



UNIVERSIDAD NACIONAL
de MAR DEL PLATA



FACULTAD
DE INGENIERIA

Proyecto Final

Instalación Frigorífica Industrial

Alumno: Marcos Raúl Dematteis

Carrera: Ingeniería Mecánica

Plan: 2003

Matrícula: 11631

Año: 2019

Profesores tutores del Departamento de Mecánica:

Ramón Cruz y Ricardo Zucal



RINFI se desarrolla en forma conjunta entre el INTEMA y la Biblioteca de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional de Mar del Plata.

Tiene como objetivo recopilar, organizar, gestionar, difundir y preservar documentos digitales en Ingeniería, Ciencia y Tecnología de Materiales y Ciencias Afines.

A través del Acceso Abierto, se pretende aumentar la visibilidad y el impacto de los resultados de la investigación, asumiendo las políticas y cumpliendo con los protocolos y estándares internacionales para la interoperabilidad entre repositorios



Esta obra está bajo una [Licencia Creative Commons Atribución-NoComercial-CompartirIgual 4.0 Internacional](https://creativecommons.org/licenses/by-nc-sa/4.0/).



Índice general

Agradecimientos	3
Objetivo del proyecto final	4
Introducción	5
Diseño.....	9
1. Carga frigorífica y condiciones de trabajo	9
2. Refrigerante utilizado	9
3. Características principales del diseño de la instalación frigorífica .	12
4. Elección de compresores	14
5. Cálculo del COP de la instalación	23
6. Cálculo y selección de condensadores	24
7. Cálculo del enfriador intermediario	27
8. Cálculo del separador de recirculado vertical	30
9. Cálculo de las bombas de recirculado	31
10. Cálculo del termosifón vertical	32
11. Cálculo del tanque receptor de líquido	34
12. Cálculo de espesor de los recipientes sometidos a presión	35
13. Sistema de descongelado	41
14. Diagrama frigorífico	41
15. Cálculo de cañerías	41
16. Cálculo y selección de válvulas manuales y automáticas.....	57
17. Purgador de gases no condensables	64
18. Aislación de recipientes sometidos a presión y cañerías	65
Conclusiones.....	68
Planos.....	69
Bibliografía.....	75



Agradecimientos

Muchas personas hicieron posible que este momento llegara, a lo largo de estos años de una u otra manera sentí su aliento e interés, a todos ellos va dedicado este agradecimiento.

En primer lugar, gracias a mamá y papá por haberme contenido y motivado en momentos críticos de la carrera, sobre todo al comienzo cuando todo es mucho más difícil o casi imposible. Disculpen por mis días de mal humor, y gracias por bancarme tanto tiempo, evitando que trabaje, y solo tener que estudiar. Sin sus consejos todo hubiera sido más difícil aún. Este título también es de ustedes.

Gracias a mi novia Paula. A la que conocí faltándome la mitad de la carrera, sos muy importante y me motivaste a seguir adelante y no bajar los brazos cuando quizás no se daban todos los resultados. Perdón por todas las reuniones a las que no asistí, el tiempo que no te dediqué, gracias por la incondicional compañía, ayuda y contención. Gracias por hacerme mejor persona. A partir de ahora tendremos fines de semana muchos más tranquilos.

Gracias a mi hermano Nico, con quien cursé dos de las peores materias de la carrera. En ambos casos salimos victoriosos, luego de un largo y estresante cuatrimestre lleno de discusiones. El desahogo y gritos de felicidad por haberlas metido, tuvo sin duda un condimento extra, en fin, una inolvidable experiencia. Gracias Mai por también estar.

Gracias a mi abuelo César, con quien compartí el interés por los fierros desde muy chico, interés que despertó en mi curiosidad por la mecánica.

Gracias a mis abuelas, Isabel y Anaeeé, por su interés y preocupación en cada parcial y final rendido.

Gracias Richard, Cris y Lu, por contenerme e interesarse en cada logro o paso dado hacia este día. Siempre sacándole dramatismo a mis noticias no tan buenas.

Gracias a mis tíos, mis primos y a todos aquellos que siempre se preocuparon por mi carrera, con llamados por teléfono, mensajitos, etc.

Gracias Mario por haberme dado la posibilidad de dar los primeros pasos como “casi” Ingeniero en PM, y concientizarme de que debía recibirme. Gracias por el sin fin de días que debí salir antes de hora o directamente no asistir al trabajo para rendir parciales y finales.

Gracias a mis compañeros de oficina Nico y Ema, por cubrirme y siempre preguntar ¿Cómo te fue? Y a los chicos del trabajo, por recordarme que aún no era ingeniero y preocuparse por como avanzaba en la carrera.

Gracias Ramón. Mi primer profesor particular de refrigeración industrial. Gracias por explicarme y guiarme en este trabajo final, por haberme facilitado información, y por su cooperación y ayuda desmedida en que termine mis estudios.

Gracias a Ricardo Zucal, Esteban Rubertis y Fernando Mallo por su buena predisposición y aportes hacia el trabajo.

Gracias a mis compañeros de facultad, a los de las últimas materias, gracias a Facu, Nico y Alfre, amigos que me dejó esta linda etapa de mi vida que hoy se cierra.

Y gracias a todas aquellas personas que no nombro pero estaban siempre atentos a mis avances, muchas gracias de corazón.

¡Muchas gracias a todos!



Objetivo

El presente proyecto, es una continuación de la Práctica Profesional Supervisada (PPS) realizada en el 2012. En aquel momento solo consistió en adquirir los principales conocimientos acerca de la refrigeración industrial durante el tiempo de ejecución de una instalación frigorífica ubicada en el Parque Industrial General Savio de la Ciudad de Mar del Plata.

El objetivo del presente trabajo es diseñar y calcular termo-mecánicamente dicha instalación para un TRVM (Túnel de Retención Modular Variable) para el congelado de aves.

El diseño abarcará los siguientes aspectos:

- Selección del tipo de instalación frigorífica a realizar.
- Selección del refrigerante.
- Selección de compresores y sus respectivos motores eléctricos.
- Selección de condensadores.
- Cálculo constructivo y termo-mecánico de todos los recipientes sometidos a presión.
- Cálculo de cañerías y accesorios.
- Selección y ubicación de válvulas manuales y automáticas.
- Diseño del sistema de descongelado automático.



Introducción

Generalidades

El frío es uno de los elementos más utilizados por la industria y es un elemento imprescindible, en muchos sectores específicos, para procesos de producción y almacenamiento. Está presente en todo momento en algunas industrias, cuando el material o producto es obtenido, cultivado o extraído, cuando es trasladado a la planta, fábrica o almacén, durante el periodo de almacenamiento, en los procesos de producción y preservación y, desde luego, cuando se pone a la venta en óptimas condiciones para el consumidor final.

Gracias a esto la refrigeración industrial es un elemento de gran importancia para la industria en la actualidad, sobre todo para algunos sectores como el alimentario, el farmacéutico y el químico, pues los procesos de enfriamiento ayudan a conservar y preservar en buenas condiciones algunos productos durante mucho más tiempo del que perdurarían en condiciones ambientales normales. En algunos casos el congelamiento o enfriamiento puede ser incluso un proceso necesario para la producción o transformación de un producto.

Existen algunas industrias en las que el frío es tan importante que cerca del 70% del total del espacio de sus instalaciones es ocupado por cámaras, túneles de congelado, o cualquier otro sistemas de enfriamiento que se utilizan para almacenar, conservar o procesar los productos.

Como consecuencia de la importancia de la refrigeración para algunos sectores de la industria es que se han diseñado y desarrollado diferentes tipos de sistemas de enfriamiento, se han creado equipos e instalaciones especializadas para cierto tipo de productos y se han desarrollado nuevos refrigerantes que se adecuan a las reglas vigentes de cada país.

Los refrigerantes más utilizados en las instalaciones frigoríficas son por ejemplo el agua, el amoníaco (NH_3 o R717), el glicol ($\text{C}_2\text{H}_6\text{O}_2$ o 1,2-Etanodiol), el dióxido de carbono (CO_2) y algunos hidrocarburos y halocarbonos. El amoníaco es la sustancia refrigerante más utilizada por la mayoría de las instalaciones industriales, pero hay muchas otras que se pueden emplear con el mismo propósito y la misma efectividad. Asimismo, existen equipos y sistemas que son diseñados y desarrollados para almacenar o refrigerar algunos tipos específicos de productos como refrigeradores cárnicos, congeladores para hielo, frigoríficos para verduras, cámaras frías para laboratorios, entre otros. Esto produce una consecuente especialización por parte del diseñador en algún producto en particular.

Además de esto, el diseño, fabricación, montaje e instalación y mantenimiento de las instalaciones frigoríficas son aspectos relevantes para tener el mejor rendimiento de los sistemas y, en consecuencia, los mejores ambientes fríos para la conservación y preservación de los productos.

La importancia del frío en la industria es indiscutible, lo que justifica el constante desarrollo de nuevas formas de control, máquinas más eficientes y desarrollo de nuevas técnicas o refrigerantes no dañinos al medio ambiente.

Ciclo frigorífico de compresión

Un sistema frigorífico de compresión consta de cuatro etapas, las cuales posibilitan el transporte de energía (calor), a partir del cambio de estado del medio refrigerante.

El evaporador es un dispositivo mediante el cual se produce la absorción de calor del recinto o materia a partir de la evaporación del refrigerante en su interior. El gas



resultante de la evaporación de dicho refrigerante al absorber el calor que se desea evacuar, es conducido por la línea de aspiración, hacia un separador de succión, el cual se encarga de separar las posibles gotas de refrigerante en estado líquido que retornen mezcladas con gas. El líquido es un fluido incompresible, de este modo este artefacto protege al compresor. Luego de separar una eventual mezcla de fases, la línea de succión continua hacia el compresor, en dicha línea se suele recalentar los gases de succión para disminuir aún más los posibles arrastres de gota

El compresor es una máquina cuya dos funciones principales son:

- Garantizar un caudal másico de refrigerante a toda la instalación;
- Asegurar una correcta y estable presión de evaporación.

Desde un punto de vista más teórico y físico, el compresor aspira los gases a baja presión que retornan del evaporador y los comprime, aumentando la temperatura y presión hasta un punto en el cual el vapor pueda ser condensado, a través de un medio condensante disponible. Estos gases son conducidos por la línea de descarga hacia el condensador. En él se produce:

- Desrecalentamiento de los gases de descarga (calor sensible);
- Condensación del refrigerante (calor latente);
- Subenfriamiento de líquido (calor sensible).

El líquido condensado en esta etapa, baja por gravedad a un recipiente llamado tanque receptor, que cumple la función de almacenar el líquido refrigerante ante posibles variaciones en la demanda de carga frigorífica.

El refrigerante en estado líquido a alta presión es conducido a través de filtros de líneas que garantizan un estado óptimo y deshumidificado, hacia el elemento termostático.

La válvula de expansión termostática, es un dispositivo que produce una obstrucción en la línea de líquido, generando así una gran pérdida de carga y una eventual caída abrupta de la presión, de la cual se obtiene una mezcla de refrigerante gaseoso y líquido listo para absorber energía (calor), al momento de evaporarse dentro del evaporador.

En las Figura 1 pueden observarse las cuatro etapas mencionadas y la analogía en un diagrama P-H, muy útil a la hora de diseñar instalaciones frigoríficas.

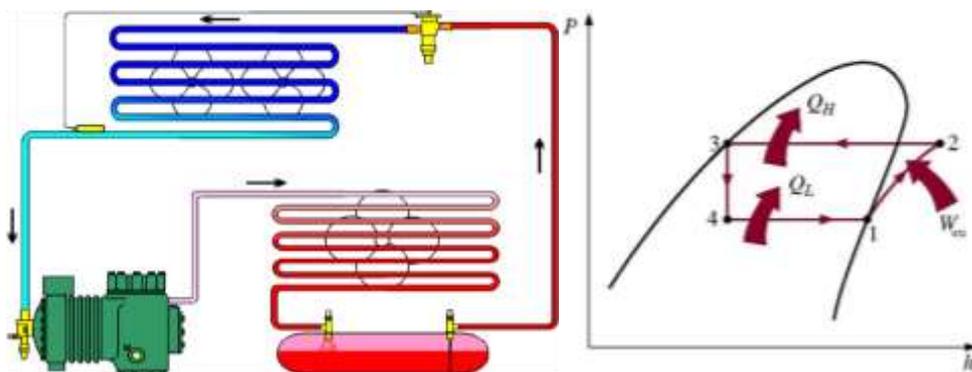


Figura 1. Ciclo de refrigeración por compresión.

Detalles constructivos del TRVM

Los túneles de enfriamiento y congelación tipo TRVM (Figura 2) emplean un sistema basado en corrientes de aire que provee un acondicionamiento uniforme para

enfriar o congelar los productos. El rango habitual de los tiempos de retención oscila entre 2 y 48 horas. Los controles integrados y la automatización están diseñados para que el operador pueda modificar los tiempos de retención para cada aplicación particular. Asimismo, los sistemas de control ofrecen una trazabilidad exhaustiva de todo el producto dentro del sistema que ayuda en la gestión de procesos adicionales posteriores al enfriamiento o congelación, tales como la paletización y la distribución.

Las ventajas del uso de túneles de enfriamiento o congelación incluyen:

- El enfriamiento o el congelado son rápidos, por lo que favorecen la prolongación de la vida en anaquel y la calidad del producto.
- La operación totalmente automatizada.
- Se adecúan a diversos productos y tamaños de cajas.
- Poseen un sistema de transportadores interconectados que permite una carga y descarga del producto automática.
- La eliminación de la operación manual ayuda a conservar la calidad del producto y reduce la frecuencia de lesiones.

Los túneles de enfriamiento y congelación son adecuados para plantas con:

- Un rendimiento medio o elevado.
- Tamaños de cajas uniformes o variables.
- Productos que requieren tiempos de enfriamiento o congelación similares o variables.



Figura 2. Túnel de refrigeración de retención variable

Principios generales de funcionamiento

Mecánico

Las cajas son conducidas por esteras desde la zona de producción hasta la entrada del túnel, donde son dispuestas en lotes en el transportador de acumulación. El lote formado con el número de cajas predeterminado es conducido al interior por el transportador de entrada. A través de un empujador las cajas son descargadas en una bandeja, colocada previamente en posición por el sistema de elevador de carga.

La bandeja cargada con cajas es colocada por el elevador en dirección vertical hasta el nivel a ser alimentado. La bandeja es introducida en la extremidad de la carga de un nivel, moviendo todas las bandejas de ese nivel en el sentido de la extremidad de descarga del nivel. En consecuencia la bandeja ubicada en la extremidad opuesta a la entrada, es colocada sobre el elevador de descenso (de descarga). Éste transporta la bandeja hasta el nivel inferior (de regreso solamente), por donde la bandeja regresa hasta la extremidad inicial, siendo colocada sobre la plataforma del elevador, éste la



coloca hasta el nivel de descarga. Las cajas son así sacadas de la bandeja y colocadas sobre el transportador de descarga. La bandeja vacía es colocada por el elevador en posición para recibir nuevo lote de cajas comenzando un nuevo ciclo.

El sistema de accionamiento del elevador, del elevador de descarga y de los empujadores de las cajas y bandejas es a través de motores eléctricos y motorreductores.

Las bandejas se mueven sobre los perfiles (soportes) metálicos, construidos con chapa de acero carbono, doblada, de cada nivel. Para disminuir el rozamiento entre bandeja/perfil y facilitar el deslizamiento de la bandeja, en la superficie de la misma en contacto con el perfil metálico, son colocadas placas de PUHMW (polietileno de ultra alto peso molecular)

El congelamiento del producto se completa durante el curso de ida de las bandejas. Al iniciarse el curso de regreso, en el nivel inferior, el producto ya está congelado hasta la temperatura media requerida. Solamente el nivel inferior es de regreso, todos los otros son de congelamiento o de enfriamiento.

El tiempo de estadía del producto puede ser diferente para cada nivel y ajustado de acuerdo con las necesidades, a través del programador lógico CLP. Así, pueden ser congelados simultáneamente productos que exigen tiempos de retención distintos.

Termodinámico

Los enfriadores de aire están ubicados en el extremo opuesto a la entrada y salida del túnel. El aire después de pasar por el enfriador recorre el túnel en la dirección longitudinal, en sentido contrario al movimiento de las bandejas/cajas del producto. Así el cambio de calor aire/producto se da en régimen de contra corriente. El flujo longitudinal y en contra corriente, garantiza la misma velocidad del aire y la misma diferencia media de temperatura entre el aire y el producto con flujos varias veces menores que las de los túneles con flujo transversal. En consecuencia son conseguidos los mismos tiempos de congelamiento y menor consumo de potencia de los ventiladores, lo que se traduce en menor carga térmica y finalmente, menor consumo de potencia de los compresores de la instalación frigorífica en su total. El regreso del aire es lateral.



Diseño termodinámico

1-Carga frigorífica y condiciones de trabajo

El TRVM tendrá las siguientes prestaciones de operación:

Pollos enteros cristalizados.....	4 hs(-2/-4°C)
Pollos enteros congelados.....	9 hs (-20°C)
Pollos trozados congelados.....	13 hs(-20°C)
Garras (cajas de cartón cerradas 15 Kgs aprox.).....	20 hs(-20°C)

Cualquier combinación de las prestaciones mencionadas anteriormente insume una potencia frigorífica aproximada de 1600000 Kcal/hs, con un tiempo de sala de máquina de 20 horas. La capacidad total de enfriamiento y congelamiento del túnel es de 22500 Kgs/hs, o su equivalente en unidades, 5000 pollos/hs enfriados, y 4000 pollos/hs congelados, a razón de 2,5 Kgs/ave limpia.

La temperatura de evaporación impuesta por el fabricante del TRVM es -38°C en los evaporadores, como presión absoluta de aspiración de diseño, se imponen 0,73 Kg/Cm² (-40°C), contemplando una pérdida de carga en la línea de aspiración correspondiente a 2°K.

La temperatura de condensación será de 35°C, con una temperatura de bulbo húmedo de 24°C(por estar ubicado en la ciudad de Mar del Plata).

2-Refrigerante utilizado

El refrigerante utilizado para esta instalación será el amoníaco (R717). Las principales ventajas por la cuales se optó por este refrigerante son:

- Fácil detección de fugas en cualquier parte de la instalación.
- Es hidrofílico, es decir, la presencia de vapor de agua en la instalación no afecta su normal funcionamiento, (principal desventaja del R22).
- No es miscible con aceite para refrigeración, es decir, la tarea de separar el refrigerante del lubricante es sencilla. Siempre habrá dos fases presentes, posibilitando la expurga.
- Es uno de los refrigerantes más baratos del mercado.
- Al ser inorgánico y no contener flúor, no afecta la capa de ozono ni al calentamiento global.

Desde el punto de vista termodinámico, las principales ventajas respecto de otros refrigerantes son:

- Capacidad frigorífica: define la importancia de un refrigerante en su utilidad para absorber calor en su paso por el evaporador, de ahí el interés de que sus valores sean altos. Sobresale, por tanto el R717. Esto hace que su uso en instalaciones de mediano o gran tamaño sea muy adecuado. En la Figura 3 se observa la capacidad frigorífica de diferentes refrigerantes a distintas temperaturas de evaporación.

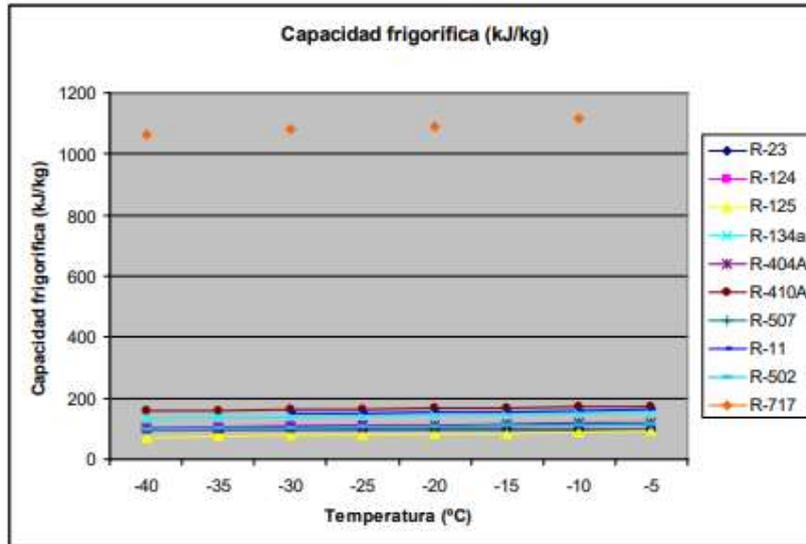


Figura 3: Capacidad frigorífica de distintos refrigerantes.

- Calor disipado: se trata del calor cedido en el condensador. Nuevamente, el R717 posee cifras relevantes que repercutirán en la eficiencia de las instalaciones. En la Figura 4 se observa el calor disipado por diferentes refrigerantes a distintas temperaturas de evaporación.

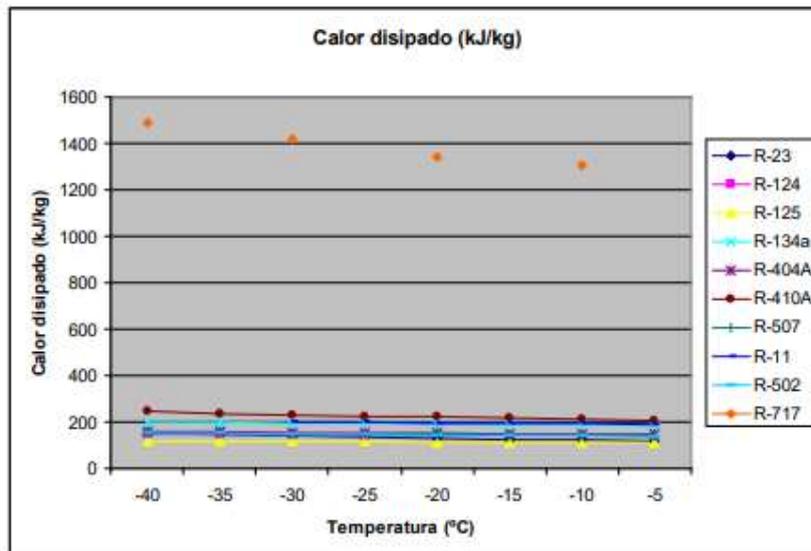


Figura 4: Calor disipado de distintos refrigerantes.

Las desventajas más importantes de este refrigerante, a tener en cuenta para el diseño de las instalaciones son:

- Volumen específico: influye cuando se calcula el diámetro de las cañerías. La sección de las mismas debe ser mayor si se desea mantener la misma velocidad de gas en el interior, debido que al aumentar su volumen específico (especialmente en líneas de aspiración a baja temperatura), aumenta el caudal



volumétrico. En la Figura 5 se observan los cambios del volumen específico de diferentes refrigerantes en función de la temperatura.

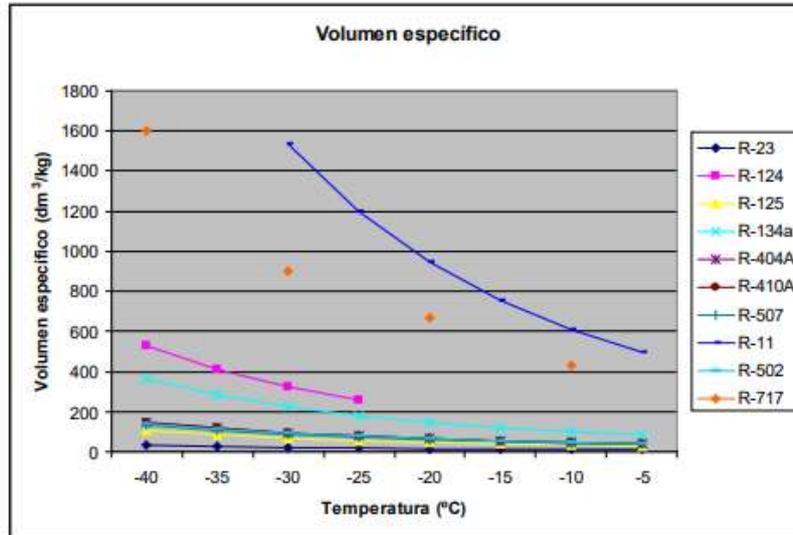


Figura 5: Volumen específico de distintos refrigerantes.

- Trabajo específico de compresión: es una consecuencia directa de la desventaja mencionada anteriormente. Al tener un elevado volumen por kilo de refrigerante, se debe realizar un mayor trabajo de compresión. En la Figura 6 se observan los cambios en el volumen específico de los gases a distintas temperaturas de aspiración.

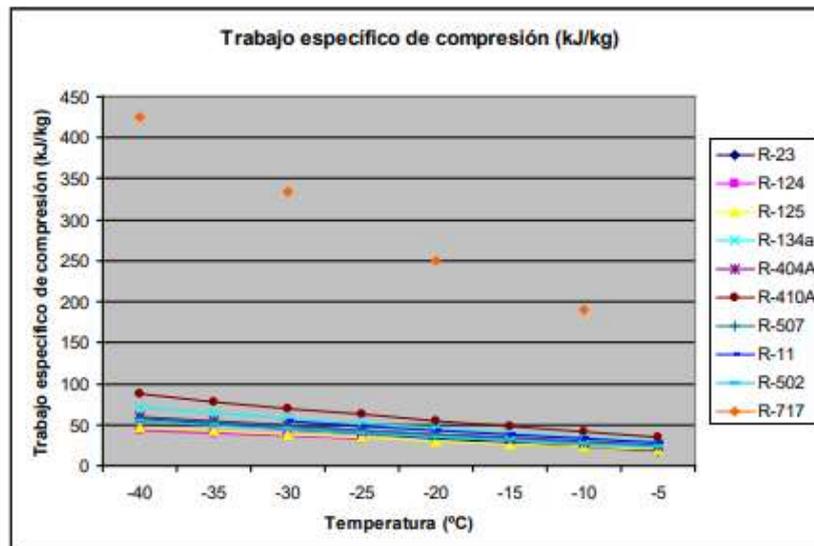


Figura 6: Trabajo específico de compresión de distintos refrigerantes.

- Temperatura de descarga: las líneas isoentrópicas que caracterizan a un diagrama P-H de amoníaco, presentan una inclinación superior a la de otros refrigerantes (Figura 7). Como consecuencia, si la instalación diseñada en este trabajo tiene una alta relación de compresión debido a aspiraciones muy bajas



(congelado), habrá altas temperaturas de descarga. Esto produce un rápido deterioro del aceite, lo que lleva a la pérdida de sus propiedades químicas.

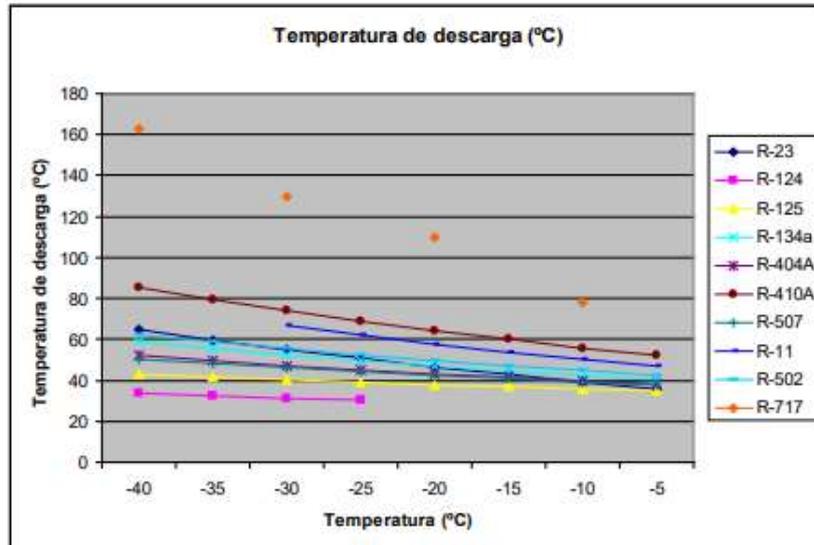


Figura 7: Temperatura de descarga de distintos refrigerantes.

3- Características principales del diseño de la instalación frigorífica

Por la alta potencia frigorífica requerida y por los elevados caudales másicos que se necesitan, se optó por realizar una instalación con recirculado de refrigerante mediante bomba (Figura 8). Este tipo de sistema, presenta las siguientes ventajas:

- Más económica para instalaciones de grandes potencias.
- Mayor coeficiente de conductividad térmica K, pudiendo así reducir el tamaño de los evaporadores.
- Menor cantidad de aceite en los evaporadores debido al arrastre generado por el elevado número de recirculaciones (5 veces) dentro de los mismos. Grandes cantidades de aceite reducen significativamente el rendimiento del evaporador.
- Reducciones de las temperaturas de descarga de los compresores debido a que se trabaja casi a 0°K de recalentamiento.
- Cuidado de las propiedades lubricantes del aceite al trabajar con menores temperaturas de descarga.
- Protección de los compresores debido a la existencia del separador de recirculado, evitando el arrastre de gotas.

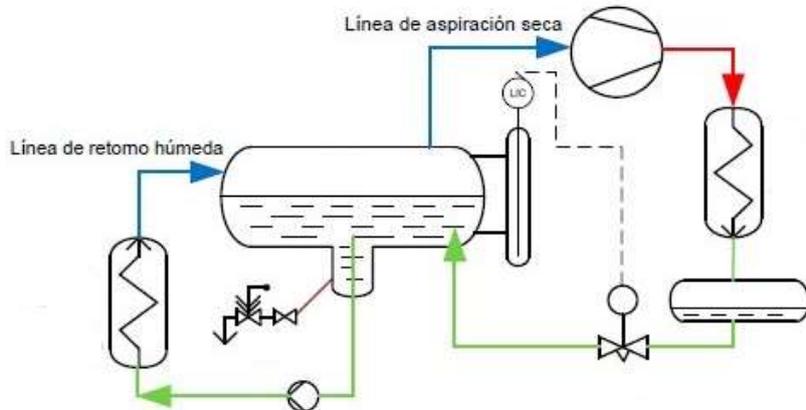


Figura 8: Esquema de sistema por recirculado forzado de amoníaco.

Otro aspecto que se debe evaluar es cuál es el ciclo frigorífico que más se adecua a nuestras necesidades y cuál presenta mayor eficiencia energética.

En relación al primer aspecto se optó por una instalación frigorífica de doble etapa de compresión. La instalación diseñada tendrá una temperatura de evaporación de -40°C , y una temperatura de condensación de 35°C . Si se hubiese optado por una instalación de simple etapa, de acuerdo al gráfico que se realizó en el software *Coolpack* que se muestra en la Figura 9, la temperatura de descarga sería aproximadamente de 180°C .

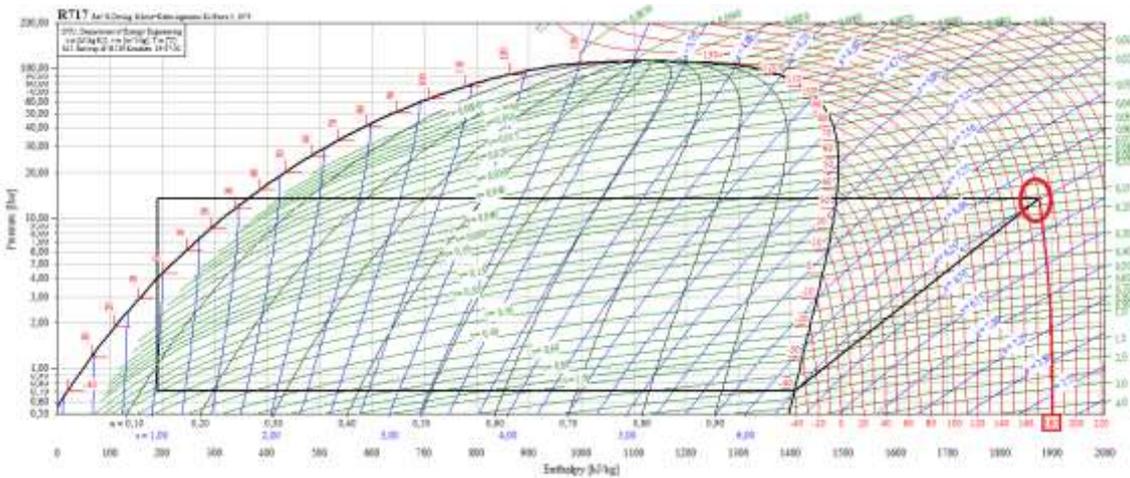


Figura 9: Diagrama P-H de simple etapa.

Si, como se mencionó anteriormente, el trabajo de compresión se realiza en dos etapas, donde un conjunto de compresores aspira desde la presión de baja, hasta una presión intermedia, donde se des-recalentamiento los gases, y luego otro conjunto de compresores de alta, aspira dichos gases a la presión intermedia hasta la presión de condensación, la temperatura de descarga desciende de manera significativa hasta los 100°C (Figura 10).

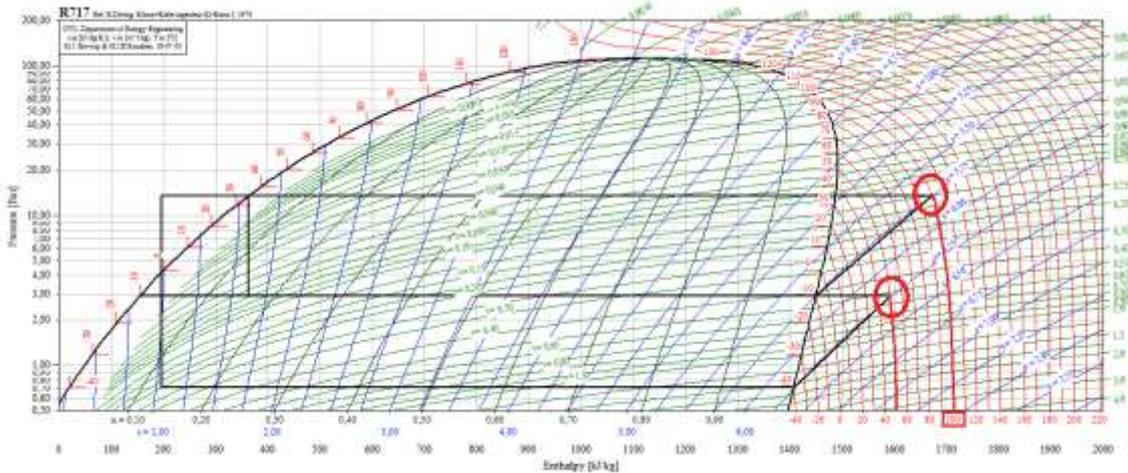


Figura 10: Diagrama P-H de doble etapa.

Si bien considerar una instalación de doble etapa logra reducir la temperatura de descarga en 80°C, 100°C sigue siendo una temperatura considerable. Debido a esto se optó por utilizar compresores a tornillo que tienen la ventaja, respecto de los alternativos, de manejar grandes caudales de aceite.

Las principales funciones del aceite en los compresores a tornillo son: lubricar, hacer de sello en la compresión de gas entre los rotores macho y hembra y enfriar los gases de descarga durante la compresión. Los caudales de aceite que se bombean en este tipo de compresores son mayores que los de los compresores alternativos, haciendo muy acertado el empleo de los mismos para relaciones de compresión elevadas.

El análisis energético lo estudiamos a partir del COP (*Coefficient of Performance*). El mismo se calculó de manera teórica e ideal, es decir, considerando un rendimiento de la máquina térmica igual a 1.

Si definimos el COP como Potencia frigorífica/Potencia consumida, la instalación simple etapa, resultaría un COP = 2,57, mientras que la doble etapa nos arroja un COP=3. Los trabajos de compresión no son isoentrópicos, y que por roces mecánicos inevitables del compresor, la entalpía de compresión será mayor, por lo que los COPs reales serán más bajos, pero seguirán manteniendo la relación de preponderancia.

Finalmente determinamos que la instalación correcta será la de doble etapa. La misma tendrá una mayor inversión inicial a la de simple etapa debido a líneas de cañerías extras, la fabricación y montaje de un enfriador intermedio y la compra de una cantidad mayor de compresores. Sin embargo, con el pasar del tiempo, se observará una mayor eficiencia energética, logrando así un ahorro en el consumo eléctrico.

4- Elección de compresores

Para el proceso de selección de compresores se debe tener en cuenta las siguientes condiciones de trabajo:

- Temperatura de evaporación: -40°C (0,73 Kg/cm²)
- Temperatura de condensación: 35°C (13,48 Kg/cm²)
- Carga térmica a ser evacuada: 1600000 Kcal/hs

Para seleccionar los compresores de baja, debemos calcular la presión de intermedia a la cual descargan los gases de descarga, esta presión puede ser calculada como la media aritmética entre la presión de aspiración y la presión de descarga.

$$P_i = \sqrt{P_b * P_a} = \sqrt{0,73 \text{ kg/cm}^2 * 13,48 \text{ kg/cm}^2} = 3,13 \text{ kg/cm}^2 \approx -10^\circ\text{C}$$

La marca de compresores que se usará será *Mycom* (Figura 11). A través de su programa de selección, podremos simular diversas condiciones de trabajo y extraer más de 30 variables importantes del compresor.

La serie elegida es la “J”, la cual presenta mejoras en relación con la serie “V”, respecto de la eficiencia de los equipos, principalmente por modificaciones en los rotores y por poseer *Vi* variable, recurso que ya ha sido utilizado por otras marcas como por ejemplo: *Frick*.



Figura 11: Compresor *Mycom N 280 J*

Descripción de la Serie J de compresores

- *Mycom Mayekawa* incorpora un nuevo separador de aceite de alto rendimiento, más eficaz y compacto.
- Nuevo control *MYPRO TOUCH* de última generación, con todas las posibilidades de comunicación y de visualización de históricos y gráficos de los parámetros deseados, que facilita la gestión y el control de la instalación, así como el mantenimiento preventivo.
- Nuevo cuerpo para motor embreado, que garantiza una perfecta conexión entre el motor y el compresor.
- Amplia gama de motores *Mayekawa* que conjugan a la perfección potencia y rendimiento con una mayor vida útil.
- Nueva presión de diseño que alcanza los 500 psi (34 barG), lo que permite desarrollar aplicaciones de bomba de calor de alta presión.

Con esta innovadora configuración, *Mayekawa*, con la serie “J” (Figura 12), supera con mucho los estándares más altos de fiabilidad mecánica y rendimiento energético de la conocida serie “V”.

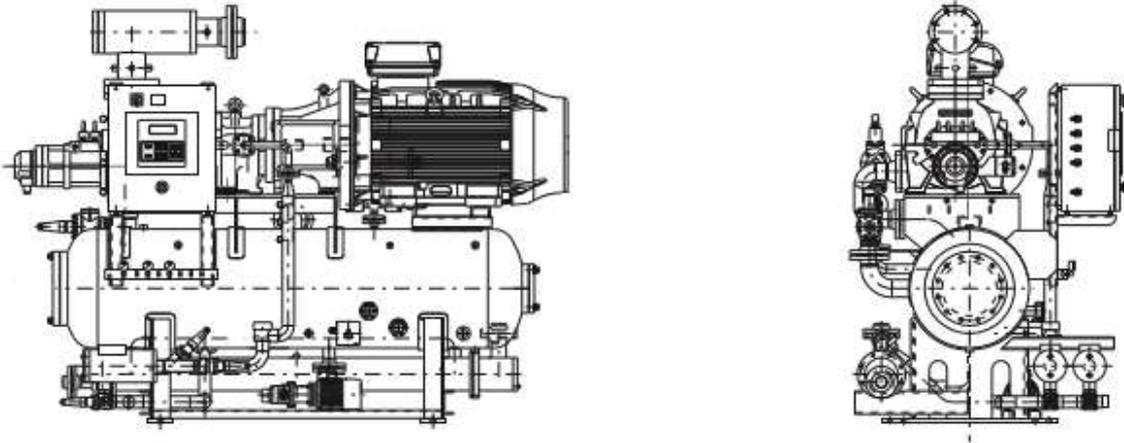


Figura 12: Paquetizado.

4.1- Etapa de baja presión (Booster):

- (-40°C/-10°C);
- Enfriamiento de aceite por termosifón;
- 2950 RPM;
- 100% de capacidad;
- $Q_b = 1600000$ Kcal/hs.

Se seleccionaron 03 compresores modelo N280JL-V, esta combinación dará una potencia frigorífica de 1800300 Kcal/hs. De esta manera tendremos un 12,5% de resto de máquina. Dado que la potencia requerida es de 1600000 Kcal/hs, dos de los compresores trabajará al 100% a 2950 RPM, mientras que el tercero será instalado con un variador de velocidad, pudiendo así, reducir hasta 1450 RPM, disminuyendo su volumen desplazado y así ajustándose a la temperatura de aspiración seteadas en el PLC. De esta forma tendremos un mayor control de la presión de aspiración solicitada por el fabricante del TRVM. Este tipo de recursos, posibilitado por variadores de frecuencia, es muy utilizado en la refrigeración industrial ya que el compresor presenta un mayor COP al descender su número de RPM y no su capacidad mecánica.

La potencia requerida por los motores eléctricos, suele ser calculada, realizando una simulación del compresor (Figura 13), pero esta vez aspirando de 10°C a 15°C por encima de la temperatura de aspiración seteadas. Ésta será la condición más desfavorable respecto del consumo eléctrico, el cual se verá incrementado alrededor de un 15%. Este remanente de potencia eléctrica es utilizado en servicios, cuyas formas de puesta funcionamiento se dan con el 100% de los kgs. de producto, o en los casos en los cuales el factor de rapidez de enfriamiento del producto es mayor que la unidad.

En este diseño, la forma pausada de carga a través de cintas transportadoras, o el factor de rapidez de enfriamiento del pollo ($Fr=1$), hacen que la carga frigorífica solicitada nunca exceda las 1600000 Kcal/hs. De esta manera el compresor no deberá aumentar su presión de aspiración, ni rendir más y por ende aumentar su demanda eléctrica.

Finalmente optamos por 03 motores de 200 HP, según lo indica el fabricante. Uno de ellos asistido por un variador de velocidad, el cual disminuirá el número de RPM a 2000 revoluciones aproximadamente.

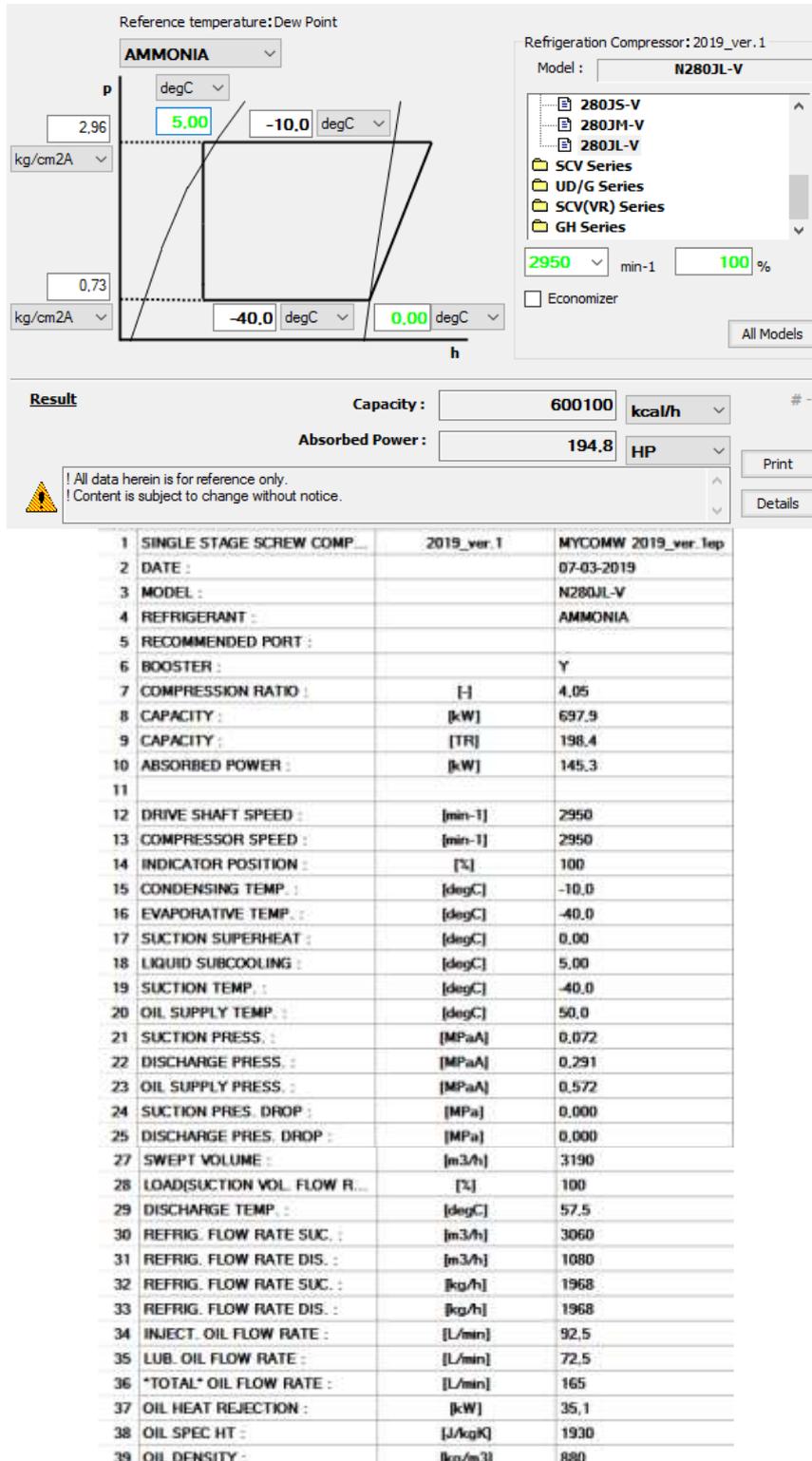


Figura 13: Simulación compresor Booster.

4.2- Etapa de alta presión:

Además de las condiciones enumeradas anteriormente, es necesario calcular los calores de sub-enfriamiento de líquido y des-recalentamiento de gases de descarga



de compresores de baja, con el fin de determinar la capacidad frigorífica a la cual deben hacer frente los compresores de alta.

$$Q_a = Q_b + Q_d + Q_s$$

Para el calor de sub-enfriamiento como para el de des-recaleamiento es necesario calcular el caudal másico de baja, es decir, cuantos kg/hs de refrigerante se inyectan en el separador de recirculado.

$$Q = G \cdot \Delta H \rightarrow G = \frac{Q}{\Delta H}$$

donde:

Q es potencia frigorífica [Kcal/hs];
G es caudal másico [Kgs/hs];
 ΔH es diferencia de entalpías.

entonces:

$$G = \frac{1600000 \text{ Kcal/hs}}{h_6 - h_5} = \frac{1600000 \text{ Kcal/hs}}{388,1 \text{ Kcal/Kg} - 97,79 \text{ Kcal/kg}} = 5512 \text{ Kg/hs}$$

Cálculo de calor de sub-enfriamiento:

El sub-enfriamiento, en cualquier instalación frigorífica, es considerado un recurso de suma eficiencia para poder aumentar el efecto frigorífico sobre el recinto o mercadería a la cual se le desea extraer calor. Mediante el mismo, se logra aumentar la cantidad de calor extraído, por kg. de refrigerante evaporado.

Como se observa en la Figura 14, una vez logrado el sub-enfriamiento, se produce la expansión del refrigerante en la cual se experimenta una brusca caída de presión y obtenemos una mezcla de fases (líquido y gas) de refrigerante determinadas por un número de título asociado al sub-enfriamiento logrado, ya que la expansión (idealmente) se produce a entalpía constante. Este título nos determina la proporción de líquido y gas a la presión de aspiración existente en el evaporador. Ahora bien, decimos que el sub-enfriamiento es beneficioso, ya que, cuando mayor sea este, menor sea el título luego de la expansión, y por consiguiente habrá mayor cantidad de refrigerante en estado líquido que en estado gaseoso. El gas, ya hizo su cambio de estado, es decir, solo podrá recalentarse, sin embargo, el líquido aún tiene la capacidad de evaporarse al captar calor del medio que necesitamos enfriar.

Desde el punto de vista de diseño, hay diversas maneras de sub-enfriar líquido. En este caso utilizaremos el enfriador intermediario, en cuyo interior se encuentra refrigerante líquido a la presión de intermedia. Sumergiendo una serpentina dentro del líquido en el enfriador intermediario y haciendo circular el líquido refrigerante a sub-enfriar por dentro de la serpentina. La experiencia indica que el mayor acercamiento posible entre el líquido sub-enfriado y la presión de evaporación de refrigerante para sub-enfriar dicho líquido es de 8°C. Es decir que si la temperatura de intermedia es de -10°C, con un correcto diseño de la serpentina de sub-enfriamiento, se obtendrá líquido a -2°C.

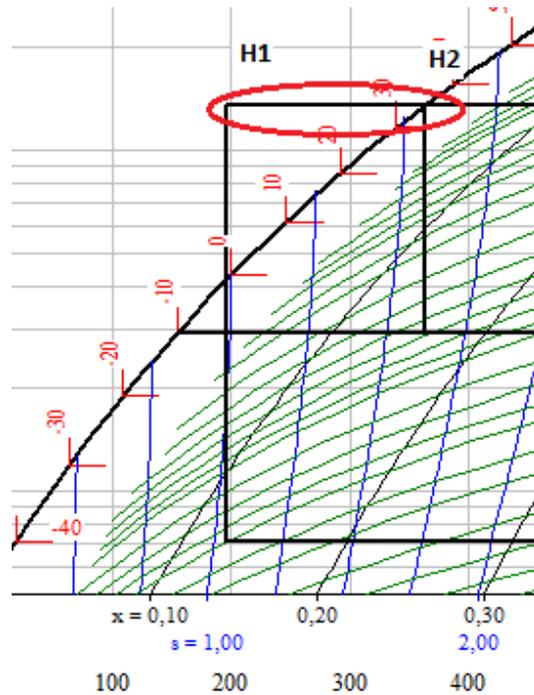


Figura 14: Sub-enfriamiento de líquido.

$$Q_s = G \cdot \Delta H$$

$$Q_s = 5512 \text{ Kg/hs} \cdot (H_2 - H_1) = 5512 \text{ kg/hs} \cdot (139 \text{ kcal/kg} - 97,79 \text{ kcal/kg})$$

$$Q_s = 227150 \text{ kcal/hs}$$

Cálculo de calor de des-recalentamiento:

En la doble etapa, el descenso de las temperaturas de los gases de descarga de alta, es posibilitado por el des-recalentamiento de los gases de descarga de la etapa de baja (Figura 15). Dicha tarea se lleva a cabo en el interior del enfriador intermedio, donde estos gases son descargados en el seno del líquido, el cual se encuentra a la temperatura de intermedia. Es decir, logramos enfriar los gases de descarga de la etapa de baja a presión constante.

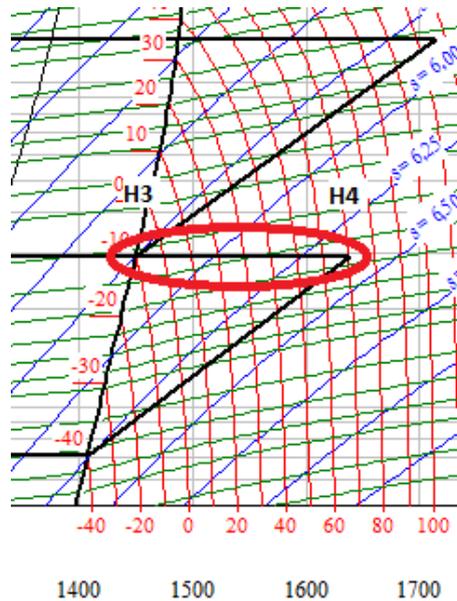


Figura 15: Des-recalentamiento de gases de descarga. Etapa de baja.

$$Q_d = G \cdot \Delta H$$

$$Q_d = 5512 \text{ Kg/hs} \cdot (H_4 - H_3) = 5512 \text{ kg/hs} \cdot (391,45 \text{ kcal/kg} - 346,38 \text{ kcal/kg})$$

$$Q_d = \mathbf{248425 \text{ kcal/hs}}$$

Recordemos que el calor a ser evacuado por los compresores de alta es la suma de la potencia frigorífica a congelar, el calor de des-recalentamiento y sub-enfriamiento del líquido.

$$Q_a = Q_b + Q_d + Q_s$$

$$Q_a = 1600000 \text{ Kcal/hs} + 227150 \text{ Kcal/hs} + 248425 \text{ Kcal/hs}$$

$$Q_a = \mathbf{2075575 \text{ Kcal/hs}}$$

- (-10°C/+35°C);
- Enfriamiento de aceite por termosifón;
- 2.950 RPM;
- 100% de capacidad;
- $Q_a = 2075575 \text{ Kcal/hs}$.

Se seleccionaron 02 compresores modelo N280JS-V, esta combinación brindará una potencia frigorífica de 2337000 Kcal/hs (Figura 16). De esta manera tendremos un 12,5% de resto de máquina. Este remanente puede ser utilizado, si se agregara a futuro otro servicio, cuya presión de evaporación concuerde con la intermedia de la instalación frigorífica, por ejemplo: cámaras de fresco de materia prima, *chillers* para enfriar agua de procesos productivos, aclimatar salas de procesos, etc.

Optamos por 02 motores de 500 HP, según lo indica el fabricante, uno de ellos asistido por un variador de velocidad con el objetivo de mantener una presión intermedia constante. Ambos compresores trabajarán al 100% pero uno de ellos a un número de RPM reducido, realizando las simulaciones, el segundo compresor deberá girar a 2300 RPM aproximadamente.

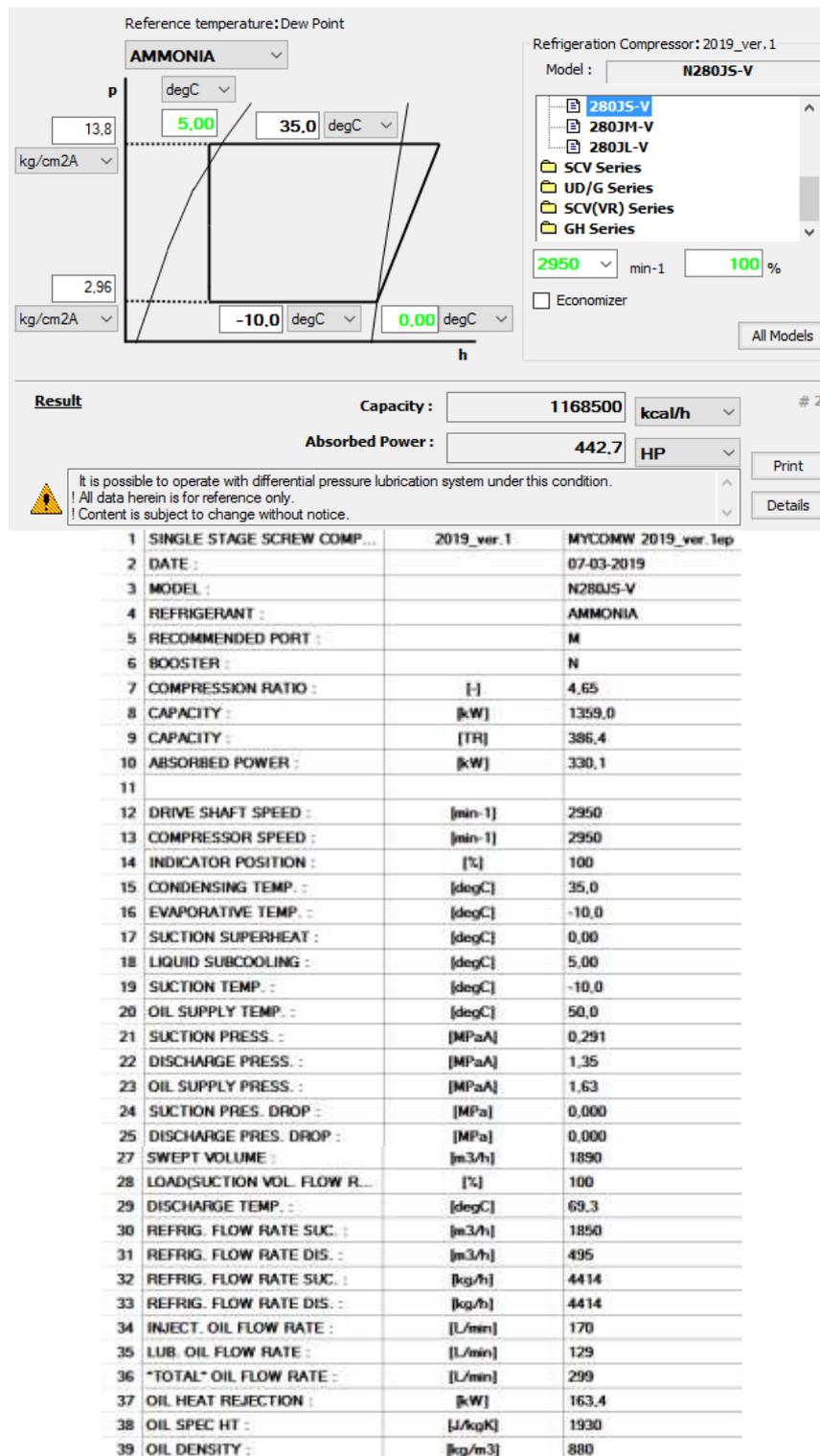


Figura 16: Simulación compresor etapa de alta.

4.3- Funcionamiento en simple etapa

Luego de que el TRVM requiera menos del 45% de la carga frigorífica máxima, por cuestiones de eficiencia y consumo eléctrico, la doble etapa deja de ser la mejor



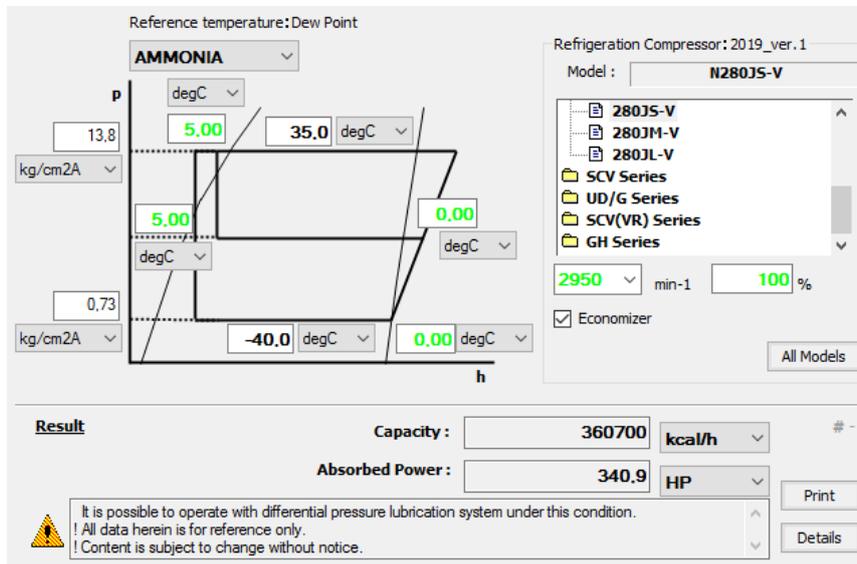
opción. Es normal, en instalaciones de doble etapa, que haya una maniobra para que la instalación quede en simple etapa con los compresores de alta. En este caso el cambio se da aproximadamente al 45% de la carga máxima (720000 Kcal/hs). En este punto, con la configuración de doble etapa, tendríamos un compresor fuera de servicio, otro en marcha al 100% a 2950 RPM, y el tercero al 10% a 1450 RPM.

Al pasar a simple etapa, para las mismas 720000 Kcal/hs, tendríamos los dos compresores de alta, funcionando ahora en simple etapa, ambos al 100% a 2950 RPM. Al estar ambos compresores al 100% obtenemos mejores COP que en el caso de la doble etapa para esta condición de trabajo.

Aprovechando que se tiene un enfriador intermedio, hacemos uso de él para poder sub-enfriar líquido. Esto es posible ya que se usará el puerto intermedio del compresor, haciendo que la intermedia continúe operativa, manteniendo el sub-enfriado, mejorando aún más el COP. Cada compresor tendrá una demanda eléctrica de 340 HP para esta nueva condición, recordemos que ambos N280JS estaban equipados con motores de 500 HP.

Estas variaciones en los consumos respecto a diferentes condiciones operativas, se deben principalmente a que al hacer variar las temperaturas de aspiración (-10°C a -40°C), el compresor succiona gas cada vez con mayor volumen específico, esto produce una caída en el caudal másico que desplaza el mismo, la cual es directamente proporcional a lo que rinde frigoríficamente el compresor. Al caer el rendimiento de la máquina termina, situación parecida a la de reducir capacidad, la potencia solicitada al motor eléctrico también disminuye.

En la Figura 17 se observa la simulación de los compresores de alta, funcionando en simple etapa.





1	SINGLE STAGE SCREW COMP...	2019_ver.1	MYCOMW 2019_ver.1ep
2	DATE :		07-10-2019
3	MODEL :		N280JS-V
4	REFRIGERANT :		AMMONIA
5	RECOMMENDED PORT :		H
6	BOOSTER :		N
7	COMPRESSION RATIO :	[-]	18,8
8	CAPACITY :	[kW]	419,4
9	CAPACITY :	[TR]	119,3
10	ABSORBED POWER :	[kW]	254,2
11			
12	DRIVE SHAFT SPEED :	[min-1]	2950
13	COMPRESSOR SPEED :	[min-1]	2950
14	INDICATOR POSITION :	[%]	100
15	CONDENSING TEMP. :	[degC]	35,0
16	EVAPORATIVE TEMP. :	[degC]	-40,0
17	SUCTION SUPERHEAT :	[degC]	0,00
18	LIQUID SUBCOOLING :	[degC]	5,00
19	SUCTION TEMP. :	[degC]	-40,0
20	OIL SUPPLY TEMP. :	[degC]	50,0
21	SUCTION PRESS. :	[MPaA]	0,072
22	DISCHARGE PRESS. :	[MPaA]	1,35
23	OIL SUPPLY PRESS. :	[MPaA]	1,63
24	SUCTION PRES. DROP :	[MPa]	0,000
25	DISCHARGE PRES. DROP :	[MPa]	0,000
27	SWEPT VOLUME :	[m3/h]	1890
28	LOAD(SUCTION VOL. FLOW R...	[%]	100
29	DISCHARGE TEMP. :	[degC]	68,8
30	REFRIG. FLOW RATE SUC. :	[m3/h]	1810
31	REFRIG. FLOW RATE DIS. :	[m3/h]	158
32	REFRIG. FLOW RATE SUC. :	[kg/h]	1162
33	REFRIG. FLOW RATE DIS. :	[kg/h]	1412
34	INJECT. OIL FLOW RATE :	[L/min]	211
35	LUB. OIL FLOW RATE :	[L/min]	141
36	*TOTAL* OIL FLOW RATE :	[L/min]	351
37	OIL HEAT REJECTION :	[kW]	186,5
38	OIL SPEC HT :	[J/kgK]	1930
39	OIL DENSITY :	[kg/m3]	880
40			
41	COP :	[-]	1,65
42			
43	— SUPER HEAT is NOT count...		
44			
45	— WITH THERMO-SIPHON OI...		
46			
47	— WITH LIQUID SUBCOOLER —		
48	INTERMED. TEMP. :	[degC]	-25,2
49	INTERMED. PRESS. :	[MPaA]	0,150
50	INTERMED. SUPERHEAT :	[degC]	0,00
51	LIQUID APPROACH TEMP. :	[degC]	5,00
52	REFRIG. FLOW RATE :	[m3/h]	194
53	REFRIG. FLOW RATE :	[kg/h]	249,2
54	HEAT REJECTION :	[kW]	75,3

Figura 17: Simulación de compresor en simple etapa.

5-Cálculo del COP de la instalación en normal funcionamiento a carga máxima

Como mencionamos anteriormente el COP es un índice que refleja cuán eficiente es nuestra instalación frigorífica.

$$\text{COP} = \frac{\text{Potencia frigorífica [Kw]}}{\text{Potencia eléctrica consumida [Kw]}}$$

$$\text{COP} = \frac{(1600000 \text{ Kcal/hs} / 860)}{[(145,3 \text{ Kw} \cdot 2) + 94,4 \text{ Kw} + 330 \text{ Kw} + 250 \text{ [Kw]}]}$$

$$\text{COP} = 1860 \text{ Kw} / 965 \text{ Kw}$$

$$\text{COP} = 1,93$$

6- Cálculo y selección de condensadores

Los condensadores que serán instalados son del tipo evaporativo (Figura 18). Esto se debe principalmente a la gran potencia frigorífica instalada. La unidad combinada de un condensador refrigerado por agua y una torre de refrigeración da lugar a los condensadores evaporativos. Combinan la función de condensar el refrigerante mediante un intercambio de calor con el agua y la de enfriar el agua mediante una corriente de aire.

El gas refrigerante que debe ser condensado, se introduce en el colector superior del serpentín, formado por tubos de superficie lisa. La condensación progresiva del mismo se produce, gracias a la pulverización de agua que continuamente humedece el serpentín en contacto con el caudal de aire en contracorriente. El gas, enfriado y condensado a un estado líquido en el colector inferior del serpentín, puede ser devuelto a la instalación.

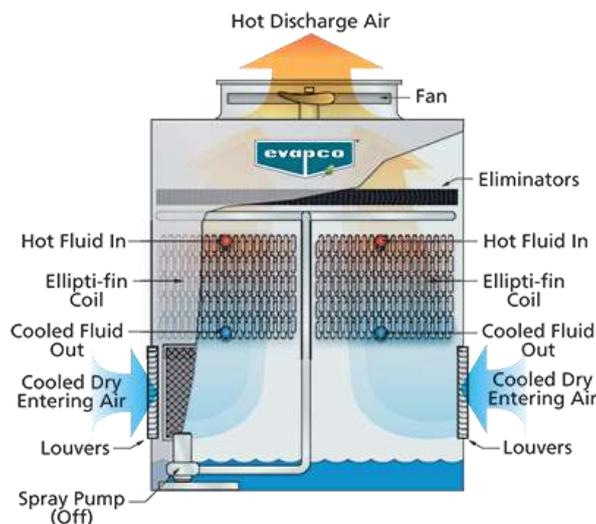


Figura 18: Condensador evaporativo.

Ventajas de los condensadores evaporativos:

- Consumen menos agua que las torres de enfriamiento de agua, ya que tienen un rendimiento de intercambio térmico superior.
- El funcionamiento no depende significativamente de las condiciones atmosféricas exteriores y por ello es mucho más fiable.
- Son equipos más eficaces que los basados en condensación por aire, ya que el consumo energético global del sistema disminuye, y presentan mayores coeficientes de transferencia.



Selección

El calor que debe ser evacuado para lograr el des-recalentamiento y condensación del gas refrigerante es calculado de la siguiente manera:

$$Q_C = (Q_{alta} + Q_{Compresores\ de\ alta}) * 1,1$$

$$Q_C = [((2075575\ Kcal/hs/860) + 580Kw) * 860] * 1,1$$

$$Q_C = \mathbf{2831813\ Kcal/hs}$$

Adoptamos una humedad relativa promedio para la ciudad de Mar del Plata de 70%, y una temperatura de bulbo seco de 28°C. Mediante el gráfico psicrométrico del aire, determinamos que la temperatura de bulbo húmedo correspondiente es de 24°C (Figura 19).

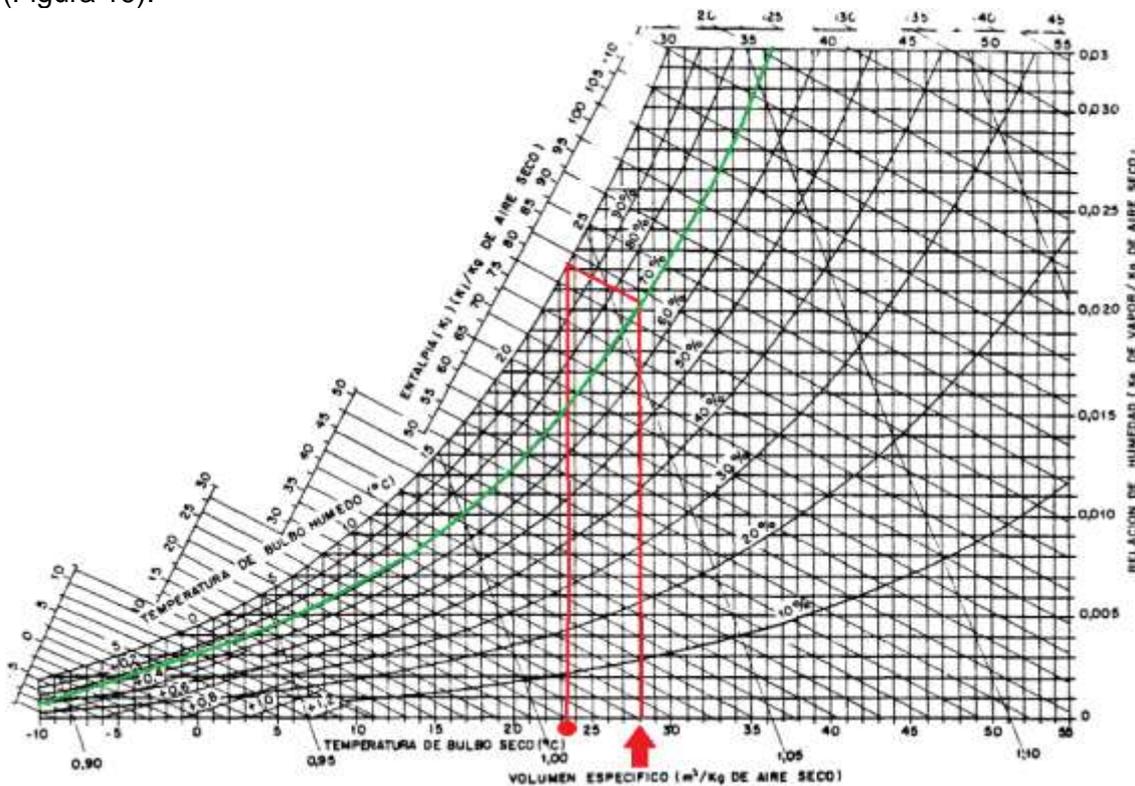
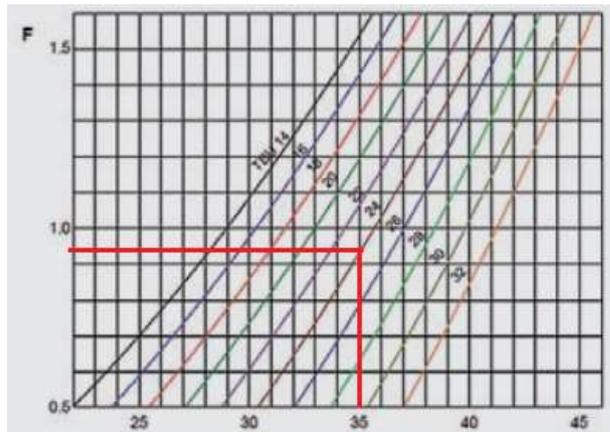


Figura 19: Diagrama psicrométrico.

- $Q_C = 2831813\ Kcal/hs$
- Temperatura de bulbo húmedo: 24°C
- Temperatura de condensación: 35°C

Con estos datos, primero obtendremos los factores 1 y 2 (Figura 20) y luego seleccionaremos el condensador para la instalación frigorífica. En la Tabla 1 se observa el catálogo de la marca Mebrafe y se indica, a modo de ejemplo, el proceso de selección del condensador.

$$Q_0 = Q_C / (\text{Factor 1} * \text{Factor 2}) \quad \text{siendo Factor 1} = 0,92 \text{ y Factor 2} = 1$$



Fator de correção por altitude Factor de corrección por altitud	
Altitude Altitud	Fator de Correção Factor de Corrección
Nivel do Mar Nivel del Mar	1,00
700m	0,96
1.400m	0,92
2.100m	0,87

Figura 20: Imagen de catálogo Mebrafe para obtención de los factores 1 y 2.

Resultando:

$$Q_0 = 2831813 \text{ Kcal/hs} / 0,92 * 1$$

$$Q_0 = 3078057 \text{ Kcal/hs}$$

Tabla 1: Tabla de selección de condensadores.

Características																			
MODELO	CONDENSADORES EVAPORATIVOS CONDENSADORES EVAPORATIVOS					BOMBAS DE CIRCULACIÓN BOMBAS DE CIRCULACIÓN			VENTILADORES VENTILADORES			CONEXÕES CONEXIONES				PESO PESO (kgf)			
	Capac. Nominal Capacidad Nominal kcal/h	Dimensões Dimensiones (mm)			Compr. Total	Q C u a n t i d a d	Potência Unit. [CV] em 2 ou 4 polos Potencia	Vazão total Caudal total Caudal total m³/h	Q C u a n t i d a d	Potência Unit. [CV] em 6 polos Potencia	Vazão total Caudal total Caudal total m³/h	Entrada NH3 Entrada NH3		Saída NH3 Salida NH3		Repos. d'agua [poil] Repos. d'agua	Dreno [poil] Dreno	Vazio Vacio	Operação* Operación
		A	B	C								Diám. [poil] Diámetro	Diám. [poil] Diámetro						
CETF 50 60Hz																			
CETF 0075	75.000	1080	1070	2850	1530	1	0,75cv-2p	10	1	1 cv	10.000	1	1 1/2	1	1 1/2	1	2 1/2	800	1125
CETF 0110	110.000	1580	1070	2850	2030	1	1,5cv-2p	20	1	1,5 cv	13.500	1	1 1/2	1	1 1/2	1	2 1/2	1180	1515
CETF 0150	115.000	2080	1070	2850	2530	1	1,5cv-2p	20	2	1 cv	20.000	1	2	1	1 1/2	1	2 1/2	1550	1997
CETF 0190	190.000	2580	1070	2850	3030	1	2cv-2p	30	2	1 cv	20.000	1	2	1	1 1/2	1	2 1/2	1860	2418
CETF 0230	230.000	2080	1570	2850	2530	1	2cv-2p	30	2	1,5 cv	27.000	1	3	1	2	1	2 1/2	2080	2857
CETF 0290	290.000	2580	1570	2850	3030	1	3cv-2p	50	2	2 cv	36.600	1	3	1	2	1	2 1/2	2550	3522
CETF 0350	350.000	3080	1570	2850	3530	1	3cv-2p	50	3	1,5 cv	40.500	1	3	1	2 1/2	1	2 1/2	3050	4216
CETF 0400	400.000	2580	2070	2850	3030	1	3cv-2p	50	2	3 cv	45.800	1	4	1	3	1	2 1/2	3350	4721
CETF 0470	470.000	3080	2070	2850	3630	1	4cv-4p	75	3	2 cv	54.900	1	4	1	3	1	2 1/2	4000	5645
CETF 0550	550.000	3580	2070	2850	4110	1	4cv-4p	75	3	3 cv	68.700	1	4	1	3	1	2 1/2	4500	6419
CETF 0630	630.000	4080	2070	2850	4600	1	5cv-4p	110	4	2 cv	73.200	1	4	1	3	1	2 1/2	5150	7343
CETF 0710	710.000	4580	2070	2850	5110	1	5cv-4p	110	4	3 cv	91.600	1	4	1	3	1	2 1/2	5650	8117
CETF 0800	800.000	4080	2570	2850	4610	1	5cv-4p	110	4	3 cv	91.600	1	4	1	3	1	2 1/2	6100	8937
CETF 0870	870.000	5580	2070	2850	6110	1	5cv-4p	110	5	3 cv	114.500	1	5	1	3	1	2 1/2	6900	9915
CETF 1000	1.000.000	5080	2570	2850	5970	2	4cv-4p	150	5	3 cv	114.500	1	5	1	4	1	2 1/2	7750	11296
CETF 1200	1.200.000	6080	2570	2850	6940	2	4cv-4p	180	6	3 cv	137.400	1	5	1	4	1 1/2	2 1/2	9100	13355
CETF 1400	1.400.000	7080	2570	2850	7960	2	5cv-4p	220	7	3 cv	160.300	2	4	2	3	1 1/2	2 1/2	10400	15365
CETF 1600	1.600.000	8080	2570	2850	8960	2	5cv-4p	220	8	3 cv	183.200	2	4	2	3	1 1/2	2 1/2	11750	17424
CETF 1700	1.700.000	7080	2570	3050	7960	2	5cv-4p	220	7	3 cv	167.300	2	5	2	4	1 1/2	2 1/2	11650	16698
CETF 1800	1.800.000	7580	2570	3050	8460	2	5cv-4p	220	7	3 cv	167.300	2	5	2	4	1 1/2	2 1/2	12350	17759
CETF 2000	2.000.000	8080	2570	3050	8960	2	6cv-4p	300	8	3 cv	191.200	2	5	2	4	1 1/2	2 1/2	13250	19019
CETF 2200	2.200.000	8080	2570	3220	8980	2	6cv-4p	300	8	3 cv	191.200	2	5	2	4	1 1/2	2 1/2	14600	20465
CETF 2400	2.400.000	10080	2570	3050	10970	2	6cv-4p	300	10	3 cv	239.000	2	5	2	4	1 1/2	2 1/2	16550	23762
CETF 3000	3.000.000	12580	2570	3050	13500	2	7,5cv-4p	380	12	3 cv	286.800	2	5	2	4	1 1/2	2 1/2	20600	29615
CETF 3500	3.500.000	12580	2570	3220	13500	2	7,5cv-4p	380	12	3 cv	286.800	2	5	2	4	1 1/2	2 1/2	22600	31764

Finalmente se seleccionan 02 condensadores modelo "CETF 1600". Cada uno de ellos cuenta con las siguientes características:

- $Q_0 = 1600000$ Kcal/hs.
- 2 bombas de recirculado de aguas de 5 CV y 220 M3/hs.
- 08 ventiladores de 3 CV y 183200 M3/hs.
- 17424 kg de peso en funcionamiento.

Se adoptó como criterio de diseño instalar 02 condensadores (Figura 21) dividiendo la carga total calculada ya que, por tareas de mantenimiento o alguna falla, la instalación podrá seguir en marcha a capacidad reducida.



Figura 21: Condensador evaporativo.

7- Cálculo del enfriador intermedio

El enfriador intermedio es un separador, en el que como mencionamos anteriormente, se sub-enfría refrigerante en estado líquido y des-recalientan gases de descarga. El tipo de sub-enfriamiento que se diseñó, es del tipo inyección parcial, con el uso de serpentina de caño ASTM Sch 40 liso.

Se optó por este tipo de sub-enfriado, ya que la instalación carece de servicios a -10°C , los cuales podrían ser alimentado mediante líquido bombeado desde este separador. Al no tener estas condiciones de servicio, es que se opta por una inyección parcial y no total. Otra desventaja de la inyección total, es que se reduce de manera significativa la diferencia de presión antes de la válvula expansora, lo cual es contraproducente, ya que esta diferencia de presiones, es la fuerza impulsora que posibilita la expansión en la válvula.



Cálculo de la serpentina

El caudal másico que circulará por la serpentina de sub-enfriado es el de baja. Debemos imponer una velocidad de circulación por el interior de dicho caño para poder, de esta manera, seleccionar la sección adecuada, y así poder calcular los metros lineales de caño, que nos darán la superficie de intercambio. En pocas palabras, se toma una pequeña fracción del líquido de alta (+35°C), lo expansionaremos, y el líquido producido en dicha expansión (-2°C) se utilizará para disminuir la temperatura de +35°C a -2°C. De esta manera aumenta el efecto frigorífico, y nos aseguramos que a la válvula que inyecta líquida al separador de recirculado llegue líquido y no gas.

- $G = 5512 \text{ Kg/hs}$
- $Q_s = 227150 \text{ Kcal/hs}$
- $V = \text{Velocidad impuesta del líquido} = 1,5 \text{ m/s}$
- $v = \text{volumen específico del líquido a } -2^\circ\text{C} = 0,0016 \text{ m}^3/\text{kg}$
- $GV = \text{caudal volumétrico}$
- $A = \text{sección de caño}$
- $D = \text{diámetro de caño}$

$$\begin{aligned}
 GV &= G \cdot v \\
 GV &= 5512 \text{ Kg/hs} \cdot 0,0016 \text{ m}^3/\text{kg} \cdot (1/3600 \text{ seg}) \\
 \mathbf{GV} &= \mathbf{0,0025 \text{ m}^3/\text{s}}
 \end{aligned}$$

por otro lado:

$$\begin{aligned}
 GV &= V \cdot A \\
 0,0025 \text{ m}^3/\text{s} &= 1,5 \text{ m/s} \cdot A \\
 \mathbf{A} &= \mathbf{0,0017 \text{ m}^2}
 \end{aligned}$$

sabemos que:

$$\begin{aligned}
 A &= (\pi \cdot D^2) / 4 \\
 \sqrt{(0,0017 \text{ m}^2 \cdot 4) / \pi} &= D \\
 \mathbf{D} &= \mathbf{0,046 \text{ m}}
 \end{aligned}$$

este diámetro interior de caño corresponde a un caño de 2".

Ya sabemos la sección de caño de líquido de alta de la instalación. En Mar del Plata la sección de caño más grande que puede ser rolada es 1 1/2", por ende cuando el caño de 2" entre en el fondo del intermediario, la línea se bifurcará en dos caños en paralelo de 1". Al terminar el rolado de la serpentina, el caño que sale por la parte superior del intermediario volverá a ser de 2".

Sabemos que:

$$Q_s = K \cdot S \cdot DTML$$

donde:

- $K = \text{coeficiente de transferencia}$
- $S = \text{superficie de intercambio}$



- DTML= Delta de temperatura media logarítmica= $(\Delta T1-\Delta T2)/\ln(\frac{\Delta T1}{\Delta T2})$

resultando:

$$S=227150 \text{ Kcal/hs}/(300 \text{ Kcal/hs m}^2 \text{ }^\circ\text{C} * 21,42^\circ\text{C})$$

$$\mathbf{S=35 \text{ m}^2}$$

Para determinar el diámetro del rolado, debemos previamente calcular la sección del enfriador intermediario. Para esto, adoptaremos una velocidad de separación de gota acorde a la temperatura de intermedia.

Sección de envuelta:

- $G_{intermedia}$ =caudal másico de intermedia
- Q_{alta} = 2075575 Kcal/hs
- ΔH =diferencias de entalpías a presión de intermedia entre gas saturado -10°C y líquido sub-enfriado a -2°C
- v = volumen específico del gas a -10°C = 0,4182 m^3/kg
- $GV_{intermedia}$ = caudal volumétrico de intermedia
- V =velocidad impuesta del gas en el interior del separador para -10°C =0,42 m/s
- A = sección de la envuelta
- L = largo de la serpentina
- H = altura del enfriador intermediario

$$G_{intermedia} = Q_{alta} / \Delta H$$

$$G_{intermedia} = 2075575 \text{ Kcal/hs} / (398,67 \text{ Kcal/kg} - 97,79 \text{ Kcal/kg})$$

$$G_{intermedia} = \mathbf{6899 \text{ Kg/hs}}$$

Por otro lado recordamos que:

$$GV_{intermedia} = G_{intermedia} * v$$

$$GV_{intermedia} = 6.899 \text{ Kg/hs} * 0,4182 \text{ m}^3/\text{kg} * (1/3600 \text{ seg})$$

$$GV_{intermedia} = \mathbf{0,8 \text{ m}^3/\text{s}}$$

Sabemos que:

$$GV_{intermedia} = V * A$$

$$0,8 \text{ m}^3/\text{s} = 0,42 \text{ m/s} * A$$

$$\mathbf{A = 1,9 \text{ m}^2}$$

Ahora, calculamos el diámetro de la envuelta:

$$D = \sqrt{(1,9 \text{ m}^2 * 4) / \pi}$$

$$D = 1,55 \text{ m} \approx 62''$$

Por último, retomamos el cálculo de la serpentina, sabiendo ahora que el diámetro del enfriador intermediario es de 1,55 m y que el caño de 1" tiene 0,105 m^2/m .

$$L = S / 0,105 \text{ m}^2/\text{m}$$

$$L = 35 \text{ m} / 0,105 \text{ m}^2/\text{m}$$



$$L = 334 / (2 \text{ serpentinas})$$

L = metros de caño por serpentina

Por vuelta, en la serpentina interna, se tienen 4,24 metros de caño, entonces serán aproximadamente dos serpentinas de 40 vueltas de caño cada una. Una con diámetro de rolado de 1,45 metros, y la interior de 1,35 metros.

Hasta aquí, se tienen definido, la sección del enfriador intermediario y la altura de líquido en su interior, la cual debe cubrir los 1336 mm que suman las 40 vueltas de caño de 1". La altura H desde el nivel de líquido hasta la costura del casquete superior se define como 1,5 por el diámetro del enfriador intermediario, resultando una longitud total de 3,7 metros más casquetes. Las cotas restantes, los accesorios y las conexiones se detallan en el plano adjunto.

8- Cálculo del separador de recirculado vertical

Sin dudas la implementación de un sistema de recirculado produce un aumento en el rendimiento de la instalación frigorífica, como así también, una protección al "corazón" y máquina más costosa de nuestra planta, los compresores. En líneas generales, al lograr la separación de dos fases (líquido y gas) y poder bombear hacia los evaporadores solamente líquido se obtiene una ganancia en Kcal extraídas por Kg de refrigerante evaporado de alrededor de un 20%.

Un beneficio respecto del cuidado de los compresores, es que al aspirar de un separador de partículas y no directamente del evaporador se trabaja con un recalentamiento de 0°K. De esta manera luego de la compresión, se obtienen temperaturas de descarga inferiores a las que tendría si trabajara con un recalentamiento normal de 5°K para un sistema de expansión seca, evitando el crackeado del aceite. Otro beneficio y el más renombrado, es el de evitar golpes de líquido, los denominados "rebalses" que suelen dejar a los compresores fuera de servicios, los alternativos más sensibles a este suceso que los tornillos. Esto se debe a que en caso de variaciones en cuanto a la demanda de los servicios, maniobras de gas caliente para descongelado de alguno de ellos, bloqueo de evaporadores, o puesta en marcha de algún otro compresor, el retorno anormal de líquido puede ser contenido en el separador, y no aspirado hacia los compresores.

- G= 5512 Kg/hs
- ΔH=diferencias de entalpías a presión de baja entre gas saturado -40°C y líquido saturado a -2°C.
- Q=1600000 Kcal/hs
- V= velocidad impuesta del gas para -40°C=1,55 m/s
- v= volumen específico del gas a -40°C = 1,55 m³/kg
- GV= caudal volumétrico
- A= sección de la envuelta
- L=largo de la envuelta
- H=altura de la envuelta

$$G = Q / \Delta H$$

$$G = 1600000 \text{ Kcal/hs} / (388,1 \text{ Kcal/kg} - 97,79 \text{ Kcal/kg})$$

G = 5512 Kg/hs

Por otro lado recordamos que:

$$GV = G * v$$



$$GV = 5512 \text{ Kg/hs} * 1,55 \text{ m}^3/\text{kg} * (1/3600 \text{ seg})$$

$$\mathbf{GV = 2,37 \text{ m}^3/\text{s}}$$

Sabemos que:

$$GV = V * A$$

$$2,37 \text{ m}^3/\text{s} = 1,55 \text{ m/s} * A$$

$$\mathbf{A=1,53 \text{ m}^2}$$

Ahora, calculamos el diámetro de la envuelta:

$$D = \sqrt{(1,53 \text{ m}^2 * 4) / \pi}$$

$$\mathbf{D=1,4 \text{ m} \approx 56''}$$

Hasta aquí tenemos definido la sección del separador de recirculado. El próximo paso será calcular la altura de líquido para el nivel de trabajo. Este volumen por regla general debe contener al líquido de toda la cañería de alimentación hasta el/los evaporador/es, más el volumen de líquido albergado por el evaporador, o en caso de ser varios servicios, el evaporador más grande.

En este caso el volumen de la línea de líquido bombeado hasta la entrada de cada circuito del evaporador es de aproximadamente $0,18 \text{ m}^3$. El volumen de líquido que alberga cada evaporador es de $1,8 \text{ m}^3$, luego la suma total es de $5,94 \text{ m}^3$. Con este volumen, el separador sería excesivamente largo, 6 metros aproximadamente más los casquetes. Por esta razón se optó por contener el líquido de la línea de alimentación más un solo evaporador dando como resultado $1,98 \text{ m}^3$. De esta manera se alimenta el primer cuerpo de evaporadores mientras tanto se inyecta líquido al separador para que sea bombeado y una vez finalizado el llenado del primer cuerpo se proceda con el segundo y luego con el tercero.

Sabiendo que el diámetro de la envuelta es de 1,4 metros, la altura del nivel de líquido en el interior del separador será de 1,28 metros.

La altura restante H desde el nivel de líquido hasta la costura del casquete superior se define como 1,5 por el diámetro del separador, resultando una longitud total de 3,4 metros más casquetes. Las cotas restantes, los accesorios y las conexiones se detallan en el plano adjunto.

9- Cálculo de las bombas de recirculado

Las bombas de recirculado de amoníaco que se usarán en la instalación son marca *Frigos* (Figura 22). Optamos por esta marca de bombas, porque pese a ser relativamente nueva, tiene gran desarrollo en el mantenimiento ya que se eliminan los típicos sellos mecánicos y se reemplazan por un mecanismo totalmente blindado. Así se evitan fugas de refrigerante hacia el medio donde estén instaladas.

La bomba de recirculado tiene como función principal hacer circular el refrigerante en estado líquido a la presión de evaporación desde el separador de recirculado hacia los evaporadores y luego desde éstos hacia el separador nuevamente.

Al momento de calcular el caudal bombeado, se debe tener en cuenta el refrigerante utilizado. Esto es debido a que dicho caudal varía en función del factor N "número de recirculaciones" que es distinto para cada refrigerante. Este factor no debe ser muy bajo, ya que no se aprovecharían los beneficios del recirculado y tampoco se generaría el arrastre de aceite dentro de los evaporadores. Pero por otro lado, no puede ser muy alto, porque habría altas pérdidas de carga, y peor aun, no alcanzaría el tiempo para que el refrigerante sea evaporado. Sólo aumentaría la temperatura y el evaporador no actuaría como tal, sino como "*fan coil*".



Por esta razón el número de recirculación para amoníaco se estipula de 4 a 5 veces.

- G= caudal másico recirculado
- ΔH =diferencias de entalpías a presión de aspiración entre gas saturado -40°C y líquido saturado a -40°C .
- Q=1600000 Kcal/hs
- N= número de recirculaciones (para amoníaco N=5)
- v=volumen específico del líquido a -40°C = 1,4493 l/kg
- GV= caudal volumétrico

$$G = Q / \Delta H$$

$$G = 1600000 \text{ Kcal/hs} / (388,1 \text{ Kcal/kg} - 56,8 \text{ Kcal/kg})$$

$$\mathbf{G = 4829,6 \text{ Kg/hs}}$$

Por otro lado recordamos que:

$$GV = G * v * N$$

$$GV = 4829,6 \text{ Kg/hs} * 1,4493 \text{ l/kg} * 5$$

$$\mathbf{GV = 34997,69 \text{ l/hs}}$$

Finalmente seleccionamos 02 bombas trifasicas de 35000 l/hs cada una. Optamos por dos bombas como criterio de diseño ya que, en condiciones normales de funcionamiento, sólo una de estas estará operando y la otra bomba queda en “*stand by*”. De esta manera la segunda bomba debe estar lista para funcionar en caso de falla o mantenimiento preventivo de la primera.



Figura 22: Bomba blindada para recirculado de amoníaco.

10- Cálculo del termosifón vertical

Este recipiente cumple la función de priorizar la alimentación con refrigerante en estado líquido a la temperatura de condensación hacia los enfriadores de aceite de los compresores. Por diferencia de alturas entre las conexiones al recipiente, una vez que se inunde toda la línea de alimentación a los enfriadores de aceite, habrá líquido disponible para alimentar el receptor. De esta manera se prioriza el correcto funcionamiento de los compresores antes que los servicios de la instalación frigorífica.

La circulación de amoníaco líquido desde el termosifón hacia los enfriadores de aceite ocurre por gravedad, ya que la altura de termosifón es calculada para vencer la



resistencia al avance a través de la cañería y para que, una vez evaporado el amoníaco, luego del intercambio térmico con el aceite, la densidad de éste disminuya y la fuerza de la columna de líquido empuje a ésta en el retorno hacia el termosifón nuevamente.

Los gases con los que retorna el líquido, una vez en el termosifón, son aspirados por el venturi. Este dispositivo se encarga de retornar los gases hacia el condensador, para que sean nuevamente condensados.

Una vez logrado el llenado de líquido en todo el circuito de aceite, se comienza a ganar nivel dentro del termosifón, comenzando la circulación de líquido hacia el recibidor.

El criterio de cálculo de este recipiente, es tener un suministro de líquido durante 5 minutos contenido entre los niveles determinados por la cañería de líquido hacia los enfriadores y la baja de líquido hacia el recibidor.

A partir de los datos obtenidos de las simulaciones de los compresores, se calculó el calor total a evacuar en los enfriadores de aceite. Esta carga total es de aproximadamente 432 Kw, considerando que el aceite entra a 70°C y debe salir a 50°C (temperatura recomendada por Mycom).

Entonces:

- G= caudal másico recirculado
- ΔH=diferencias de entalpías a la presión de alta entre gas saturado +35°C y líquido saturado a +35°C.
- Q=432 Kw (371520 Kcal/hs)
- N= número de recirculaciones para termosifón (para amoníaco N=3)
- GV= caudal volumétrico
- V= volumen de refrigerante

$$G = Q / \Delta H$$

$$G = 371520 \text{ Kcal/hs} / (408 \text{ Kcal/kg} - 140 \text{ Kcal/kg})$$

$$\mathbf{G = 1386 \text{ Kg/hs}}$$

Por otro lado recordamos que:

$$GV = G * v * N$$

$$GV = 1386 \text{ Kg/hs} * 1,7 \text{ l/kg} * 3 * 1\text{m}^3/1000\text{l} * 1\text{hs}/60\text{min}$$

$$\mathbf{GV = 0,1178 \text{ m}^3/\text{min}}$$

Imponemos la sección del termosifón en 30" (762 mm), la altura de líquido entre conexiones hacia enfriadores y recibidor, como mencionamos anteriormente, la calculamos para 5 minutos de suministro sin alimentación de los condensadores, es decir:

$$V = 0,1178 \text{ m}^3/\text{min} * 5 \text{ min}$$

$$\mathbf{V = 0,59 \text{ m}^3}$$

Por otro lado:

$$V = \frac{\pi * D^2}{4} * H$$

$$H = \frac{0,59 \text{ m}^3 * 4}{\pi * 0,58 \text{ m}^2}$$

$$\mathbf{H = 1,29 \text{ m}}$$

La altura H desde el nivel de líquido hasta la costura del casquete superior será de 0,7 metros, esta distancia no presenta relevancia de diseño. La longitud total del



termosifón será de 2 metros más casquetes. Las cotas restantes, los accesorios y las conexiones se detallan en el plano adjunto.

Para que la circulación del refrigerante a través de la cañería sea posible, debe ser calculada la altura del termosifón respecto de los enfriadores de aceite. La fórmula utilizada compensa la pérdida de carga que se genera dentro de la cañería con la altura.

$$H = \frac{1,25 * \Delta P}{g * \rho}$$

Bitzer estima la pérdida de carga para instalaciones de amoníaco en aproximadamente 20 Kpa. La densidad es del amoníaco en estado líquido a la temperatura de condensación. Resultando:

$$H = \frac{1,25 * 20 \text{ Kpa}}{9,8 \frac{\text{m}}{\text{seg}^2} * 0,935 \text{ kg/dm}^3} = 2,7 \text{ m}$$

Por otro lado, la diferencia de altura entre el condensador y el termosifón se calcula de la misma manera pero con un valor aproximado de pérdida de carga de 25 Kpa.

$$H = \frac{1,25 * 25 \text{ Kpa}}{9,8 \frac{\text{m}}{\text{seg}^2} * 0,935 \text{ kg/dm}^3} = 3,4 \text{ m}$$

Ambas alturas son mínimas, al momento del montaje no se corre riesgo si es necesario aumentarlas.

11- Cálculo del tanque receptor de líquido

El receptor es un recipiente sometido a presión que cumple con una única función, contener las variaciones de nivel de líquido durante el tiempo de parada y operación de la instalación.

Durante un tiempo de parada prolongado, por ejemplo por modificaciones, es recomendable que la totalidad del refrigerante quede contenida en un recipiente el cual ha sido diseñado para tal fin. Durante el normal funcionamiento de la instalación, tenemos variaciones en cuanto a la demanda de líquido, ya sea por servicios que se habilitan, otros que al trabajar por inundado, demandan mayor cantidad de líquido, o simplemente por procesos de descongelado, en los cuales como primera medida debemos vaciar la totalidad del evaporador.

El volumen del receptor puede ser estimado a partir del siguiente cálculo:

$$V_{\text{receptor}} = V_{\text{evaporador}} + V_{\text{mínimo de operación}} + V_{\text{líneas de líquido}} + 10\% \text{ seguridad}$$

Debido a la potencia frigorífica instalada y al tamaño de los evaporadores, como muchas veces suele suceder, no se diseña el receptor para la totalidad de líquido, ya que esto requeriría de un receptor de considerables dimensiones.

En este caso, diseñaremos el receptor para contener el líquido de 2 de los 3 cuerpos de evaporadores, entonces:

$$V_{\text{receptor}} = V_{\text{evaporador 1}} + V_{\text{evaporador 2}} + V_{\text{líneas de líquido}} + V_{\text{mínimo de operación}}$$

El volumen mínimo de operación se considera con el objetivo de evitar que llegue gas caliente en vez de líquido a alta presión, a la válvula de expansión, ubicada en la inyección al separador de recirculado.

El volumen de cada evaporador es de aproximadamente 1,8 m³, el volumen de la línea de líquido es de aproximadamente 0,36 m³. Por consiguiente, la suma total de líquido que el recipiente contendrá es de 4,32 m³. Con el objetivo de que no haya desperdicio de chapa, al momento de rolarla para formar el recipiente, se optó por un diámetro nominal de 38", ya que tendremos un desarrollo de chapa de 3 m.

$$V = \frac{\pi * D^2}{4} * L$$

$$L = \frac{4,32 \text{ m}^3 * 4}{\pi * 0,9316 \text{ m}^2}$$

$$L = 5,9 \text{ m}$$

De esta manera el recipiente será de 38" de diámetro por 6 metros de largo más casquetes. Las cotas restantes, los accesorios y las conexiones se detallan en el plano adjunto.

12- Cálculo de espesor de los recipientes sometidos a presión

Para los cálculos de los espesores de la envuelta y de casquetes se utilizó el código "ASME-Sección VIII-División I". La chapa utilizada es ASTM SA-516 grado 70, y de dicho código, en la sección II, se obtiene una tensión de fluencia de diseño de 20000 PSI, equivalentes a 1406 Kg/cm².

Para definir el coeficiente de eficiencia de soldadura E, se debe caracterizar a la misma. Como se observa en la Figura 23, todos los recipientes diseñados en la instalación tienen ubicación de las soldaduras tipo A, B y D.

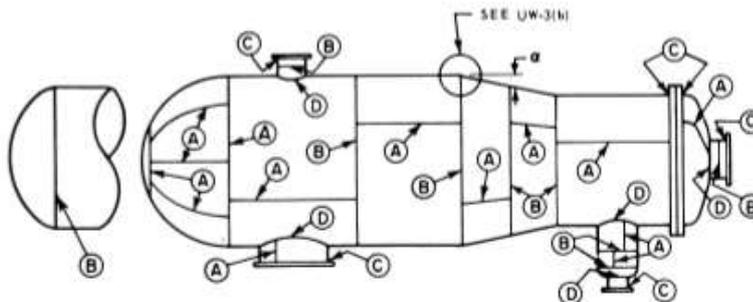


Figura 23: Ilustración de ubicación de soldaduras de categorías A, B, C y D

Todas las juntas de los recipientes sometidos a presión, de acuerdo a la Figura 24, son de tipo 1.

Tipo de junta 1

Soldada por ambos lados.



Soldada con una placa de respaldo que se remueve posteriormente.



Tipo de junta 2

Soldado con una tira de respaldo que no se puede quitar.



La placa de respaldo queda adherida a la coraza.

Tipo de junta 3

Soldado por un lado únicamente.



Figura 24: Tipos de juntas.

Al ser 100% radiografiadas se concluye que el coeficiente de eficiencia de soldadura “E” es igual 1 (Figura 25).

Type No.	Joint Description	Joint Category	Degree of Radiographic Examination		
			(a) Full [Note (1)]	(b) Spot [Note (2)]	(c) None
(1)	Butt joints as attained by double-welding or by other means that will obtain the same quality of deposited weld metal on the inside and outside weld surfaces to agree with the requirements of UW-35. Welds using metal backing strips that remain in place are excluded.	A, B, C, and D	1.00	0.85	0.70
(2)	Single-welded butt joint with backing strip other than those included under (1)	A, B, C, and D	0.90	0.80	0.65
		A, B, and C	0.90	0.80	0.65
(3)	Single-welded butt joint without use of backing strip	A, B, and C	NA	NA	0.60

Figura 25: Máxima eficiencia de la unión soldadura “E”.

P=Presión de diseño interna (Kg/cm²)

R=Radio interno (Cm)

D=Diámetro interior del casquete (cm)

S=Máxima Tensión admisible del material (Kg/cm²)

E= Eficiencia de la soldadura

T= Espesor de chapa (Cm)



- **Enfriador intermedio**

Envuelta:

Como $P \leq 0,385SE$, el espesor de la chapa que conformará la envuelta se calcula con la siguiente fórmula:

$$t = \frac{P * R}{S * E - (0,6 * P)}$$

$$t = \frac{10 \frac{kg}{cm^2} * 77,5 \text{ cm}}{1406 \frac{kg}{cm^2} * 1 - (0,6 * \frac{10kg}{cm^2})}$$

t = 0,5536 cm

Aplicando al espesor de cálculo por un factor de corrección por corrosión por oxidación debido a fallas de aislamiento de $\frac{1}{8}$ ", obtenemos:

t = 8,71 mm

Seleccionaremos chapa SA 516 Gr 70 de $\frac{3}{8}$ " (9,5 mm de espesor).

Casquetes Semi-elípticos:

El espesor de los casquetes se calcula con la siguiente fórmula:

$$t = \frac{P * D}{2 * S * E - (0,2 * P)}$$

$$t = \frac{10 \frac{kg}{cm^2} * 155 \text{ cm}}{2 * 1406 \frac{kg}{cm^2} * 1 - (0,2 * \frac{10 \text{ kg}}{cm^2})}$$

t = 0,552 cm

Aplicando al espesor de cálculo por un factor de corrección por corrosión por oxidación debido a fallas de aislamiento de $\frac{1}{8}$ ", obtenemos:

t = 8,69 mm

Seleccionaremos dos casquetes de diámetro 62" y $\frac{3}{8}$ " (9,5 mm de espesor).

- **Separador de recirculado vertical**

Envuelta:

Como $P \leq 0,385SE$, el espesor de la chapa que conformará la envuelta se calcula con la siguiente fórmula:

$$t = \frac{P * R}{S * E - (0,6 * P)}$$



$$t = \frac{10 \frac{kg}{cm^2} * 70 \text{ cm}}{1406 \frac{kg}{cm^2} * 1 - (0,6 * \frac{10kg}{cm^2})}$$

$$t = 0,5 \text{ mm}$$

Aplicando al espesor de cálculo por un factor de corrección por corrosión por oxidación debido a fallas de aislamiento de $\frac{1}{8}$ ", obtenemos:

$$t = 8,175 \text{ mm}$$

Seleccionaremos chapa SA 516 Gr 70 de $\frac{3}{8}$ " (9,5 mm de espesor).

Casquetes Semi-elípticos:

El espesor de los casquetes se calcula con la siguiente fórmula:

$$t = \frac{P * D}{2 * S * E - (0,2 * P)}$$

$$t = \frac{10 \frac{kg}{cm^2} * 140 \text{ cm}}{2 * 1406 \frac{kg}{cm^2} * 1 - (0,2 * \frac{10 \text{ kg}}{cm^2})}$$

$$t = 0,498 \text{ cm}$$

Aplicando al espesor de cálculo por un factor de corrección por corrosión por oxidación debido a fallas de aislamiento de $\frac{1}{8}$ ", obtenemos:

$$t = 8,1572 \text{ mm}$$

Seleccionaremos dos casquetes de diámetro 60" y $\frac{3}{8}$ " (9,5 mm de espesor).

- **Termosifón vertical**

Envuelta:

Como $P \leq 0.385SE$, el espesor de la chapa que conformará la envuelta se calcula con la siguiente fórmula:

$$t = \frac{P * R}{S * E - (0,6 * P)}$$

$$t = \frac{17,5 \frac{kg}{cm^2} * 38,1 \text{ cm}}{1406 \frac{kg}{cm^2} * 1 - (0,6 * \frac{17,5kg}{cm^2})}$$

$$t = 0,4777 \text{ cm}$$

Aplicando al espesor de cálculo por un factor de corrección por corrosión por oxidación debido a fallas de aislamiento de $\frac{1}{8}$ ", obtenemos:



$$t = 7,952 \text{ mm}$$

Seleccionaremos chapa SA 516 Gr 70 de $\frac{3}{8}$ " (9,5 mm de espesor).

Casquetes Semi-elípticos:

El espesor de los casquetes se calcula con la siguiente fórmula:

$$t = \frac{P * D}{2 * S * E - (0,2 * P)}$$

$$t = \frac{17,5 \frac{kg}{cm^2} * 76,2 \text{ cm}}{2 * 1406 \frac{kg}{cm^2} * 1 - (0,2 * \frac{17,5 kg}{cm^2})}$$

$$t = 0,475 \text{ cm}$$

Aplicando al espesor de cálculo por un factor de corrección por corrosión por oxidación debido a fallas de aislamiento de $\frac{1}{8}$ ", obtenemos:

$$t = 7,923 \text{ mm}$$

Seleccionaremos dos casquetes de diámetro 30" y $\frac{3}{8}$ " (9,5 mm de espesor).

- **Tanque recibidor**

Envuelta:

Como $P \leq 0.385SE$, el espesor de la chapa que conformará la envuelta se calcula con la siguiente fórmula:

$$t = \frac{P * R}{S * E - (0,6 * P)}$$

$$t = \frac{17,5 \frac{kg}{cm^2} * 48,3 \text{ cm}}{1406 \frac{kg}{cm^2} * 1 - (0,6 * \frac{17,5 kg}{cm^2})}$$

$$t = 0,605 \text{ cm}$$

Aplicando al espesor de cálculo por un factor de corrección por corrosión por oxidación debido a fallas de aislamiento de $\frac{1}{8}$ ", obtenemos:

$$t = 9,23 \text{ mm}$$

La chapa que corresponde es SA 516 Gr 70 de $\frac{3}{8}$ " (9,5 mm de espesor), preferentemente $\frac{7}{16}$ " o $\frac{1}{2}$ ".



Casquetes Semi-elípticos:

El espesor de los casquetes se calcula con la siguiente fórmula:

$$t = \frac{P * D}{2 * S * E - (0,2 * P)}$$

$$t = \frac{17,5 \frac{kg}{cm^2} * 96,5 \text{ cm}}{2 * 1406 \frac{kg}{cm^2} * 1 - (0,2 * \frac{17,5 \text{ kg}}{cm^2})}$$

$$t = 0,6013 \text{ cm}$$

Aplicando al espesor de cálculo por un factor de corrección por corrosión por oxidación debido a fallas de aislamiento de $\frac{1}{8}$ ", obtenemos:

$$t = 9,19 \text{ mm}$$

Seleccionaremos dos casquetes de diámetro 30" y $\frac{3}{8}$ " (9,5 mm de espesor), preferentemente $\frac{1}{2}$ ".

- **Separador de aceite**

Envuelta:

Como $P \leq 0.385SE$, el espesor de la chapa que conformará la envuelta se calcula con la siguiente fórmula:

$$t = \frac{P * R}{S * E - (0,6 * P)}$$

$$t = \frac{10 \frac{kg}{cm^2} * 16,19 \text{ cm}}{1406 \frac{kg}{cm^2} * 1 - (0,6 * \frac{10 \text{ kg}}{cm^2})}$$

$$t = 0,1156 \text{ cm}$$

Aplicando al espesor de cálculo por un factor de corrección por corrosión por oxidación debido a fallas de aislamiento de $\frac{1}{8}$ ", obtenemos:

$$t = 4,33 \text{ mm}$$

Para la fabricación de este separador de usó caño de 12" Sch 40, cuyo espesor de pared es 9,525, cumpliendo con el mínimo espesor requerido.

Casquetes Semi-elípticos:

El espesor de los casquetes se calcula con la siguiente fórmula:

$$t = \frac{P * D}{2 * S * E - (0,2 * P)}$$



$$t = \frac{10 \frac{kg}{cm^2} * 32,38 \text{ cm}}{2 * 1406 \frac{kg}{cm^2} * 1 - (0,2 * \frac{10 \text{ kg}}{cm^2})}$$

$$t = 0,1152 \text{ cm}$$

Aplicando al espesor de cálculo por un factor de corrección por corrosión por oxidación debido a fallas de aislamiento de $\frac{1}{8}$ ", obtenemos:

$$t = 4,33 \text{ mm}$$

Seleccionaremos dos casquetes de diámetro 12" y $\frac{3}{8}$ " (9,5 mm de espesor).

13- Sistema de descongelado

Debido a la potencia frigorífica instalada y al tipo de servicio para el que fue diseñada la instalación frigorífica, se optó por un sistema de descongelado por gas caliente.

El mismo será empleado alternando, uno por vez, los evaporadores que se desean descongelar. Esto posibilita continuar generando gas caliente a partir de la descarga de los compresores de alta que se encuentran en funcionamiento con los evaporadores operativos.

Este sistema de descongelado se empleará mediante maniobras semi-automática, utilizando válvulas manuales y solenoides que presurizarán el evaporador a una presión aproximada de 5 kg/cm². Logrando así una temperatura en el interior de los evaporadores de aproximadamente 8°C.

14- Diagrama frigorífico

En la etapa de diseño de una instalación, el diagrama frigorífico es útil para ubicar y hacer un recuento de válvulas manuales y automáticas y dejar representadas las secciones, previamente calculadas, de las cañerías. En la sección Planos se adjunta el diagrama de la instalación desarrollada con sus respectivas referencias y líneas de diferentes colores para evitar confusiones.

15- Cálculo de cañerías

- **Cañerías de aspiración:**

Tramo separador de recirculado-colector de aspiración compresores de baja

ΔH = diferencia de entalpías. Entalpía del gas saturado a -40°C.

Entalpía del líquido saturado a -2°C.

$Q = 1600000$ Kcal/hs.

G = caudal másico.

GV = caudal volumétrico.

v = volumen específico del gas a -40°C

vd = velocidad de diseño.

A = área interior de la cañería.

$$G = Q / \Delta H$$



$$G = 1600000 \text{ Kcal/hs} / (388,1 \text{ Kcal/kg} - 97,79 \text{ Kcal/kg})$$

$$\mathbf{G = 5512 \text{ Kg/hs}}$$

Por otro lado recordamos que:

$$GV = G * v$$

$$GV = 5512 \text{ Kg/hs} * 1,55 \text{ m}^3/\text{kg} * (1/3600 \text{ seg})$$

$$\mathbf{GV = 2,37 \text{ m}^3/\text{s}}$$

$$A = GV / vd$$

$$A = 2,37 \text{ m}^3/\text{s} / 20\text{m/seg}$$

$$\mathbf{A = 0,1185 \text{ m}^2 \approx 16''}$$

Tramo colector de retornos-separador de recirculado

ΔH = diferencia de entalpías. Entalpía del gas saturado a -40°C .
 Entalpía del líquido saturado a -40°C .

Q = 1600000 Kcal/hs total.

G = caudal másico.

GV = caudal volumétrico.

v = volumen específico del gas a -40°C .

vd = velocidad de diseño.

A = área interior de la cañería.

$$G = Q / \Delta H$$

$$G = 1600000 \text{ Kcal/hs} / (388,1 \text{ Kcal/kg} - 56,8 \text{ Kcal/kg})$$

$$\mathbf{G = 4822,18 \text{ Kg/hs}}$$

Por otro lado recordamos que:

$$GV = G * v$$

$$GV = 4822,18 \text{ Kg/hs} * 1,55 \text{ m}^3/\text{kg} * (1/3600 \text{ seg})$$

$$\mathbf{GV = 2,076 \text{ m}^3/\text{s}}$$

$$A = GV / vd$$

$$A = 2,076 \text{ m}^3/\text{s} / 15 \text{ m/seg}$$

$$\mathbf{A = 0,1384 \text{ m}^2 \approx 18''}$$

Tramo evaporador-colector de retornos

Al haber tres grupos de evaporadores con un colector común de aspiración de 20", calculado anteriormente, por división de áreas cada cañería de aspiración será de 8".

Tramo colector de aspiración compresores de baja-compresor de baja

ΔH = diferencia de entalpías. Entalpía del gas saturado a -40°C .
 Entalpía del líquido saturado a -2°C .

Q = 1600000 Kcal/hs.

G = caudal másico.



GV = caudal volumétrico.

v = volumen específico del gas a -40°C

vd = velocidad de diseño.

A = área interior de la cañería.

$$G = Q / \Delta H$$

$$G = 1600000 \text{ Kcal/hs} / (388,1 \text{ Kcal/kg} - 97,79 \text{ Kcal/kg})$$

$$\mathbf{G = 5512 \text{ Kg/hs} / 3 = 1838 \text{ Kg/hs por compresor}}$$

Por otro lado recordamos que:

$$GV = G * v$$

$$GV = 1838 \text{ Kg/hs} * 1,55 \text{ m}^3/\text{kg} * (1/3600 \text{ seg})$$

$$\mathbf{GV = 0,79 \text{ m}^3/\text{s}}$$

$$A = GV / vd$$

$$A = 0,79 \text{ m}^3/\text{s} / 20 \text{ m/seg}$$

$$\mathbf{A = 0,0395 \text{ m}^2 \approx 8''}$$

Tramo enfriador intermedio-colector de aspiración compresores de alta

ΔH = diferencia de entalpías. Entalpía del gas saturado a -10°C.

Entalpía del líquido saturado a 35°C.

Q = 2075575 Kcal/hs total.

G = caudal másico.

GV = caudal volumétrico.

v = volumen específico del gas saturado a -10°C.

vd = velocidad de diseño.

A = área interior de la cañería.

$$G = Q / \Delta H$$

$$G = 2075575 \text{ Kcal/hs} / (398,67 \text{ Kcal/kg} - 139 \text{ Kcal/kg})$$

$$\mathbf{G = 7993,12 \text{ Kg/hs}}$$

Por otro lado recordamos que:

$$GV = G * v$$

$$GV = 7993,12 \text{ Kg/hs} * 0,4184 \text{ m}^3/\text{kg} * (1/3600 \text{ seg})$$

$$\mathbf{GV = 0,9289 \text{ m}^3/\text{s}}$$

$$A = GV / vd$$

$$A = 0,9289 \text{ m}^3/\text{s} / 20 \text{ m/seg}$$

$$\mathbf{A = 0,0464 \text{ m}^2 \approx 10''}$$

Tramo colector de aspiración compresores de alta-compresor de alta

ΔH = diferencia de entalpías. Entalpía del gas saturado a -10°C.

Entalpía del líquido saturado a -10°C.

Q = 2075575 Kcal/hs total.

G = caudal másico.



GV = caudal volumétrico.
 v = volumen específico del gas a -10°C
 vd = velocidad de diseño.
 A = área interior de la cañería.

Para calcular el calor en esta cañería debemos dividir a la capacidad total (2075575Kcal/hs) por dos compresores.

$$\begin{aligned}
 G &= Q / \Delta H \\
 G &= Q/2(\text{compresores}) / \Delta H \\
 G &= 1037787 \text{ Kcal/hs} / (398,67 \text{ Kcal/kg} - 89,03 \text{ Kcal/kg}) \\
 \mathbf{G} &= \mathbf{3351 \text{ Kg/hs}}
 \end{aligned}$$

Por otro lado recordamos que:

$$\begin{aligned}
 GV &= G * v \\
 GV &= 3351 \text{ Kg/hs} * 0,418 \text{ m}^3/\text{kg} * (1/3600 \text{ seg}) \\
 \mathbf{GV} &= \mathbf{0,3895 \text{ m}^3/\text{s}}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 A &= GV / vd \\
 A &= 0,3895 \text{ m}^3/\text{s} / 24\text{m/seg} \\
 \mathbf{A} &= \mathbf{0,0162 \text{ m}^2 \approx 6''}
 \end{aligned}$$

Tramo colector de aspiración compresores de alta-puerto intermedio compresores

Esta cañería queda determinada por la conexión de fábrica con la que es provisto el compresor N280JS que es 2".

Tramo venturi

El criterio de diseño del venturi (Figura 26) es el de lograr 25 m/seg en el interior de la cañería con el objetivo de aspirar los gases de retorno provenientes de los enfriadores de aceite de los compresores a través del termosifón. Entonces, con el fin de conservar el caudal volumétrico se plantea la siguiente igual:

$$\begin{aligned}
 Q_1 &= V_1 * A_1 \\
 \text{siendo } A_1 &\text{ el área interna de un caño de 8''} \\
 Q_2 &= V_2 * A_2
 \end{aligned}$$

Entonces si

$$\begin{aligned}
 Q_1 &= Q_2 \\
 V_1 * A_1 &= V_2 * A_2 \\
 12 \text{ m/seg} * 0,032275 \text{ m}^2 &= 25 \text{ m/seg} * A_2 \\
 \mathbf{A_2} &= \mathbf{0,015492 \text{ m}^2}
 \end{aligned}$$

Para lograr éste área A_2 , primero se prueba achicando la sección de 8 a 6", como esto no verifica la sección necesaria, se realiza el cálculo ahora manteniendo la sección de 8" constante. Éste si verifica pero da una mayor área de paso, con lo cual se procede a calcular el espesor de la camisa que se deberá fabricar para achicar la sección y llegar a la velocidad de 25 m/seg. Luego de analizar el cálculo de área se logra dimensionar

la camisa siendo ésta: diámetro exterior = 202,717 mm y diámetro interior = 181,079 mm, es decir, una restricción de paso por lado de 10,82 mm. El largo de la misma es de 702 mm, es decir, 5 veces el diámetro correspondiente al A_2 , distancia necesaria para que el flujo se desarrolle completamente pasando de régimen turbulento a laminar nuevamente.

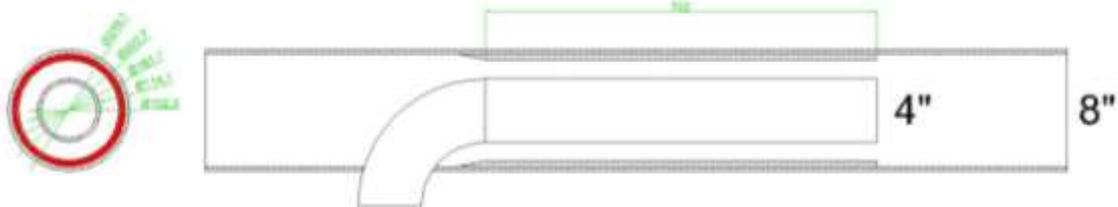


Figura 26: Venturi.

- **Cañerías de líquido recirculado:**

Colector de líquido bombeado

GV = caudal volumétrico.

vd = velocidad de diseño.

A = área interior de la cañería.

Las bombas seleccionadas son de 35000 lt/hs, es decir, 0,009722 m³/seg cada una.

$$A = GV / vd$$

$$A = 0,009722 \text{ m}^3/\text{s} / 1,4\text{m}/\text{seg}$$

$$A = 0,0069 \text{ m}^2 \approx 4''$$

Tramo colector de líquido bombeado-evaporador

GV = caudal volumétrico.

vd = velocidad de diseño.

A = área interior de la cañería.

Las bombas seleccionadas son de 35000 lt/hs, es decir, 0,009722 m³/seg cada una. Si ahora dimensionamos la cañería de alimentación hacia cada uno de los evaporadores se debe dividir el caudal volumétrico de la bomba en 3, es decir:

$$A = GV / 3 / vd$$

$$A = 0,003241\text{m}^3/\text{s} / 1,6\text{m}/\text{seg}$$

$$A = 0,002025 \text{ m}^2 \approx 2''$$

- **Cañerías de descarga:**

Tramo compresores de baja-colector de descarga compresores de baja

ΔH = diferencia de entalpías. Entalpía del gas sobrecalentado a 60°C.

Entalpía del líquido saturado a 35°C.

Q = 1600000 Kcal/hs total.



G = caudal másico.
 GV = caudal volumétrico.
 v = volumen específico del gas sobrecalentado a 60°C.
 vd = velocidad de diseño.
 A = área interior de la cañería.

Para calcular el calor en esta cañería debemos dividir a la capacidad total (1600000 Kcal/hs) por tres compresores y sumarle el calor aportado por el motor eléctrico (124902 Kcal/hs).

$$\begin{aligned}
 G &= Q / \Delta H \\
 G &= 658236 \text{ Kcal/hs} / (398,67 \text{ Kcal/kg} - 139,67 \text{ Kcal/kg}) \\
 \mathbf{G} &= \mathbf{2541,45 \text{ Kg/hs}}
 \end{aligned}$$

Por otro lado recordamos que:

$$\begin{aligned}
 GV &= G * v \\
 GV &= 2541,45 \text{ Kg/hs} * 0,11 \text{ m}^3/\text{kg} * (1/3600 \text{ seg}) \\
 \mathbf{GV} &= \mathbf{0,0776 \text{ m}^3/\text{s}}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 A &= GV / vd \\
 A &= 0,0776 \text{ m}^3/\text{s} / 12 \text{ m/seg} \\
 \mathbf{A} &= \mathbf{0,00647 \text{ m}^2 \approx 4''}
 \end{aligned}$$

Tramo compresores de alta-colector de descarga compresores de alta

ΔH = diferencia de entalpías. Entalpía del gas sobrecalentado a 70°C.
 Entalpía del líquido saturado a 35°C.

Q = 2075575 Kcal/hs total.
 G = caudal másico.
 GV = caudal volumétrico.
 v = volumen específico del gas sobrecalentado a 70°C.
 vd = velocidad de diseño.
 A = área interior de la cañería.

Para calcular el calor en esta cañería debemos dividir a la capacidad total (2075575Kcal/hs) por dos compresores y sumarle el calor aportado por un motor eléctrico (283725 Kcal/hs).

$$\begin{aligned}
 G &= Q / \Delta H \\
 G &= 1321512,5 \text{ Kcal/hs} / (473 \text{ Kcal/kg} - 139 \text{ Kcal/kg}) \\
 \mathbf{G} &= \mathbf{3956,62 \text{ Kg/hs}}
 \end{aligned}$$

Por otro lado recordamos que:

$$\begin{aligned}
 GV &= G * v \\
 GV &= 3956,62 \text{ Kg/hs} * 0,113 \text{ m}^3/\text{kg} * (1/3600 \text{ seg}) \\
 \mathbf{GV} &= \mathbf{0,1241 \text{ m}^3/\text{s}}
 \end{aligned}$$

$$A = GV / vd$$



$$A = 0,1241 \text{ m}^3/\text{s} / 15 \text{ m/seg}$$

$$\mathbf{A = 0,008279 \text{ m}^2 \approx 5''}$$

Tramo colector de descarga compresores de alta-condensador

ΔH = diferencia de entalpías. Entalpía del gas sobrecalentado a 70°C.
 Entalpía del líquido saturado a 35°C.

Q = 2075575 Kcal/hs total.

G = caudal másico.

GV = caudal volumétrico.

v = volumen específico del gas sobrecalentado a 70°C.

vd = velocidad de diseño.

A = área interior de la cañería.

Para calcular el calor en esta cañería debemos sumarle el calor aportado por los motores eléctricos (567450 Kcal/hs) a la capacidad total (2075575Kcal/hs).

$$G = Q / \Delta H$$

$$G = 2643025 \text{ Kcal/hs} / (473 \text{ Kcal/kg} - 139 \text{ Kcal/kg})$$

$$\mathbf{G = 7913,25 \text{ Kg/hs}}$$

Por otro lado recordamos que:

$$GV = G * v$$

$$GV = 7913,25 \text{ Kg/hs} * 0,113 \text{ m}^3/\text{kg} * (1/3600 \text{ seg})$$

$$\mathbf{GV = 0,24838 \text{ m}^3/\text{s}}$$

$$A = GV / vd$$

$$A = 0,24838 \text{ m}^3/\text{s} / 12 \text{ m/seg}$$

$$\mathbf{A = 0,0207 \text{ m}^2 \approx 8''}$$

Tramo descarga de compresores de baja a enfriador intermedio

ΔH = diferencia de entalpías. Entalpía del gas saturado a -10°C.
 Entalpía del líquido saturado a 35°C.

Q = 1600000 Kcal/hs total.

G = caudal másico.

GV = caudal volumétrico.

v = volumen específico del gas sobrecalentado a 60°C.

vd = velocidad de diseño.

A = área interior de la cañería.

Para calcular el calor en esta cañería debemos sumarle el calor aportado por los tres motores eléctricos (374724 Kcal/hs) a la capacidad total (1600000Kcal/hs).

$$G = Q / \Delta H$$

$$G = 1974708 \text{ Kcal/hs} / (398,67 \text{ Kcal/kg} - 139,67 \text{ Kcal/kg})$$

$$\mathbf{G = 7624,35 \text{ Kg/hs}}$$

Por otro lado recordamos que:



$$\begin{aligned}
 GV &= G \cdot v \\
 GV &= 7624,35 \text{ Kg/hs} \cdot 0,55825 \text{ m}^3/\text{kg} \cdot (1/3600 \text{ seg}) \\
 \mathbf{GV} &= \mathbf{1,1823 \text{ m}^3/\text{s}}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 A &= GV / v_d \\
 A &= 1,1823 \text{ m}^3/\text{s} / 21 \text{ m/seg} \\
 \mathbf{A} &= \mathbf{0,056 \text{ m}^2 \approx 12''}
 \end{aligned}$$

Según normas constructivas mencionadas en el *Ammonia Refrigeration Piping Handbook*, el diámetro de esta cañería debe ser igual al diámetro del colector de aspiración de los compresores de alta, es decir, ambas cañerías serán de **10''**.

Tramo entrada de gas a condensadores

ΔH = diferencia de entalpías. Entalpía del gas sobrecalentado a 70°C.
 Entalpía del líquido saturado a 35°C.

Q = 2075575 Kcal/hs total.

G = caudal másico.

GV = caudal volumétrico.

v = volumen específico del gas a 70°C.

v_d = velocidad de diseño.

A = área interior de la cañería.

Para calcular el calor en esta cañería sumamos al calor de alta (2075575 Kcal/hs) el calor aportado por los dos motores eléctricos y éste resultado lo dividimos por dos condensadores.

$$\begin{aligned}
 G &= Q / \Delta H \\
 G &= 1321512 \text{ Kcal/hs} / (380 \text{ Kcal/kg} - 139 \text{ Kcal/kg}) \\
 \mathbf{G} &= \mathbf{5483 \text{ Kg/hs}}
 \end{aligned}$$

Por otro lado recordamos que:

$$\begin{aligned}
 GV &= G \cdot v \\
 GV &= 5483 \text{ Kg/hs} \cdot 0,113 \text{ m}^3/\text{kg} \cdot (1/3600 \text{ seg}) \\
 \mathbf{GV} &= \mathbf{0,1721 \text{ m}^3/\text{s}}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 A &= GV / v_d \\
 A &= 0,1721 \text{ m}^3/\text{s} / 18 \text{ m/seg} \\
 \mathbf{A} &= \mathbf{0,0095 \text{ m}^2 \approx 5''}
 \end{aligned}$$

- **Cañerías de líquido de alta:**

Tramo salida de líquido desde condensadores

ΔH = diferencia de entalpías. Entalpía del gas sobrecalentado a 70°C.
 Entalpía del líquido saturado a 35°C.

Q = 2075575 Kcal/hs total.

G = caudal másico.

GV = caudal volumétrico.



v = volumen específico del líquido a 35°C.
 v_d = velocidad de diseño.
 A = área interior de la cañería.

Para calcular el calor en esta cañería sumamos al calor de alta (2075575 Kcal/hs) el calor aportado por los dos motores eléctricos y éste resultado lo dividimos por dos condensadores.

$$G = Q / \Delta H$$

$$G = 1321512 \text{ Kcal/hs} / (380 \text{ Kcal/kg} - 139 \text{ Kcal/kg})$$

$$\mathbf{G = 5483 \text{ Kg/hs}}$$

Por otro lado recordamos que:

$$GV = G * v$$

$$GV = 5483 \text{ Kg/hs} * 1,7 \text{ l/kg} * (1/3600 \text{ seg}) * (1/1000 \text{ m}^3/\text{lt})$$

$$\mathbf{GV = 0,002589 \text{ m}^3/\text{s}}$$

$$A = GV / v_d$$

$$A = 0,002589 \text{ m}^3/\text{s} / 1 \text{ m/seg}$$

$$\mathbf{A = 0,002589 \text{ m}^2 \approx 2 \text{ 1/2''}}$$

Tramo colector de salida de líquido desde condensadores-termosifón

ΔH = diferencia de entalpías. Entalpía del gas sobrecalentado a 70°C.
 Entalpía del líquido saturado a 35°C.

Q = 2075575 Kcal/hs total.
 G = caudal másico.
 GV = caudal volumétrico.
 v = volumen específico del líquido a 35°C.
 v_d = velocidad de diseño.
 A = área interior de la cañería.

Para calcular el calor en esta cañería sumamos al calor de alta (2075575 Kcal/hs) el calor aportado por los dos motores eléctricos.

$$G = Q / \Delta H$$

$$G = 2643024 \text{ Kcal/hs} / (380 \text{ Kcal/kg} - 139 \text{ Kcal/kg})$$

$$\mathbf{G = 10966,9 \text{ Kg/hs}}$$

Por otro lado recordamos que:

$$GV = G * v$$

$$GV = 10966,9 \text{ Kg/hs} * 1,7 \text{ l/kg} * (1/3600 \text{ seg}) * (1/1000 \text{ m}^3/\text{lt})$$

$$\mathbf{GV = 0,00517 \text{ m}^3/\text{s}}$$

$$A = GV / v_d$$

$$A = 0,00517 \text{ m}^3/\text{s} / 1 \text{ m/seg}$$

$$\mathbf{A = 0,00517 \text{ m}^2 \approx 4''}$$



Este resultado coincide con lo que recomienda el manual de refrigeración **ATLAS-SABROE**, que la sección sea dos diámetros más grandes que la línea de líquido de alta, es decir, **4"**.

Tramo termosifón-recibidor

Este tramo de línea mantiene la misma sección que la línea calculada anteriormente, es decir, **4"**.

- **Cañerías del termosifón:**

Tramo bajada de líquido hacia los enfriadores de aceite

Este tramo de línea tiene una sección de **4"**.

Tramo retorno de gas desde los enfriadores de aceite

Este tramo de línea tiene una sección de **5"**.

Tramo aspiración de gas hacia el venturi

Este tramo de línea tiene una sección de **4"**.

Las cañerías de conexión del termosifón anteriormente mencionadas se calculan a partir de la tabla de la Figura 27 del IIAR. En la misma se debe ingresar con el calor generado en los enfriadores de aceite.

En este caso gracias a la simulación de los compresores se obtiene el dato de que el calor aportado por el aceite es de 432 Kw que es igual a 371520 Kcal/hs que es igual a 24571 BTU/min. Con este último dato nos ubicamos en la fila de la tabla correspondiente al termosifón cuya capacidad frigorífica es inmediatamente superior al valor calculado.

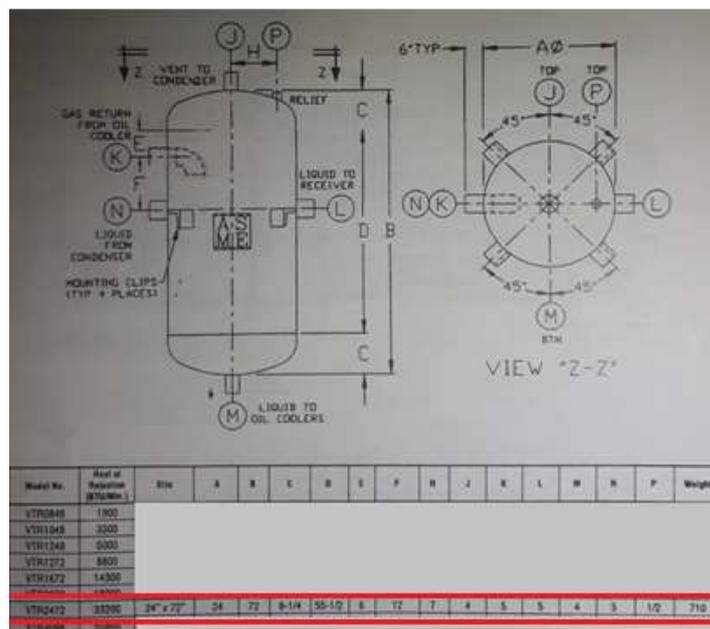


Figura 27: Dimensionamiento del termosifón según IIAR.



Tramo colector de salida de líquido desde termosifón-entrada a enfriador de aceite

Esta sección de cañería ya está dada por el fabricante, en este caso, para el compresor N289J S/L será igual a **2"**.

Tramo salida desde enfriador de aceite-colector de aspiración hacia termosifón

Esta sección de cañería ya está dada por el fabricante, en este caso, para el compresor N289J S/L será igual a **3"**.

Tramo *by-pass* de enfriador intermedio:

Tramo recibidor-enfriador intermedio y

Tramo enfriador intermedio-inyección de líquido al separador de recirculado

Todas estas líneas ya han sido dimensionadas al momento de calcular la sección de la serpentina de sub-enfriamiento ubicada en el interior del enfriador intermedio. El valor de la sección es de **2"**; con la cual garantizamos una velocidad de diseño de aproximadamente 1,4m/seg.

Tramo cuadro de líquido de inyección al separador de recirculado

El cuadro de líquido está constituido por dos líneas: una siempre operativa y la otra de *back up*. En caso de necesitar mantenimiento las solenoides, los filtros, etc. Por ende el diámetro de esta sección será el mismo a la calculada anteriormente, es decir, **2"**.

Tramo cuadro de líquido de inyección al enfriador intermedio

ΔH = diferencia de entalpías. Entalpía del gas saturado a -10°C .
 Entalpía del líquido saturado a 35°C .
 $Q = Q_s$ (sub-enfriamiento) + Q_d (desrecalentamiento)
 G = caudal másico.
 GV = caudal volumétrico.
 v = volumen específico del líquido a 35°C .
 vd = velocidad de diseño.
 A = área interior de la cañería.

$$G = Q / \Delta H$$

$$G = 475575 \text{ Kcal/hs} / (398,67 \text{ Kcal/kg} - 139 \text{ Kcal/kg})$$

$$\mathbf{G = 1831,45 \text{ Kg/hs}}$$

Por otro lado recordamos que:

$$GV = G * v * N$$

$$GV = 1831,45 \text{ Kg/hs} * 1,7 \text{ l/kg} * (1/3600 \text{ seg}) * (1/1000 \text{ m}^3/\text{l})$$

$$\mathbf{GV = 0,000864 \text{ m}^3/\text{s}}$$

$$A = GV / vd$$

$$A = 0,000864 \text{ m}^3/\text{s} / 1,4 \text{ m/seg}$$

$$\mathbf{A = 0,000617 \text{ m}^2 \approx 1 \text{ 1/4"}}$$



- **Cañerías de gas caliente:**

Tramo colector de descarga compresores de alta-colector de gas caliente y

Tramo colector de gas caliente-aspiración de evaporador

La sección de cañería de gas caliente para el descongelado de los evaporadores se calcula a partir de la Tabla 2 perteneciente al *Ammonia Refrigeration Piping Handbook*. Para utilizar la tabla se debe calcular la capacidad frigorífica de cada evaporador (533333 Kcal/hs) que es equivalente a 177 Tons (Toneladas de refrigeración). Con ese valor se ingresa por la cuarta fila de la tabla hasta encontrar el valor y se observa la sección (ubicado en columnas) correspondiente. En este caso serían cañerías de **4"**.

Tabla 2: Tabla de sección de línea de descongelado por gas caliente.

Hot Gas Defrost Line Size - Tons ^d Sch.40														
NPS	1/2	3/4	1	1-1/4	1-1/2	2	2-1/2	3	4	5	6	8	10	12
DN	15	20	25	32	40	50	65	80	100	125	150	200	250	300
2 PSIG ^a	3.3	6.2	10	18	26	44	63	100	171	289	417	754	1198	1769
5 PSIG ^a	5.1	9.8	16	29	41	69	99	157	267	451	652	1178	1872	2765
C _v ^b	3.8	7.3	12	22	31	52	74	118	200	338	489	883	1403	2072

Como los grupos de evaporadores se descongelan alternadamente, se mantiene el diámetro del colector general hacia la entrada de cada una de las aspiraciones de los evaporadores. Por lo tanto la sección de ésta cañería también es **4"**.

Tramo colector de descarga compresores de alta-separador de aceite

Cuando se completa el nivel en el separador de aceite, las válvulas del mismo se bloquean y se abre la maniobra de gas caliente presurizando el separador y expurgando el aceite de su interior mediante una cañería tipo pescante de **1/2"** de diámetro. La sección de la cañería que comunica el colector de descarga de compresores de alta con este recipiente también es de **1/2"**.

- **Cañerías de vaciamiento:**

Tramo líquido bombeado hacia evaporador-colector de vaciamiento

Según el *Institute Industrial Ammonia Refrigeration (IIAR)* la sección de la cañería de vaciamiento debe ser igual a la sección de cañería de gas caliente, es decir, **4"**.

Tramo colector de vaciamiento-colector de aspiración hacia separador de recirculado

Como los grupos de evaporadores se descongelan alternadamente, se mantiene el diámetro del colector general hacia la entrada de cada una de las aspiraciones de los evaporadores. Por lo tanto la sección de ésta cañería también es **4"**.

Tramo enfriador intermediario-separador de recirculado

Esta cañería se instala con el objetivo de poder vaciar el enfriador intermediario, trasvasando el amoníaco, al separador de recirculado para tareas de mantenimiento.



Por lo tanto no se consideran aspectos de diseño relevante, excepto duración de maniobra. Para el volumen alojado en el enfriador intermedio se adoptó una cañería de 1" de diámetro.

Tramo separador de recirculado-separador de aceite

Dado que el aceite no es miscible con el amoníaco, es posible separarlos mediante un drenaje en la parte inferior de cualquier recipiente separador de la instalación frigorífica. En este caso se montó una cañería de 2" con el objetivo de que por gravedad, el aceite acumulado en el fondo del separador de recirculado sea enviado hacia un tanque separador de aceite en el cual pueda ser expurgado mediante maniobras.

- **Cañerías de ecualización:**

Tramo recibidor-condensadores

Esta cañería se instala con el objetivo de lograr un vaso comunicante entre el condensador y el recibidor, evitando que el recibidor se presurice debido a la temperatura ambiente de sala de máquina e impida el normal descenso del líquido condensado. Según el manual de refrigeración **IIAR**, la línea de ecualización debe ser de la misma sección que la cañería de líquido de alta hacia la inyección del separador de recirculado, es decir, 2".

Tramo tanque separador de aceite-separador de recirculado

Por lo mencionado anteriormente, también se realiza un vaso comunicante entre el separador de recirculado y el separador de aceite, evitando que éste se presurice e impida el descenso de aceite por gravedad. La sección de la cañería es de 1/2".

- **Cañerías de cebado de bombas de recirculado:**

Tramo colector de cebados de bombas-separador de recirculado

El modelo de bomba de recirculado seleccionado posee conexiones de media pulgada para el cebado de la misma. Se optó por realizar un colector de 3/4" pulgada para alimentar de líquido el terminal de la bomba.

- **Cañerías de venteo:**

Ventoeo de bombas de recirculado-separador de recirculado

En caso de realizarse mantenimiento a la bomba, se bloquea la aspiración de ésta, se abre el venteo, se evapora el refrigerante en su interior, se cierran el venteo y la descarga y por último se desmonta la bomba. El diámetro de esta cañería queda determinado por el fabricante de las mismas, en este caso es 1/2".



Colector de válvulas de seguridad

Tabla 3: Detalle de válvula según condición de trabajo.

Nombre	Separador de recirculado vertical	Separador de aceite	Compresor 1 a 5	Enfriador intermedio	Termosifón	Recibidor
Modelo de válvula	H5634R	H5602R	H5632R	H5613	H5602R	H5632R
Caudal de diseño (lbs/min)	33,48	4,15	20,16	38,45	10,02	34,29
Caudal de válvula (lbs/min)	34	10,5	36	53	17	36
Presión de seteo (psig)	150	150	250	150	250	250
Largo de acometida (pies)	6	20	20	6	6	20
Diámetro salida de válvula	1 ½"	1"	1"	1 ¼"	1"	1"

Según las condiciones de trabajo enumeradas en la Tabla 3, se procede al cálculo de las acometidas y del colector general de válvulas de seguridad. El criterio de diseño utilizado es el del **IIAR**, en el cual, dependiendo de la presión de seteo a la que fue diseñado el recipiente se le asigna un número de "recurso" (Tabla 4).

Tabla 4: Recurso según seteo de presión.

<i>For a 300 psig valve, $K_x = 35,924$</i>
<i>For a 250 psig valve, $K_x = 26,919$</i>
<i>For a 200 psig valve, $K_x = 19,121$</i>
<i>For a 150 psig valve, $K_x = 12,530$</i>

Para el cálculo de las acometidas de las válvulas de seguridad de los recipientes seteados a 10 Kg/cm² (150 psig), se considera un recurso de 12530 (Tabla 5), y se procede a calcular el recurso consumido y el restante según la siguiente ecuación, para la válvula seleccionada.



$$Kx = \frac{L * Cr^2}{d^5}$$

L= largo de acometida

Cr =capacidad de descarga mínima requerida

d = diámetro interior de cañería

Siendo más conservador en el cálculo de las cañerías, se utilizó el Cr de la válvula seleccionada, y no el de diseño.

Separador de recirculado vertical:

$$Kx = \frac{L * Cr^2}{d^5}$$

$$Kx = \frac{6 \text{ pies} * (34 \text{ lbs/min})^2}{(1,61 \text{ ")^5}}$$

$$Kx = 641, 179$$

El recurso restante es aproximadamente 11889.

Separador de aceite:

$$Kx = \frac{L * Cr^2}{d^5}$$

$$Kx = \frac{20 \text{ pies} * (10,5 \text{ lbs/min})^2}{(1,0495 \text{ ")^5}}$$

$$Kx = 1735, 92$$

El recurso restante es aproximadamente 10795.

Enfriador intermediario:

$$Kx = \frac{L * Cr^2}{d^5}$$

$$Kx = \frac{6 \text{ pies} * (53 \text{ lbs/min})^2}{(1,358 \text{ ")^5}}$$

$$Kx = 3367, 49$$

El recurso restante es aproximadamente 9163.

Para el cálculo de las acometidas de las válvulas de seguridad de los recipientes seteados a 17,5 Kg/cm² (250 psig), se considera un recurso de 26919 (Tabla 5).

Separadores de aceite de compresores (1 a 5):

$$Kx = \frac{L * Cr^2}{d^5}$$



$$Kx = \frac{20 \text{ pies} * (36 \text{ lbs/min})^2}{(1,0495 \text{ ")})^5}$$

$$Kx = 20405,98$$

El recurso restante es aproximadamente 6514.

Recibidor:

$$Kx = \frac{L * Cr^2}{d^5}$$

$$Kx = \frac{20 \text{ pies} * (36 \text{ lbs/min})^2}{(1,0495 \text{ ")})^5}$$

$$Kx = 20405,98$$

El recurso restante es aproximadamente 6514.

Termosifón:

$$Kx = \frac{L * Cr^2}{d^5}$$

$$Kx = \frac{6 \text{ pies} * (17 \text{ lbs/min})^2}{(1,0495 \text{ ")})^5}$$

$$Kx = 1365,12$$

El recurso restante es aproximadamente 25554.

En todos los casos el **Kx** calculado debe ser menor que el recurso disponible según la Tabla 5, caso contrario, se debe aumentar el diámetro de cañería.

Una vez calculados todas las acometidas, se procede a dimensionar el colector general de ellas. En este caso Cr total, es la sumatoria de todos los Cr, y el **Kx** es el menor recurso restante obtenido. Se considera un trayecto total de cañería desde sala de máquinas hasta el tanque de neutralización de agua de 60 metros (200 pies).

$$Cr \text{ Total} = 330,5 \text{ lib/min}$$

$$Kx = 6514$$

$$6514 = \frac{L * Cr^2}{d^5}$$

$$6514 = \frac{200 \text{ pies} * (330,5 \text{ lbs/min})^2}{(d)^5}$$

$$d = 5,07" \text{ diámetro interno} = 5"$$

16- Cálculo y selección de válvulas manuales y automáticas

- **Válvulas manuales**

Son las válvulas que su manejo o accionamiento se realizan de forma manual. Las válvulas empleadas en esta instalación frigorífica pertenecen de la marca **Hecam**, excepto de las de seguridad que son marca **Hansen** y son del tipo:

Válvulas de cierre (Figura 28): son usadas para independizar un elemento o servicio, interrumpiendo la circulación de refrigerante en: evaporadores, condensadores, compresores, filtros, recibidor de líquido, separadores, bombas, lazos de comando y control con válvulas automáticas, etc.



Figura 28: Válvulas de cierre.

Válvulas de retención (Figura 29): permiten la circulación del refrigerante en una sola dirección. Son usadas en la descarga de compresores, para evitar la condensación de vapores dentro de los separadores de aceite. Se utilizan en las bombas de recirculado, cuando una bomba esta fuera de servicio evita que se produzcan *by-pass* con las que permanecen funcionando. Además se usan en las líneas de líquido de alimentación de evaporadores cuando se realiza descongelado por gas caliente.



Figura 29: Válvulas de retención.

Válvulas reguladoras de caudal (Figura 30): El líquido refrigerante a alta presión y alta temperatura ingresa a la válvula reguladora, donde sufre una violenta caída de presión con su consecuente caída de temperatura. Son normalmente utilizadas en instalaciones con sistema de recirculado.



Figura 30: Válvulas reguladoras de caudal.

Válvulas de seguridad (Figura 31): Las válvulas de seguridad se usan en los recipientes sometidos a presión. Están diseñadas para proteger los recipientes por sobrepresión. El cuerpo y el cierre deben ser compatibles con el refrigerante. Cuando la presión aumenta por encima de la presión de ajuste la válvula comenzará a abrir suavemente para minimizar la pérdida de refrigerante. Si la presión continua aumentando antes que suba un 10% por encima de la presión regulada la válvula abrirá completamente.



Figura 31: Válvulas de seguridad simples y duales.

Para la selección de las válvulas de seguridad para los recipientes sometidos a presión de la instalación frigorífica se utilizó la siguiente fórmula dada por el fabricante:

$$C = D * L * F$$

donde:

C = capacidad de descarga mínima requerida

F = factor para el amoníaco 0,5

D= diámetro exterior del recipiente

L = longitud del recipiente

Separador de recirculado vertical

D = 1440 mm = 4,7244 pies

L = 4321 mm = 14,1765 pies

Entonces: $C = D * L * F = 33,4877 \text{ lbs/min}$ por lo tanto, como en el separador de recirculado la presión de seteo es de 150 psi se selecciona la válvula **H5634R** (Tabla 5).



Enfriador intermediario

D = 1550 mm = 5,0853 pies
 L = 4610 mm = 15,1246 pies

Entonces: $C = D * L * F = 38,4566 \text{ lbs/min}$ por lo tanto, como en el enfriador intermediario la presión de seteo es de 150 psi se selecciona la válvula **H5613R** (Tabla 5).

Termosifón

D = 762 mm = 2,5 pies
 L = 2445 mm = 8,0217 pies

Entonces: $C = D * L * F = 10,0271 \text{ lbs/min}$ por lo tanto, como en el termosifón la presión de seteo es de 250 psi se selecciona la válvula **H5600R/H5602R** (Tabla 5).

Recibidor

D = 6603 mm = 21,66 pies
 L = 965 mm = 3,1660 pies

Entonces: $C = D * L * F = 34,2931 \text{ lbs/min}$ por lo tanto, como en el recibidor la presión de seteo es de 250 psi se selecciona la válvula **H5632R** (Tabla 5).

Separador de aceite

D = 321 mm = 1,0532 pies
 L = 1203 mm = 3,9469 pies

Entonces: $C = D * L * F = 4,1569 \text{ lbs/min}$ por lo tanto, como en el separador de aceite la presión de seteo es de 150 psi se selecciona la válvula **H5600R/H5602R** (Tabla 5).

Tabla 5: Tabla para la selección de válvulas de seguridad. Tomado de Hansen.

CAT NO	AIR CAPACITY	STANDARD PRESSURE SETTINGS (psig)									
		150	175	200	225	250	275	300	325	350	400
H5600R H5602R	lb/min	10.5	12.2	13.8	15.4	17.0	18.6	20.2	21.8	23.5	26.7
	scfm	140	162	183	205	226	248	269	290	312	355
H5632R	lb/min	22	25	29	32	36	39	42	46	49	56
	scfm	292	337	382	427	472	517	561	606	651	741
H5633R	lb/min	28	33	37	41	46	50	54	59	63	72
	scfm	377	435	492	550	608	665	723	781	839	954
H5634R	lb/min	34	39	44	49	54	60	65	70	75	85
	scfm	449	518	586	655	724	793	861	930	999	1136
H5600A	lb/min	31.3	36.1	40.9	45.7	50.5	55.3	60.1	64.9	69.7	79.3
	scfm	417	480	544	608	672	736	799	863	927	1055
H5601 H5602	lb/min	35.8	41.3	46.8	52.2	57.7	63.2	68.6	74.1	79.6	
	scfm	476	549	622	695	768	841	913	986	1059	
H5613	lb/min	53.0	61.1	69.2	77.3	85.4	93.5	101.6	109.7	117.8	134
	scfm	704	812	920	1028	1136	1243	1351	1459	1567	1782
H5604	lb/min	72.0	83.0	94.0	105.1	116.1	127.1	138.1	149.1	160.2	182
	scfm	958	1104	1251	1397	1544	1691	1837	1984	2130	2423

En la Tabla 6 se enuncian los diámetros de las conexiones de las válvulas de seguridad.

Tabla 6: Diámetros de conexiones

CAT NO	THREADED CONNECTIONS - NPT	
	BOTTOM INLET (DN)	SIDE OUTLET (DN)
H5600R H5600A	1/2" FPT (15)	3/4" FPT (20)
H5601	1/2" FPT (15)	1" FPT (25)
H5602 H5602R H5632R	3/4" FPT (20)	1" FPT (25)
H5613 H5633R	1" FPT (25)	1 1/4" FPT (32)
H5604 H5634R	1 1/4" FPT (32)	1 1/2" FPT (40)

Válvulas de purga (Figura 32): en las instalaciones con amoníaco el aceite queda depositado preferentemente en la parte inferior de los separadores, es decir donde hay una menor velocidad de circulación y baja temperatura. Desde allí y en forma manual debe ser purgado.



Figura 32: Válvula de purga.

Las válvulas mencionadas anteriormente se seleccionan según el diámetro de cañería en el que estén instaladas, dicha sección y ubicación se detallan en el diagrama frigorífico.

- **Válvulas automáticas**

Las válvulas automáticas que se seleccionaron para la instalación frigorífica son de la marca **Danfoss**.

Un tipo de válvula solenoide utilizado será EVRA 40 (Figura 33), con diámetro de conexión para soldar en 2". La misma será instalada en el cuadro de inyección al separador de recirculado (dos en paralelo), y tres en el cuadro de alimentación de líquido bombeado a los evaporadores.



Figura 33: Válvulas solenoides EVRA 40

El segundo tipo de válvula solenoide utilizada en la instalación es una EVRA 32 ubicada en la inyección de líquido al enfriador intermedio. Es de tipo para soldar con conexión 1 ¼”.

La tercera válvula automática es la PM-LX80 (Figura 34) de 4” que puede ser conectada con un piloto tipo CVPP el que posibilita una regulación de presión diferencial. Como será instalada en la línea de vaciamiento habrá un gran ΔP entre ésta y la línea de aspiración hacia donde alivia. El CVPP permite que cuando la válvula esté comandada por él, la misma alivie al 10% y luego una apertura completa. De esta manera, se evitan posibles golpes de ariete en la línea. Durante el normal funcionamiento de la instalación, la línea queda comandada por el piloto solenoide que la mantiene bloqueada.



Figura 34: Válvula PM-LX 80.

En todos los cuadros donde se encuentren montadas estas válvulas, se recomienda que se anteponga un filtro de malla y que se coloquen obligatoriamente válvulas manuales antes y después de la válvula automática para bloquear la línea y hacer mantenimiento de la misma.

- **Accesorios varios**

Robinetes (Figura 35): tienen la particularidad de que se instalan a partir de una unión simple lisa de soldar, la cual posibilita que el robinete sea roscado y sellado gracias a una arandela de aluminio. Se utilizan para aliviar presión de líneas ya bloqueadas, para colocar manómetros en distintos puntos de la instalación, para conectar los puntos de purga, para conectar mangueras para carga de refrigerante.



Figura 35: Robinetes.

Filtro de línea (Figura 36): filtros de malla metálica montado principalmente en la línea de líquido principal. Se utilizan para filtrar cualquier tipo de impurezas logrando de esta manera evitar que las partículas lleguen a válvulas delicadas como las automáticas. Debido a que se limpian regularmente vienen provistos con un robinete de alivio en la tapa haciendo más rápido y segura la maniobra de desarmado. Por lo general, suele ser instalada, paralela al filtro, una cañería de *by-pass* que posibilita el continuo funcionamiento de la instalación incluso durante el mantenimiento del filtro.



Figura 36: Filtro de línea.

Manómetros (Figura 37): son extremadamente útiles para la toma de presión en distintos puntos de interés de la instalación, por ejemplo: presión de líquido bombeado hacia los evaporadores; presión de evaporación en el separador de recirculado; presión de intermedia en el enfriador intermediario; presión de descarga; etc. En base a la lectura de éstos se puede evaluar el correcto funcionamiento de la instalación.



Figura 37: Manómetro y manovacuómetro.

Control de nivel eléctrico (Figura 38): el control de nivel de líquido (flotante) es un dispositivo formado por un cuerpo tubular con dos conexiones para fijar al tanque en donde se quiere controlar el nivel de líquido. Es un tubo antimagnético en cuyo interior se puede desplazar un núcleo magnético solidario a una bolla que se encuentra en el interior del cuerpo tubular, y por fuera del tubo antimagnético se ubican los imanes y contactos eléctricos, que sirven para realizar un circuito eléctrico que comandará una solenoide de líquido. En la instalación, se utiliza como una seguridad de máximo nivel de trabajo en caso que la varilla de control de nivel falle.



Figura 38: Control de nivel flotante eléctrico.

Sensor capacitivo de nivel (Figura 39): consiste en dos tubos concéntricos aislados el uno del otro. El refrigerante fluye libremente entre ambos tubos y por medio de la medición de la capacitancia eléctrica entre los dos tubos se puede establecer qué longitud de la varilla está cubierta por refrigerante. La señal es transmitida de 4 a 20 mA y procesada por un programador electrónico que permite setear diferentes valores de nivel para actuar en consecuencia.



Figura 39: Sensor capacitivo de nivel.

Visor de nivel (Figura 40): es usado para tener un control visual de la cantidad de refrigerante que hay en el recipiente. Permite evaluar la necesidad de cargas de refrigerante como así también da indicios de fuga.



Figura 40: Visores de nivel.

La ubicación de los accesorios mencionados anteriormente se detalla en el diagrama frigorífico.

17- Purgador de gases no condensables

El purgador de gases no condensables es compacto y automático (Figura 41). La instalación requiere la conexión de tuberías del gas con incondensables, líneas de líquido y aspiración, tuberías de agua y desagüe, así como el cableado de fuerza y el de las válvulas solenoides de $\frac{1}{2}$ " de cada punto de purga, habiendo varios de ellos. Cada punto de purga puede estar activo entre 10 y 30 minutos, dependiendo de la presencia de incondensables y del modo de funcionamiento.

Solamente se debe tener en cuenta al momento de diseñar la instalación, las velocidades necesarias, para que el incondensable sea separado del refrigerante en la zona del punto de purga, aumentando de esta manera la eficiencia del equipo.



Figura 41: Purgador de gases no condensables (Hansen).

18- Aislación de recipientes sometidos a presión y cañerías

El objetivo de las instalaciones frigoríficas es el de preservar la calidad de los productos manteniéndolos a su temperatura y humedad adecuada. Temperatura que generalmente es inferior a la temperatura ambiente por lo que hay un ingreso de calor que debemos minimizar. La forma de minimizar esa carga de calor es mediante el aislamiento.

Cámaras frigoríficas

El aislamiento del recinto minimizará la carga de enfriamiento. Con lo cual el evaporador, el compresor, el condensador, las cañerías, etc. serán de menor tamaño lo que se traducirá en un ahorro permanente de energía eléctrica para su funcionamiento.

Cañerías

El refrigerante que sale del evaporador, pasa por el separador de recirculado y luego es aspirado por el compresor y absorbe calor del medio. Calor que se traduce en recalentamiento del gas. El recalentamiento hace que los gases aspirados por el compresor estén a mayor temperatura, generando así altas temperaturas y presiones de descargas. Esto produce daños en el aceite, además de un aumento de la capacidad requerida de los condensadores, pudiendo esto causar un aumento de la presión de condensación, menor rendimiento del compresor y mayor consumo eléctrico. Las cañerías de aspiración y los separadores de línea de succión o de recirculado deben siempre aislarse.

A partir de la Figura 42 se pueden calcular los mínimos espesores de aislación. En línea se marca a modo de ejemplo, la selección del mínimo espesor de la cañería de aspiración de compresores de baja. En el extremo superior izquierdo se selecciona la temperatura ambiente, hasta interceptar la humedad ambiente, luego unimos en línea recta con la diferencia de temperatura del fluido circulante respecto de la temperatura ambiente que se encuentra en el cuadrante superior derecho. Desde allí nos dirigimos hacia el extremo inferior derecho donde se ubica la conductividad térmica del material, en nuestro caso poliuretano expandido (,02). Y por último, hacia el extremo inferior izquierdo hasta encontrar la curva de diámetro externo de la cañería, y se ubica en el eje de las abscisas el mínimo espesor de aislación. Para el caso mencionado anteriormente, la cañería de aspiración es de 16" (406,4 mm), la temperatura exterior



es de 30°C, la humedad ambiente es 80°C, la del gas en el interior de la tubería es de -40°C, obteniendo una diferencia de temperaturas de 70°C. Utilizando poliuretano expandido, cuyo coeficiente de conductividad térmica es 0,02 W/Km, interceptamos la curva correspondiente al diámetro exterior de cañería, y obtenemos finalmente en el eje X, el mínimo espesor de aislamiento, siendo este 70 mm.

Complementamos el cálculo con la Tabla 7 de espesores óptimos de aislación, en la cual solo debemos conocer el diámetro, la ubicación y la temperatura interior de la cañería. Si repetimos el ejemplo anterior, y consideramos a la cañería ubicada dentro de la sala de máquinas, obtenemos un espesor de aislación de 125 mm, un 78 % más que el espesor mínimo (Tabla 8).

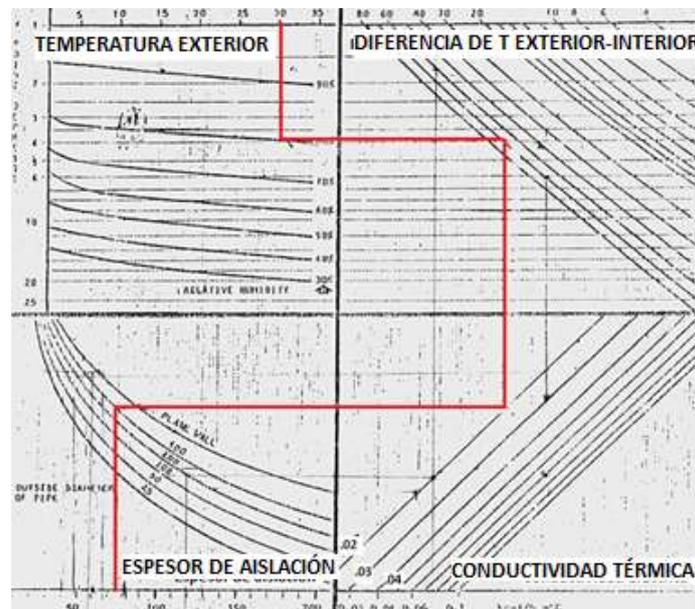


Figura 42: Espesores de aislación según ATLAS-SABROE.

Tabla 7: Espesores óptimos según IAR.

DIAMETRO DEL CAÑO	-40 °C		-25 °C		-15 °C		-5 °C		0 °C		VACIO	DIAMETRO DEL CAÑO		
	NOM	EXT	EXT	INT	EXT	INT	EXT	INT	EXT	INT			EXT	NOM
16	406,4	150	125	125	100	100	75	75	50	38	32	-	406,4	16
14	355,6	150	125	125	100	100	75	75	50	38	32	-	355,6	14
12	323,9	150	125	125	100	100	75	75	50	38	32	-	323,9	12
10	273,1	150	125	125	100	100	75	75	50	38	32	-	273,1	10
8	219,1	150	125	125	100	100	75	75	50	38	32	-	219,1	8
6	168,3	125	100	100	75	75	50	50	38	32	25	-	168,3	6
5	141,3	125	100	100	75	75	50	50	38	32	25	-	141,3	5
4	114,3	125	100	100	75	50	50	50	38	32	25	-	114,3	4
3	88,9	125	100	100	75	75	50	50	38	32	25	-	88,9	3
2 1/2	73	100	75	75	50	50	38	38	32	25	19	-	73	2 1/2
2	60,3	100	75	75	50	50	38	38	32	25	19	25	60,3	2
1 1/2	48,5	100	75	75	50	50	38	38	32	25	19	25	48,3	1 1/2
1 1/4	42,2	75	50	50	38	38	32	32	25	19	13	25	42,2	1 1/4
1	33,4	75	50	50	38	38	32	32	25	19	13	25	33,4	1
3/4	26,7	50	38	38	32	32	25	25	25	19	13	25	26,7	3/4
1/2	21,5	50	38	38	32	32	25	25	25	19	13	25	21,3	1/2



Tabla 8: Mínimos y óptimos espesores de aislación de cañerías de la instalación frigorífica.

Tramo de cañería	Sección (inch)	Diámetro exterior (mm)	T interior	T exterior	Mínimo espesor de aislación	Espesor óptimo
Tramo evaporador-colector de retornos	8	219	-40	30	75	125
Tramo colector de retornos-separador de recirculado	18	457	-40	30	80	125
Tramo colector de descarga compresores de alta-colector de gas caliente	4	114	70	30	30	32
Tramo colector de líquido bombeado-evaporador	2	60	-40	30	55	75
Tramo bombas de recirculado-colector de líquido bombeado	4	114	-40	30	60	100
Descarga de bomba de recirculado	2	60	-40	30	55	75
Colector de aspiración bomba de recirculado	8	219	-40	30	75	125
Aspiración de bomba de recirculado	3	89	-40	30	60	100
Tramo tanque separador de aceite-separador de recirculado	1/2	21	-40	30	35	38
Tramo colector de cebados de bombas-separador de recirculado	3/4	27	-40	30	36	38
Tramo separador de recirculado-colector de aspiración compresores de baja	16	406	-40	30	80	125
Tramo colector de aspiración compresores de baja-compresor de baja	8	219	-40	30	75	125
Tramo enfriador intermediario-colector de aspiración compresores de alta	10	273	-10	30	45	75
Tramo colector de aspiración compresores de alta-compresor de alta	6	168	-40	30	75	100
Tramo colector de aspiración compresores de alta-puerto intermedio compresores	2	60	-10	30	45	75
Separador de recirculado vertical	56	1400	-40	30	80	150
Enfriador intermediario	62	1550	-10	30	70	125



Conclusiones

El trabajo final cumple con todos los objetivos planteados. Para determinar el tipo de instalación se calculó el COP de la simple y doble etapa de forma teórica con el fin de descartar cualquier tipo de ventaja comercial no comprobable.

La doble etapa seguramente requiera de una mayor inversión inicial ya sea en recipientes, cañerías, compresores pero será amortizada por el ahorro energético gracias a su alta eficiencia.

Otra ventaja de la instalación es que posibilita a futuro el agregado de otros servicios a una presión de aspiración distinta a la del TRVM, por ejemplo la presión de intermedia. En este caso el evaporador podría ser alimentado con líquido bombeado desde el enfriador intermediario y que los gases de evaporación provenientes del mismo, retornen hacia este separador. Sólo habrá que evaluar convenientemente el agregado de compresores a la etapa de alta que compensen la carga frigorífica extra demandada.

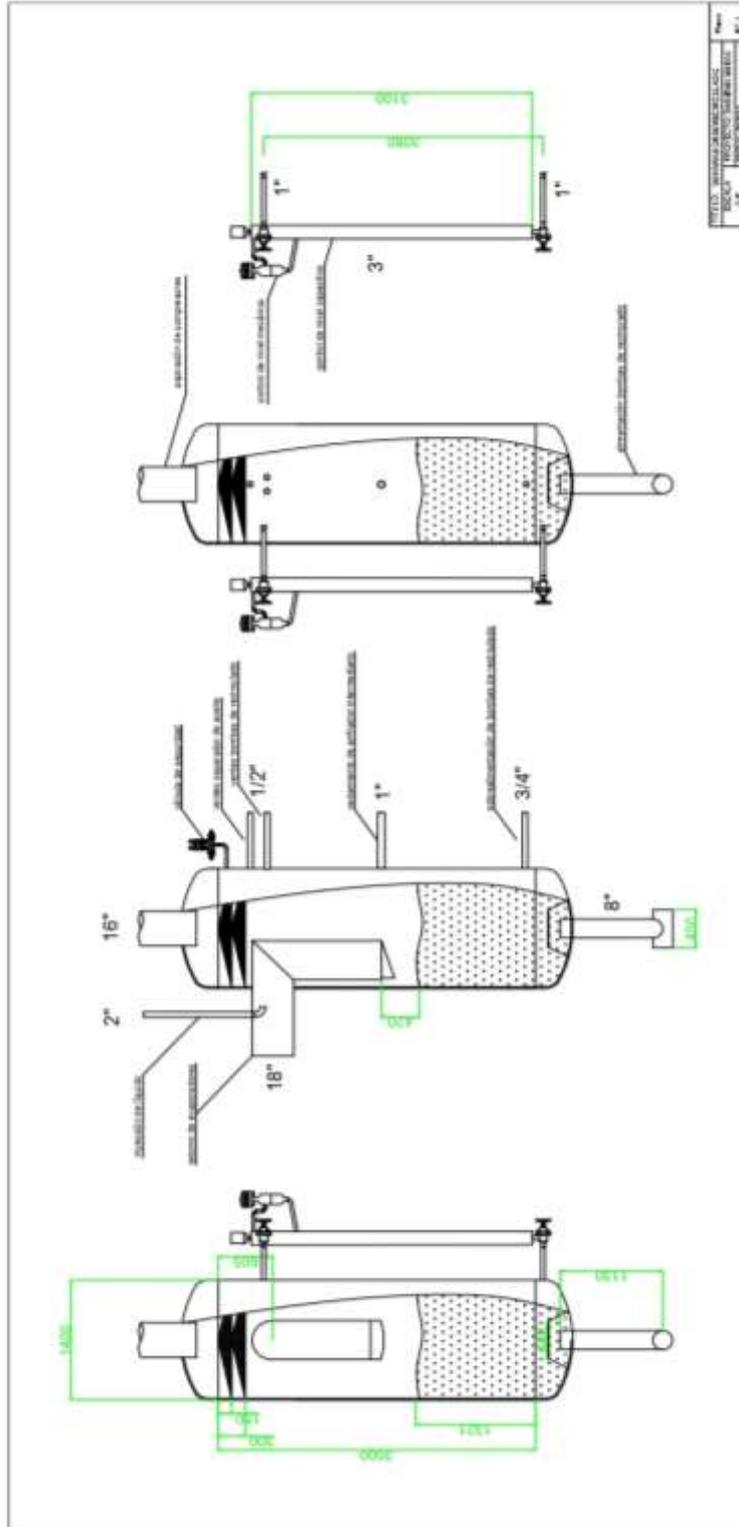
Tanto para el cálculo del separador de recirculado y del recibidor se adoptó una solución de compromiso entre la teoría y lo ingenierilmente realizable, debido que a la gran dimensión de los evaporadores, éstos recipientes deberían ser de grandes dimensiones.

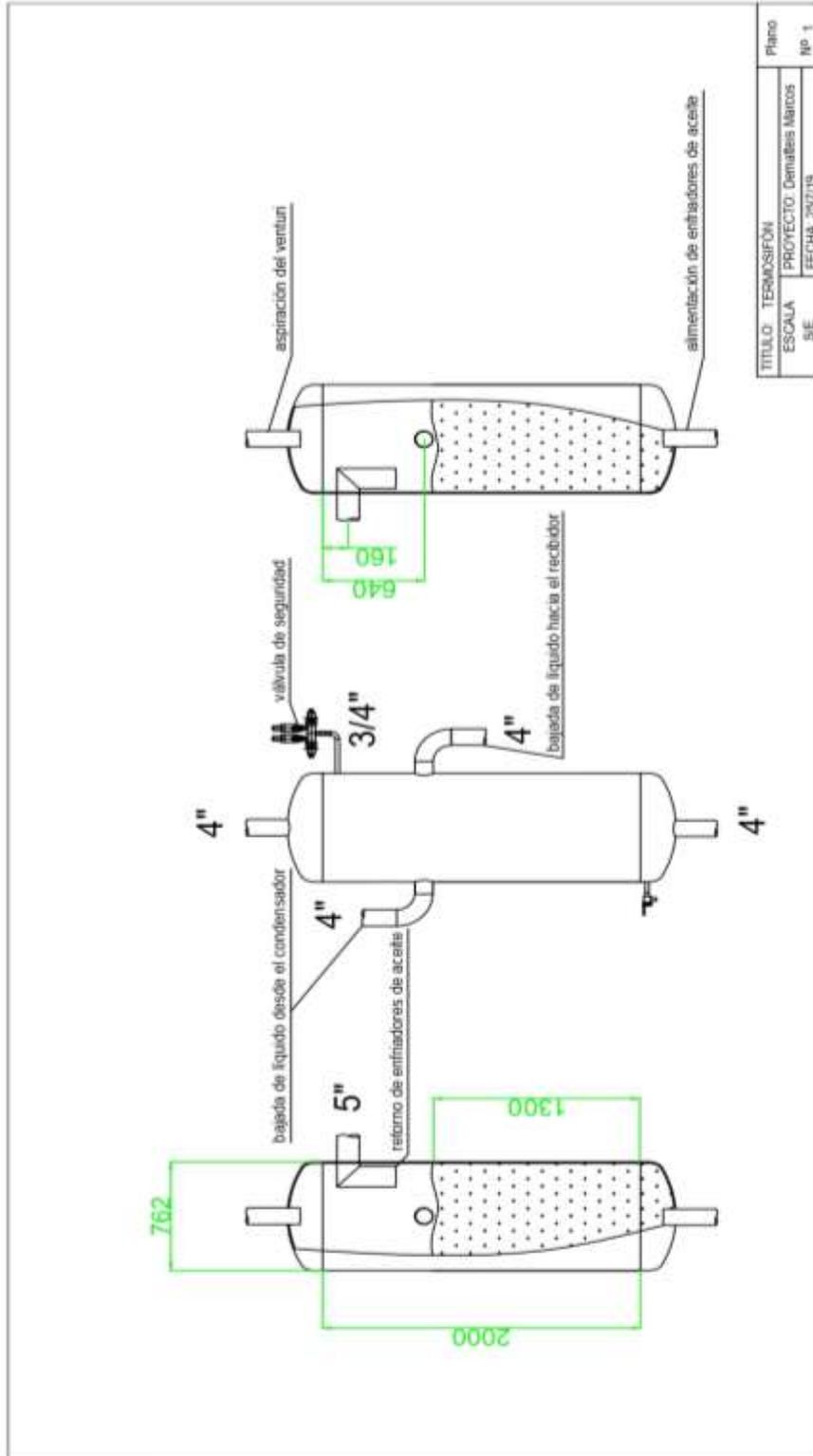
El sistema de descongelado de la instalación se hizo de forma semi-automática ya que las válvulas ON/OFF accionadas por gas caliente normalmente se comercializan hasta 6". Por ende, se la reemplazó por una de paso manual y se mantuvieron los accionamientos automáticos para las válvulas de menor sección que implican un menor costo.

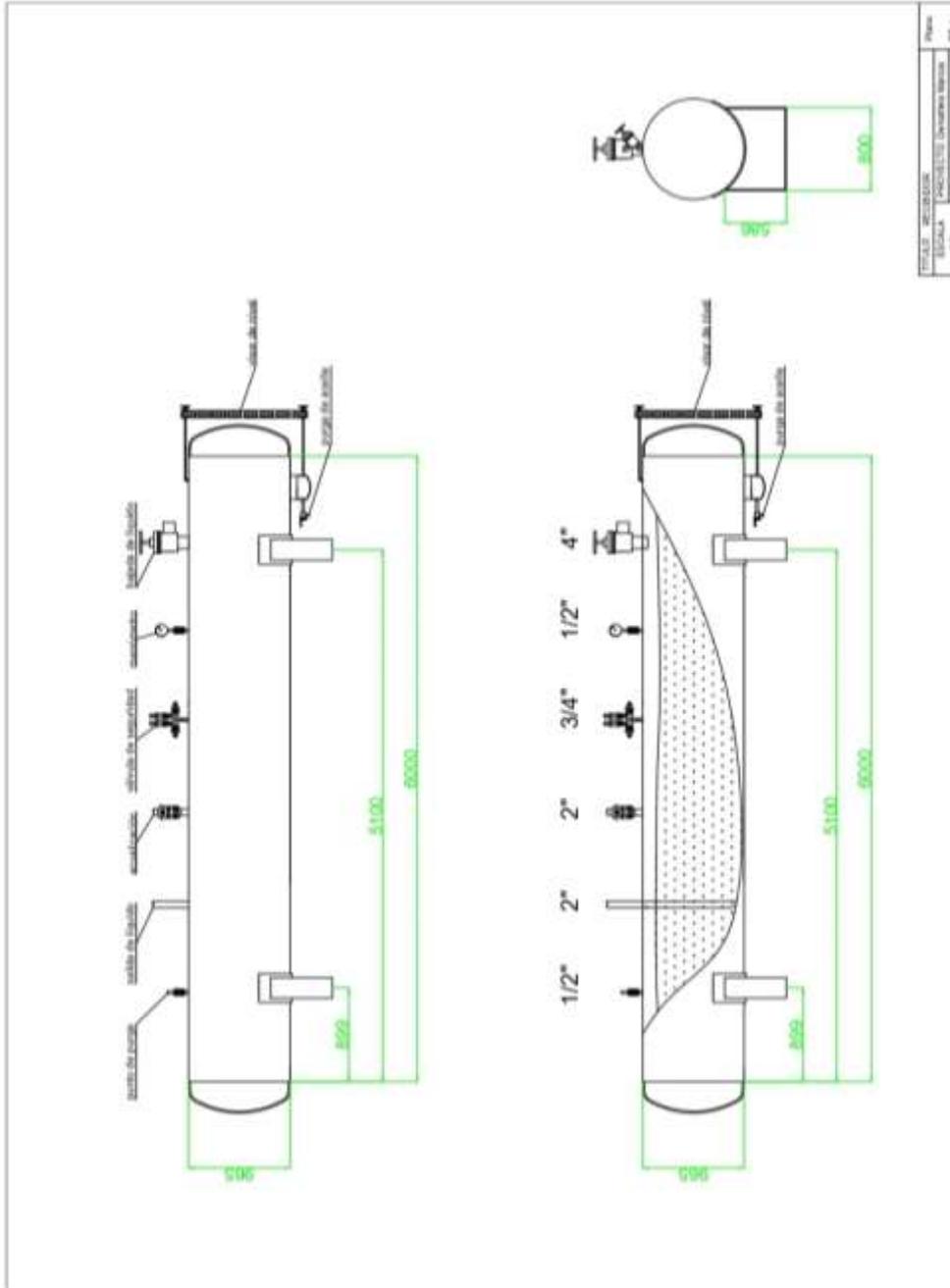
Para el dimensionado de las cañerías se tomaron como parámetros de diseño las máximas velocidades posibles, para que ante disminuciones de la demanda y consecuente caída del caudal volumétrico, se garantice la mínima velocidad recomendada, asegurando el retorno de aceite desde los servicios hacia los separadores, pudiendo realizar allí la expurga manual mediante decantación.

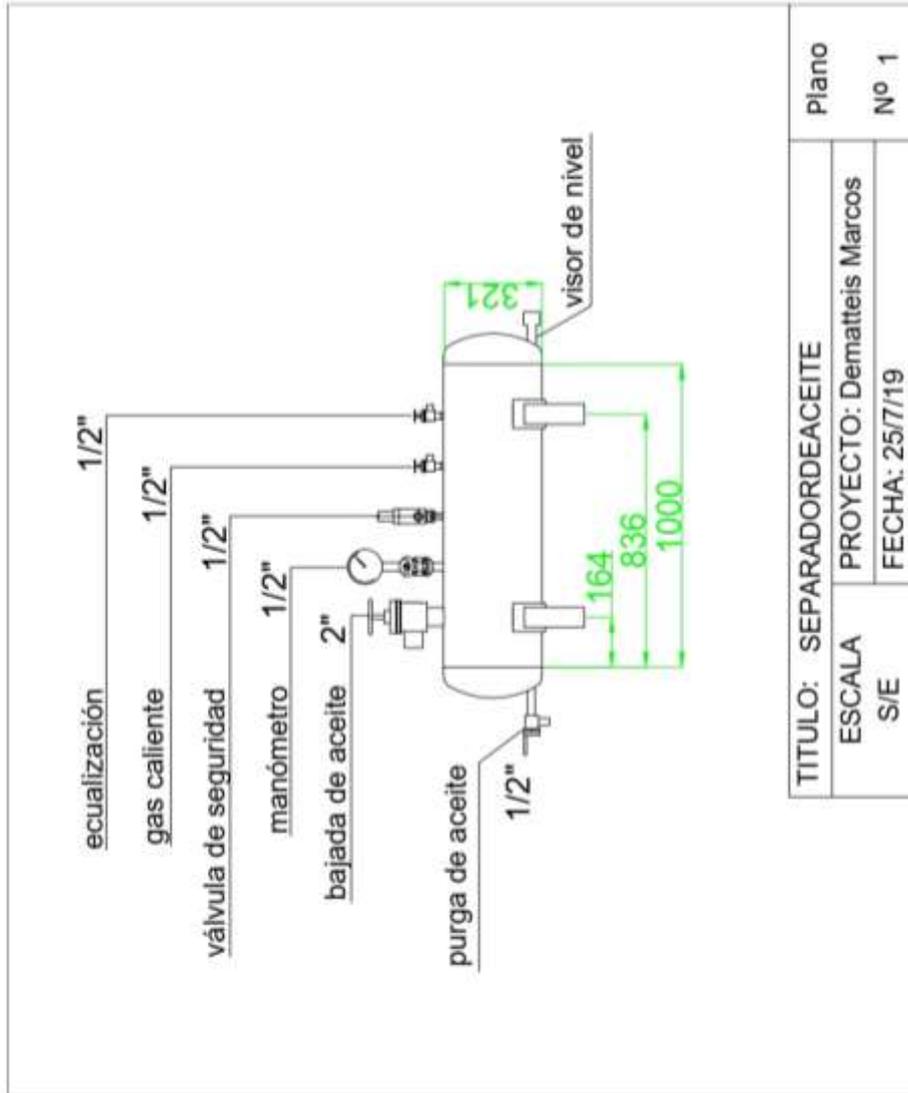
En muchas instancias de cálculo se recurrió a datos empíricos evitando así grandes desarrollos matemáticos que escapan al objetivo de la tesis.

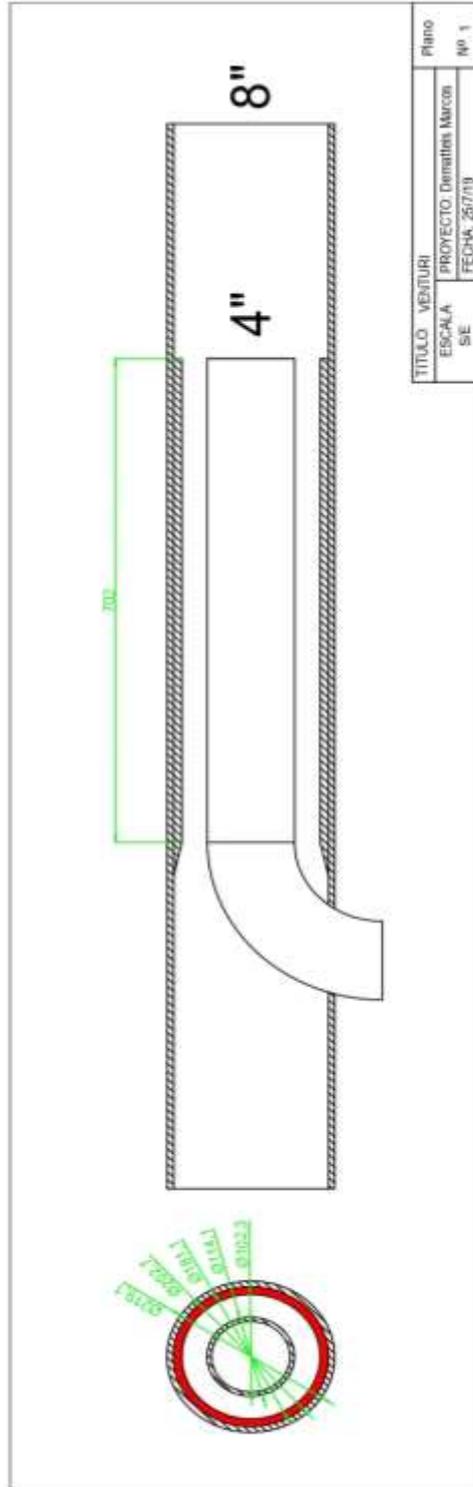
El presente trabajo carece de balance térmico ya que tanto este dato como la temperatura de evaporación del TRVM son datos del fabricante y condiciones de diseño, a partir de las cuales se calculó la totalidad de la instalación.













Bibliografía

- 1- Refrigeración Industrial – Stoecker
- 2- Conceptos generales – Sabroe – Atlas
- 3- Industrial Refrigeración Handbook – Wilbert Stoecker
- 4- ASRHAE Handbook Refrigeration
- 5- Refrigeración Industrial – J.G. Conan
- 6- Principios de refrigeración – Dossat
- 7- Seminario internacional Bitzer Brasil 2019
- 8- www.hecam.com.ar
- 9- www.danfoss.com
- 10- www.dicostock.com
- 11- www.mayekawa.com.ar
- 12- www.mebrafe.com.br