	25.52°F -3.6°C	123.8°F 51°C
SUMATORIA	1007813.94	166447.31	1176452.914			

Fuente: Elaboración propia

3.3.2 Características del R-134 a

Thermodynamic Properties of HFC-134a Refrigerant

(1,1,1,2-tetrafluoroethane)

Engineering (I/P) Units

New tables of the thermodynamic properties of HFC-134a have been developed and are presented here. These tables are based on experimental data from the database at the National Institute of Standards and Technology (NIST). Equations have been developed, based on the Modified Benedict-Webb-Rubin (MBWR) equation of state, which represent the data with accuracy and consistency throughout the entire range of temperature, pressure, and density.

Physical Properties

Chemical Formula	CH ₂ FCF ₃	
Molecular Weight	102.03	
Boiling Point at One Atmosphere	-14.9°F	(-26.06°C)
Critical Temperature	213.9°F 673.6°R	(101.08°C) (374.23 K)
Critical Pressure	588.9 psia	(4060.3 kPa [abs])
Critical Density	32.17 lb/ft ³	(515.3 kg/m ³)
Critical Volume	0.031 ft ³ /lb	(0.00194 m ³ /kg)

Units and Factors

t = temperature in °F

T = temperature in °R = °F + 459.67

P = pressure in lb/in² absolute (psia)

v_f = volume of saturated liquid in ft³/lb

v_g = volume of saturated vapor in ft³/lb

V = volume of superheated vapor in ft³/lb

d_f = 1/v_f = density of saturated liquid in lb/ft³

d_g = 1/v_g = density of saturated vapor in lb/ft³

h_f = enthalpy of saturated liquid in Btu/lb

h_{fg} = enthalpy of vaporization in Btu/lb

h_g = enthalpy of saturated vapor in Btu/lb

H = enthalpy of superheated vapor in Btu/lb

s_f = entropy of saturated liquid in Btu/(lb) (°R)

s_g = entropy of saturated vapor in Btu/(lb) (°R)

S = entropy of superheated vapor in Btu/(lb) (°R)

C_p = heat capacity at constant pressure in Btu/(lb) (°F)

C_v = heat capacity at constant volume in Btu/(lb) (°F)

v_s = velocity of sound in ft/sec

The gas constant, R = 10.732 (psia) (ft³)/(°R) (lb-mole) for HFC-134a, R = 0.1052 (psia) (ft³)/lb-°R

One atmosphere = 14.696 psia

$$a_5 = b_{13}$$

$$a_6 = b_{14}/T + b_{15}/T^2$$

$$a_7 = b_{16}/T$$

$$a_8 = b_{17}/T + b_{18}/T^2$$

$$a_9 = b_{19}/T^2$$

$$a_{10} = b_{20}/T^2 + b_{21}/T^3$$

$$a_{11} = b_{22}/T^2 + b_{23}/T^4$$

$$a_{12} = b_{24}/T^2 + b_{25}/T^3$$

$$a_{13} = b_{26}/T^2 + b_{27}/T^4$$

$$a_{14} = b_{28}/T^2 + b_{29}/T^3$$

$$a_{15} = b_{30}/T^2 + b_{31}/T^3 + b_{32}/T^4$$

Where T is in K = °C + 273.15, V is in liters/mole (= m³/kg × MW), V_c=

0.199334 liters/mole, P is in kPa, and R = 0.08314471 bar (absolute) × liters/mole
× K.

MBWR coefficients for HFC-134a:

$$b_1 = -6.545\ 523\ 5227\ E-02$$

$$b_2 = 5.889\ 375\ 1817\ E+00$$

$$b_3 = -1.376\ 178\ 8409\ E+02$$

$$b_4 = 2.269\ 316\ 8845\ E+04$$

$$b_5 = -2.926\ 261\ 3296\ E+06$$

$$b_6 = -1.192\ 377\ 6190\ E-04$$

$$b_7 = -2.721\ 419\ 4543\ E+00$$

$$b_8 = 1.629\ 525\ 3680\ E+03$$

Conversion factor from Work Units to Heat Units:

$$J = 0.185053$$

$$\text{Btu/lb} = [(\text{psia} \cdot \text{ft}^3)/\text{lb}] J$$

Reference point for enthalpy and entropy:

$$h_f = 0.0 \text{ Btu/lb at } -40^\circ\text{F}$$

$$s_f = 0.0 \text{ Btu/lb} \cdot ^\circ\text{R at } -40^\circ\text{F}$$

Equations

The Modified Benedict-Webb-Rubin (MBWR) equation of state was used to calculate the tables of thermodynamic properties. It was chosen as the preferred equation of state because it provided the most accurate fit of the thermodynamic data over the entire range of temperatures and pressures presented in these tables. The data fit and calculation of constants for HFC-134a were performed for Du Pont at the National Institute of Standards and Technology (NIST) under the supervision of Dr. Mark O. McLinden.

The constants were calculated in SI units. For conversion of thermodynamic properties to Engineering (I/P) units, properties must be calculated in SI units and converted to I/P units. Conversion factors are provided for each property derived from the MBWR equation of state.

1. Equation of State (MBWR)

$$\frac{P}{100} = \sum_{n=1}^9 a_n/V^n + \exp(-V_c^2/V^2) \sum_{n=10}^{15} a_n/V^{2n-17}$$

Where the temperature dependence of the coefficients is given by:

$$a_1 = RT$$

$$a_2 = b_1T + b_2T^{0.5} + b_3 + b_4/T + b_5/T^2$$

$$a_3 = b_6T + b_7 + b_8/T + b_9/T^2$$

$$a_4 = b_{10}T + b_{11} + b_{12}/T$$

b9 = 7.294 220 3182 E+05
b10 = -1.172 451 9115 E-04
b11 = 8.686 451 0013 E-01
b12 = -3.066 016 8246 E+02
b13 = -2.566 404 7742 E-02
b14 = -2.438 183 5971 E+00
b15 = -3.160 316 3961 E+02
b16 = 3.432 165 1521 E-01
b17 = -1.015 436 8796 E-02
b18 = 1.173 423 3787 E+00
b19 = -2.730 176 6113 E-02
b20 = -6.633 850 2898 E+05
b21 = -6.475 479 9101 E+07
b22 = -3.729 521 9382 E+04
b23 = 1.261 473 5899 E+09
b24 = -6.474 220 0070 E+02
b25 = 1.236 245 0399 E+05
b26 = -1.569 919 6293 E+00
b27 = -5.184 893 2204 E+05
b28 = -8.139 632 1392 E-02
b29 = 3.032 516 8842 E+01
b30 = 1.339 904 2297 E-04
b31 = -1.585 619 2849 E-01
b32 = 9.067 958 3743 E+00

Ideal Gas Heat Capacity Equation (at constant pressure):

$$C_p^\circ (\text{J/mole} \cdot \text{K}) = cp1 + cp2 T + cp3 T^2$$

$$cp1 = 1.94006 \text{ E}+01 \quad cp3 = -1.29665 \text{ E}-04$$

$$cp2 = 2.58531 \text{ E}-01 \quad R = 8.314471 \text{ J/mole} \cdot \text{K}$$

$$MW = 102.03$$

Properties calculated in SI units from the equation and constants listed above can be converted to I/P units using the conversion factors shown below. Please note that in converting enthalpy and entropy from SI to I/P units, a change in reference states must be included (from $H = 200$ and $S = 1$ at 0°C for SI units to $H = 0$ and $S = 0$ at -40°C for I/P units). In the conversion equation below, H (ref) and S (ref) are the saturated liquid enthalpy and entropy at -40°C . For HFC-134a, H (ref) = 148.4 kJ/kg and S (ref) = 0.7967 kJ/kg \cdot K.

$$P (\text{psia}) = P (\text{kPa}) \cdot 0.14504$$

$$T (^\circ\text{F}) = (T [^\circ\text{C}] \cdot 1.8) + 32$$

$$D (\text{lb/ft}^3) = D (\text{kg/m}^3) \cdot 0.062428$$

$$V (\text{ft}^3/\text{lb}) = V (\text{m}^3/\text{kg}) \cdot 16.018$$

$$H (\text{Btu/lb}) = [H (\text{kJ/kg}) - H (\text{ref})] \cdot 0.43021$$

$$S (\text{Btu/lb} \cdot ^\circ\text{R}) = [S (\text{kJ/kg} \cdot \text{K}) - S (\text{ref})] \cdot 0.23901$$

$$C_p (\text{Btu/lb} \cdot ^\circ\text{F}) = C_p (\text{kJ/kg} \cdot \text{K}) \cdot 0.23901$$

$$C_v (\text{Btu/lb} \cdot ^\circ\text{F}) = C_v (\text{kJ/kg} \cdot \text{K}) \cdot 0.23901$$

$$v_s (\text{ft/sec}) = v_s (\text{m/sec}) \cdot 3.2808$$

2. Martin-Hou Equation of State (fit from MBWR data)

As previously stated, the thermodynamic properties presented in these tables are based on the MBWR equation of state. Coefficients for the Martin-Hou equation of state are presented below for the convenience of those who may have existing computer programs based on this equation of state. While not as accurate as the data from the MBWR equation of state, particularly in the superheated region, data calculated using these Martin-Hou coefficients should be sufficient for most engineering calculations.

$$P = RT/(V-b) + \sum_{i=2}^5 (A_i + B_i T + C_i \exp(-kT/T_c)) / (V-b)^i$$

For SI units

T and T_c are in K = °C + 273.15, V is in m³/kg, and P is in kPa

$$R = 0.0815 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

b, A_i, B_i, C_i, k are constants:

$$A_2 = -8.909485 \text{ E-02} \quad A_4 = 1.778071 \text{ E-05}$$

$$B_2 = 4.408654 \text{ E-05} \quad B_4 = -4.016976 \text{ E-08}$$

$$C_2 = -2.074834 \text{ E+00} \quad C_4 = -2.977911 \text{ E-04}$$

$$A_3 = -1.016882 \text{ E-03} \quad A_5 = -7.481440 \text{ E-08}$$

$$B_3 = 2.574527 \text{ E-06} \quad B_5 = 1.670285 \text{ E-10}$$

$$C_3 = 2.142829 \text{ E-02} \quad C_5 = 1.255922 \text{ E-06}$$

$$b = 3.755677 \text{ E-04} \quad k = 4.599967 \text{ E+00}$$

For I/P units

T and T_c are in $^{\circ}\text{R} = ^{\circ}\text{F} + 459.67$. V is in ft^3/lb . and P is in psia

$$R = 0.1052 (\text{psia})(\text{ft}^3)/\text{lb} \cdot ^{\circ}\text{R}$$

b. A_1, B_1, C_1, k are constants:

$$A_2 = -3.315708 \text{ E}+00 \quad A_4 = 1.697907 \text{ E}-01$$

$$B_2 = 9.115011 \text{ E}-04 \quad B_4 = -2.131040 \text{ E}-04$$

$$C_2 = -7.721597 \text{ E}+01 \quad C_4 = -2.843653 \text{ E}+00$$

$$A_3 = -6.061984 \text{ E}-01 \quad A_5 = -1.144381 \text{ E}-02$$

$$B_3 = 8.526469 \text{ E}-04 \quad B_5 = 1.419396 \text{ E}-05$$

$$C_3 = 1.277414 \text{ E}+01 \quad C_5 = 1.921091 \text{ E}-01$$

$$b = 6.016014 \text{ E}-03 \quad k = 4.599967 \text{ E}+00$$

Ideal Gas Heat Capacity (at constant volume):

$$C_v^{\circ} = a + bT + cT^2 + dT^3 + f/T^2$$

For SI units

$$C_v^{\circ} = \text{kJ/kg} \cdot \text{K}$$

T is in K = $^{\circ}\text{C} + 273.15$

a, b, c, d, f are constants:

$$a = 3.154856 \text{ E}+00 \quad d = -3.754497 \text{ E}-08$$

$$b = -1.656054 \text{ E}-02 \quad f = -3.023189 \text{ E}+04$$

$$c = 4.353378 \text{ E}-05$$

For I/P units

$$C_v^{\circ} = \text{Btu/lb} \cdot ^{\circ}\text{R}$$

T is in $^{\circ}\text{R} = ^{\circ}\text{F} + 459.67$

a, b, c, d, f are constants:

$$a = 7.540287 \text{ E}-01 \quad d = -1.538660 \text{ E}-09$$

$$b = -2.198925 \text{ E}-03 \quad f = -2.341093 \text{ E}+04$$

$$c = 3.211365 \text{ E}-06$$

3. Vapor Pressure

$$\log_{10} P_{\text{sat}} = A + B/T + C \log_{10} T + D T + E ((F-T)/T) \log_{10} (F-T)$$

For SI units

T is in K = °C + 273.15 and P is in kPa

A, B, C, D, E, F are constants:

$$A = 4.069889 \text{ E}+01 \quad D = 7.616005 \text{ E}-02$$

$$B = -2.362540 \text{ E}+03 \quad E = 2.342564$$

$$C = -1.306883 \text{ E}+01 \quad F = 3.761111$$

For I/P units

T is in °R = °F + 459.67 and P is in psia

A, B, C, D, E, F are constants:

$$A = 4.325629 \text{ E}+01 \quad D = 4.231114 \text{ E}-03$$

$$B = -4.293056 \text{ E}+03 \quad E = 2.342564 \text{ E}-01$$

$$C = -1.306883 \text{ E}+01 \quad F = 6.770000 \text{ E}+02$$

4. Density of the Saturated Liquid

$$d_f = A_f + B_f (1-T_r)^{(1/3)} + C_f (1-T_r)^{(2/3)} + D_f (1-T_r) + E_f (1-T_r)^{(4/3)}$$

For SI units

$T_r = T/T_c$, both in K = °C + 273.15 and d_f is in kg/r

A_f, B_f, C_f, D_f, E_f are constants:

$$A_f = 5.281464 \text{ E}+02 \quad D_f = -9.491172 \text{ E}+02$$

$$B_f = 7.551834 \text{ E}+02 \quad E_f = 5.935660 \text{ E}+02$$

$$C_f = 1.028676 \text{ E}+03$$

For I/P units

$T_r = T/T_c$, both in °R = °F + 459.67 and d_f is in lb/ft³

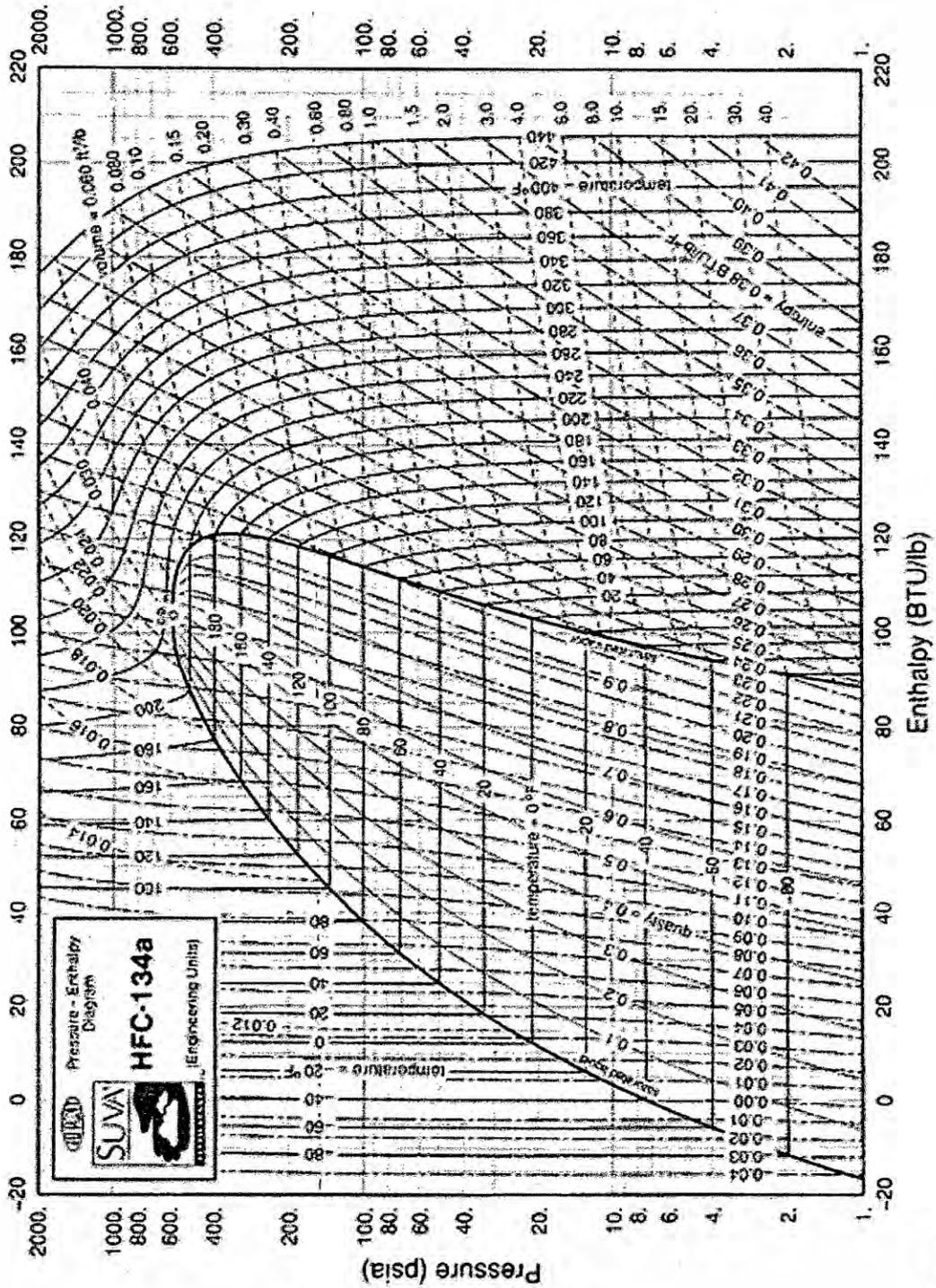
A_f, B_f, C_f, D_f, E_f are constants:

$$A_f = 3.297110 \text{ E}+01 \quad D_f = -5.925145 \text{ E}+01$$

$$B_f = 4.714456 \text{ E}+01 \quad E_f = 3.705512 \text{ E}+01$$

$$C_f = 6.421816 \text{ E}+01$$

Fig. N° 3.3 Diagrama de Mollier HFC-R134a



Fuente: Manual de refrigerante Dupont

3.3.3 Bajo consumo de Electricidad

En el siguiente cuadro podemos observar que la corriente eléctrica total a disminuido con respecto a la planta ineficiente desde 191,207.38 BTUH hasta 166,447.31 BTUH.

Tabla N° 3.7

CÁLCULO TEORICO DE PLANTA FRIGORIFICA INEFICIENTE EN EL DIAGRAMA DE MOLLIER				
	Qo	Wc	Qcond.	COP
H1	276907.5	41348.82	323381.386	6.69
CMP	187510.64	30538.12	222893.244	6.14
SP	142186.89	18915.11	166693.448	7.517
H2	221526	5001472	280384.735	4.42
CPT	179682.91	50390.61	232311.87	3.56
SUMATORIA	1007813.94	191207.38	1225664.683	

Fuente: Elaboración propia

Tabla N° 3.8

CÁLCULO TEORICO DE PLANTA FRIGORIFICA EFICIENTE EN EL DIAGRAMA DE MOLLIER						
	Qo	Wc	Qcond.	COP	Tev	Tco
H1	276907.5	38464.02	315370.964	7.19	39.2°F 4°C	105.8°F 41°C
CMP	187510.64	27450	214712.69	6.83	30.92°F -0.6°C	98°F 36.66°C
SP	142186.89	16447.92	158634.8	8.64	50°F 10°C	105.8°F 41°C
H2	221526	42117.66	266084.33	5.26	24.8°F 41°C	105.8°F 41°C
CPT	179682.91	41967.71	221650.13	4	25.52°F -3.6°C	123.8°F 51°C
SUMATORIA	1007813.94	166447.31	1176452.914			

Fuente: Elaboración propia

CAPITULO IV METODOLOGIA

4.1 Tipo de Investigación

La investigación corresponde al tipo explicativa que tiene como propósito buscar las relaciones de causa y efecto entre las variables del objeto de estudio en este estudio el investigador no manipula las variables. En algunas investigaciones se determinara la correlación de las variables sin encontrar causalidad, aunque desde el punto de vista sistémico existe relación entre las variables que integran un objeto o sistema. Buscando que las soluciones generen eficiencia o productividad, basada en el diseño de una empresa agroindustrial para la conservación de espárrago fresco refrigerado.⁽¹⁹⁾

4.1.1 Datos de Comercio Exterior y Proyección futura

Tabla N° 4.1

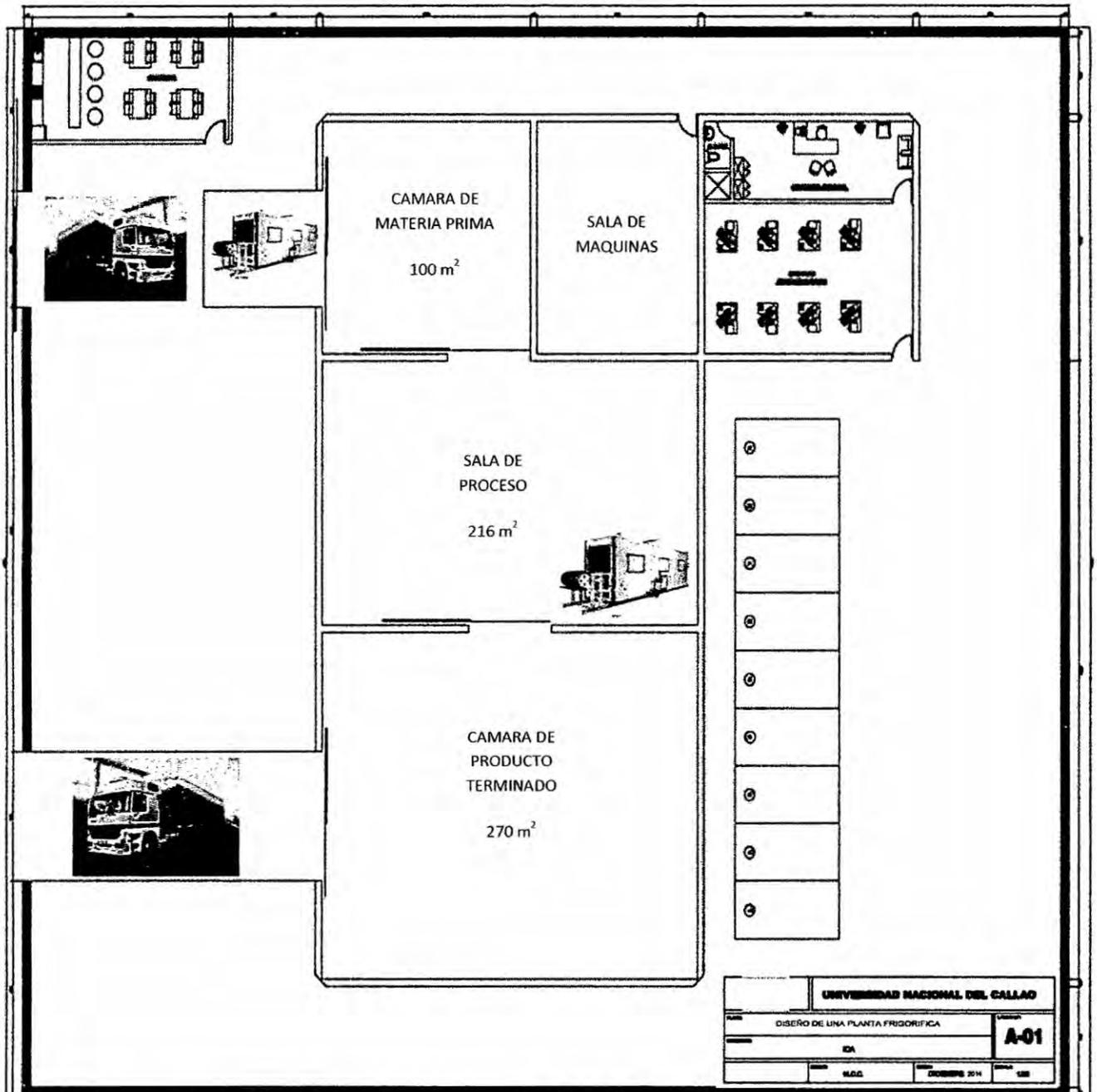
COMERCIO PERÚ						
PRINCIPALES EMPRESAS EXPORTADORAS			PRINCIPALES MERCADOS			
Empresa	%Var 13-12	%Part 13	Mercado	%Var 13-12	%Part 13	FOB-13 (miles US\$)
COMPLEJO AGROINDUSTRIAL BETA S.A.	59%	17%	Estados Unidos	20%	62%	253,611.36
SOCIEDAD AGRICOLA DROKASA S.A.	43%	6%	Reino Unido	75%	12%	51,220.99
DANPER TRUJILLO S.A.C.	8%	5%	Países Bajos	-6%	11%	44,115.71
CAMPOSOL S.A.	-12%	5%	España	9%	6%	23,469.22
AGRICOLA LA VENTA S.A.	13%	4%	Japón	28%	2%	6,738.51
GLOBAL FRESH S.A.C.	15%	4%	Australia	15%	2%	6,553.97
AGRICOLA CHAPI S.A.	21%	3%	Bélgica	106%	1%	4,135.87
AGRO PARACAS S.A.	12%	3%	Brasil	18%	1%	3,581.22
PEAK QUALITY DEL PERU S.A.	9%	3%	Francia	-11%	1%	2,577.81
Otras Empresas (96)	-	42%	Otros Países (33)	-	4%	16,048.28
<small>Fuente: SUNAT</small>			<small>Fuente: SUNAT</small>			

Fuente: Promperú

¹⁹ Ciro Espinoza Montes. Metodología de Investigación Tecnológica. Pensando en sistemas. 2014

1.2 Diseño de la Planta Frigorífica

Figura N°4.1 Plano de Diseño de la Planta Frigorífica



Fuente: Elaboración propia

4.2.1 Diseño de Hidrocooler de materia prima, selección de equipos

Los factores que afectan a las características del esparrago, se advierte de los problemas que origina la alta actividad metabólica en las 24 horas siguientes a la recolección y de la conveniencia del rápido enfriamiento del producto y mantenimiento de este a temperaturas inferiores a los 5°C.

La actividad respiratoria suele medirse por el consumo de oxígeno, o la producción de dióxido de carbono presentado en los vegetales.

Es también conveniente tratar el agua de lavado con algún agente germicida, de ahí que el aclarado sea importante para evitar sabores residuales.

En este proceso se ha adoptado la opción de lavar enfriando con “hidrocooler” para mejorar el enfriamiento del producto final y reducir el tiempo de enfriamiento del mismo. con esto asegurar su conservación para su consumo en estado fresco.

HIDROCOOLER DE MATERIA PRIMA

Características:

Producto: 30000 kg esparrago fresco por turno

Producto por hora= 3750 kg./hr.

Temp. Exterior =30°C

Humedad relativa exterior = 40%

Temp. Interior = 10°C

Humedad relativa interior = 85% - 90%

Calor específico del esparrago = 0.93 kcal/ kg.C

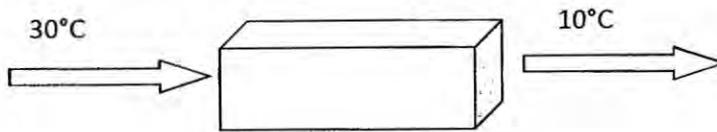
Temp. Piso = 15°C

Régimen de trabajo = 8 horas /día

DT = 6°C

Refrigerante = R134a

DESARROLLO



CONSIDERAN DO

$$Q = 3750 \frac{\text{kg}}{\text{hr}} \times 0.93 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}^\circ\text{C}} \times (30 - 10)^\circ\text{C}$$

$$Q = 69750 \frac{\text{kcal}}{\text{hr}} = 276907.5 \frac{\text{btu}}{\text{hr}}$$

$$Q = 500 \text{ GPM} \times \Delta T$$

$$276907.5 = 500 \text{ GPM} (2 \times 1.8)^\circ\text{F}$$

$$\text{GPM} = 153.83$$

Potencia Aproximada de la unidad Condensadora:

$$\text{según factor: } 8000 \frac{\text{btu}}{\text{hr}} / \text{HP}$$

$$\therefore \frac{276907.5}{8000} = 34.6 \text{ HP}$$

Equipo a utilizar: R-134 a de media temperatura con recalentamiento y subenfriamiento de 5°C (9°F)

$$T_{\text{cond}} = T_{\text{amb}} + 11^\circ\text{C}$$

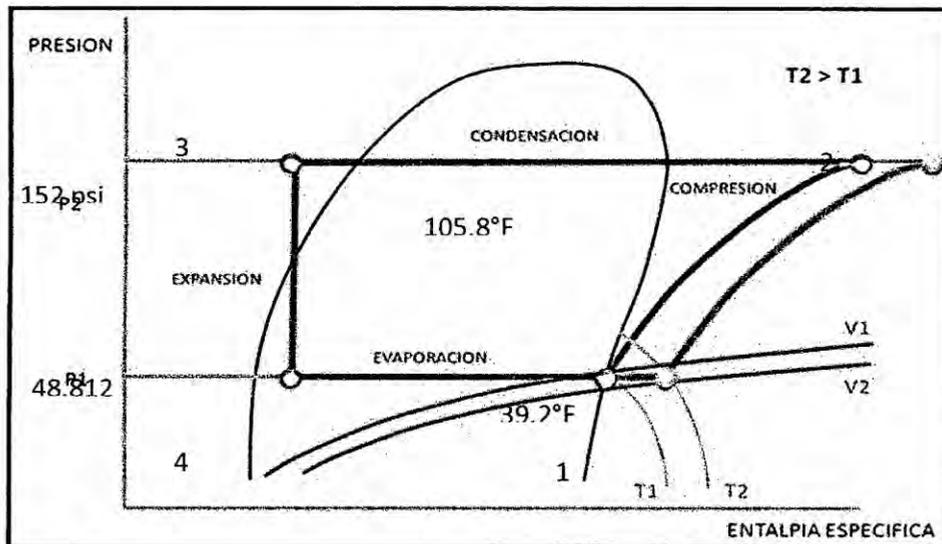
$$T_{\text{cond}} = 30 + 11 = 41^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{evap}} = 10^\circ\text{C} - DT(6^\circ\text{C})$$

$$T_{\text{evap}} = 4^\circ\text{C} = 39.2^\circ\text{F}$$

$$T_{\text{cond}} = 41^\circ\text{C} = 105.8^\circ\text{F}$$

Fig. 4.2 Diagrama de mollier para hidrocooler de materia prima



Fuente: Elaboración propia

Calculando h_1 , v_1 a 48psi:

$$40 \dots\dots 109.7$$

$$44.2 \dots X$$

$$50 \dots\dots 111.8$$

$$\frac{50 - 40}{50 - 44.2} = \frac{111.8 - 109.7}{111.8 - X}$$

$$X = h_1 = 110.58 \frac{btu}{lb}$$

$$0.2322 - Y = 2.378 \times 10^{-3}$$

$$Y = S_1 = 0.2298$$

$$1.27926 - Z = 0.01914$$

$$Z = v_1 = 1.2601$$

Calculando h_2 , $v_2, s_1=s_2$ a 141.109 psi :

$$0.2234 \dots\dots 118.9$$

$$0.2247 \dots\dots X$$

$$0.2279 \dots\dots 121.40$$

$$\frac{0.2279 - 0.2234}{0.2279 - 0.2247} = \frac{121.4 - 118.9}{121.4 - X}$$

$$1.406(121.4 - X) = 1.778$$

$$X = h_2 = 119.62 \frac{btu}{lb}$$

Cálculo del m_R :

$$Q_O = m_R (h_1 - h_4)$$

$$276907.5 = m_R \times (110.58 - 45.5)$$

$$m_R = 4254.87 \frac{lb}{hr.}$$

Cálculo de la potencia de Consumo:

$$W_C = m_R \times (h_2 - h_1)$$

$$W_C = 4254.87(119.62 - 110.58)$$

$$W_C = 38464.02 \frac{btu}{hr.}$$

aproximado a 15 HP

para HP(us)

$$\times 0.000392$$

Cálculo de la Eficiencia Volumétrica λ

con un factor de seguridad F.S :1.35(Accionamiento Mecánico Eléctrico)

$$r_c = \frac{141.109}{48.812} = 2.89 \cong 3 \therefore \lambda = 80\%$$

$$COP = \frac{Q_o}{W_c} = \frac{276907.5}{38464.02} = 7.19, (cop\ excelente\ a\ presiones\ altas)$$

Entonces, la Potencia Real(Potencia del Motor de Accionamiento)

$$Potencia\ Real = \frac{15 \times 1.35}{0.8} = 25.31HP$$

Unidad Condensadora (U.C): 25.3HP=25HP

Unidad Evaporadora (U.E): Buco a seleccionar con los siguientes datos:

$$Q_o = 276907.5 \frac{btu}{hr}$$

$$T_R = 4^\circ C (39.2^\circ F)$$

$$T_{co} = 41^\circ C (105.8^\circ F)$$

$$T_{H_2O} = 4^\circ C$$

$$CAUDAL = 153.8gpm$$

4.2.2. Diseño de la cámara frigorífica de Materia Prima de la Planta, Selección de Equipos

Planteamos una cámara frigorífica del producto que ingresa de la cosecha en el campo, al cual se le debe lavar con agua tratada para retirar la tierra y microorganismos indeseables además de bajarle la temperatura en una cámara de pre-frio hasta una temperatura intermedia a la de la conservación final, se diseñaran 02 cámaras la primera llamada de pre-frio y la segunda cámara denominada Cámara de Producto Terminado,

empezando nuestro diseño por la primera cámara de pre- Frío con las siguientes características:

CAMARA DE MATERIA PRIMA

Características:

Dimensiones : 10 x 10 x 4

Producto: 30000 kg esparrago fresco

Temp. Exterior =30°C

Humedad relativa exterior = 40%

Temp. Interior = 5°C

Humedad relativa interior = 85% - 90%

Calor especifico del esparrago = 0.93 kcal/ kg.°C

Temp. Piso = 15°C

Tipo de Aislamiento = Poliuretano

Conductividad térmica del poliuretano con cobertura = 0.034 kcal /
m.hr.°C

Régimen de trabajo = 18 horas /día

Horas de funcionamiento por día = 16 horas

Refrigerante = R134a

Diferencial de temperatura del evaporador = 6°C (10.8°F)

CALCULOS PREVIOS

CALCULO DEL ESPESOR DE AISLAMIENTO

Como se trata de una temperatura de conservación sobre el punto de congelamiento del espárrago, utilizaremos la siguiente fórmula:

$$\delta = \frac{(T_{ext} - T_{int}) \cdot K \cdot 100}{8 - 9}$$

Referencia (4) página 362

Temp. En °C

K= 0.034 kcal /hr. °C.m

$$\delta = \frac{(30 - 5) \times 0.034 \times 100}{8 - 9} = \frac{^{\circ}\text{C} \times \frac{\text{kcal}}{\text{hr} \cdot \text{m} \cdot ^{\circ}\text{C}} \times \text{m}}{\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{hr}}}$$

$$\delta_8 = 10.625 \text{cm}$$

$$\delta_9 = 9.44 \text{cm}$$

Se elije $\delta_{8,9} = 10$ cm de espesor de poliuretano.

Cálculo del Coeficiente global de transferencia de calor

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{\alpha_e} + \sum_i \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_i}$$

Donde:

α_e = Coeficiente de transferencia de calor por convección desde el aire a la pared en el sitio caliente $\left(\frac{kcal}{m^2 \cdot hr \cdot ^\circ C}\right)$

α_i = Coeficiente de transferencia de calor por convección desde el aire en el sitio frío $\left(\frac{kcal}{m^2 \cdot hr \cdot ^\circ C}\right)$

λ_i = coeficiente de conductividad termica de cualquier capa de material sólido en la estructura $\left(\frac{kcal}{m \cdot hr \cdot ^\circ C}\right)$

∂_i = Espesor de cualquier capa (m)

Para condiciones normales de trabajo se toma:

$$\alpha_i = 8 \frac{kcal}{hr \cdot m^2 \cdot ^\circ C} \text{ y el } \alpha_e = 25 \frac{kcal}{hr \cdot m^2 \cdot ^\circ C}$$

Considerando como única capa el espesor del Poliuretano en 10cm.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{8} + \frac{1}{25} + \frac{0.10}{0.034} = 3.1061$$

$$U = 0.3219 \frac{kcal}{hr \cdot m^2 \cdot ^\circ C}$$

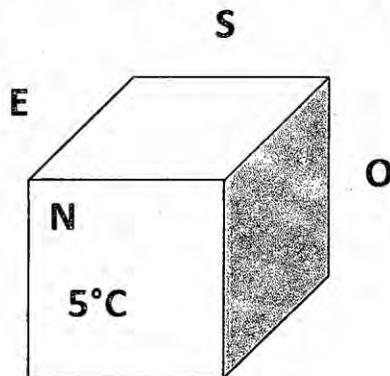
Calculo del Diferencial de Temperatura (DT.) que relaciona la humedad relativa (HR.) para el producto, de la siguiente tabla Referencia (3) pag. 195

Con los datos HR. (85% a 90%) y elegimos: DT=6°C Evaporador de tubo y aletas.

CÁLCULO DE LA CARGA TÉRMICA DE LA CÁMARA DE MATERIA PRIMA

- a) Ganancia de calor por Paredes
- b) Ganancia de calor por Infiltración de aire
- c) Ganancia de calor por Producto
- d) Ganancia de calor por los Ventiladores del Evaporador
- e) Ganancia de calor por Personas
- f) Ganancia de calor por Iluminación
- g) Ganancia de calor por Misceláneos

A. GANANCIA DE CALOR POR PAREDES.



DIMENSIONES: 10m x 10m x 4m

Utilizando las medidas exteriores y la siguiente tabla.

Tabla de Temperaturas en los distintos parámetros según la situación de la pared o según se trate de techo o suelo, Referencia (3) pág. 418

SUPERFICIE	ORIENTACION	TEMPERATURA
PAREDES	NORTE	0.6xTec
	SUR	Tec + 5
	ESTE	0.8xTec
	OESTE	Tec + 8
TECHO		Tec + 12
PISO		(Tec + 15) / 2

$$T_{ec} = 0.4T_{MEDIA} + 0.6T_{MAXIMA}$$

$$T_{ec} = 0.4 \times 23.07 + 0.6 \times 27.6$$

$$T_{ec} = 25.788 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Temperaturas según su Orientación:

$$T_{NORTE} = 0.6 \times T_{ec}$$

$$T_{NORTE} = 0.6 \times 25.788 = 15.47^\circ\text{C}$$

$$T_{SUR} = T_{ec} + 5$$

$$T_{SUR} = 25.788 + 5 = 30.788^\circ\text{C}$$

$$T_{ESTE} = 0.8 \times T_{ec}$$

$$T_{ESTE} = 0.8 \times 25.788^\circ\text{C} = 20.63^\circ\text{C}$$

$$T_{OESTE} = T_{ec} + 8$$

$$T_{OESTE} = 25.788 + 8 = 33.788^\circ\text{C}$$

$$T_{TECHO} = T_{ec} + 12$$

$$T_{TECHO} = 25.788 + 12 = 37.788^\circ\text{C}$$

$$T_{PISO} = \frac{(T_{ec} + 15)}{2}$$

$$T_{PISO} = \frac{(25.788 + 15)}{2} = 20.394^\circ\text{C}$$

Ganancia de calor por Paredes según su orientación:

$$Q = AREA \times U \times \Delta T$$

$$Q_{NORTE} = 10 \times 4 \times 0.3219 \times (15.47 - 5) = 134.82 \frac{kcal}{hr.}$$

$$Q_{SUR} = 10 \times 4 \times 0.3219 \times (30.788 - 5) = 332.05 \frac{kcal}{hr.}$$

$$Q_{ESTE} = 10 \times 4 \times 0.3219 \times (20.63 - 5) = 201.25 \frac{kcal}{hr.}$$

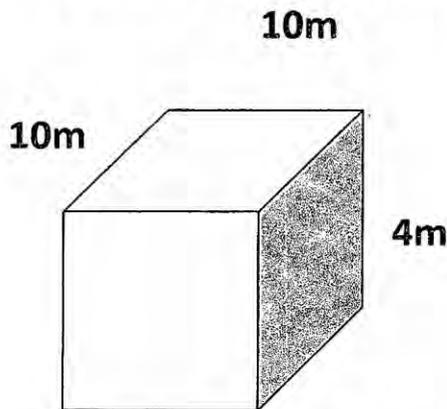
$$Q_{OESTE} = 10 \times 4 \times 0.3219 \times (33.788 - 5) = 370.67 \frac{kcal}{hr.}$$

$$Q_{TECHO} = 10 \times 10 \times 0.3219 \times (37.788 - 5) = 1055.45 \frac{kcal}{hr.}$$

$$Q_{PISO} = 10 \times 10 \times 0.3219 \times (20.394 - 5) = 495.533 \frac{kcal}{hr.}$$

$$Q_{TOTAL \times PAREDES} = 2589.773 \frac{kcal}{hr.}$$

GANANCIA DE CALOR POR INFILTRACIÓN DE AIRE.



DIMENSIONES: 10m x 10m x 4m

$$Q_{INFILTRACION} = \frac{V}{v_i} \times NC \times (h_{EXTERIOR} - h_{INTERIOR}) \dots \dots \text{Referencia Rafin}$$

NC= Cambios de Aire

H= Entalpias

V=volumen de la cámara

v_i = volumen específico

LARGO : $10 - 0.2 = 9.8\text{m}$

ANCHO : $10 - 0.2 = 9.8\text{m}$

ALTO : $4 - 0.1 = 3.9\text{m}$

$V = 9.8 \times 9.8 \times 3.9$

$V = 374.55\text{m}^3$

$V = 13226.84 \text{ pie}^3$

Hallando (v_i) :Referencia(8) A-19

$$v_i = 1.269 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$v_i = 1.269 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times \frac{0.062412 \text{ lb} / \text{pie}^3}{\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = \left(0.0792 \frac{\text{lb}}{\text{pie}^3} \right)^{-1}$$

$$v_i = 12.6261 \frac{\text{pie}^3}{\text{lb.}}$$

Hallando (NC) : Referencia(4),

10000.....4.9

1322684...X

15000.....3.9

$$\frac{15000 - 13226.84}{15000 - 10000} = \frac{3.9 - X}{3.9 - 4.9}$$

$NC = X = 4.255$

Hallando entalpias h, usando Carta Psicrométrica:

$$\Delta h = T_{EXTERIOR} = 25.788^{\circ}C = 78.41^{\circ}F \rightarrow HR. = 40\% \rightarrow h_{EXTERIOR} = 28.1$$

$$\Delta h = T_{INTERIOR} = 5^{\circ}C = 41^{\circ}F \rightarrow HR. = 90\% \rightarrow h_{INTERIOR} = 15.1$$

$$Q_{INFILTRACDN} = \frac{13226.84}{12.6261} \times 4.255 \times (28.1 - 15.1) = 57946.84 \frac{btu}{dia} = 3219.27 \frac{btu}{hr.} = 810.899 \frac{kcal}{hr}$$

B. GANANCIA DE CALOR POR PRODUCTO

$$Q_P = m(kg) \times C_e \left(\frac{kcal}{kg^{\circ}C} \right) \times (T_{ING} - T_{CONS})$$

$$Q_P = 30000 \times 0.93 \times (30 - 5) = kg \times \frac{kcal}{kg^{\circ}C} \times ^{\circ}C = kcal$$

$$Q_P = 697500 \frac{kcal}{dia}$$

Referencia de cálculo:

$$Q_{PAREDES} = 2589.773 \frac{kcal}{hr} \times 24 \div 18 =$$

$$Q_{INFILTRACDN} = 57946.84 \frac{btu}{dia} \div 18 =$$

$$Q_{PRODUCTO} = 697500 \frac{kcal}{dia} \div 18 = 38750 \frac{kcal}{hr.}$$

GANANCIA DE CALOR POR VENTILADORES DEL EVAPORADOR

De 10 a 15 $\frac{kcal}{m^3 \cdot dia}$, utilizaremos 10 $\frac{kcal}{m^3 \cdot dia}$,referencia(3) pag.431

$$V_i = 374.55 m^3 \times 10 \frac{kcal}{m^3 \cdot dia}$$

$$Q_{VENTILACION} = 3745.50 \frac{kcal}{dia} \Rightarrow 208.08 \frac{kcal}{hr}$$

Nota: En la selección final del evaporador, se verá un ajuste de este valor para alta eficiencia

C. GANANCIA DE CALOR POR PERSONAS

$$Q_{PERSONAS} = \eta \times C \times N$$

η = numero de personas = 5 personas

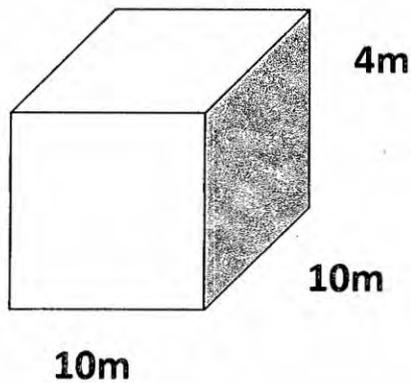
C = Calor de personas a $5^{\circ}c$ $\left[206 \frac{kcal}{hr.} \right]$, Re ferencia(3) pag. 432

N = Tiempo de permanencia por turno = 8 horas

$$Q_{PERSONAS} = 5 \times 206 \times 8 = 8240 \frac{kcal}{dia}$$

$$Q_{PERSONAS} = 457.78 \frac{kcal}{hr}$$

D. GANANCIA DE CALOR POR ILLUMINACIÓN



$$\text{Área} = 100 \text{ m}^2$$

Flujo Total

$$\phi_T = \frac{E \times S}{\mu \times M} \dots \text{Referencia(9) capítulo 6-4}$$

E= Intensidad luminosa

S= Área

ϕ_L = flujo luminoso

μ = coeficiente de utilización

M= coeficiente de mantenimiento

$$\phi_T = \frac{E \times S}{\mu \times M} = \frac{40 \times 100}{0.42 \times 0.75} = 12698 \text{ lumene.}$$

Considerando lámparas fluorescentes de alta emisión de 30w, y 220v,

ϕ_L =1280 lúmenes, entonces:

$$\text{Numero de lamparas} = \frac{\phi_T}{\phi_L} = \frac{12698}{1280}$$

$$\text{Numero de lamparas} = 10 \text{ Lamparas} \quad \dots \text{Referencia (6) pag 181}$$

$$\text{Potencia} = 10 \times 30 = 300 \text{ vatios} = 0.3 \text{ kw}$$

Calor por Iluminación, Referencia (6) pag 181

$$Q_{ILUMINACION} = 860 \times 0.3 \text{ kw} \times 8 = 2064 \frac{\text{kcal}}{\text{dia}}$$

$$Q_{ILUMINACION} = 114.67 \frac{\text{kcal}}{\text{hr}}$$

GANANCIA DE CALOR POR MISCELANEOS

$$Q_{MISCELANEO} = 0.1[Q_{PAREDES} + Q_{INFILTRACION} + Q_{PRODUCTO}]$$

$$Q_{MISCELANEO} = 0.1 \left[2589.733 \times \left(\frac{24}{18} \right) + 14596.18 \times \left(\frac{1}{18} \right) + 38750 \right]$$

$$Q_{MISCELANEO} = 0.1(3453.03 + 810.89 + 38750)$$

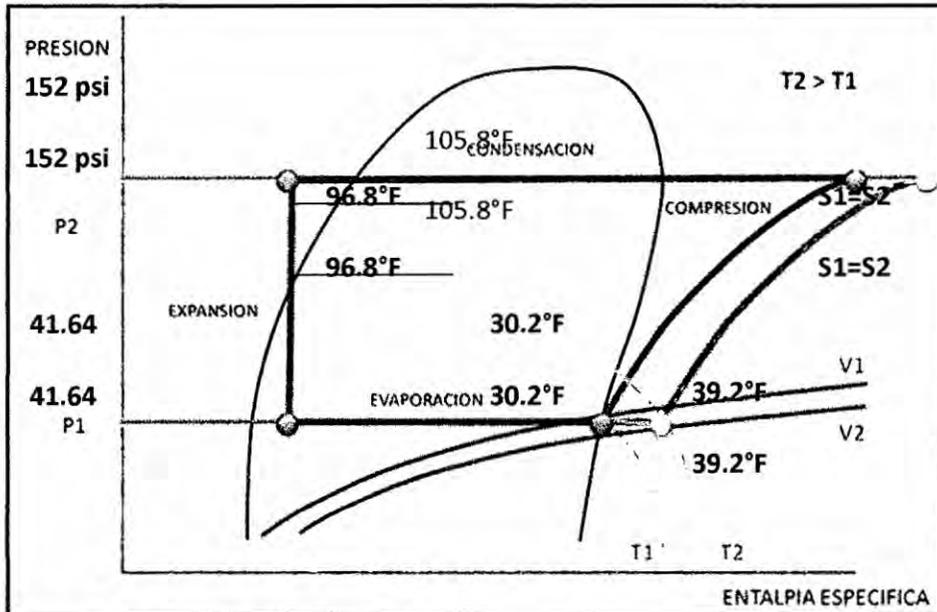
$$Q_{MISCELANEO} = 4301.39 \frac{kcal}{hr.}$$

$$\sum_{TOTAL} = 2589.773 + 810.89 + 38750 + 208.08 + 457.77 + 114.67 + 4301.39$$

$$\sum_{TOTAL} = 47231.9 \frac{Kcal}{hr}$$

$$\sum_{TOTAL} = 187510.64 \frac{Btu}{hr}$$

Fig. N° 4.3 Diagrama de mollier para la cámara de materia prima



Fuente: Elaboración propia

Calculando h_1 , $v_{i,s1}$ a 41.64 psi:

$$30 \dots\dots\dots 107.5$$

$$39.92 \dots\dots\dots X$$

$$40 \dots\dots\dots 109.6$$

$$\frac{40 - 30}{40 - 39.92} = \frac{109.6 - 107.5}{109.6 - X}$$

$$X = h_1 = 109.58 \frac{btu}{lb}$$

$$0.2258 - Y = 0.0004$$

$$Y = S_1 = 0.2269 \frac{btu}{lb}$$

$$v_i = 0.81793 \frac{pie^3}{lb}$$

Calculando h_2 , $v_{i,s1}=s_2$ a 152.64psi:

$$X = h_2 = 119.5 \frac{btu}{lb}$$

$$S_2 = 0.2269 \frac{btu}{lb}$$

Hallando h_3 y h_4 a 96.8°F.

$$h_3 = h_4 = 44.1 \frac{btu}{lb}$$

Cálculo del m_R :

$$Q_O = m_R (h_1 - h_A)$$

$$187510.64 = m_R \times (109.58 - 44.1)$$

$$m_R = 2745 \frac{lb}{hr}$$

Cálculo de la potencia de Consumo:

$$\dot{W}_c = \dot{m}_R \times (h_2 - h_1)$$

$$\dot{W}_c = 2745(119.5 - 1109.5)$$

$$\dot{W}_c = 27450 \frac{btu}{hr.}$$

aproximado a 10 HP

para HP(us)

x 0.000392

Considerando la Eficiencia Volumétrica λ :

con un factor de seguridad F.S:1.35 (Accionamiento Mecánico Eléctrico)

$$r_c = \frac{\text{Presión alta absoluta}}{\text{Presión baja absoluta}}$$

$$r_c = \frac{134.64}{41.64} = 3.23 \cong 3 \therefore \lambda = 83\%$$

$$COP = \frac{Q_o}{W_c} = \frac{187510.64}{27450} = 6.83 \text{ (excelente cop a presiones altas)}$$

Entonces, la Potencia Real (Potencia del Motor de Accionamiento)

factor de servicio motor de accionamiento (fs)

$$fs = 1.35$$

$$\text{Potencia Real} = \frac{12HP \times 1.35}{0.83} = 19.51HP \text{ (Potencia del motor de accionamiento)}$$

$$\text{Potencia Real Aprox.} = 19HP$$

4.2.3 Diseño de la Sala de Proceso, Selección de Equipos

Una calidad garantizada se traduce en un ahorro importante de los costos derivados de la producción o consumo de productos en mal estado. Los consumidores reducen sus gastos en alimentos desechados, atención de salud, medicamentos y pérdidas de días de trabajo mientras que los industriales evitan una mala publicidad y descredito entre los consumidores, disminuyen sus pérdidas de mercaderías, mejoran sus ventas, evitan pérdidas de tiempo en la producción y reducen los costos por demandas legales.

Para lograr este objetivo de calidad, existen normas elementales que los productores, industriales o manipuladores de alimentos deben adoptar estas son las BUENAS PRACTICAS DE MANUFACTURA (BPM).

El BPM tiene como objetivo establecer criterios generales de prácticas de higiene y procedimientos para la manufactura de alimentos inocuos saludables y sanos destinados al consumo humano que hayan sido sometidos a algún proceso industrial.

La incorporación del BPM en la sala de proceso contribuirá en la calidad en la cadena de conservación para el procesamiento de espárrago con las siguientes especificaciones técnicas que se detallan a continuación:

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

SALA DE PROCESO

Dimensiones: 18 x 12 x 4

Producto: 30000 kg esparrago fresco por turno

Producto por hora= 3750 kg. /hr.

02 Equipos por fajas transportadoras de 12m de longitud

Velocidad de la faja de 1.6m/seg.

Personal en sala de 100 personas debidamente uniformados

Temp. Exterior =30°C

Humedad relativa exterior = 40%

Temp. Interior = 15°C

Humedad relativa interior = 50%

Calor específico del esparrago = 0.93 kcal/ kg.°C

Temp. Piso = 18°C...Referencia (3) pag.418

Tipo de Aislamiento = Poliuretano

Conductividad térmica del poliuretano con cobertura = 0.034 kcal /
m.hr.°C

Régimen de trabajo = 18 horas /día

Horas de Operación por día = 16 horas

Refrigerante = R134a

Diferencial de temperatura en el evaporador = 6°C (10.8°F)

CALCULOS PREVIOS

CALCULO DEL ESPESOR DE AISLAMIENTO

Como se trata de una temperatura de conservación sobre el punto de congelamiento del espárrago, utilizaremos la siguiente fórmula:

$$\delta = \frac{(T_{ext} - T_{int}) K \times 100}{8-9}$$

Referencia (4) página 362

Temp. En °C

K= 0.034 kcal /hr.°C.m

$$\delta = \frac{(30-5) \times 0.034 \times 100}{8-9} = \frac{^{\circ}\text{C} \times \frac{\text{kcal}}{\text{hr.m.}^{\circ}\text{C}} \times \text{m}}{\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{hr}}}$$

$$\delta_8 = 10.525 \text{ cm}$$

$$\delta_9 = 9.45 \text{ cm}$$

Se elige $\delta_{8,9} = 10 \text{ cm} = 0.1 \text{ m}$ de espesor de poliuretano.

Cálculo del Coeficiente global de transferencia de calor

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{\alpha_e} + \sum_i \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_i}$$

Donde:

α_e = Coeficiente de transferencia de calor por convección desde el aire a la pared en el sitio caliente $(kcal/m^2.hr.^{\circ}C)$

α_i = Coeficiente de transferencia de calor por convección desde el aire en el sitio frío $(kcal/m^2.hr.^{\circ}C)$

λ_i = Coeficiente de conductividad térmica de cualquier capa de material sólido en la estructura $(kcal/m.hr.^{\circ}C)$

δ_i = Espesor de cualquier capa (m)

Para condiciones normales de trabajo se toma:

$$\alpha_i = 8 kcal/hr.m^2.^{\circ}C \text{ y el } \alpha_e = 25 kcal/hr.m^2.^{\circ}C$$

Considerando como única capa el espesor del Poliuretano en 10cm.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{8} + \frac{1}{25} + \frac{0.06}{0.034} = 1.92970$$

$$U = 0.518 \frac{kcal}{hr.m^2.^{\circ}C}$$

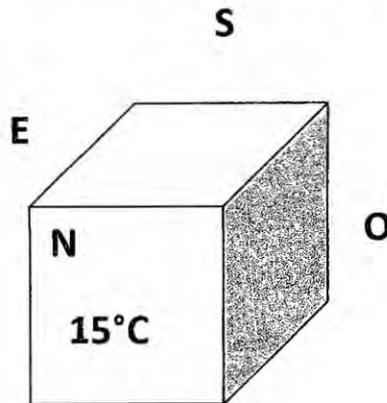
Calculo del Diferencial de Temperatura (DT.) que relaciona la humedad relativa (HR.) para el producto, de la siguiente tabla Referencia (3) pag. 195

Con los datos HR. (50%) y elegimos: DT=6°C Evaporador de tubos y aletas,

CÁLCULO DE LA CARGA TÉRMICA DE LA SALA DE PROCESO.

- a) Ganancia de calor por Paredes
- b) Ganancia de calor por Infiltración de aire
- c) Ganancia de calor por los Ventiladores del Evaporador
- d) Ganancia de calor por Personas
- e) Ganancia de calor por Iluminación
- f) Ganancia de calor por Ventilación

A. GANANCIA DE CALOR POR PAREDES.



DIMENSIONES: 18m x 12m x 4m

$$Q = U \times AREA \times \Delta T$$

$$Q_{NORTE} = 0.518 \times 12 \times 4 \times (30 - 15) = 372.96 \frac{kcal}{hr.}$$

$$Q_{SUR} = 0.518 \times 12 \times 4 \times (30 - 15) = 372.96 \frac{kcal}{hr.}$$

$$Q_{ESTE} = 0.518 \times 10 \times 4 \times (5 - 15) + 0.518 \times 8 \times 4 \times (20 - 15) = -124.32 \frac{kcal}{hr.}$$

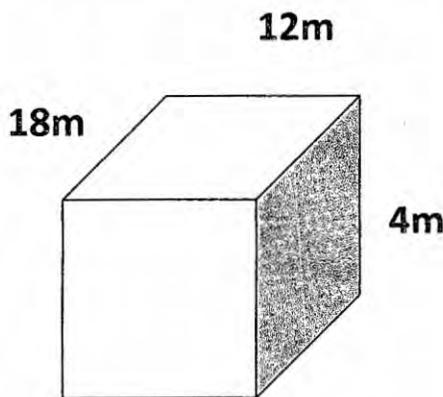
$$Q_{OESTE} = 0.518 \times 18 \times 4 \times (2 - 15) = -484.84 \frac{kcal}{hr.}$$

$$Q_{TECHO} = 0.518 \times 2 \times 16 \times (30 - 15) = 1678.32 \frac{kcal}{hr.}$$

$$Q_{PISO} = 0.518 \times 18 \times 12 \times (18 - 15) = 335.66 \frac{kcal}{hr.}$$

$$Q_{TOTAL \times PAREDES} = 2150.74 \frac{kcal}{hr.} = 51617.76 \frac{kcal}{dia}$$

B. GANANCIA DE CALOR POR INFILTRACIÓN DE AIRE.



DIMENSIONES: 18m x 12m x 4m

$$Q_{INFILTRACION} = \frac{V}{v_i} \times NC \times (h_{EXTERIOR} - h_{INTERIOR}) \dots \dots \text{Referencia Rafin}$$

NC= Cambios de Aire

H= Entalpias

V=volumen de la cámara

Vi= volumen específico

LARGO : $18 - 0.2 = 17.8\text{m}$

ANCHO: $12 - 0.2 = 11.8\text{m}$

ALTO: $4 - 0.1 = 3.9\text{m}$

$V=836.91 \text{ m}^3$

$V = 29554.73 \text{ pie}^3$

Cálculo de Números de cambios de Aire (NC), Referencia (4), DOSSAT,
pag.209

25000.....3.0

29554.73... X

30000.....2.7

$$\frac{30000 - 29554.73}{30000 - 25000} = \frac{2.7 - X}{2.7 - 3.0}$$

$X = NC = 2.726$

Calculo de las entalpias: h_{EXTERIOR} , h_{INTERIOR} , usando carta Psicrométrica:

$$T_{\text{EXT.}} = 30^{\circ}\text{C} = 86^{\circ}\text{F}, HR_{\text{EXT.}} = 40\% \rightarrow h_{\text{EXT}} = 32.5 \frac{\text{btu}}{\text{lb}}$$

$$T_{\text{INT}} = 15^{\circ}\text{C} = 59^{\circ}\text{F}, HR_{\text{INT.}} = 50\% \rightarrow h_{\text{INT}} = 20 \frac{\text{btu}}{\text{lb}}$$

Hallando (v_i) :Referencia(8) CRANE A-19

$$50 \dots\dots 0.0782$$

$$59 \dots\dots X$$

$$60 \dots\dots 0.0764$$

$$\frac{60 - 50}{60 - 59} = \frac{0.0764 - 0.0782}{0.0764 - X}$$

$$0.0764 - X = -0.0002$$

$$X = 0.0762 \frac{lb}{pie^3}$$

$$v_i = 13.11 \frac{pie^3}{lb}$$

$$Q_{INFILTRACION} = \frac{29554.73}{13.11} \times 42.726 \times (32.5 - 20) = 76817 \frac{btu}{dia} = 19349 \frac{kcal}{dia} = 3200.71 \frac{btu}{hr.}$$

C. GANANCIA DE CALOR POR VENTILADORES DEL EVAPORADOR

De 10 a 15 $\frac{kcal}{m^3 \cdot dia}$, utilizaremos 10 $\frac{kcal}{m^3 \cdot dia}$,referencia(3) pag.431

$$V = 12 \times 18 \times 4 m^3 \times 10 \frac{kcal}{m^3 \cdot dia}$$

$$Q_{VENTILACION} = 8640 \frac{kcal}{dia} \Rightarrow 360 \frac{kcal}{hr}$$

Nota: En la selección final del evaporador se verá un ajuste de este valor.

D. GANANCIA DE CALOR POR PERSONAS

$$Q_{PERSONAS} = \eta \times C \times N$$

$\eta = \text{numero de personas} = 100 \text{ personas}$

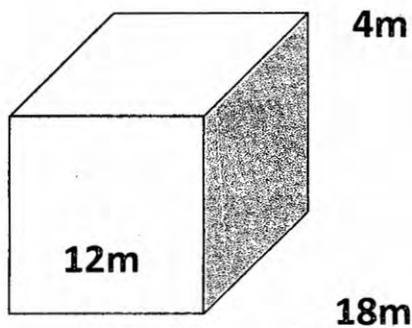
$C = \text{Calor de personas a } 15^{\circ}\text{c} \left[154 \frac{\text{kcal}}{\text{hr.}} \right], \text{Referencia(3) pag.432}$

$N = \text{Tiempo de permanencia por turno} = 8 \text{ horas}$

$$Q_{PERSONAS} = 100 \times 154 \times 8 = \frac{\text{kcal}}{\text{dia}}$$

$$Q_{PERSONAS} = 123200 \frac{\text{kcal}}{\text{hr}}$$

E. GANANCIA DE CALOR POR ILLUMINACIÓN



$$\text{Area} = 216 \text{ m}^2$$

Flujo Total

$$\phi_r = \frac{E \times S}{\mu \times M} \dots \text{Referencia (9) capítulo 6-4}$$

E= Intensidad luminosa

S= Área

ϕ_L = flujo luminoso

μ = constante

M= coeficiente de mantenimiento

$$\phi_T = \frac{E \times S}{\mu \times M} = \frac{100 \times 216}{0.42 \times 0.75} = 6857143 \text{ lumene:}$$

Considerando lámparas fluorescentes de alta emisión de 30w, y 220v,

ϕ_L =1280 lúmenes, entonces:

$$\text{Numero de lamparas} = \frac{\phi_T}{\phi_L} = \frac{68571}{1280}$$

Numero de lamparas = 54 Lamparas ...Referencia (6) pag 181

$$\text{Potencia} = 54 \times 30 = 1620 \text{ vatios} = 1.62 \text{ kw}$$

Calor por Iluminación, Referencia (6) pag 181

$$Q_{ILUMINACION} = 860 \times 1.62 \text{ kw} \times 8 = 11145.6 \frac{\text{kcal}}{\text{dia}}$$

$$Q_{ILUMINACION} = 464.4 \frac{\text{kcal}}{\text{hr}}$$

F. GANANCIA DE CALOR POR VENTILACIÓN

La manera de calcular la ventilación es por renovaciones o cambios del aire circundante, es por ello que para cada problema en ventilación se indican cantidades de renovaciones como base de partida.

Las renovaciones de aire hasta un número de 8 veces por hora, aseguran la eliminación de las poluciones provocadas por las personas. Los cambios de aire llevados a cabo con frecuencia aseguran la eliminación del calor y el vapor en las zonas cálidas. En los climas tropicales, la cifra de cambios por hora debe ser al menos duplicada.

Es evidente que el cuerpo humano autorregula su calor interno para mantener uniforme su temperatura dentro de una corta variación siendo su temperatura normal de 37°C y con cualquier alteración en más o en menos, de la citada cifra, el organismo humano puede sufrir serias consecuencias psicofísicas.

Por otro lado la capacidad de trabajo y la salud de la persona se ven disminuidas, si su actividad laborar se desenvuelve dentro de ambientes contaminados, bien sea por exceso de calor o por humos, polvo u otros agentes atmosféricos que pululan a su alrededor, destruyendo la pureza del aire que respira.

Se recomienda los cambios de aire del local en 15 CFM/persona

Cantidad de personas: 100

Cambios de Aire : 15cfm/ persona

$$100 \text{ personas} \times 15 \frac{\text{cfm}}{\text{persona}} = 1500 \text{ cfm}$$

$$\text{Calor Sensible: } Q_s = 1.1 \times \text{cfm} \times (T_{EXT} - T_{INT})$$

$$\text{Calor Latente: } Q_L = 0.68 \times \text{cfm} \times (w_2 - w_1)$$

$$\text{con } F.C.S. = 0.75 = \frac{Q_s}{Q_s + Q_L}$$

$$Q_s = 1.1 \times 1500 \times (30 - 15) \times 1.8 = 44550 \frac{\text{btu}}{\text{hr.}}$$

$$0.75 = \frac{44550}{44550 + Q_L}$$

$$33412.5 + 0.75Q_L = 44550$$

$$Q_L = 14850 \frac{\text{btu}}{\text{hr.}}$$

Comprobando :

$$0.75 = \frac{44550}{44550 + 14850} = 0.75 \dots \text{ok.}$$

$$Q_s = 44550 \frac{\text{btu}}{\text{hr}}$$

$$Q_L = 14850 \frac{\text{btu}}{\text{hr.}}$$

$$Q_{TOTAL} = 59400 \frac{\text{btu}}{\text{hr}} \rightarrow \times 24 \rightarrow 1425600 \frac{\text{btu}}{\text{dia}}$$

$$\Rightarrow \div 16 \frac{\text{hr.}}{\text{dia}} \rightarrow 89100 \frac{\text{btu}}{\text{hr.}} = 22443.324 \frac{\text{kcal}}{\text{hr.}}$$

Resumiendo :

$$\sum TOTAL = 51617.76 + 19349 + 8640 + 123200 + 11145.6 = 213952.36 \frac{\text{kcal}}{\text{dia}}$$

$$\text{Ganancia de Calor Total } Q_{TOTAL} = 213952.36 \frac{\text{kcal}}{\text{dia}}$$

$$\rightarrow \div 16 \rightarrow 13372.02 \frac{\text{kcal}}{\text{hr.}}$$

Ganancia por Ventilación :

$$22443.32 \frac{\text{kcal}}{\text{hr.}}$$

$$Q_{TOTAL} = 13372.02 + 22443.02$$

$$Q_{TOTAL} = 35815.34 \frac{\text{kcal}}{\text{hr.}} \cong 17.9HP \cong 20HP$$

$$Q_{TOTAL} = 142186.89 \frac{\text{btu}}{\text{hr}}$$

Refrigerante a utilizar: R-134a de media temperatura con recalentamiento
 y subenfriamiento de 5°C (9°F)

$$T_{cond} = T_{amb} + 11^{\circ}\text{C}$$

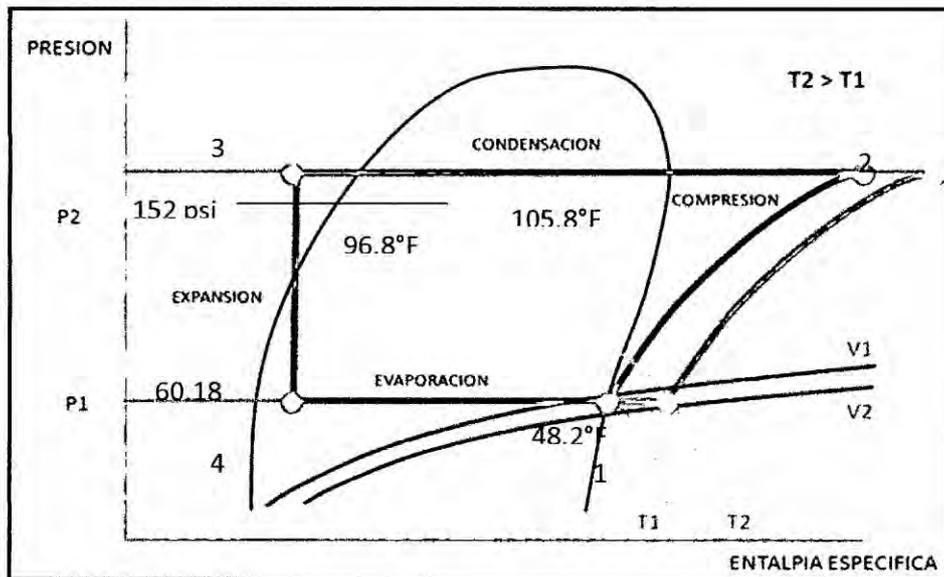
$$T_{cond} = 30 + 11 = 41^{\circ}\text{C}$$

$$T_{evap} = 15^{\circ}\text{C} - DT(6^{\circ}\text{C})$$

$$T_{evap} = 15 - 6 = 9^{\circ}\text{C} = 48.2^{\circ}\text{F}$$

$$T_{cond} = 41^{\circ}\text{C} = 105.8^{\circ}\text{F}$$

Fig. N° 4.4 Diagrama de mollier para la Sala de proceso



Fuente: Elaboración propia

Calculando h_1 , v_1 a 60.18psi:

$$50 \dots\dots 110.2$$

$$59 \dots\dots X$$

$$60 \dots\dots 111.8$$

$$\frac{60 - 50}{60 - 59} = \frac{112.4 - 110.62}{112.4 - X}$$

$$X = h_1 = 112.22 \frac{btu}{lb}$$

$$0.2258 - Y = 0.0004$$

$$Y = S_1 = 0.2254 \frac{btu}{lb}$$

$$v_i = 0.81793 \frac{pie^3}{lb}$$

Calculando h_2 , v_i , $s_1=s_2$ a 141.109 psi:

$$110 \dots\dots 118.9$$

$$114.8 \dots\dots X$$

$$120 \dots\dots 121.4$$

$$\frac{120 - 110}{120 - 114.8} = \frac{121.4 - 118.9}{121.4 - X}$$

$$121.4 - X = 1.30$$

$$X = h_2 = 120.1 \frac{btu}{lb}$$

$$S_2 = 0.2254 \frac{btu}{lb}$$

hallando v_2 :

$$0.2234 \dots\dots 0.35042$$

$$0.2254 \dots\dots Y$$

$$0.2279 \dots\dots 0.36266$$

$$Y = v_2 = 0.3559 \frac{pie^3}{lb}$$

Hallando h_3 y h_4 a 96.8°F

$$h_3 = h_4 = 44.1 \frac{btu}{lb}$$

Cálculo del m_R :

$$Q_O = \dot{m}_R (h_1 - h_4)$$

$$142186.89 = \dot{m}_R \times (112.22 - 44.1)$$

$$\dot{m}_R = 2087.30 \frac{lb}{hr.}$$

Cálculo de la potencia de Consumo:

$$\dot{W}_C = \dot{m}_R \times (h_2 - h_1)$$

$$\dot{W}_C = 2087.30(120.1 - 112.22)$$

$$\dot{W}_C = 16447.92 \frac{btu}{hr.}$$

aproximada 7 HP

para HP(us)

x 0.000392

Entonces, la Potencia Real (Potencia del Motor de Accionamiento)

factor de servicio motor de accionamiento (fs)

fs = 1.35

$$PotenciaReal = \frac{7HP \times 1.35}{0.83} = 11.38HP (Potencia del motor de accionamiento)$$

Potencia Real Aprox. = 11HP

4.2.4 Diseño de Hidrocooler de producto procesado, selección de equipos

Los factores que afectan a las características del esparrago, se advierte de los problemas que origina la alta actividad metabólica en las 24 horas siguientes a la recolección y de la conveniencia del rápido enfriamiento del producto y mantenimiento de este a temperaturas inferiores a los 5°C.

La actividad respiratoria suele medirse por el consumo de oxígeno, o la producción de dióxido de carbono presentado en los vegetales.

Es también conveniente tratar el agua de lavado con algún agente germicida, de ahí que el aclarado sea importante para evitar sabores residuales.

En este proceso se ha adoptado la opción de lavar enfriando con “hidrocooling” o Hidrocooler para mejorar el producto final y reducir la entrada de calor a la cámara de almacenamiento de Productos terminados y con esto asegurar su conservación por largos periodos conservando su calidad e integridad.

HIDROCOOLER DE PRODUCTO PROCESADO

Características:

Producto: 30000 kg esparrago fresco por turno

Producto por hora= 3750 kg./hr.

Temp. Exterior =30°C

Humedad relativa exterior = 40%

Temp. Interior = 2°C

Humedad relativa interior = 85% - 90%

Calor específico del esparrago = 0.93 kcal/ kg.°C

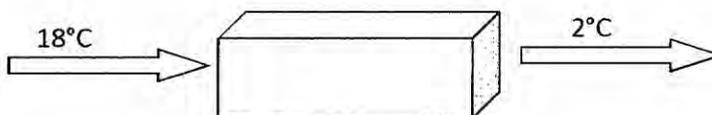
Temp. Piso = 15°C

Régimen de trabajo = 8 horas /día

DT = 6°C

Refrigerante = R134a

DESARROLLO



CONSIDERANDO:

$$Q = m \times C_e \times \Delta T$$

$$Q = 3750 \frac{\text{kg}}{\text{hr}} \times 0.93 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}^\circ\text{C}} \times (18 - 2)^\circ\text{C}$$

$$Q = 55800 \frac{\text{kcal}}{\text{hr}} = 221526 \frac{\text{btu}}{\text{hr}}$$

$$Q = 500\text{GPM} \times \Delta T$$

$$221526 = 500\text{GPM} (2 \times 1.8)^\circ\text{F}$$

$$\text{GPM} = 123.07$$

Potencia Aproximada de la unidad Condensadora:

$$\text{según factor : } 8000 \frac{\text{btu}}{\text{hr.}} / \text{HP}$$

$$\therefore \frac{221526}{8000} = 27.7 \text{ HP}$$

Equipo a utilizar: R-134 a de media temperatura con recalentamiento y subenfriamiento de 5°C (9°F)

$$T_{\text{cond}} = T_{\text{amb}} + 11^{\circ}\text{C}$$

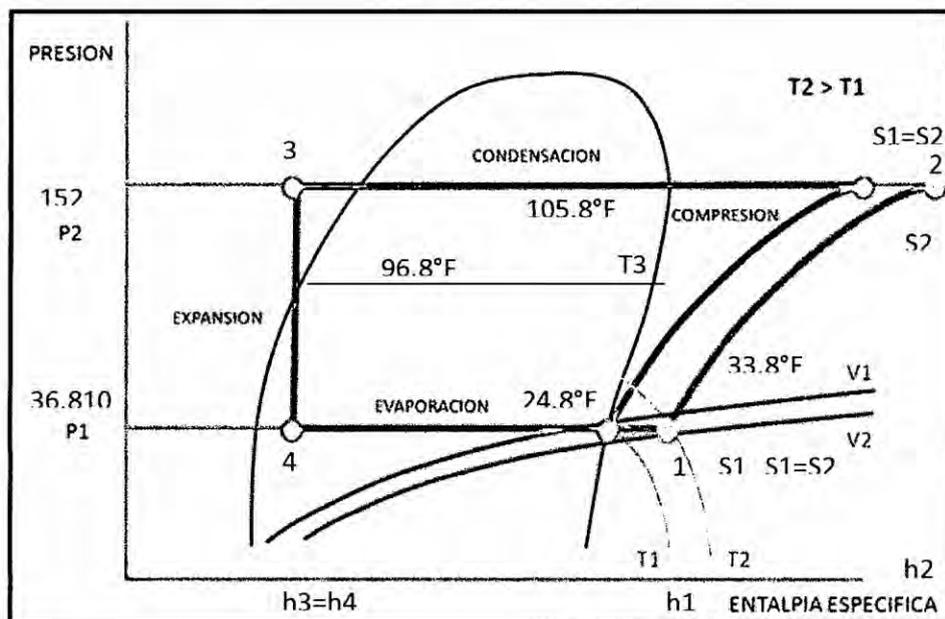
$$T_{\text{cond}} = 30 + 11 = 41^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{evap}} = 2^{\circ}\text{C} - DT(6^{\circ}\text{C}) = 2 - 6$$

$$T_{\text{evap}} = -4^{\circ}\text{C} = 24.8^{\circ}\text{F}$$

$$T_{\text{cond}} = 41^{\circ}\text{C} = 105.8^{\circ}\text{F}$$

Fig. N° 4.5 Diagrama de mollier para hidrocooler de producto procesado



Fuente: Elaboración propia

Calculando, Interpolando h_1, v_1, s_1 a 37psi :

$$107.8 \dots\dots 30$$

$$X \dots\dots\dots 33.8$$

$$109.9 \dots\dots 40$$

$$\frac{109.9 - 107.8}{109.9 - X} = \frac{40 - 30}{40 - 33.8}$$

$$X = h_1 = 108.6 \frac{btu}{lb}$$

$$0.2251 \dots\dots 30$$

$$Y \dots\dots\dots 33.8$$

$$0.2293 \dots\dots 40$$

$$0.0026 = 0.2293 - Y$$

$$Y = S_1 = 0.2267$$

$$1.31944 - Z = 0.02175$$

$$Z = v_1 = 1.29769$$

Calculando Interpolación $h_2, v_1, s_1 = s_2$ a 140psi:

$$0.2234 \dots\dots 118.9$$

$$0.2267 \dots\dots X$$

$$0.2279 \dots\dots 121.40$$

$$\frac{0.2279 - 0.2234}{0.2279 - 0.2267} = \frac{121.4 - 118.9}{121.4 - X}$$

$$1.406(121.4 - X) = 1.778$$

$$X = h_2 = 120.7333 \frac{btu}{lb}$$

Cálculo del m_R :

$$Q_o = m_R^o (h_1 - h_4)$$

$$221526 = m_R^o \times (108.6 - 44.8)$$

$$m_R^o = 3472.19 \frac{lb}{hr.}$$

Cálculo de la potencia de Consumo:

$$\dot{W}_c = \dot{m}_R \times (h_2 - h_1)$$

$$\dot{W}_c = 3472.19 (120.73 - 108.6)$$

$$\dot{W}_c = 42117.66 \frac{btu}{hr.}$$

aproximado a 17 HP

para HP (us)

$$\times 0.000392$$

Cálculo de la Eficiencia Volumétrica λ

con un factor de seguridad F.S :1.35 (Accionamiento Mecánico Eléctrico)

$$r_c = \frac{141.109}{36.810} = 3.83 \cong 4 \therefore \lambda = 75\%$$

$$COP = \frac{Q_o}{W_c} = \frac{221526}{42117.66} = 5.26, (cop\ excelente\ a\ presiones\ altas)$$

Entonces, la Potencia Real (Potencia del Motor de Accionamiento)

$$Potencia\ Real = \frac{17 \times 1.35}{0.75} = 30.6 \cong 31\ HP$$

Unidad Condensadora (U.C): 30.6HP=31HP

Unidad Evaporadora (U.E): Buco a seleccionar con los siguientes datos:

$$Q_o = 221526 \frac{btu}{hr}$$

$$T_R = 4^\circ C (24.8^\circ F)$$

$$T_{co} = 41^\circ C (105.8^\circ F)$$

$$T_{H_2O} = 2^\circ C$$

$$CAUDAL = 123.07\ gpm$$

4.2.5 Diseño de Cámara de Producto Terminado, selección de equipos

Las cámaras frigoríficas de producto terminado son recintos construidos mediante un aislante y en los cuáles se mantiene una temperatura controlada, mediante un sistema de refrigeración con las siguientes características.

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

CÁMARA DE PRODUCTO TERMINADO

Dimensiones: 18 x 15 x 4m

Capacidad de 60000kg de esparrago

Producto: 30000 kg esparrago fresco por turno

Producto por hora= 3750 kg./hr.

Personal en la cámara de 5 personas debidamente uniformados

Temp. Exterior =40°C

Humedad relativa exterior = 40%

Temp. Interior = 2°C

Humedad relativa interior = 90%

Calor específico del esparrago = 0.93 kcal/ kg.°C

Temp. Piso = 18°C...Referencia (3) pag.418

Tipo de Aislamiento = Poliuretano

Conductividad térmica del poliuretano con cobertura = 0.034 kcal /
m.hr.°C

Régimen de trabajo = 18 horas /día

Horas de Operación por día = 16 horas

Refrigerante = R134a

Diferencial de Temperatura en el evaporador = 10°F (5.6°C)

CALCULOS PREVIOS

CALCULO DEL ESPESOR DE AISLAMIENTO

Como se trata de una temperatura de conservación sobre el punto de congelamiento del espárrago, utilizaremos la siguiente formula:

$$\delta = \frac{(T_{ext} - T_{int}) \cdot K \cdot 100}{8 - 9}$$

Referencia (4) página 362

Temp. En °C

K= 0.034 kcal /hr.°C.m

$$\delta = \frac{(30 - 2) \times 0.034 \times 100}{8 - 9} = \frac{^{\circ}C \times \frac{kcal}{hr \cdot m \cdot ^{\circ}C} \times m}{\frac{kcal}{m^2 \cdot hr}}$$

$$\delta_8 = 11.90cm$$

$$\delta_9 = 10.57cm$$

Se elige $\delta_{8,9} = 10 \text{ cm} = 0.1 \text{ m}$ de espesor de poliuretano.

Cálculo del Coeficiente global de transferencia de calor

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{\alpha_e} + \sum_i \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_i}$$

Donde:

α_e = Coeficiente de transferencia de calor por convección desde el aire a la pared en el sitio caliente $\left(\frac{kcal}{m^2 \cdot hr \cdot ^\circ C}\right)$

α_i = Coeficiente de transferencia de calor por convección desde el aire en el sitio frío $\left(\frac{kcal}{m^2 \cdot hr \cdot ^\circ C}\right)$

λ_i = Coeficiente de conductividad térmica de cualquier capa de material sólido en la estructura $\left(\frac{kcal}{m \cdot hr \cdot ^\circ C}\right)$

δ_i = Espesor de cualquier capa (m)

Para condiciones normales de trabajo se toma:

$$\alpha_i = 8 \frac{kcal}{hr \cdot m^2 \cdot ^\circ C} \text{ y } \alpha_e = 25 \frac{kcal}{hr \cdot m^2 \cdot ^\circ C}$$

Considerando como única capa el espesor del Poliuretano en 10cm.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{8} + \frac{1}{25} + \frac{0.10}{0.034} = 3.1062$$

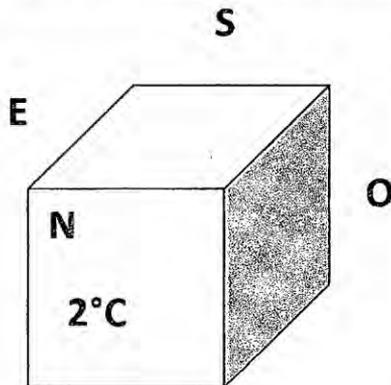
$$U = 0.3219 \frac{kcal}{m^2 \cdot hr \cdot ^\circ C}$$

Cálculo del Diferencial de Temperatura (DT.) que relaciona la humedad relativa (HR.) para el producto, de la siguiente tabla... Referencia (3) pág. 195, área del evaporador con los datos HR (85% a 90%) y elegimos: DT=10°C Evaporador de tubos y aletas,

CÁLCULO DE LA CARGA TÉRMICA DE LA SALA DE PROCESO.

- a) Ganancia de calor por Paredes
- b) Ganancia de calor por Infiltración de aire
- c) Ganancia de calor por producto
- d) Ganancia de calor por los Ventiladores del Evaporador
- e) Ganancia de calor por Personas
- f) Ganancia de calor por Iluminación
- g) Ganancia de calor por Ventilación

A. GANANCIA DE CALOR POR PAREDES.



DIMENSIONES: 18m x 15m x 4m

Utilizando las medidas exteriores y la siguiente tabla.

Tabla de Temperaturas en los distintos parámetros según la situación de la pared o según se trate de techo o suelo, Referencia (3)Crane pag. 418

SUPERFICIE	ORIENTACION	TEMPERATURA
PAREDES	NORTE	0.6xTec
	SUR	Tec + 5
	ESTE	0.8 xTec
	OESTE	Tec +8
TECHO		Tec + 12
PISO		(Tec + 15) / 2

Temperatura de Diseño:

$$T_{ec} = 0.4T_{MEDIA} + 0.6T_{MAXIMA}$$

$$T_{ec} = 0.4 \times 23.07 + 0.6 \times 27.6$$

$$T_{ec} = 25.788 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Temperaturas según su Orientación:

$$T_{NORTE} = 0.6 \times T_{ec}$$

$$T_{NORTE} = 0.6 \times 25.788 = 15.47 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{SUR} = T_{ec} + 5$$

$$T_{SUR} = 25.788 + 5 = 30.788 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{ESTE} = 0.8 \times T_{ec}$$

$$T_{ESTE} = 0.8 \times 25.788 \text{ } ^\circ\text{C} = 20.63 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{OESTE} = T_{ec} + 8$$

$$T_{OESTE} = 25.788 + 8 = 33.788 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{TECHO} = T_{ec} + 12$$

$$T_{TECHO} = 25.788 + 12 = 37.788 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{PISO} = \frac{(T_{ec} + 15)}{2}$$

$$T_{PISO} = \frac{(25.788 + 15)}{2} = 20.394 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Ganancia de calor por Paredes según su orientación:

$$Q = AREA \times U \times \Delta T$$

$$Q_{NORTE} = 15 \times 4 \times 0.3219 \times (15.47 - 2) = 260.16 \frac{kcal}{hr.}$$

$$Q_{SUR} = 15 \times 4 \times 0.3219 \times (30.788 - 2) = 556.01 \frac{kcal}{hr.}$$

$$Q_{ESTE} = 18 \times 4 \times 0.3219 \times (20.63 - 2) = 431.78 \frac{kcal}{hr.}$$

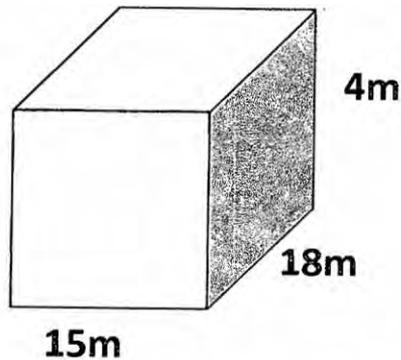
$$Q_{OESTE} = 18 \times 4 \times 0.3219 \times (33.788 - 2) = 736.74 \frac{kcal}{hr.}$$

$$Q_{TECHO} = 18 \times 15 \times 0.3219 \times (37.788 - 2) = 3110.44 \frac{kcal}{hr.}$$

$$Q_{PISO} = 18 \times 15 \times 0.3219 \times (20.394 - 2) = 1598.68 \frac{kcal}{hr.}$$

$$Q_{TOTAL \times PAREDES} = 6693.810 \frac{kcal}{hr.}$$

B. GANANCIA DE CALOR POR INFILTRACIÓN DE AIRE.



DIMENSIONES: 18m x 15m x 4m

$$Q_{INFILTRACION} = \frac{V}{v_i} \times NC \times (h_{EXTERIOR} - h_{INTERIOR}) \dots \dots \text{Referencia Rafin}$$

NC= Cambios de Aire

H= Entalpias

V=volumen de la cámara

v_i = volumen específico

LARGO: $18 - 0.2 = 17.8\text{m}$

ANCHO: $15 - 0.2 = 14.8\text{m}$

ALTO: $4 - 0.1 = 3.9\text{m}$

$V = 17.8 \times 14.8 \times 3.9$

$V = 1027.42 \text{ m}^3$

$V = 36282.16 \text{ pie}^3$

Hallando (v_i) :Referencia(8) CRANE pag. A-19

$30^\circ\text{F} \dots 0.0811$

$356^\circ\text{F} \dots X$

$40^\circ\text{F} \dots 0.0795$

$$\frac{40-30}{40-356} = \frac{0.0795-0.0811}{0.0795-X}$$

$0.1823 = 2.272X$

$$X = v_i = 0.0802 \frac{\text{lb}}{\text{pie}^3}$$

$$v_i = 124668 \frac{\text{pie}^3}{\text{lb}}$$

Hallando los cambios de aire (NC) : Referencia(4), DOSSAT

$$30000 \cdots 2.7$$

$$36282 \cdots X$$

$$40000 \cdots 2.3$$

$$\frac{40000 - 36282}{40000 - 30000} = \frac{2.3 - X}{2.3 - 2.7}$$

$$X = NC = 2.4487$$

Hallando entalpias h, usando Carta Psicrométrica :

$$\Delta h = T_{EXTERIOR} = 30^{\circ}C = 86^{\circ}F \rightarrow HR. = 40\% \rightarrow h_{EXTERIOR} = 32.5$$

$$\Delta h = T_{INTERIOR} = 2^{\circ}C = 36^{\circ}F \rightarrow HR. = 90\% \rightarrow h_{INTERIOR} = 12.76$$

$$Q_{INFILTRACION} = \frac{36282}{12.468} \times 2.4487 \times (32.5 - 12.7) = 14109028 \frac{btu}{dia} = 783835 \frac{btu}{hr.} = 1974.39 \frac{kcal}{hr}$$

C. GANANCIA DE CALOR POR PRODUCTOS

$$Q_p = m(kg) \times C_e \left(\frac{kcal}{kg^{\circ}C} \right) \times (\Delta T)$$

ΔT (Asumido) = $10^{\circ}C$ para hallarla carga térmica promedio

$$C_e = 0.93 \frac{kcal}{kg^{\circ}C}$$

$$m = 60000 kg.$$

$$Q_p = 60000 \times 0.93 \times 10 = kg \times \frac{kcal}{kg^{\circ}C} \times ^{\circ}C = kcal$$

$$Q_p = 558000 \frac{kcal}{dia} = 31000 \frac{kcal}{hr.}$$

D. GANANCIA DE CALOR POR LOS VENTILADORES DEL EVAPORADOR

De 10 a 15 $\frac{kcal}{m^3 \cdot dia}$, tomando 10 $\frac{kcal}{m^3 \cdot dia}$,referencia(3) pag.431

$$V = 15 \times 18 \times 4 m^3 \times 10 \frac{kcal}{m^3 \cdot dia}$$

$$Q_{VENTILACION} = 10800 \frac{kcal}{dia} \Rightarrow 600 \frac{kcal}{hr}$$

Nota: En la selección final del evaporador se verá un ajuste de este valor.

E. GANANCIA DE CALOR POR PERSONAS

$$Q_{PERSONAS} = \eta \times C \times N$$

η = numero de personas = 5 personas

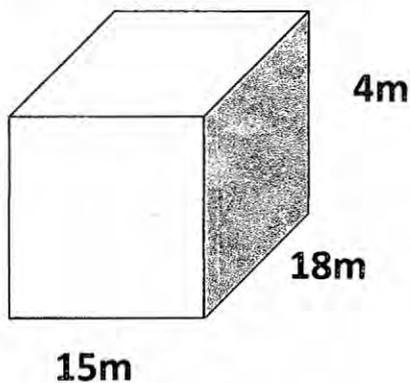
C = Calor de personas a 2°C $\left[221.6 \frac{kcal}{hr} \right]$, Re ferencia (3) pag .432

N = Tiempo de permanenci a por turno = 8 horas

$$Q_{PERSONAS} = 5 \times 221.6 \times 8 = \frac{kcal}{dia}$$

$$Q_{PERSONAS} = 8864 \frac{kcal}{dia} = 492.44 \frac{kcal}{hr}$$

F. GANANCIA DE CALOR POR ILUMINACIÓN



$$\text{Área} = 216 \text{ m}^2$$

Flujo Total

$$\phi_T = \frac{E \times S}{\mu \times M} \dots \text{Referencia (9) capítulo 6-4}$$

E= Intensidad luminosa

S= Área

ϕ_L = flujo luminoso

μ = Coeficiente de utilización

M= coeficiente de mantenimiento

$$\phi_T = \frac{E \times S}{\mu \times M} = \frac{40 \times 270}{0.42 \times 0.75} = 34285.7 \text{ lumene}$$

Considerando lámparas fluorescentes de alta emisión de 30w, y 220v,

ϕ_L =1280 lúmenes, entonces:

$$\text{Numero de lamparas} = \frac{\phi_T}{\phi_L} = \frac{34285.7}{1280}$$

Numero de lamparas = 26.7 \cong 27 Lámparas ... Referencia (6) pag 181

$$\text{Potencia} = 27 \times 30 = 810 \text{ vatios} = 0.810 \text{ kw}$$

Calor por Iluminación, Referencia (6) pag 181

$$Q_{\text{ILUMINACION}} = 860 \times 0.810 \text{ kw} \times 8 = 5572.8 \frac{\text{kcal}}{\text{dia}}$$

$$Q_{\text{ILUMINACION}} = 309.60 \frac{\text{kcal}}{\text{hr}} = 22124.02 \frac{\text{btu}}{\text{dia}}$$

G. GANANCIA DE CALOR POR MISCELANEOS

$$Q_{MISCELANEO} = 0.1[Q_{PAREDES} + Q_{INFILTRACION} + Q_{PRODUCTO}]$$

$$Q_{MISCELANEO} = 0.1 \left[6693.810 \times \left(\frac{24}{18} \right) + 35539.113 \times \left(\frac{1}{18} \right) + 558000 \times \left(\frac{1}{18} \right) \right]$$

$$Q_{MISCELANEO} = 0.1(8925.08 + 1974.39 + 31000)$$

$$Q_{MISCELANEO} = 4189.94 \frac{kcal}{hr.}$$

$$\sum_{TOTAL} = 6693.81 + 1974.39 + 31000 + 600 + 492.44 + 309.60 + 4189.94$$

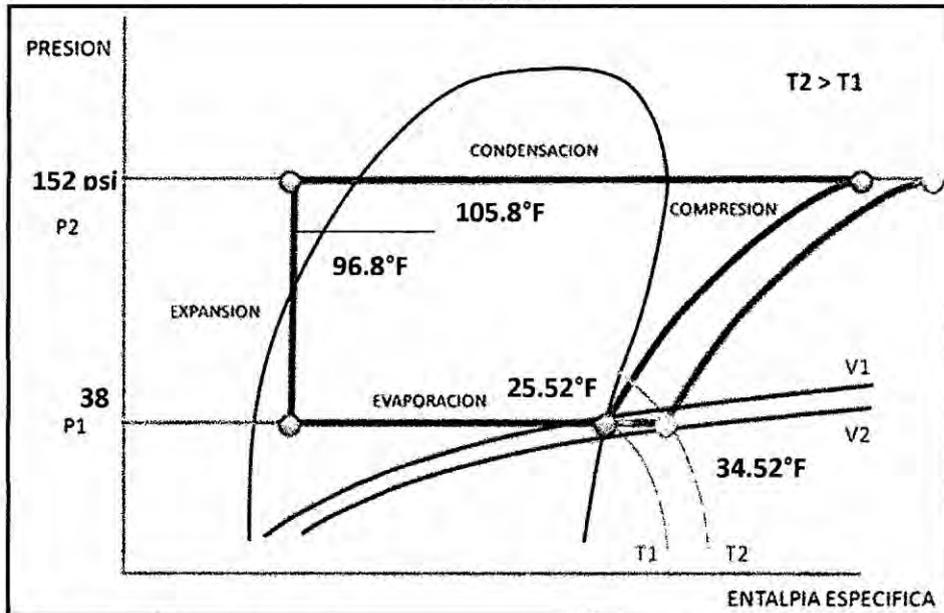
$$\sum_{TOTAL} = 45260.18 \frac{Kcal}{hr}$$

$$\sum_{TOTAL} = 179682.91 \frac{Btu}{hr}$$

$$T_{evap} = 2 | C - 5.6^{\circ}C$$

$$T_{evap} = -3.6^{\circ}C = 25.52^{\circ}F$$

Fig. N° 4.6 Diagrama de mollier para la cámara de producto terminado



Fuente: Elaboración propia

Calculando h_1, v_1, s_1 a 38 psi :

$$30 \dots\dots 107.7$$

$$34.52 \dots\dots X$$

$$40 \dots\dots 109.8$$

$$\frac{40 - 30}{40 - 34.52} = \frac{109.8 - 107.7}{109.8 - X}$$

$$X = h_1 = 108.65 \frac{btu}{lb}$$

$$0.2258 - Y = 0.0004$$

$$Y = S_1 = 0.2264 \frac{btu}{lb}$$

$$v_1 = 0.81793 \frac{pie^3}{lb}$$

Calculando h_2, v_2, s_2 a 152 psi :

$$0.2202 \dots\dots 120.2$$

$$0.2264 \dots\dots X$$

$$0.2250 \dots\dots 123.0$$

$$\frac{0.2250 - 0.2202}{0.2250 - 0.2264} = \frac{123 - 120.2}{123.0 - X}$$

$$123.0 - X =$$

$$X = h_2 = 123.82 \frac{btu}{lb}$$

$$S_2 = 0.2264 \frac{btu}{lb}$$

Hallando h_3 y h_4 a 96.8°F .

$$h_3 = h_4 = 44.1 \frac{\text{btu}}{\text{lb}}$$

Cálculo del m_R :

$$Q_O = m_R (h_1 - h_4)$$

$$179682.91 = m_R \times (108.65 - 44.1)$$

$$m_R = 2783.62 \frac{\text{lb}}{\text{hr}}$$

$$W_C = m_R \times (h_2 - h_1)$$

$$W_C = 2783.62(123.82 - 108.65)$$

$$W_C = 42117.66 \frac{\text{btu}}{\text{hr}}$$

aproximado a 16HP

para HP (us)

$$\times 0.000392$$

Cálculo de la potencia de Consumo:

Considerando la Eficiencia Volumétrica λ :

con un factor de seguridad F.S:1.35(Accionamiento MecánicoEléctrico)

$$r_c = \frac{\text{Presión alta absoluta}}{\text{Presión baja absoluta}}$$

$$r_c = \frac{196.70}{38} = 5.17 \cong 5 \therefore \lambda = 83\%$$

$$COP = \frac{Q_O}{W_C} = \frac{179682.91}{42117.66} = 4 (\text{excelente cop a presiones altas})$$

Entonces, la Potencia Real (Potencia del Motor de Accionamiento)

factor de servicio motor de accionamiento (fs)

$$fs = 1.35$$

$$PotenciaReal = \frac{12HP \times 1.35}{0.83} = 19.51HP (\text{Potencia del motor de accionamiento})$$

$$PotenciaReal Aprox = 19HP$$

SELECCIÓN DE EQUIPOS:

Utilizaremos un software de selección de equipos condensadores de la marca reconocida mundialmente por su alta eficiencia es decir de la marca BITZER.

HIDROCOOLER DE MATERIA PRIMA:

Capacidad Frigorífica: 276,907.5 BTUH (81.15 KW)

Temperatura de evaporación: 39.2°F (4°C)

Temperatura de condensación: 105.8 °F (41 °C)

Potencia de compresión : 11.28 KW

Tabla N°4.2 Selección del modelo de compresor Bitzer 6G-30.2Y-40P del hidrocooler de materia prima

<input checked="" type="checkbox"/> Calcular		Exportar		Límites		Datos técnicos		Tablas		Ayuda		Cerrar	
Datos de entrada						Datos de salida							
Refrigerante	R134a					Modelo de compresor		6H-25.2Y-40P	6G-30.2Y-40P				
Temperatura de referencia	Temp. en el punto de...					Potencia frigorífica	78.9 kW	89.8 kW					
Tipo de compresor	Compresor sólo					Potencia frigorífica *	76.5 kW	87.0 kW					
<input checked="" type="radio"/> Potencia frigorífica	81.15 kW					Potencia en el evap.	78.9 kW	89.8 kW					
<input type="radio"/> Modelo de compresor						Potencia absorbida	19.69 kW	23.6 kW					
	<input type="checkbox"/> Incluir modelos anteriores					Corriente (460V)	28.0 A	33.9 A					
Temp. de evaporación	4 °C					Gama de tensiones	440-480V		440-480V				
Temp. de condensación	41 °C					Potencia de condensación	94.9 kW	109.1 kW					
Subenfriamiento del líquido	5 K					COPI/EER	4.01	3.81					
Temperatura de gas aspirado	10 °C					COPI/EER *	3.89	3.69					
Modo de funcionamiento	Auto					Caudal másico	1833 kg/h	2085 kg/h					
Alimentación eléctrica	60 Hz		Standard			Modo de funcionamiento	Standard		Standard				
Recalentamiento útil	100%												
Regulador de capacidad	100%												
Mensajes													
*de 4J-13.2(Y) hasta 6F-50.2(Y) y 44J-26.2(Y) hasta 66F-100.2(Y): según EN12900 (temperatura de gas aspirado 20°C, sin subenfriamiento del líquido). los demás compresores: según EN12900 (temperatura de gas aspirado 20°C, sin subenfriamiento del líquido)													

Fuente: Software bitzer

CAMARA FRIGORIFICA DE MATERIA PRIMA:

Capacidad Frigorífica: 187,510.64 BTUH (54.95 KW)

Temperatura de evaporación: 30.92°F (-0.6°C)

Temperatura de condensación: 105.8 °F (41 °C)

Tabla N°4.3 Selección del modelo de compresor Bitzer 6J-22.2Y-40P de la cámara frigorífica de materia prima

✓ Calcular		✉ Exportar		? Ayuda		Cerrar	
Datos de entrada				Datos de salida			
Refrigerante	R134a			Modelo de compresor			
Temperatura de referencia	Temp. en el punto de			4G-20.2Y-40P	6J-22.2Y-40P		
Tipo de compresor	Compresor sólo			Potencia frigorífica	49.1 kW	55.9 kW	
<input checked="" type="radio"/> Potencia frigorífica	54.95 kW			Potencia frigorífica *	47.7 kW	54.3 kW	
<input type="radio"/> Modelo de compresor				Potencia en el evap	49.1 kW	55.9 kW	
Temp. de evaporación	-0.6 °C			Potencia absorbida	14.49 kW	15.68 kW	
Temp. de condensación	41 °C			Corriente (450V)	21.1 A	23.7 A	
Subenfriamiento del líquido	5 K			Gama de tensiones	440-480V	440-480V	
Temperatura de gas aspirado	10 °C			Potencia de condensación	61.3 kW	68.9 kW	
Modo de funcionamiento	Auto			COP/IEER	3.39	3.56	
Alimentación eléctrica	60 Hz	Standard		COP/IEER *	3.29	3.47	
Recalentamiento útil	100%			Caudal másico	1130 kg/h	1287 kg/h	
Regulador de capacidad	100%			Modo de funcionamiento	Standard	Standard	
Mensajes							
*de 4J-13.2(Y) hasta 6F-50.2(Y) y 44J-26.2(Y) hasta 66F-100.2(Y): según EN12900 (temperatura de gas aspirado 20°C, sin subenfriamiento del líquido)							
los demás compresores: según EN12900 (temperatura de gas aspirado 20°C, sin subenfriamiento del líquido)							

Fuente: software bitzer

SALA DE PROCESOS:

Capacidad Frigorífica: 142,186.89 BTUH (41.66 KW)

Temperatura de evaporación: 50°F (10°C)

Temperatura de condensación: 105.8 °F (41 °C)

**Tabla N° 4.4 Selección del modelo de compresor
Bitzer 4PCS-10.2Y-40P de la sala de proceso**

✓ Calcular		📄 Exportar		🏠 Inicio		📄 Datos escritos		📄 Tabla		? Ayuda		✕ Cerrar	
Datos de entrada						Datos de salida							
Refrigerante	R134a					Modelo de compresor		4TCS-8.2Y-40P	4PCS-10.2Y-40P				
Temperatura de referencia	Temp. en el punto de...					Potencia frigorífica	38.5 kW	45.0 kW					
Tipo de compresor	Compresor sólo					Potencia frigorífica *	36.8 kW	42.9 kW					
Potencia frigorífica	41.66 kW					Potencia en el evap.	38.5 kW	45.0 kW					
Modelo de compresor	Incluir modelos anteriores					Potencia absorbida	8.02 kW	9.29 kW					
Temp. de evaporación	10 °C					Corriente (460V)	11.26 A	13.37 A					
Temp. de condensación	41 °C					Gama de tensiones	440-480V	440-480V					
Subenfriamiento del líquido	5 K					Potencia de condensación	44.8 kW	52.2 kW					
Temperatura de gas aspirado	20 °C					COP/EER	4.81	4.84					
Modo de funcionamiento	Auto					COP/EER *	4.58	4.61					
Alimentación eléctrica	60 Hz		Standard			Caudal másico	853 kg/h	895 kg/h					
Recalentamiento útil	100%					Modo de funcionamiento	Standard	Standard					
Regulador de capacidad	100%												
Mensajes													
*de 4J-13.2(Y) hasta 6F-50.2(Y) y 44J-26.2(Y) hasta 66F-100.2(Y): según EN12900 (temperatura de gas aspirado 20°C, sin subenfriamiento del líquido).													
los demás compresores: según EN12900 (temperatura de gas aspirado 20°C, sin subenfriamiento del líquido)													

Fuente: software bitzer

HIDROCOOLER DE MATERIA PROCESADA:

Capacidad Frigorífica: 221,526 BTUH (64.90 KW)

Temperatura de evaporación: 24.8°F (-4°C)

Temperatura de condensación: 105.8 °F (41 °C)

Tabla N° 4.5 Selección del modelo de compresor Bitzer 6F-40.2Y-40P del hidrocooler de materia procesada

✓ Calcular	Exportar	Limites	Datos técnicos	Tablas	?	X Cerrar																																				
Datos de entrada Refrigerante: R134a Temperatura de referencia: Temp. en el punto de... Tipo de compresor: Compresor sólo: <input checked="" type="checkbox"/> Potencia frigorífica: 64.90 kW <input type="checkbox"/> Modelo de compresor: <input type="checkbox"/> Incluir modelos anteriores Temp. de evaporación: -4 °C Temp. de condensación: 41 °C Subenfriamiento del líquido: 5 K Temperatura de gas aspirado: 10 °C Modo de funcionamiento: Auto Alimentación eléctrica: 60 Hz Standard Recalentamiento útil: 100% Regulador de capacidad: 100%				Datos de salida <table border="1"> <thead> <tr> <th>Modelo de compresor</th> <th>6G-30.2Y-40P</th> <th>6F-40.2Y-40P</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Potencia frigorífica</td> <td>63.3 kW</td> <td>74.7 kW</td> </tr> <tr> <td>Potencia frigorífica *</td> <td>61.6 kW</td> <td>72.8 kW</td> </tr> <tr> <td>Potencia en el evap.</td> <td>63.3 kW</td> <td>74.7 kW</td> </tr> <tr> <td>Potencia absorbida</td> <td>20.4 kW</td> <td>24.0 kW</td> </tr> <tr> <td>Corriente (460V)</td> <td>30.2 A</td> <td>40.4 A</td> </tr> <tr> <td>Gama de tensiones</td> <td>440-480V</td> <td>440-480V</td> </tr> <tr> <td>Potencia de condensación</td> <td>80.7 kW</td> <td>95.2 kW</td> </tr> <tr> <td>COP/EER</td> <td>3.10</td> <td>3.12</td> </tr> <tr> <td>COP/EER *</td> <td>3.02</td> <td>3.04</td> </tr> <tr> <td>Caudal másico</td> <td>1449 kg/h</td> <td>1712 kg/h</td> </tr> <tr> <td>Modo de funcionamiento</td> <td>Standard</td> <td>Standard</td> </tr> </tbody> </table>			Modelo de compresor	6G-30.2Y-40P	6F-40.2Y-40P	Potencia frigorífica	63.3 kW	74.7 kW	Potencia frigorífica *	61.6 kW	72.8 kW	Potencia en el evap.	63.3 kW	74.7 kW	Potencia absorbida	20.4 kW	24.0 kW	Corriente (460V)	30.2 A	40.4 A	Gama de tensiones	440-480V	440-480V	Potencia de condensación	80.7 kW	95.2 kW	COP/EER	3.10	3.12	COP/EER *	3.02	3.04	Caudal másico	1449 kg/h	1712 kg/h	Modo de funcionamiento	Standard	Standard
Modelo de compresor	6G-30.2Y-40P	6F-40.2Y-40P																																								
Potencia frigorífica	63.3 kW	74.7 kW																																								
Potencia frigorífica *	61.6 kW	72.8 kW																																								
Potencia en el evap.	63.3 kW	74.7 kW																																								
Potencia absorbida	20.4 kW	24.0 kW																																								
Corriente (460V)	30.2 A	40.4 A																																								
Gama de tensiones	440-480V	440-480V																																								
Potencia de condensación	80.7 kW	95.2 kW																																								
COP/EER	3.10	3.12																																								
COP/EER *	3.02	3.04																																								
Caudal másico	1449 kg/h	1712 kg/h																																								
Modo de funcionamiento	Standard	Standard																																								
Mensajes *de 4J-13.2(Y) hasta 6F-50.2(Y) y 44J-26.2(Y) hasta 66F-100.2(Y): según EN12900 (temperatura de gas aspirado 20°C, sin subenfriamiento del líquido). los demás compresores: según EN12900 (temperatura de gas aspirado 20°C, sin subenfriamiento del líquido)																																										

Fuente: software bitzer

CAMARA DE PRODUCTO TERMINADO:

Capacidad Frigorífica: 179,682.91 BTUH (52.65 KW)

Temperatura de evaporación: 25.52°F (-3.6°C)

Temperatura de condensación: 105.8 °F (41 °C)

Tabla N°4.6 Selección del modelo de compresor Bitzer 6H-25.2Y-40P de la cámara de producto terminado

✓ Calcular		📄 Exportar		L Límites		📄 Datos técnicos		📄 Tablas		? Ayuda		✕ Cerrar	
Datos de entrada						Datos de salida							
Refrigerante	R134a					Modelo de compresor	6J-22.2Y-40P	6H-25.2Y-40P					
Temperatura de referencia	Temp. en el punto de l					Potencia frigorífica	48.8 kW	56.6 kW					
Tipo de compresor	Compresor sólo					Potencia frigorífica *	47.5 kW	55.1 kW					
<input checked="" type="radio"/> Potencia frigorífica	52.65 kW					Potencia en el evap.	48.8 kW	56.6 kW					
<input type="radio"/> Modelo de compresor						Potencia absorbida	14.78 kW	17.01 kW					
	<input type="checkbox"/> Incluir modelos anteriores					Corriente (460V)	22.8 A	25.1 A					
Temp. de evaporación	-3.6 °C					Gama de tensiones	440-480V	440-480V					
Temp. de condensación	41 °C					Potencia de condensación	61.3 kW	70.9 kW					
Subenfriamiento del líquido	5 K					COPI/EER	3.30	3.32					
Temperatura de gas aspirado	10 °C					COPI/EER *	3.22	3.24					
Modo de funcionamiento	Auto					Caudal máximo	1119 kg/h	1296 kg/h					
Alimentación eléctrica	60 Hz		Standard			Modo de funcionamiento	Standard	Standard					
Recalentamiento útil	100%												
Regulador de capacidad	100%												
Mensajes													
*de 4J-13.2(Y) hasta 6F-50.2(Y) y 44J-26.2(Y) hasta 66F-100.2(Y). según EN12900 (temperatura de gas aspirado 20°C, sin subenfriamiento del líquido).													
los demás compresores: según EN12900 (temperatura de gas aspirado 20°C, sin subenfriamiento del líquido)													

Fuente: software bitzer

4.3. Diseño de la investigación

La investigación preliminar empieza con la recolección de datos de plantas frigoríficas en la ciudad de Ica y de la descripción del proceso de funcionamiento de dichas plantas frigoríficas, estará de acuerdo a una planta moderna desde la cosecha de la materia prima hasta el momento que el transporte refrigerado lo lleva al aeropuerto internacional Jorge Chávez para su envío al exterior. Basada en los cálculos matemáticos de la termodinámica, la mecánica de fluidos, transferencia de calor y los conceptos básicos de ciclo inverso Rankine.

4.3.1 El Espárrago fresco

Espárrago, taxonomía, y descripciones botánicas, morfológicas, fisiológicas y ciclo biológico

Origen y generalidades del Espárrago

El espárrago es un cultivo cuyo origen se sitúa en el Mediterráneo oriental y Asia menor. Se conoce desde tiempos muy antiguos y se cultiva desde el año 200 A C por los griegos, quienes le dieron el nombre. También fue muy apreciado por los Romanos.

Después de las invasiones bárbaras solo se cultivó en España, hasta que a finales de la Edad Media volvió a introducirse en el Norte y centro de Europa. Es una planta utilizada por sus tallos que son consumidos en fresco o "appertizados".

Existen otras especies silvestres que son consumidos en poblaciones rurales y en lujosos restaurantes debido a un sabor más marcado.

Encuadramiento taxonómico del Espárrago

Liliaceae Juss. *Asparagus officinalis* L.

Descripción botánica del Espárrago

Plantas herbáceas y generalmente dioicas. Rizoma que produce tallos anuales de hasta 1,5 m y turiones escamosos.

Ramas cilíndricas. Cladodios en fascículos de 3-18, filiformes o algo aplanados y de 4-20 mm de longitud con el borde no espinoso. Hojas con un espolón membranáceo de hasta 4 mm.

Flores con pedicelos de 6-20 mm y solitarias, germinadas o en fascículos, unisexuales o polígamas. Tépalos blanco-amarillentos con nervaduras verdes, de 6-7 x 1,5-2,5 los masculinos y de 5-6,5 x 1,5-2 mm los femeninos. Estambres insertos en la base del periantio con filamentos blancos y anteras amarillentas.

Ovario sésil, algo 3-lobulado, 3-locular y con 2 óvulos por lóculo. Estilo presente. Estigma 3-lobulado.

Baya péndula, esférica, de 5-10 mm de diámetro, negra o roja en la madurez y pluriesperma.

Semillas de 2-3 mm de diámetro y de color negro. $2n = 20, 40$. Se cultiva por sus turiones comestibles.

Multiplica por semilla y por coronas de rizoma. Cosmopolita.

Caracteres morfológicos del Espárrago

Se trata de una especie perenne. Posee un rizoma principal del que salen las raíces principales, que a su vez llevan raicillas secundarias. A las raíces más el rizoma se le conoce con el nombre de "garra".

De la garra se van desarrollando los espárragos o "turiones", que son los tallos que tienen aprovechamiento para el consumo humano. Cuando estos estolones están bajo tierra tienen una coloración blanca, y cuando salen a la superficie toman color verde.

Si se dejan crecer, pueden alcanzar 1,5 m de altura. La planta del espárrago es dioica, es decir tiene plantas masculinas y femeninas. La infrutescencia es una baya roja, con tres compartimentos, en los cuales existen de 1 a 2 semillas negras de forma triangular.

Parece ser que las plantas masculinas tienen una mayor productividad y además son más longevas que las femeninas. Esto puede ser debido a que no tienen que gastar energía en formar los frutos.

Caracteres fisiológicos del Espárrago

Es una planta que vegeta siempre que haya temperaturas superiores a 10°C , a no ser que exista alguna característica restrictiva como pueda ser la sequía.

Los espárragos se desarrollan consumiendo las reservas que se han acumulado en las raíces carnosas, producidas por los estolones del año anterior. La duración de un esparragal es bastante longeva, llegando incluso a los 50 años. Sin embargo la duración media de una plantación comercial es de 8-12 años.

Se distinguen tres fases desde el punto de vista fisiológico:

- **Fase de formación de las garras.** Fase que puede durar entre 1-4 años. Comprende desde la siembra hasta la formación de un rizoma desarrollado.
- **Fase de improductividad.** Tiene un periodo de duración de 2 años. Va desde que se plantan las garras producidas en semillero, hasta las raíces tienen gran cantidad de sustancia almacenada. No es que no se produzcan espárragos, sino que se dejan desarrollar para conseguir estas reservas.
- **Fase productiva.** Aquí se distingue un periodo de recolección, un periodo de libre vegetación para la elaboración de reservas, y un periodo de reposo vegetativo en el que las plantas se agostan y las reservas pasan a las raíces carnosas.

La temperatura es muy importante en el ritmo de crecimiento de los espárragos. A 13 ° C los turiones crecen 1,8 cm/día, sin embargo, a 17 ° C crecen hasta 3 cm/día.

Es una planta muy rustica, adaptada a climas muy variables. La temperatura óptima es de 15-30 °C. Tradicionalmente se considera que necesita un reposo vegetativo, bien por altas T° del verano, o por las bajas T° del invierno.

Es una planta resistente a la salinidad, aunque este factor disminuye la longevidad.

Ciclo biológico o agronómico del Espárrago

La siembra de esta planta se realiza en semilleros. Normalmente la duración de un semillero es de un año.

Cuando la planta está lista se trasplanta. Las plantaciones se realizan sobre el mes de Febrero en climatologías templadas. En zonas frías se pueden retrasar a marzo-abril. La recolección de los turiones se suele realizar a partir del 3er-4º año. Se realiza conforme van apareciendo los turiones, que se cortan. En plantaciones intensivas se pueden recolectar algunos turiones ya en el 2º año, sin que la planta sufra mermas en la producción del año siguiente.

4.3.2. Plantas frigoríficas en el Perú

Tabla N° 4.7 Principales países importadores y exportadores de espárrago refrigerado

COMERCIO MUNDO

CODIGO ARMONIZADO
L 070920 ESPÁRRAGOS FRESCOS O REFRIGERADOS

PRINCIPALES 10 PAÍSES IMPORTADORES

Rango	País	% del total	% del país	Valor (Miles de dólares)
1	Estados Unidos	-1%	43%	516.44
2	Japón	16%	8%	82.50
3	Alemania	-0%	8%	93.15
4	Canadá	4%	7%	81.08
5	Países Bajos	13%	5%	65.06
6	Reino Unido	14%	5%	53.49
7	Suiza	-6%	4%	53.70
8	Francia	7%	4%	44.24
9	España	-10%	4%	46.74
10	Bélgica	11%	2%	22.92
1000	Otros Países (120)	5%	10%	121.66

Fuente: COMTRADE

PRINCIPALES 10 PAÍSES EXPORTADORES

Rango	País	% del total	% del país	Valor (Miles de dólares)
1	Perú	17%	34%	291.82
2	México	-0%	22%	229.82
3	Estados Unidos	10%	15%	140.13
4	Países Bajos	31%	9%	70.74
5	España	-2%	5%	47.08
6	Grecia	21%	3%	22.83
7	Alemania	2%	2%	21.41
8	Francia	-2%	2%	20.64
9	Australia	-2%	2%	17.13
10	Tailandia	-23%	1%	15.61
1000	Otros Países (67)	-20%	6%	70.40

Fuente: COMTRADE

Fuente: Promperú

Tabla N° 4.8 Principales empresas exportadoras de espárrago refrigerado

COMERCIO PERÚ

PRINCIPALES EMPRESAS EXPORTADORAS

Empresa	% del total	% del país
COMPLEJO AGROINDUSTRIAL BETA S.A.	59%	17%
SOCIEDAD AGRICOLA DROKASA S.A.	43%	6%
DANPER TRUJILLO S.A.C.	8%	5%
CAMPOSOL S.A.	-12%	5%
AGRICOLA LA VENTA S.A.	13%	4%
GLOBAL FRESH S.A.C.	15%	4%
AGRICOLA CHAPI S.A.	21%	3%
AGRO PARACAS S.A.	12%	3%
PEAK QUALITY DEL PERU S.A.	9%	3%
Otras Empresas (96)	-	42%

Fuente: SUNAT

PRINCIPALES MERCADOS

País	% del total	% del país	Valor (Miles de dólares)
Estados Unidos	20%	62%	253,611.36
Reino Unido	75%	12%	51,220.99
Países Bajos	-6%	11%	44,115.71
España	9%	6%	23,469.22
Japón	28%	2%	6,738.51
Australia	15%	2%	6,553.97
Bélgica	106%	1%	4,135.87
Brasil	18%	1%	3,581.22
Francia	-11%	1%	2,577.81
Otros Países (33)	-	4%	16,048.28

Fuente: SUNAT

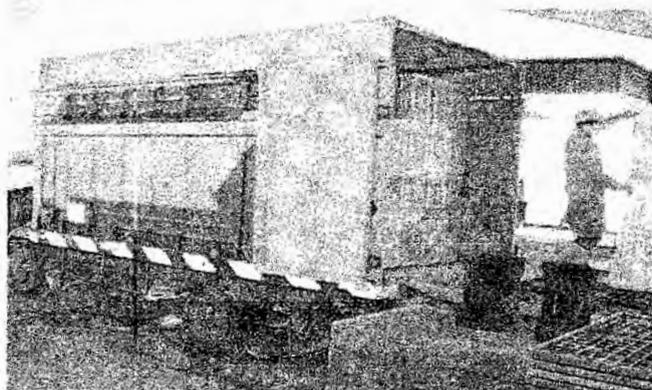
Fuente: Promperú

4.3.3. Cadena de frio hasta el inicio y final

La cadena de frio empieza en el campo agrícola y termina al ser exportado hacia el extranjero para su distribución en los supermercados la cadena de frio se detalla de la forma siguiente:

1. Transporte del esparrago del campo a la planta frigorífica

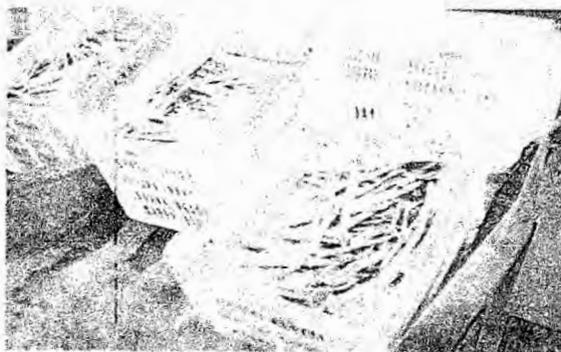
Fig. N° 4.7 cadena de frio



Fuente: Elaboración propia

2. Lavado y enfriamiento de la materia prima en una maquina llamada Hidrocooler de materia prima.

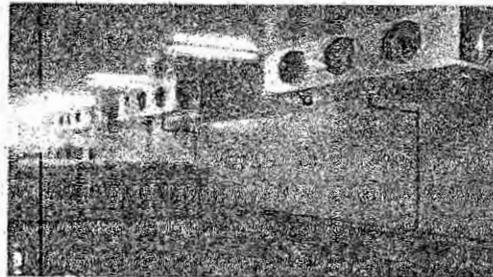
Fig. N° 4.7



Fuente: Elaboración propia

3. Conservación del producto fresco en la cámara de materia prima a 5°C

Fig. N° 4.7



Fuente: Elaboración propia

4. Seleccionamiento y empaquetado en la Sala de proceso a 15°C

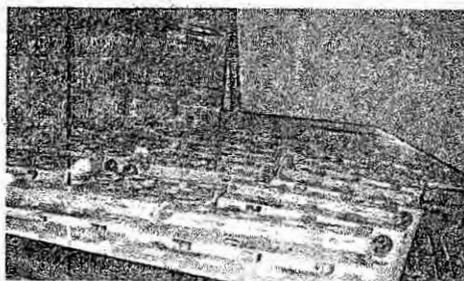
Fig. N° 4.7



Fuente: Elaboración propia

5. Lavado y enfriado a 2°C en un equipo llamado Hidrocooler de Producto procesado

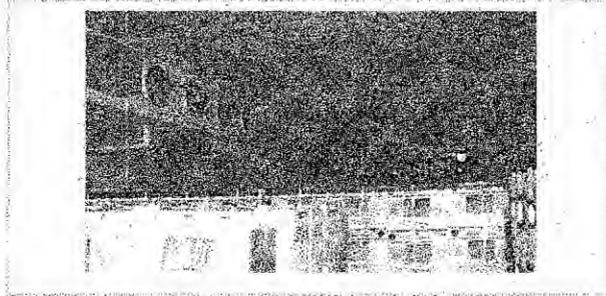
Fig. N° 4.7



Fuente: Elaboración propia

6. Almacenaje y conservación en una Cámara de Producto terminado a 2°C.

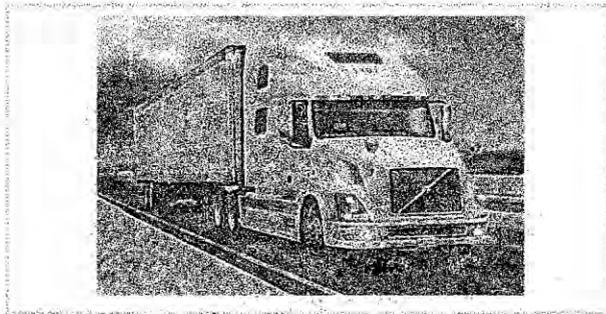
Fig. N° 4.7



Fuente: Elaboración propia

7. Traslado al Aeropuerto y destino al Mercado Internacional

Fig. N° 4.7



Fuente: Elaboración propia

4.3.4. COP. de nuestra Planta

Tabla N° 4.9

CÁLCULO TEORICO DE PLANTA FRIGORIFICA EFICIENTE EN EL DIAGRAMA DE MOLLIER	
	COP
H1	7.19
CMP	6.83
SP	8.64
H2	5.26
CPT	4

Fuente: Elaboración propia

Tabla N° 4.10

CÁLCULO TEORICO DE PLANTA FRIGORIFICA INEFICIENTE EN EL DIAGRAMA DE MOLLIER	
	COP
H1	6.69
CMP	6.14
SP	7.517
H2	4.42
CPT	3.56

Fuente: Elaboración propia

Tabla N°4.11

RESUMEN DE LA MAQUINARIA SELECCIONADA DE MARCA BITZER	
	COP* BITZER
H1	3.81
CMP	3.56
SP	4.84
H2	3.12
CPT	3.32

Fuente: Elaboración propia

En esta comparación del COP teórico y reales se puede apreciar que estamos dentro de valores eficientes cercanos a 4, especialmente en el caso de la maquinaria seleccionada de la marca BITZER.

4.4. Población y Muestra

La población de dos empresas son las mismas que la muestra para nuestro caso de investigación llamadas Agrícola Chapi y la empresa Agrokasa que se dedican a la conservación y comercialización de esparrago fresco refrigerado. La muestra tomada de estas dos empresas así como la toma de datos fidedignos de plantas de este tipo nos permite lograr una mejora en el diseño de una planta energéticamente rentable y ecológica.

4.4.1. Resumen de datos Estadístico

Tabla N° 4.12 Principales empresas exportadoras

COMERCIO PERÚ

PRINCIPALES EMPRESAS EXPORTADORAS

Empresa	%Var 13-12	%Part 10
COMPLEJO AGROINDUSTRIAL BETA S.A.	59%	17%
SOCIEDAD AGRICOLA DROKASA S.A.	43%	6%
DANPER TRUJILLO S.A.C.	8%	5%
CAMPOSOL S.A.	-12%	5%
AGRICOLA LA VENTA S.A.	13%	4%
GLOBAL FRESH S.A.C.	15%	4%
AGRICOLA CHAPI S.A.	21%	3%
AGRO PARACAS S.A.	12%	3%
PEAK QUALITY DEL PERU S.A.	9%	3%
Otras Empresas (96)	--	42%

Fuente: SUNAT

PRINCIPALES MERCADOS

Market	%Var 13-12	%Part 10	FOB-13 (miles US\$)
Estados Unidos	20%	62%	253,611.36
Reino Unido	75%	12%	51,220.99
Países Bajos	-6%	11%	44,115.71
España	9%	6%	23,469.22
Japón	28%	2%	6,738.51
Australia	15%	2%	6,553.97
Bélgica	106%	1%	4,135.87
Brasil	18%	1%	3,581.22
Francia	-11%	1%	2,577.81
Otros Países (33)	--	4%	16,048.28

Fuente: SUNAT

Fuente: Promperu

4.4.2. Resumen de gasto de Electricidad

El siguiente cuadro resumen de las características técnicas de las unidades de refrigeración seleccionada de la marca BITZER nos permitirá encontrar el costo de energía eléctrica de todos los sistemas de enfriamiento sin considerar las potencias de bombeo de agua en los Hidrocooler

Tabla N° 4.13

RESUMEN DE LA MAQUINARIA SELECCIONADA DE MARCA BITZER							
	Q _o (TU/HR)	W _c (BTU/HR)	T _{ev}	COP* BITZER	POTENCIA FRIGORÍFICA BITZER	POTENCIA ABSORBIDA BITZER	CORRIENTE 460V BITZER
HI	306426.52	80530	39.2°F , 4°C	3.81	89.80 KW	23.60 KW	33.9 A
CMP	190748.8	53505.21	30.92°F , -0.6°C	3.56	55.90 KW	15.68 KW	23.7A
SP	153554.5	31700.47	50°F , 10°C	4.84	45.00KW	9.29 KW	13.37
HZ	254900	81895.73	24.8°F , -4°C	3.12	74.70 KW	24.00 KW	40.4A
CPT	193137.43	58043.6	25.52°F , -3.6°C	3.32	56.60 KW	17.01 KW	25.1 A
SUMATORIA	1098767.25	305675.01			322.00 KW	89.58 KW	

Fuente: Elaboración propia.

Cálculo del Costo de Energía Eléctrica consumida en la maquinaria de refrigeración:

$$E = KW \times HR / dia \times mes \times costo (KW - hr)$$

$$E = 89.58 \times 16 \times 30 \times 0.40 = 17199.36$$

$$E = 17199.36 \text{ nuevos soles}$$

Cálculo teórico del costo de Energía Eléctrica consumida en la maquinaria Ineficiente de refrigeración, referencia pag. 102:

$$E = KW \times HR / dia \times mes \times costo(KW - hr)$$

$$E = 56.024 \times 16 \times 30 \times 0.40 = 10756.61$$

$$E = 10756.61 \text{ nuevos soles}$$

Cálculo teórico del costo de Energía Eléctrica consumida en la maquinaria

Eficiente de refrigeración, referencia pag. 102:

$$E = KW \times HR / dia \times mes \times costo(KW - hr)$$

$$E = 48.77 \times 16 \times 30 \times 0.40 = 9363.84$$

$$E = 9363.84 \text{ nuevos soles}$$

La razón de la diferencia de los consumos de energía entre los cálculos teóricos y la maquinaria seleccionada de marca BITZER se sobreentiende que radica en que los cálculos teóricos no tienen aplicados los valores de las eficiencias eléctricas y mecánicas así mismo tampoco los factores de seguridad que aplican los fabricantes de la maquinaria de refrigeración industrial.

Por lo tanto para poder ver los ahorros reales de energía eléctrica asumiremos los porcentajes de ineficiencia entre las dos máquinas teóricas y ese porcentaje lo aplicaremos en la maquinaria real de marca BITZER

$$\frac{10756.61}{9363.84} = 14.8\%$$

El porcentaje de los ciclos teóricos nos indica que el ciclo de refrigeración ineficiente consume 14.8% más que el consumo del ciclo teórico eficiente, aplicaremos este porcentaje en la maquinaria de refrigeración seleccionada de marca BITZER

$$E = KW \times HR / dia \times mes \times costo (KW - hr)$$

$$E = 89.58 \times 16 \times 30 \times 0.40 = 17199.36$$

$$E = 17199.36 \text{ nuevos soles}$$

$$E_{INEFICIENTE} = 1.148 \times 17199.36 = 19744.87 \text{ nuevos soles}$$

Ahorro Mensual del Consumo de la Maquinaria

CICLO REAL INEFICIENTE MENSUAL	S/. 19744.87 nuevos soles
CICLO REAL EFICIENTE MENSUAL	S/. 17199.36 nuevos soles
AHORRO MENSUAL	S/. 2545.51 nuevos soles

Ahorro Anual del Consumo de la maquinaria

CICLO REAL INEFICIENTE ANUAL	S/. 236938.44 nuevos soles
CICLO REAL EFICIENTE ANUAL	S/. 206392.32 nuevos soles
AHORRO ANUAL	S/. 30546.12 nuevos soles

4.5. Técnicas o Instrumentos de Recolección de datos

Mediante la obtención de datos estadísticos de las exportaciones nacionales de espárragos hacia el mercado americano, europeo y asiático, estas muestras para la recolección de datos estadísticos son las plantas agroindustriales : Agrícola Chapi y Empresa Agrocasa, en el departamento de Ica, que son representativas para cualquier otro lugar como los departamentos de Lambayeque, Piura, Tumbes.

Tabla N° 4.15

COMERCIO MUNDO

CÓDIGO ARMONIZADO
4.070920 ESPARRAGOS, FRESCOS O REFRIGERADOS

PRINCIPALES 10 PAÍSES IMPORTADORES

RANK	PAÍS	2008 (%)	2009 (%)	2009 VALOR (\$ MIL)
1	Estados Unidos	-1%	43%	516.44
2	Japón	16%	8%	82.50
3	Alemania	-0%	8%	93.15
4	Canadá	4%	7%	81.08
5	Países Bajos	13%	5%	55.06
6	Reino Unido	14%	5%	53.49
7	Suiza	-6%	4%	53.70
8	Francia	7%	4%	44.24
9	España	-10%	4%	46.74
10	Bélgica	11%	2%	22.92
1000	Otros Países (120)	-5%	10%	121.66

Fuente: COMTRADE

Fuente: COMTRADE

4.6.2 Ahorro de Energía Eléctrica

Ahorro Anual del Consumo de la Maquinaria

CICLO REAL INEFICIENTE ANUAL	S/. 236938.44 nuevos soles
CICLO REAL EFICIENTE ANUAL	S/. 206392.32 nuevos soles
AHORRO ANUAL	S/. 30546.12 nuevos soles

4.6.3 Rentabilidad

Objetivos:

1. Recuperar el gasto en financiamiento por la compra de 5 máquinas empleadas para el proceso productivo del negocio
2. Generar excedentes de caja para el negocio para gastos extraordinarios para mejoras en producción y mejoras de infraestructuras o compra de nueva maquinaria.

Este resultado es el producto de 2 estrategias:

- a) Eficiencia en el consumo eléctrico
- b) La capitalización del ahorro producto de la eficiencia del consumo de energía eléctrica.

SINKING FOUND

Esta técnica se basa en depósitos periódicos a tasas fijas por un periodo determinado, que para este modelamiento se ha considerado un periodo igual a la vida útil de los equipos de planta, que coincide también con el periodo de financiamiento.

Fig. N° 4.8 Sinking Found

SINKING FOUND

(Valor Futuro al que se llegaría dado la cuota elegida)

<u>Valor Cuota</u>	\$2.500
Tasa Anual	9,0%
Tasa mensual	0,7%
Periodo (en Meses)	144

<u>Valor Futuro</u>
\$628.758
366.553
156.834

Tabla N° 4.16 stock de capitalización anual

	año 0	año 1	año 2	año 3	año 4	año 5	año 6	año 7	año 8	año 9	año 10	año 11	año 12
Máquina 1	28.600	29.458	30.342	31.252	32.190	33.155	34.150	35.174	36.230	37.317	38.436	39.589	40.777
Máquina 2	19.800	20.394	21.006	21.636	22.285	22.954	23.642	24.352	25.082	25.835	26.610	27.408	28.230
Máquina 3	11.000	11.330	11.670	12.020	12.381	12.752	13.135	13.529	13.934	14.353	14.783	15.227	15.683
Máquina 4	29.700	30.591	31.509	32.454	33.428	34.430	35.463	36.527	37.623	38.752	39.914	41.112	42.345
Máquina 5	20.900	21.527	22.173	22.838	23.523	24.229	24.956	25.704	26.475	27.270	28.088	28.930	29.798
TOTAL PRECIO MAQ	110.000	113.300	116.699	120.200	123.806	127.520	131.346	135.286	139.345	143.525	147.831	152.266	156.834

Costo Maquinas año 0	110.000
Intereses Maquinas año 1 al 12	133.515
Costo maquina (a precios del año 0 mas interes en 12 años de financiamiento)	243.515

Tasa inflacion promedio de los ultimos 5 años 3%

30.546	30.546	30.546	30.546	30.546	30.546	30.546	30.546	30.546	30.546	30.546	30.546	30.546	30.546	30.546	30.546	123.039	
2.546																	

471.924

sinkingfound

Precio Maquinas en año 12 (Costo de Reposición)	156.834
---	---------

opcion de pago contado de maquinaria en año 12

Precio maquinaria año 12	156.834
Total interes de maquinaria financiada entre año 1 y año 12	133.515
	290.348

Ahorro anual por eficiencia energetica	30.546
Ahorro anual por eficiencia energetica en 12 años	366.553

CAPITULO V
RESULTADOS

Tabla N° 5.1

CÁLCULO TEORICO DE PLANTA FRIGORIFICA EFICIENTE EN EL DIAGRAMA DE MOLLIER						
	Qo	Wc	Qcond.	COP	Tev	Tco
H1	276907.5	38464.02	315370.964	7.19	39.2°F 4°C	105.8°F 41°C
CMP	187510.64	27450	214712.69	6.83	30.92°F -0.6°C	98°F 36.66°C
SP	142186.89	16447.92	158634.8	8.64	50°F 10°C	105.8°F 41°C
H2	221526	42117.66	266084.33	5.26	24.8°F 41°C	105.8°F 41°C
CPT	179682.91	41967.71	221650.13	4	25.52°F -3.6°C	123.8°F 51°C
SUMATORIA	1007813.94	166447.31	1176452.914			

Fuente: Elaboración propia

Tabla N° 5.2

CÁLCULO TEORICO DE PLANTA FRIGORIFICA INEFICIENTE EN EL DIAGRAMA DE MOLLIER				
	Qo	Wc	Qcond.	COP
H1	276907.5	41348.82	323381.386	6.69
CMP	187510.64	30538.12	222893.244	6.14
SP	142186.89	18915.11	166693.448	7.517
H2	221526	5001472	280384.735	4.42
CPT	179682.91	50390.61	232311.87	3.56
SUMATORIA	1007813.94	191207.38	1225664.683	

Fuente: Elaboración propia

Tabla N°5.3

RESUMEN DE LA MAQUINARIA SELECCIONADA DE MARCA BITZER							
	Qo (TU/HR)	Wc (BTU/HR)	Tev	COP* BITZER	POTENCIA FRIGORÍFICA BITZER	POTENCIA ABSORBIDA BITZER	CORRIENTE 460V BITZER
H1	306426.52	80530	39.2°F ,4°C	3.81	89.80 KW	23.60 KW	33.9 A
CMP	190748.8	53505.21	30.92°F , -0.6°C	3.56	55.90 KW	15.68 KW	23.7A
SP	153554.5	31700.47	50°F , 10°C	4.84	45.00KW	9.29 KW	13.37
H2	254900	81895.73	24.8°F , -4°C	3.12	74.70 KW	24.00 KW	40.4A
CPT	193137.43	58043.6	25.52°F , -3.6°C	3.32	56.60 KW	17.01 KW	25.1 A
SUMATORIA	1098767.25	305675.01			322.00 KW	89.58 KW	

Fuente: Elaboración propia

CAPITULO VI

DISCUSIÓN DE RESULTADOS

6.1. Contrastación de la Hipótesis con los Resultados

Para poder ver los ahorros reales de energía eléctrica asumiremos los porcentajes de ineficiencia entre las dos máquinas teóricas y ese porcentaje lo aplicaremos en la maquinaria real de marca BITZER:

$$\frac{10756 .61}{9363 .84} = 14.8\%$$

El porcentaje de los ciclos teóricos nos indica que el ciclo de refrigeración ineficiente consume 14.8% más que el consumo del ciclo teórico eficiente, aplicaremos este porcentaje en la maquinaria de refrigeración seleccionada de marca BITZER.

CAPITULO VII

CONCLUSIONES

- Se cumplió el objetivo de diseñar una planta para la conservación de 60 TN de espárrago fresco, reduciendo el consumo de energía eléctrica de modo considerable.

- Se utilizó el equipamiento frigorífico moderno de alta eficiencia, en nuestro caso de la marca Bitzer. Además, se logró una mayor eficiencia en el diseño de los componentes y procesos lográndose un ahorro anual de S/. 30,546.00 nuevos soles, como se puede observar en la página 177 de la presente tesis.

- Se logró disminuir la contaminación del medio ambiente empleando el refrigerante R134a, cuyo ODP (Ozone Depletion Potential) igual a cero; es decir, se eliminó la contaminación atmosférica a cero respecto al ozono y la emanación de gases que contribuyen al efecto invernadero GWP (Global Warning Potential) hasta un 14.8%, que es el porcentaje de ahorro de la energía que se puede observar en la página 176, esto representa un 14.8 menos en la emanación de gases en las centrales térmicas de generación de electricidad.

- Se logró una mayor eficiencia en el diseño de los componentes y procesos para el fin deseado como se puede ver en la página 173, tabla 4.11.

CAPITULO VIII

RECOMENDACIONES

- Cuando se diseñan plantas frigoríficas aplicando los novedosos conceptos de ahorro de energía, procedimientos de producción validados internacionalmente, maquinaria frigorífica de última generación, así como personal profesional, técnico, trabajadores de planta, se logran los objetivos que permiten lograr los objetivos de nuestra hipótesis.

- Capacitar al personal de planta, desde los jefes hasta el personal obrero en la normativa sanitaria nacional e internacional, con respecto a la indumentaria, aseo personal y buena salud.

- La utilización de software industrial para cálculo térmico y selección de maquinaria, desde siempre utilizarse, a la par con los cálculos de ingeniería utilizados en el presente trabajo, esto ayuda a comprobar la eficacia de los resultados.

- Los márgenes de error en el proyecto de diseñar la planta de conservación de 60 TN de espárrago fresco serán levantados en una regulación de los componentes de modo preciso, luego que se termine la construcción física de la planta, así como se puede mejorar los procedimientos para la producción, de modo que se pueda validar por cualquier organismo nacional e internacional.

CAPITULO IX

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

- CRANE, Flujo de Fluidos, Editorial Mc Graw-Hill /Interamericana de México S.A. traducción Valfisa S.A. 1ra Edición de 1998.
- DOSSAT, Roy J. Principios de Refrigeración 18va Edición, Compañía editorial Continental del 1998.
- HARPER, Enriquez, El ABC del Alumbrado y las instalaciones Eléctricas en baja tensión, 2da Edición Editorial Limusa S.A. del 2000.
- MANUAL LUMINOTECNIA, Editorial PUA, Prensa Universitaria Argentina Buenos Aires 2000, Distribuido por Ediciones HACHE-EFE.
- MCQUINSTON-Parker-Spilter, Calefacción Ventilación y Aire Acondicionado, 1ra Edición, Editorial Limusa Wiley del 2003
- SÁNCHEZ Y PINEDA DE LAS INFANTAS, Teresa, Ingeniería del Frio: Teoría y Práctica, 1ra Edición Editorial AMV Ediciones del 2001
- VAN WYLEN, Gordon J. Fundamentos de termodinámica, 2da Edición, Editorial Limusa del 2008.
- WESTINGHOUSE ELECTRIC CORPORATION, Manual de Luminotecnia, 2da Edición, Editado por PUA, Buenos Aires del 2000.
- YUNUS A. Cengel y Michael A. Boles, Termodinámica, 5ta Edición, Editorial Mc Graw Hill del 2002.
- YUNUS A. Cengel, Transferencia de Calor 2da.Edicion, Editorial Mc Graw Hill del 2004.

ANEXO

MATRIZ DE CONSISTENCIA

PROBLEMA	OBJETIVOS	HIPOTESIS	METODOLOGIA	POBLACION
<p>Determinación del problema La región Ica tiene un gran potencial para el cultivo del espárrago, convirtiéndose esta región en una de las mayores productoras Agroindustriales para la exportación. Se tiene la necesidad de diseñar y construir plantas frigoríficas modelos para la conservación de alimentos que sean rentables en operación donde el consumo de energía eléctrica sea mínimo para la producción calculada de la planta y usen refrigerantes que no dañen la capa de ozono (SAOS) según tratados internacionales para la protección de la capa de ozono como el Protocolo de Montreal de 1987 y sus enmiendas, Enmienda de Copenhague de 1992, Enmienda de Montreal de 1997 y Beijing de 1999.</p>	<p>Objetivo general Diseñar una planta frigorífica modelo para la conservación de 60 toneladas de espárragos frescos en la Región Ica, utilizando refrigerantes ecológicos. El espárrago fresco se conserva a una temperatura entre 0°C a 2°C es almacenada en la cámara frigorífica de la planta para que en aproximadamente 1 semana sea transportado vía aérea refrigerado a los mercados europeos donde es comercializado en estado fresco en un lapso de 30 días, el espárrago no se comercializa congelado.</p>	<p>Hipótesis General Sí es posible diseñar una planta para la conservación de 60 toneladas de espárragos frescos destinados a la exportación en la Región Ica.</p> <p>Hipótesis específicas H₁: Utilizamos equipamiento frigorífico moderno de alta eficiencia que ahorra energía eléctrica, en nuestro caso de la marca Bitzer, complementando utilizamos ciclos térmicos eficientes con un alto COP.</p>	<p>La investigación corresponde al tipo explicativa que tiene como propósito buscar las relaciones de causa y efecto entre las variables del objeto de estudio en este estudio el investigador no manipula las variables. En algunas investigaciones se determinará la correlación de las variables sin encontrar causalidad, aunque desde el punto de vista sistémico existe relación entre las variables que integran un objeto o sistema. Buscando que las soluciones generen eficiencia o productividad, basada en el diseño de una empresa agroindustrial para la conservación de espárrago fresco refrigerado.</p>	<p>Para este procedimiento la metodología que utilizaremos serán los datos de dos plantas de producción de espárragos para la exportación en el departamento de Ica, y luego comprobaremos las mejoras obtenidas mediante una evaluación estadística de ellas antes de la aplicación de nuestro diseño optimizado de una planta de conservación de espárragos frescos para la exportación.</p>
<p>Formulación del problema Problemas específicos</p> <ul style="list-style-type: none"> • ¿Es posible diseñar un sistema de refrigeración que nos permita el máximo ahorro de energía eléctrica con respecto a otras plantas tradicionales? • ¿Es posible disminuir el Ozone Depletion Potential (ODP.) que es igual a cero debido a que el refrigerante empleado no contiene cloro siendo el único componente químico que perjudica la capa de ozono? • ¿Se puede lograr una mayor eficiencia con un diseño del sistema de tuberías de refrigerante, controles de presión y temperatura estándar para la conservación del espárrago fresco, logrando un mejor rendimiento térmico de los equipos, evaluados según el COP. Que es el cociente entre la producción frigorífica y el consumo de energía eléctrica? 	<p>Objetivos específicos</p> <ul style="list-style-type: none"> • Seleccionar equipos frigoríficos modernos que nos permitan el máximo ahorro de energía eléctrica • Disminuir la contaminación del medio ambiente, empleando equipos frigoríficos de última tecnología que utilicen refrigerantes ecológicos. • Lograr mayor eficiencia en el diseño de tuberías para lograr una caída de presión mínima del refrigerante y componentes del sistema. 	<p>H₂: El refrigerante usado es el R134a, caracterizado por no afectar la capa de ozono, teniendo un ODP igual a cero y un GWP igual a 1300, estando dentro del rango mínimo de afectación a la capa de ozono.</p> <p>H₃: Usamos para fines de eficiencia termodinámica un ciclo de refrigeración rankine con un COP aceptable, donde la producción frigorífica es alta y el consumo de potencia eléctrica es mínimo.</p>		