

UNIVERSIDAD NACIONAL TECNOLÓGICA DE LIMA SUR

FACULTAD DE INGENIERÍA Y GESTIÓN
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA Y
ELÉCTRICA



**“DISEÑO DE DOS TUNELES DE CONGELACIÓN Y UNA CAMARA
CONGELADOS”**

TRABAJO DE SUFICIENCIA PROFESIONAL

Para optar el Título Profesional de

INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA

PRESENTADO POR EL BACHILLER

SURCO CASTRO, HANDS GERALD

Villa El Salvador

2017

DEDICATORIA

Dedico este trabajo a mi princesa que está en la pancita de su madre, a mi querida madre, quien me enseñó el camino correcto de la vida, a mi pareja Norma quien ha estado desde el principio apoyándome en mis estudios, a mi tío Hendrick que es como un padre para mí, a mi tía Isabel quien me crio como un hijo y a mi tía María quien me apoyo cuando más lo necesitaba.

AGRADECIMIENTO

Agradezco a Dios por la oportunidad que me brindo por culminar mi carrera.

A mis profesores que dedicaron su tiempo en enseñarnos y así fortalecer nuestro conocimiento.

A la empresa COMERCIALIZADORA AGROINDUSTRIAL FECU S.A.C., por el apoyo brindado al realizar mis practicas pre-profesionales, lo cuales hacen que hoy este en este camino.

ÍNDICE

INTRODUCCIÓN	10
CAPITULO I.....	11
PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	11
1.1 DESCRIPCIÓN DE LA REALIDAD PROBLEMÁTICA.....	11
1.2 JUSTIFICACIÓN DEL PROBLEMA.....	12
1.3 DELIMITACIÓN DEL PROYECTO	12
1.3.1 ESPACIAL	12
1.3.2 TEMPORAL.....	12
1.4 FORMULACIÓN DEL PROBLEMA	13
1.5 OBJETIVOS.....	13
1.5.1 OBJETIVO GENERAL	13
1.5.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	13
CAPITULO II.....	14
MARCO TEÓRICO	14
2.1 ANTECEDENTES.....	14
2.2 BASES TEÓRICAS.	15
2.2.1 REFRIGERACIÓN	15
2.2.2 REFRIGERANTE	15
2.2.3 APLICACIONES DE REFRIGERACIÓN.....	16
2.2.4 REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN	17
2.2.5 REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN MECÁNICA DE VAPOR	18
2.3 MARCO CONCEPTUAL.....	21
2.3.1 TEMPERATURA.....	21
2.3.2 ESCALA DE MEDICIÓN DE TEMPERATURA	21

2.3.3 ESCALA CELSIUS.....	22
2.3.4 ESCALA KELVIN	22
2.3.5 ESCALA FAHRENHEIT	23
2.3.6 TEMPERATURA DE AMBIENTE.....	23
2.3.7 TEMPERATURA DE PUNTO DE ROCÍO.....	23
2.3.8 CALOR.....	23
2.3.9 CALOR ESPECÍFICO	24
2.3.10 CALOR LATENTE.....	24
2.3.11 CALOR SENSIBLE	24
2.3.12 PRESIÓN	24
2.3.13 PRESIÓN ATMOSFÉRICA	25
2.3.14 PRESIÓN MANOMÉTRICA	25
2.3.15 PRESIÓN ABSOLUTA.....	25
2.3.16 TRABAJO Y ENERGÍA	25
2.3.17 TERMODINÁMICA.....	26
2.3.18 LEYES DE LA TERMODINÁMICA.....	26
2.3.19 TRANSFERENCIA DE CALOR.....	27
2.3.20 ENTALPIA.....	29
2.3.21 ENTROPÍA.....	29
2.3.22 PROCESOS TERMODINÁMICOS.....	29
2.3.23 CICLO DE CARNOT	31
2.3.24 DIAGRAMA MOLLIER	33
2.3.25 CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN MECÁNICA DE VAPORES.....	35
2.3.26 ECUACIONES EMPLEADAS PARA EL CÁLCULO.....	39

CAPITULO III.....	51
DESCRIPCIÓN, DISEÑO Y SELECCIÓN DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN	51
3.1 DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO.....	51
3.1.1 PROCESO Y CONGELACIÓN DE LA TRUCHA	52
3.1.2 TÚNEL DE CONGELAMIENTO	55
3.1.3 CÁMARA DE CONGELACIÓN	56
3.1.4 AISLAMIENTO TÉRMICO.....	57
3.1.5 PUERTA FRIGORÍFICAS	58
3.1.6 VÁLVULA DE ALIVIO	59
3.1.7 PISO	60
3.1.8 PARÁMETROS DE DISEÑO	60
3.2 CALCULO DE CARGA TÉRMICA Y SELECCIÓN DE EQUIPOS.....	62
3.2.1 CALCULO DE CARGA TÉRMICA	62
3.2.2 SELECCIÓN DE EQUIPOS	72
3.3 REVISIÓN Y CONSOLIDACIÓN DE RESULTADOS	110
3.3.1 REVISIÓN DE CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA DEL TÚNEL DE CONGELACIÓN REALIZADO POR TEORÍA Y CON EL SOFTWARE.....	110
3.3.2 REVISIÓN DE CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA DE LA CÁMARA DE CONGELADOS REALIZADO POR TEORÍA Y CON EL SOFTWARE.....	112
CONCLUSIONES	114
RECOMENDACIONES.....	115
BIBLIOGRAFIA	116
ANEXOS	117
PLANOS	134

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Sistema de Absorción de simple efecto	18
Figura 2. Sistema de refrigeración por compresión.....	19
Figura 3. Transferencia de calor por conducción.	27
Figura 4. Transferencia de calor por convección	28
Figura 5. Transferencia de calor por radiación.....	29
Figura 6. Ciclo de Carnot para un motor	32
Figura 7. Ciclo de Carnot para un maquina frigorífica.....	33
Figura 8. Diagrama Presión - Entalpia.	34
Figura 9. Ciclo ideal de refrigeración por compresión.	35
Figura 10. Proceso ideal de la válvula de expansión.	36
Figura 11. Proceso ideal de evaporación.....	37
Figura 12. Proceso ideal de compresión.....	38
Figura 13. Proceso ideal de condensación.	39
Figura 14. Flujo de calor a través de una pared.....	40
Figura 15. Ubicación de planta hidrobiológica de PATSAC	51
Figura 16. Recepción de trucha.	52
Figura 17. Decapitado y eviscerado de la trucha.	52
Figura 18. Lavado de limpieza de trucha.	53
Figura 19. Fileteado de trucha.	53
Figura 20. Clasificación de la trucha	54
Figura 21. Congelamiento de la trucha en el túnel de congelación.....	54
Figura 22. Empaque de productor terminado.....	55
Figura 23. Vista lateral de túnel de congelamiento	56
Figura 24. Panel de poliuretano	58
Figura 25. Puerta corredera IF.....	59
Figura 26. Válvulas de alivio	59
Figura 27. Aislamiento de piso.....	60
Figura 28. Detalle del túnel estático a diseñar	61
Figura 29. Parámetros de selección del compresor	73
Figura 30. Detalle del motor eléctrico seleccionado 300HP	74
Figura 31. Compresor MYCOM.....	75
Figura 32. Válvula de inyección de refrigerante	77

Figura 33. Chumaceras del compresor MYCOM	77
Figura 34. Bomba de Aceite.....	78
Figura 35. Factor de corrección	79
Figura 36. Parámetros de selección de evaporador del túnel.	81
Figura 37. Parámetros de selección de evaporadores de la cámara de congelado.....	82
Figura 38. Parámetro de selección de la bomba de amoniaco	86
Figura 39. Bomba GP 51a	87
Figura 40. Selección de volumen para recibidor de líquido.....	87
Figura 41. Tanque recibidor de líquido horizontal	88
Figura 42. Línea de descarga	89
Figura 43. Línea de líquido con o sin cambio de fase	89
Figura 44. Línea de líquido sin cambio de fase.....	90
Figura 45. Línea de retorno húmeda.....	90
Figura 46. Línea de aspiración.....	91
Figura 47. Línea de gas caliente	91
Figura 48. Selección de tubería de línea de descarga	93
Figura 49. Selección de línea de líquido del recibidor al separador	95
Figura 50. Línea de líquido del separador al evaporador.....	96
Figura 51. Línea de líquido – tramo “I”	97
Figura 52. Línea líquido - tramo “J”	98
Figura 53. Línea líquido – tramo “M”	99
Figura 54. Línea de gas húmedo	100
Figura 55. Línea de gas húmedo – tramo “O”	101
Figura 56. Línea de gas húmedo – tramo “R”	102
Figura 57. Línea de gas seco.....	103
Figura 58. Línea de gas caliente	104
Figura 59. Línea de gas caliente - tramo “W”	105
Figura 60. Línea de gas caliente - tramo “X”	106
Figura 61. Detalle de aislamiento de tubería.....	109
Figura 62. Parámetros para el cálculo de carga térmica.....	111
Figura 63. Parámetros para el cálculo de carga térmica.....	113

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Cuadro velocidad de goteo	48
Tabla 2. Mínimo espesor de aislamiento recomendado	57
Tabla 3. Corrección de temperatura por radiación solar.	63
Tabla 4. Balance de carga térmica.....	72
Tabla 5. Distribución de tuberías en el sistema frigorífico.....	92
Tabla 6. Resultado de cálculo de tuberías del sistema frigorífico	107
Tabla 7. Kits de válvulas por usuario	108
Tabla 8. Balance de carga térmica del túnel de congelación	110
Tabla 9. Balance de carga térmica de la cámara de congelado.....	112

INTRODUCCIÓN

El presente proyecto de ingeniería lleva por título “DISEÑO DE DOS TUNELES DE CONGELACIÓN Y UNA CAMARA DE CONGELADO”, para optar el título de Ingeniero Mecánico Electricista, presentado por el bachiller SURCO CASTRO HANDS GERALD.

Tiene como finalidad de diseñar el sistema frigorífico para dos túneles de congelación y una cámara de congelado, para el diseño se recopilará información técnica del proceso de trucha y así tener el volumen de movimiento diario de carga en la cámara, en la cual puede ver variaciones por la demanda, pero estas no deben sobrepasar la capacidad permitida para la cual ha sido diseñada.

Se determinarán las cargas térmicas tanto de los dos túneles como la cámara de congelados, una vez calculada se comienza a seleccionar los equipos y componentes del sistema frigorífico de la cuales están el compresor, el condensador evaporativo, termosifón, tanque separador de aspiración de baja presión, bomba de amoníaco, evaporadores, tuberías, aislamiento de tuberías y controles automáticos.

CAPITULO I

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

1.1 DESCRIPCIÓN DE LA REALIDAD PROBLEMÁTICA

La empresa Peruvian Andean Trout S.A.C. que tiene cerca de 5 años desde que abrió sus puertas en Perú, ubicada dentro de las instalaciones de Esmeralda corp. en AV. Autopista Panamericana Sur Km. 18.5 (altura puente lechón), San Juan de Miraflores, es una empresa dedicada al cultivo de trucha con estándares internacionales. Donde tiene su centro de cultivo en Choclococha, que se encuentra localizado en la laguna del mismo nombre a 4,600 msnm, en la región de Huancavelica, Perú.

En los últimos años PATSAC se ha convertido en una de las empresas que más procesa truchas a nivel nacional, por lo que ha tenido la necesidad de ampliar la capacidad de congelación y almacenamiento de la trucha. Ante la creciente demanda de la trucha, se ha excedido la capacidad de la cámara de congelado, al punto de tener que alquilar cámaras y túneles de congelados.

Para compensar esta necesidad se pretende diseñar dos túneles de congelación y una cámara de congelado, y así evitar la sobrecarga de la cámara existente y el alquiler de túneles y cámaras

1.2 JUSTIFICACIÓN DEL PROBLEMA

La producción de la trucha ha comenzado a aumentar de tal manera que el producto elaborado no cabe dentro de los cuartos frigoríficos existentes, debido a esto la cámara se sobre carga con producto, y esto a su vez ocasiona que la temperatura requerida en la cámara no pueda alcanzar la temperatura deseada, debido a que la carga térmica es mayor a la capacidad frigorífica que está diseñada la cámara.

A causa de esto el producto se almacena en cuartos frigoríficos alquilados, que conlleva a gastos económico ya que la empresa debe de alquilar cuarto frigorífico para mantener el producto en óptimas condiciones.

Es ahí donde la empresa PATSAC necesita la ampliación de la planta implementando dos túneles de congelación y una cámara congelados.

1.3 DELIMITACIÓN DEL PROYECTO

1.3.1 ESPACIAL

El diseño se realizará para la empresa PERUVIAN ANDEAN TROUT SAC.

1.3.2 TEMPORAL

El periodo que comprende desde la toma de información brindada por el cliente, diseño es desde agosto de 2016 hasta enero del 2017.

1.4 FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

Al aumentar la producción de truchas hace que se requiera más recintos frigoríficos, para el almacenamiento y conservación de la trucha y así este producto no se pierda o se malogre, ¿El diseño de los dos túneles de congelación y la cámara de congelado podrá abastecer la necesidad de la producción?

1.5 OBJETIVOS

1.5.1 OBJETIVO GENERAL

Diseñar dos túneles de congelación de 6 toneladas de capacidad y una cámara de congelados de 460.8 toneladas de capacidad.

1.5.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Calcular las cargas térmicas del túnel de congelación.
- Calcular las cargas térmicas de la cámara de congelados.
- Seleccionar los equipos requeridos para el diseño del sistema frigorífico.
- Estimar las dimensiones de las tuberías en cada tramo del sistema frigorífico.
- Realizar el diagrama técnico del sistema de frigorífico.

CAPITULO II

MARCO TEÓRICO

2.1 ANTECEDENTES

Se encontraron varias tesis que sirvieron de ayuda para el desarrollo del presente trabajo.

En la tesis titulada “DISEÑO DE SISTEMA DE CONGELADO Y CONSERVACIÓN DE UNA PLANTA PESQUERA CON CAPACIDAD DE 50TM/DIA DE CONGELADO Y 1,300TM DE CONSERVACIÓN”, presentada por Jordán Zelmer Fretel Herrera en la Universidad Nacional Mayor de San Marcos (PERÚ), para optar el título profesional e Ingeniero Mecánico de Fluido en el año 2013.

En la tesis titulada “SISTEMA DE REFRIGERACIÓN CON CAPACIDAD DE BODEGA ÁRA ALMACENAR 300KG DE PESCADO”, presentada por Rodolfo Sergio Céspedes Urrutia en la Pontificia Universidad Católica del Perú (PERÚ), para optar el título profesional de Ingeniero Mecánico en el año 2012.

En la tesis titulada “DISEÑO DE UN TÚNEL DE ENFRIAMIENTO PARA UNA MAQUINA FORMADORA DE PALANQUETAS DE AMARANTO CON CHOCOLATE”, presentado por José Cupertino Salas Gutiérrez en la Universidad Autónoma de Chapingo (MÉXICO), para optar el título profesional de ingeniero Agrícola en el año 2010.

2.2 BASES TEÓRICAS.

2.2.1 REFRIGERACIÓN

La refrigeración se puede definir como el proceso de transferir o remover calor de un lugar a otro, ya sea sustancia, un producto o un espacio.

También se le puede llamar refrigeración al abatimiento de temperatura de un medio con respecto al ambiente que lo rodea.

El espacio de cual se remueve el calor se dice que se enfría o se refrigera, es decir normalmente cuando un cuerpo caliente se coloca cerca o entra en contacto con un cuerpo frío, se presenta el flujo de calor del cuerpo caliente al cuerpo frío.

2.2.2 REFRIGERANTE

El calor que se elimina dentro de un sistema de refrigeración es por medio de un refrigerante, existen un gran número de refrigerantes los cuales son líquidos que hierve a una temperatura en alguna parte cercana al punto de congelación del agua, y de esa manera mantener y preservar sustancias, productos o espacios a temperaturas determinada de refrigeración. Sin embargo, no quiere decir que si este tiene un punto de ebullición por debajo de la congelación del agua sea este un buen refrigerante. No existe refrigerante ideal puesto que todos tienen algún efecto en particular. A continuación, se muestran las principales características deseables de los refrigerantes:

- Que no sean inflamables, ni toxicas ni explosivas.
- Que tenga bajo punto de ebullición.
- Que no reaccionen con la humedad.
- Que no contaminen el medio ambiente ni los alimentos en caso de fuga.
- Que no reaccionen con el aceite lubricante, ni con cualquier elemento de construcción.

2.2.3 APLICACIONES DE REFRIGERACIÓN

Al hablar de las diferentes aplicaciones que tiene la refrigeración nos podemos encontrar con cinco tipos los cuales son los siguientes:

- Domestica
- Comercial
- Industrial
- Aire acondicionado

Por lo tanto, las temperaturas a manejar dentro de la refrigeración van a depender de las aplicaciones y los procesos en los que se está utilizando. Por tal motivo se tienen los siguientes procesos y las temperaturas requeridas.

2.2.3.1 ENFRIAMIENTO

Las temperaturas a operar van desde +15°C a +2°C; en este proceso no existe cambio de estado, en la materia, es decir, no se elimina calor latente, solo se elimina calor sensible. Su aplicación se efectúa en la refrigeración doméstica, comercial y aire acondicionado, y solo se efectúa para bajar la temperatura a efectos de gusto y de confort.

2.2.3.2 REFRIGERACIÓN

Las temperaturas a operar van desde 0 °C a -18 °C; en este proceso si puede existir cambio de estado en la materia, es decir, se puede eliminar calor latente y/o también calor sensible. Su aplicación

se usa principalmente en refrigeración doméstica, comercial y de investigación, y se usa para la conservación de productos desde dos semanas hasta un mes.

2.2.3.3 CONGELACIÓN

Las temperaturas a operar van desde $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$; en este proceso si puede existir cambio de estado en la materia, es decir se puede eliminar calor latente y/o también calor sensible. Su aplicación se usa principalmente en refrigeración comercial, industrial y de investigación y se usa para la conservación de productos que va desde un mes hasta un año.

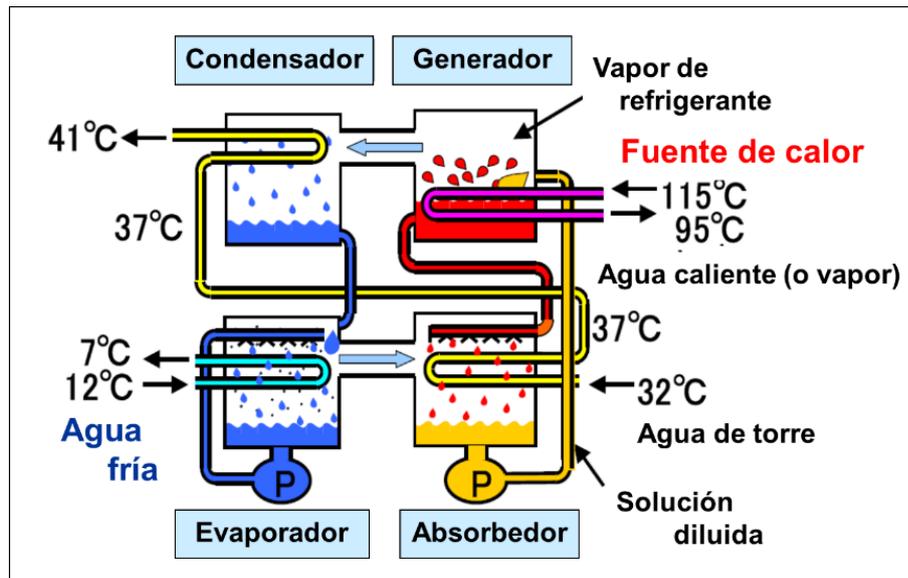
2.2.3.4 PROCESO CRIOGÉNICO

Las temperaturas a operar van desde los $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ a valores cercanos del cero absoluto, en este proceso existe cambio de estado de la materia, se elimina calor latente y/o calor sensible. Su aplicación se realiza en la refrigeración comercial, industrial y en investigación, se utiliza para la conservación de productos alimenticios en condiciones muy críticas.

2.2.4 REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN

Para poder llevar acabo la refrigeración existe dos tipos de sistemas, el primero de ellos es el sistema de absorción, el cual es el más antiguo y de menos utilidad en la industria con tan solo 10%, este sistema tiene como principio que el refrigerante conforme se absorbe en otro líquido, mantiene la diferencia de presión requerida para la operación adecuada del sistema, este sistema fue implementado por el científico Faraday.

Figura 1. Sistema de Absorción de simple efecto



Fuente: <https://frigorias.files.wordpress.com/2010/12/ciclo-abaorcic3b3n.png>

2.2.5 REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN MECÁNICA DE VAPOR

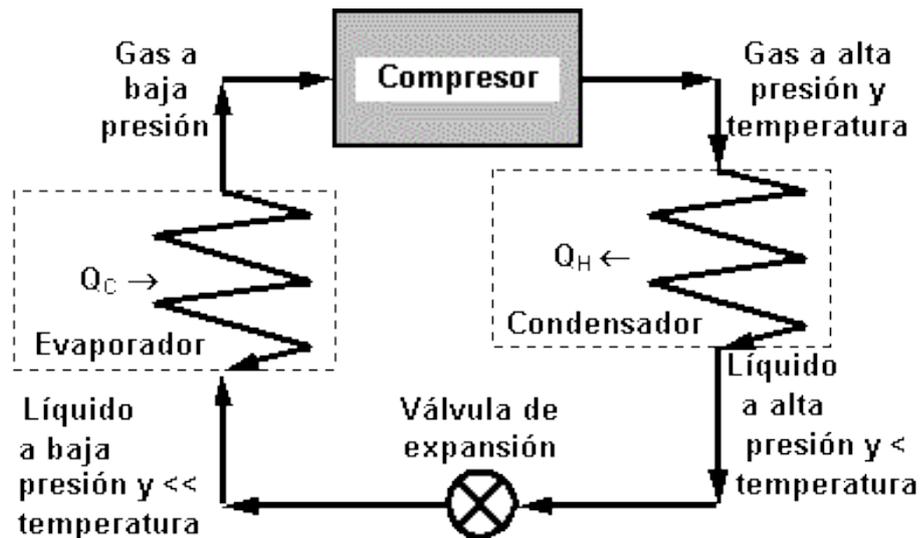
El segundo sistema es el de compresión mecánica de vapores, este tiene una utilidad en las empresas del 90% y por tal motivo es el sistema más usado en la actualidad. El sistema de refrigeración por compresión nos proporciona un mejor rendimiento respecto a los refrigerantes tales como R-22, R-134a, R410, R-717(NH₃).

El ciclo de compresión mecánica simple consta esencialmente de un compresor, un condensador, una válvula de expansión y un evaporadora. Para poderse desarrollar este ciclo se requiere de la interconexión de tuberías, válvulas, recipiente de refrigerante, dispositivos de control y además elemento auxiliar. Por el interior del circuito circula el refrigerante, el que al evaporarse absorbe del medio que le rodea, enfriándolo por consecuencia.

El compresor succiona los vapores formados en el evaporador, los que absorben el calor latente de evaporización, siendo comprimidos y descargados al condensador a donde cede el calor latente de condensación y el calor sensible de recalentamiento, al medio de

condensación que puede ser aire, agua o mezcla de los dos, el que se encuentra a menor temperatura, cambiando el refrigerante a la fase líquida para iniciar un nuevo ciclo.

Figura 2. Sistema de refrigeración por compresión.



Fuente: http://joaquinhigareda.blogspot.pe/2012_01_01_archive.html

2.2.5.1 COMPRESOR

Su función es doble, por una parte, crea y mantiene la baja presión del evaporador que permite la vaporización a baja temperatura del refrigerante, por otra parte, crea y mantiene la alta presión del condensador que permite la nueva utilización del refrigerante en estado líquido, el compresor se encuentra generalmente situado en un cuarto de máquinas. Al comprimir el compresor los vapores del refrigerante, estos se calientan por la energía suministrada durante el trabajo de compresión, es decir, el trabajo de compresión se emplea en aumentar la energía interna de los vapores que aumentan su temperatura. Por lo tanto, los vapores succionados por el compresor, cargados con el calor latente de vaporización al ser comprimido aumentan su contenido de calor, es decir su entalpía a causa del calor sensible originando por el trabajo de compresión. El refrigerante en el compresor. Se encuentra abaja

presión y temperatura durante la succión y a alta presión y temperatura durante la descarga.

2.2.5.2 CONDENSADOR

En este intercambiador de calor tiene lugar la condensación del refrigerante, dependiendo de la presión existente en el condensador, será la temperatura de condensación para cada tipo de refrigerante usado. Al realizarse la condensación, lo toma del medio de condensación a menor temperatura, junto con el calor sensible de recalentamiento de los vapores comprimidos, el refrigerante del condensador se encuentra a alta presión y temperatura.

2.2.5.3 VÁLVULA DE EXPANSIÓN

Su función es doble, por una parte, regula la cantidad de líquido que entra al evaporador para que, según la cantidad de vapores aspirados por el compresor, pueda mantenerse constante la presión en el evaporador. Por otra parte, el paso de refrigerante por la válvula de expansión tiene a reducir su presión desde el alta que existe en el condensador hasta la baja del evaporador. El líquido que sale del condensador a alta presión y temperatura, al atravesar la válvula de expansión y encontrarse a una presión más baja, se evapora en parte tomando el calor necesario el propio líquido que se enfría hasta la baja temperatura correspondiente a esa baja presión, esta reducción de presión que experimenta el líquido al atravesar una reducción de área, sin realizar trabajo exterior alguno y sin intercambiar calor con el exterior, recibe el nombre de expansión. En esta condición se obtiene refrigerante líquido, a baja presión y temperatura más algo de vapor, en las mismas condiciones, formado durante la expansión (llamado flash gas) en condiciones para evaporarse e iniciar un nuevo ciclo en el evaporador.

2.2.5.4 EVAPORADOR

Es un intercambiador de calor ubicado en el medio de enfriar, en donde se lleva a cabo la evaporación del refrigerante dependiendo de la temperatura de evaporación tendremos la temperatura correspondiente al refrigerante utilizado. Para que pueda llevarse a cabo la evaporación es necesario que el refrigerante líquido absorba calor del medio a enfriar, es decir el calor latente de evaporación, como una característica el refrigerante se encuentra a baja presión y temperatura en el evaporador.

2.3 MARCO CONCEPTUAL

2.3.1 TEMPERATURA

La Temperatura es una propiedad de la materia que está relacionada con la sensación de calor o frío que se siente en contacto con ella. Cuando tocamos un cuerpo que está a menos temperatura que el nuestro sentimos una sensación de frío, y al revés de calor. Sin embargo, aunque tengan una estrecha relación, no debemos confundir la temperatura con el calor.

Cuando dos cuerpos, que se encuentran a distinta temperatura, se ponen en contacto, se producen una transferencia de energía, en forma de calor, desde el cuerpo caliente al frío, esto ocurre hasta que las temperaturas de ambos cuerpos se igualan. En este sentido, la temperatura es un indicador de la dirección que toma la energía en su tránsito de unos cuerpos a otros.

2.3.2 ESCALA DE MEDICIÓN DE TEMPERATURA

Los dispositivos medidores de temperatura para identificar un sistema de medición, la escala debe poseer puntos fijos, es decir, procesos en los cuales la temperatura permanece constante, los puntos

generalmente utilizados son el proceso de ebullición y de solidificación de alguna sustancia, durante los cuales la temperatura permanece constante. Existen varias escalas para medir temperaturas, las más importantes son: la escala Celsius, la escala Kelvin y la escala Fahrenheit.

2.3.3 ESCALA CELSIUS

El grado Celsius, es la unidad creada por Anders Celsius para su escala de temperatura, para esta escala, se toman como puntos fijos, los puntos de ebullición y de solidificación del agua, a los cuales se les asignan los valores de 100 y 0 respectivamente. En esta escala, estos valores se escriben como 100° y 0°. Esta unidad de medida se lee grado Celsius y se denota por °C.

A partir de su creación en 1750 fue denominado grado centígrado (se escribía °C, en minúscula). Pero en 1948 se decidió el cambio en la denominación oficial para evitar confusiones con la unidad de ángulo también denominada grado centígrado (grado geométrico), aunque la denominación previa se sigue empleando extensamente en el uso coloquial.

2.3.4 ESCALA KELVIN

En este caso, la escala fue establecida por la escala kelvin, donde el valor de 0° corresponde al cero absoluto, temperatura en la cual las moléculas y átomos de un sistema tienen la mínima energía térmica posible. Ningún sistema macroscópico puede tener una temperatura inferior. En escala Celsius esta temperatura corresponde a -273 °C. Esta unidad de medida se lee Kelvin y se denota por "K". Esta unidad se llama también Escala Absoluta y es también la unidad adoptada por el Sistema Internacional de Unidades.

2.3.5 ESCALA FAHRENHEIT

En esta escala también se utilizaron puntos fijos para construirla, pero en este caso fueron los puntos de solidificación y de ebullición del cloruro amónico en agua. Estos puntos se marcaron con los valores de 0 y 100 respectivamente. La unidad de esta escala se llama grado Fahrenheit y se denota por °F. Dado que en escala Celsius, los valores de 0 °C y 100 °C corresponden a 32 °F y 212 °F respectivamente, la fórmula de conversión de grados Celsius a Fahrenheit es:

2.3.6 TEMPERATURA DE AMBIENTE

Es la temperatura del aire registrada en el instante de la lectura.

2.3.7 TEMPERATURA DE PUNTO DE ROCÍO

Es la temperatura a la cual el aire alcanza la saturación, es decir se condensa, esta temperatura es medida por medio del psicrómetro, instrumento consistente en un termómetro de bulbo seco y uno de bulbo húmedo, que se utiliza para medir el contenido de vapor de agua en el aire.

2.3.8 CALOR

Es la energía térmica transferida a través de las fronteras de un sistema debido únicamente a su diferencia de temperatura, el calor se toma positivo si se agrega a un sistema y negativo si es liberado por el sistema y se denota por la letra "Q".

La unidad de medida en el Sistema Internacional de Unidades es el Joule (J), que es la misma que la de energía y el trabajo, otras unidades son:

Kilocalorías (kcal), es la cantidad energética requerida para elevar la temperatura de un kilogramo de agua en un grado Celsius.

British Thermal Unit (BTU), que es la cantidad de calor necesario para elevar la temperatura de una libra de agua en un grado Fahrenheit.

1 BTU = 778 Pie.lbf

1 Cal = 4.187 Joules

1 BTU = 252 Cal. = 1055 J = 1.055KJ

2.3.9 CALOR ESPECÍFICO

Se puede definir como la cantidad de calor necesario para cambiar la temperatura a la unidad de masa de una sustancia, y se representa por la letra "c".

2.3.10 CALOR LATENTE

Es el calor o energía térmica a la cual produce un cambio de fase, sólido a líquido (calor de fusión) o de líquido a gaseoso (calor de vaporización), de una sustancia sin que se presente un cambio en su temperatura.

2.3.11 CALOR SENSIBLE

El calor que puede sentirse o medirse se llama calor sensible, este es el calor que causa un cambio en la temperatura de una sustancia, pero no un cambio en el estado de la misma.

2.3.12 PRESIÓN

Es la fuerza ejercida por unidad de área, se puede escribir como una medida de intensidad de fuerza en un punto cualquiera sobre una superficie de contacto cuando esta fuerza está distribuida uniformemente sobre un área la presión será la misma para cualquier punto de la superficie, por lo que las unidades son $\text{Kgf/m}^2 = \text{N/m}^2$.

2.3.13 PRESIÓN ATMOSFÉRICA

Se llama presión atmosférica a la presión ejercida por la masa de la cubierta del aire que rodea la superficie de la tierra, debido a la masa del aire y la fuerza de gravedad se genera la presión sobre la superficie de la tierra.

Una atmosfera es igual a:

Sistema Internacional = 101.325 kPa

Sistema Métrico = 1.033 Kg/cm² = 760 mm Hg

Sistema Ingles = 14.696psi = 29.92 in Hg

2.3.14 PRESIÓN MANOMÉTRICA

Cuando se desea medir la presión dentro de un sistema cerrado, se utiliza un instrumento llamado manómetro, por eso se llama presión manométrica, puede ser mayor o menor que la atmosfera. A la presión mayor que la atmosférica, se le llama positiva; y al menor se le llama negativa o vacío.

2.3.15 PRESIÓN ABSOLUTA

La presión absoluta es toda la presión que se aplica en una superficie. Es la suma de la presión atmosférica más la presión manométrica. Si esta última es positiva, se suman y si es negativa se restan.

Presión absoluta = presión atmosférica + presión manométrica.

Presión absoluta = presión atmosférica – presión manométrica (Vacío).

2.3.16 TRABAJO Y ENERGÍA

El trabajo mecánico es efectuado cuando una fuerza es aplicada sobre un cuerpo lo desplaza o lo mueve una distancia determinada,

suponiendo que la línea de acción de la fuerza sea paralela a la dirección del movimiento la cantidad de trabajo efectuado es igual a la cantidad de la fuerza multiplicada por la distancia recorrida y su unidad de medida es el Joule (J).

La energía es definida como la habilidad para realizar trabajo, para poder realizar un trabajo se requiere de energía y cuando un cuerpo tiene energía se dice que tiene la capacidad de realizar trabajo.

2.3.17 TERMODINÁMICA

Es la rama de la ciencia física que estudia los diversos fenómenos de energía y las propiedades relacionadas con materia, especialmente las leyes de transformación de calor en otras formas de energía, y viceversa.

2.3.18 LEYES DE LA TERMODINÁMICA

Ley cero de la termodinámica o de equilibrio térmico, establece que cuando dos sistemas están cada uno en equilibrio térmico con un tercer sistema, todos ellos estarán en equilibrio térmico entre sí.

Primera ley de la termodinámica, esta ley también conocida como de la conservación de la energía, de la cual nos dice que la energía no se crea ni se destruye solo se transforma, es un sistema de energía que se usa para realizar trabajo, no se aprovecha al 100% por lo cual, parte de esta energía.

Segunda ley de la termodinámica (entropía), esta establece que solo se transfiere calor en una dirección, de mayor a menor temperatura, y esto tiene lugar a través de los tres modos básicos de transferencia de calor (conducción, convección, y radiación).

2.3.19 TRANSFERENCIA DE CALOR

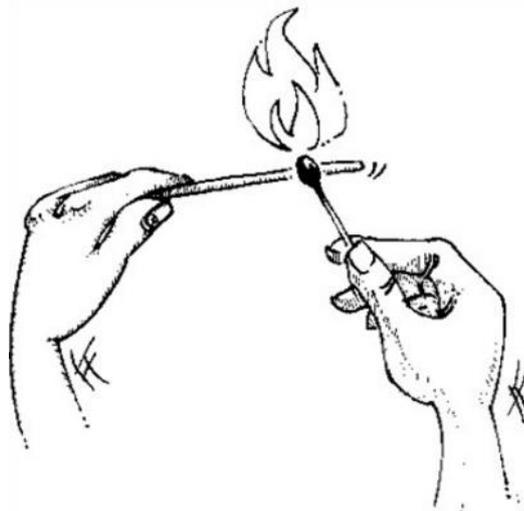
La transferencia de calor es el área de ingeniería que trata de los mecanismos encargados de la transferencia de energía de un lugar a otro cuando existe una diferencia de temperatura.

La transferencia de calor siempre ocurre de una región de temperatura de alta a una región de temperatura de baja, de un cuerpo caliente a un cuerpo frío y nunca en dirección opuesta. Debido a que el calor es energía y en consecuencia si no es consumida o utilizada en algún proceso, la energía térmica que sale de un cuerpo debe pasar o ser absorbida por otro cuerpo que esté perdiendo energía. La razón de transferencia de calor siempre es proporcional a la diferencia de temperaturas que causa la transferencia, esto ocurre en tres formas, por conducción, convección y radiación.

2.3.19.1 CONDUCCIÓN

La transferencia de calor por conducción ocurre cuando la energía es transmitida por contacto directo entre las moléculas de un cuerpo simple o entre moléculas de dos o más cuerpos con un buen contacto térmico entre ambos.

Figura 3. Transferencia de calor por conducción.

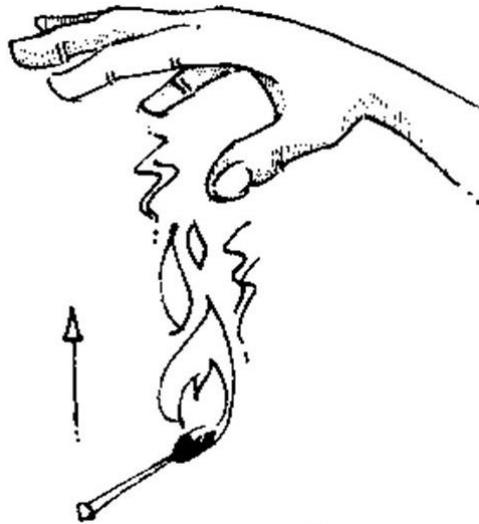


Fuente: <http://slideplayer.es/slide/17972/>

2.3.19.2 CONVECCIÓN

La transmisión de calor por convección se da cuando el calor se desplaza de un lugar a otro por medio de corrientes establecidas mediante un medio que fluye. Estas corrientes se conocen como corrientes de convección y se producen debido al cambio de densidad produciéndose a través de la expansión de la porción calentada del fluido.

Figura 4. Transferencia de calor por convección

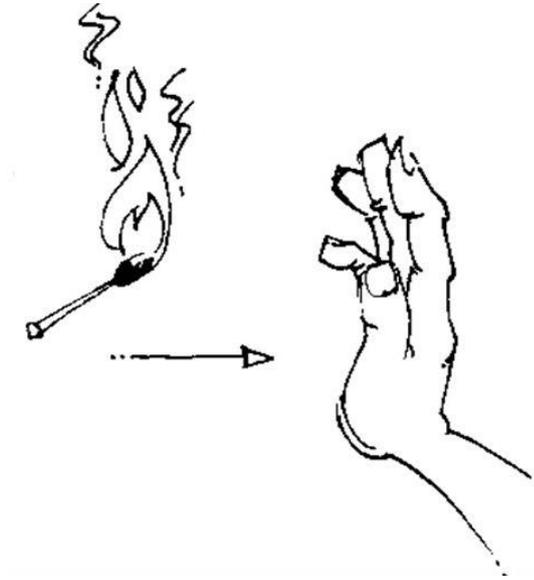


Fuente: <http://slideplayer.es/slide/17972/>

2.3.19.3 RADIACIÓN

La transferencia de calor por radiación ocurre en la forma de movimiento ondulatorio similar a ondas ligeras donde la energía se transmite de un cuerpo a otro sin la necesidad de la intervención de la materia. A toda la energía térmica emitida en ondas se le conoce como energía radiante.

Figura 5. Transferencia de calor por radiación.



Fuente: <http://slideplayer.es/slide/17972/>

2.3.20 ENTALPIA

Se puede definir como la suma de la energía interna de un sistema termodinámico y el producto de su volumen multiplicado por la presión, y se representa por la letra “H” con la unidad de medida en el Sistema Internacional es el KJ/kg.

2.3.21 ENTROPÍA

Se puede definir que es una medida del desorden energético que posee un cuerpo, matemáticamente “la variación de entropía entre dos estados infinitamente próximos se define como la variación del calor respecto a la temperatura”, y se representa por la letra “S” con la unidad de medida en el Sistema Internacional es el J/K.

2.3.22 PROCESOS TERMODINÁMICOS

Cuando un sistema cambia de estado a otro, se dice que está a sujeto a un proceso termodinámicos, que pueden ser reversibles o irreversibles. Un proceso reversible es aquel que puede regresar en su trayectoria hasta el punto exacto de inicio del proceso y por lo tanto regresa

tanto al sistema como sus alrededores a sus condiciones iniciales. Termodinámicamente todos los procesos son irreversibles.

2.3.22.1 PROCESO ISOBÁRICO

Si se suministra energía a un gas bajo la condición de que la presión del gas se mantenga constante, el volumen del gas aumenta en proporción directa al cambio de la temperatura absoluta del gas, esto constituye la ley de Charles para un proceso a presión constante. Como ejemplo este proceso tenemos la operación del condensador, donde realiza la condensación del gas caliente proveniente del compresor a presión constante.

2.3.22.2 PROCESO ISOTÉRMICO

Cuando el volumen de un gas es disminuido bajo condiciones que la temperatura del gas no cambia, la presión absoluta varía inversamente con el volumen. Por lo tanto, cuando un gas es comprimido (su volumen disminuye) mientras que su temperatura permanece constante, su presión absoluta disminuirá en proporción a la disminución del volumen. Como ejemplo este proceso tenemos el cambio de estado del refrigerante al pasar de líquido a gaseoso a una temperatura constante.

2.3.22.3 PROCESO ISOENTÁLPICO

Es aquel proceso que se realiza a entalpía constante y en donde los estados iniciales y finales tienen la misma cantidad de calor. Como ejemplo de este proceso tenemos la expansión, en donde el refrigerante sufre una brusca caída de presión y temperatura, sin variar su calor contenido.

2.3.22.4 PROCESO ISOENTROPICO

Es aquel proceso que se realiza a entropía constante y por lo tanto el desorden energético de la materia al inicio y al final son iguales. Como ejemplo de este proceso tenemos la compresión del gas refrigerante.

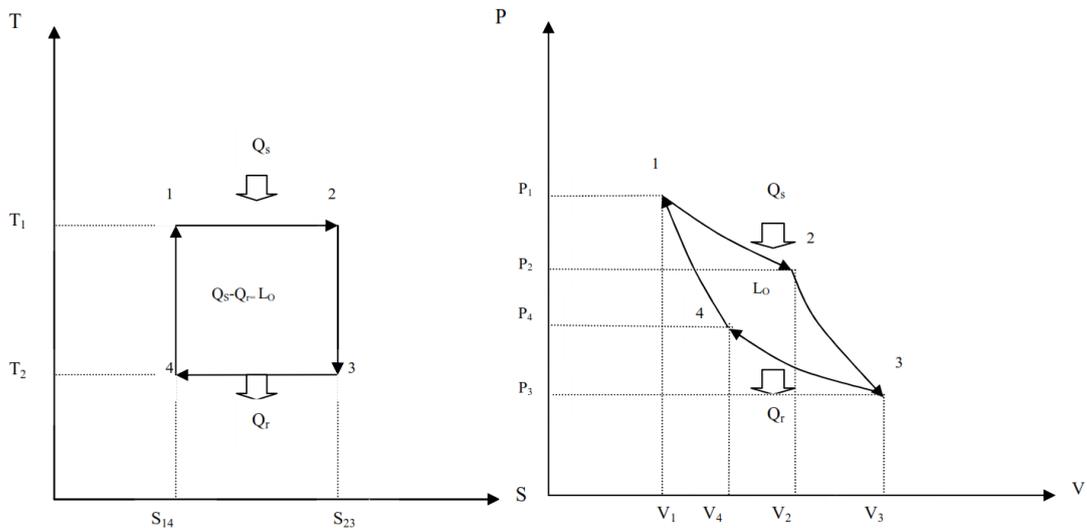
2.3.23 CICLO DE CARNOT

Un ciclo termodinámico se genera cuando un sistema experimenta dos o más procesos y vuelve a su estado inicial. Muchas maquinas se analizan por medio de la investigación de un ciclo. El primero que analizo adecuadamente los procesos de transferencia de energía en las maquinas térmicas fue Sadi Carnot.

2.3.23.1 CICLO DE CARNOT PARA UN MOTOR

La máxima eficiencia de un motor térmico se puede estimar con un ciclo de Carnot. Sadi Carnot observo que cuanto más elevada es la temperatura del vapor que entra a una maquina motriz, y cuanto más baja es la temperatura del vapor que sale de la misma, tanto mayor será el trabajo de salida generado por dicha máquina. Este científico imagino una “máquina de vapor” que podía funcionar en base a un ciclo cerrado; recibirá calor a una cierta temperatura constante, y cedería asimismo calor a otra temperatura igualmente constante. La evaporación del agua y la condensación del vapor se llevarán a cabo a una temperatura invariable. La máquina tendrá que encontrarse perfectamente aislada, y el trabajo se efectuara de manera irreversible. Por tanto, habría una expansión adiabática reversible en la máquina para producir trabajo, seguida de una compresión adiabática reversible para completar el ciclo.

Figura 6. Ciclo de Carnot para un motor



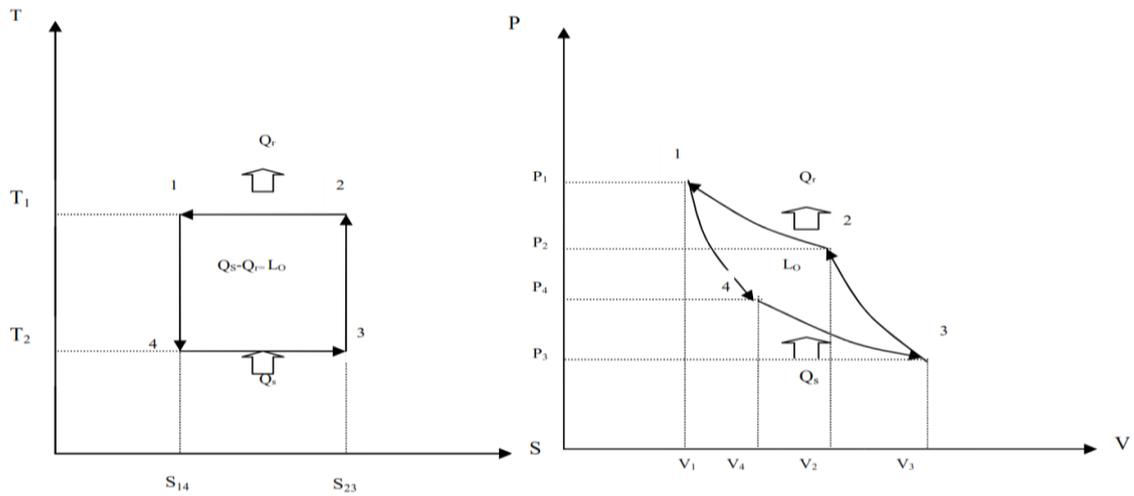
Fuente: Paz Hernández Federico, 2008.

2.3.23.2 CICLO INVERSO DE CARNOT PARA UN REFRIGERADOR

El motor de Carnot es una maquina productora de potencia que recibe calor, como energía entrante, y entrega trabajo mecánico como energía saliente. Cuando se invierte el ciclo de Carnot, ello significa que el trabajo es ahora energía de entrada, y que puede hacerse fluir calor de un cierto nivel de energía (temperatura) a otro. La energía mecánica la suministra un motor eléctrico que impulsa un compresor, y el refrigerante (la sustancia de trabajo) absorbe o toma calor del espacio refrigerado, a temperatura baja, y lo entrega o descarga a temperatura alta en los serpentines de condensación colocados en la parte externa del sistema frigorífico.

Este ciclo termodinámico inverso presenta exactamente los mismos procesos que el ciclo de Carnot directo (o de potencia), solo que ahora el ciclo se efectúa en ciclo contrario al de manecillas del reloj.

Figura 7. Ciclo de Carnot para un maquina frigorífica.



Fuente: Paz Hernández Federico, 2008.

El propósito de una máquina de ciclo inverso de Carnot consiste en retirar o extraer cierta cantidad de calor a baja temperatura, Q_{ent} , mediante el suministro de trabajo. Esto da como resultado una sesión de calor a alta temperatura, Q_{sal} . El rendimiento de las máquinas de ciclo inverso se expresa por el llamado coeficiente de funcionamiento, en vez de por algún concepto común de eficiencia.

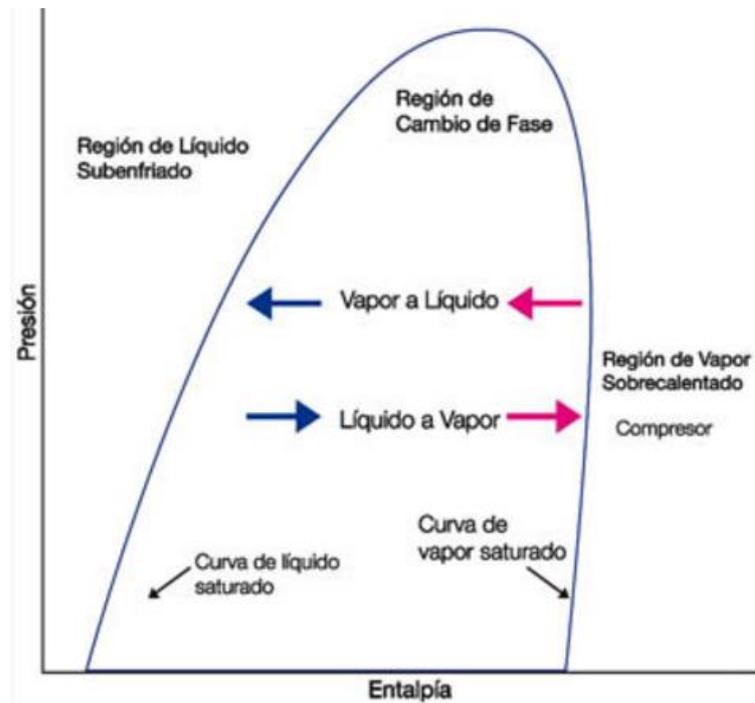
2.3.24 DIAGRAMA MOLLIER

Las propiedades de los refrigerantes se pueden indicar en tablas o se pueden mostrar en gráficas. Existen una variedad de tipos y combinaciones de diagramas de propiedades. Al diagrama de mayor utilidad y que se usa con mayor frecuencia en los cálculos de refrigeración, se llama, diagrama de Presión entalpía (p-h) o diagrama de MOLLIER. Se llama diagrama p-h porque las propiedades de Presión y entalpía se muestran en los ejes verticales y horizontales respectivamente.

Características principales de los diagramas de p-h.

Las líneas de saturación y las regiones de líquido y vapor. Los valores de la presión se sitúan en la escala vertical y los valores de la entalpía en la escala horizontal. La curva gruesa en forma de domo que aparece en el diagrama, representa las condiciones de líquido y vapor saturado correspondiente al refrigerante. La región dentro del domo representa todas las posibles condiciones de mezclas de líquido y vapor saturado. La región a la izquierda de la línea de líquido saturado representa todas las condiciones a la cual pueden existir los líquidos sub-enfriados, y la región de la derecha de la línea de vapor saturado, representa una línea de temperatura y presión por encima del cual el refrigerante existe en un estado tal, que no se puede distinguir el líquido del vapor. En los procesos de refrigeración nunca se llega al punto crítico.

Figura 8. Diagrama Presión - Entalpía.



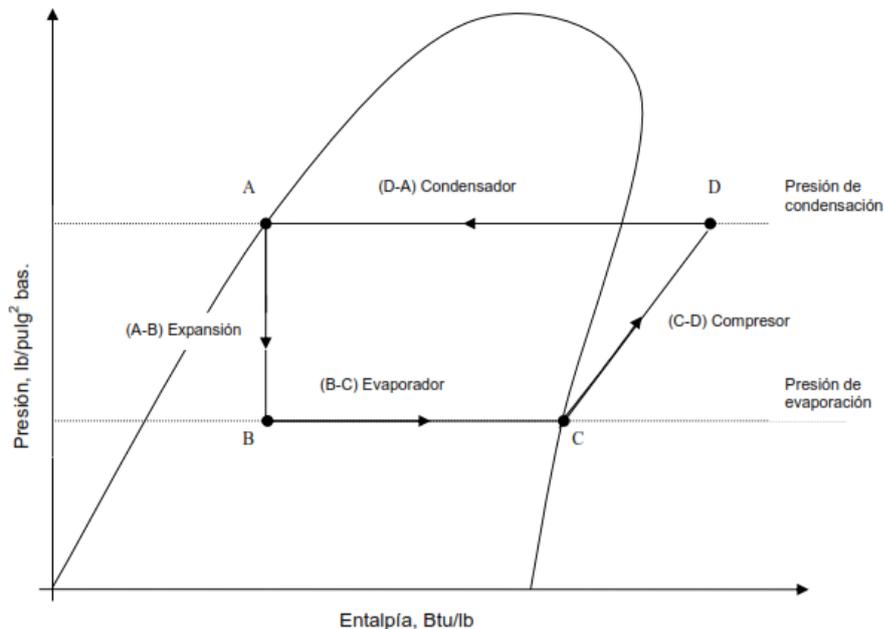
Fuente: Revista Mundo HVACR

2.3.25 CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN MECÁNICA DE VAPORES

Un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapores, se muestra, además, un esquema correspondiente al sistema el cual indica la ubicación de cada proceso, identificados como A-B, B-C, C-D, y D-A.

LÍNEA	PROCESO TERMODINÁMICO	EQUIPO DONDE OCURRE
A-B	Entalpía constante	Válvula de expansión
B-C	Presión constante	Evaporador
C-D	Entropía constante	Compresor
D-A	Presión constante	Condensador

Figura 9. Ciclo ideal de refrigeración por compresión.



Fuente: Paz Hernández Federico, 2008.

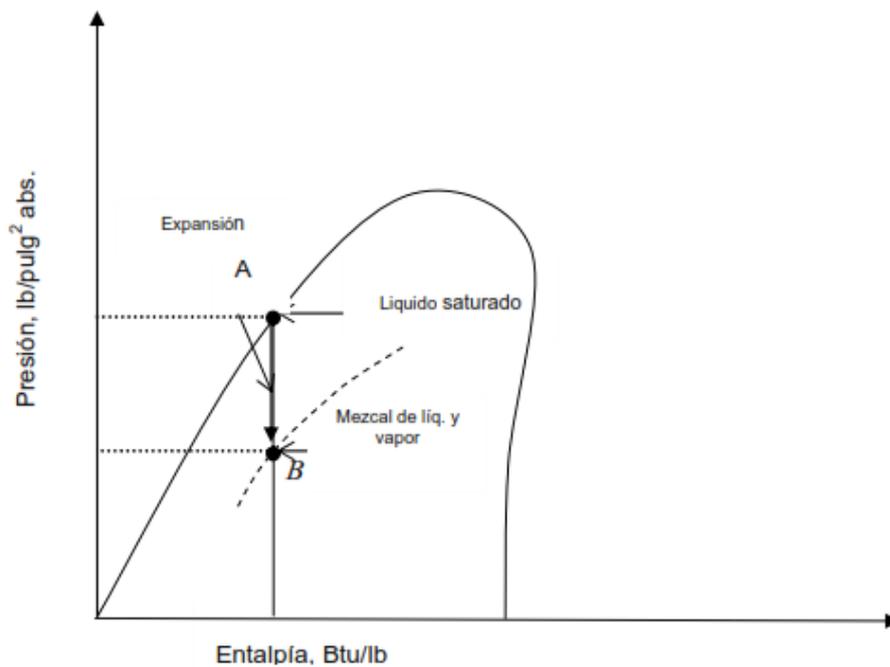
2.3.25.1 PROCESO EN LA VÁLVULA DE EXPANSIÓN

En el punto “A” representa la condición del refrigerante que sale del condensador y entra al dispositivo de control de flujo. El refrigerante sale del condensador y entra al dispositivo de control de flujo (válvula de expansión) como líquido saturado a la temperatura

de condensación, cuando el refrigerante fluye a través de la restricción dentro del dispositivo de control de flujo, su presión cae súbitamente hasta la presión del lado de baja, en B. a este proceso se le llama estrangulación o expansión.

El proceso ideal a través del dispositivo de control de flujo es un proceso a entalpia constante.

Figura 10. Proceso ideal de la válvula de expansión.



Fuente: Paz Hernández Federico, 2008.

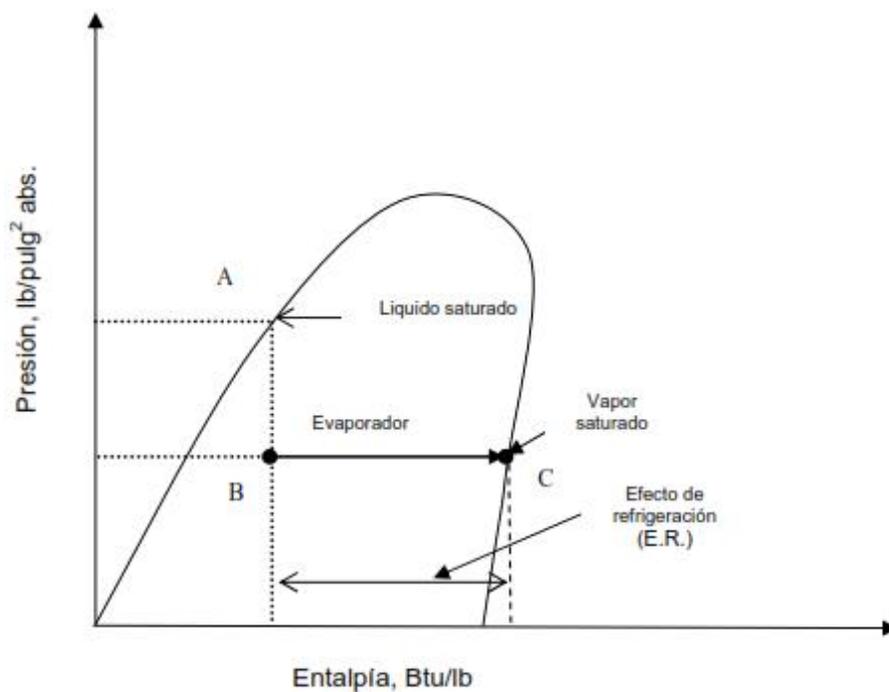
2.3.25.2 PROCESO EN EL EVAPORADOR

En el ciclo ideal la condición en el punto B a la salida del dispositivo de control de flujo, se supone que es la condición a la entrada del evaporador.

El proceso del ciclo ideal a través del evaporador, es un proceso a presión constante. La carga se debe enfriar está a una temperatura más elevada que la del refrigerante en el evaporador, por consiguiente, el calor fluye a través de los tubos del evaporador,

de la carga del refrigerante, como el refrigerante líquido en el evaporador ya se encuentra en el estado saturado, el calor adquirido hace que se evapore en el evaporador. La línea de proceso B-C en el evaporador es, por consiguiente, una línea horizontal (a Presión constante), y dirigida hacia la derecha puesto que el refrigerante gana calor y aumenta su entalpía. El refrigerante sale del evaporador como un vapor saturado (punto C).

Figura 11. Proceso ideal de evaporación.



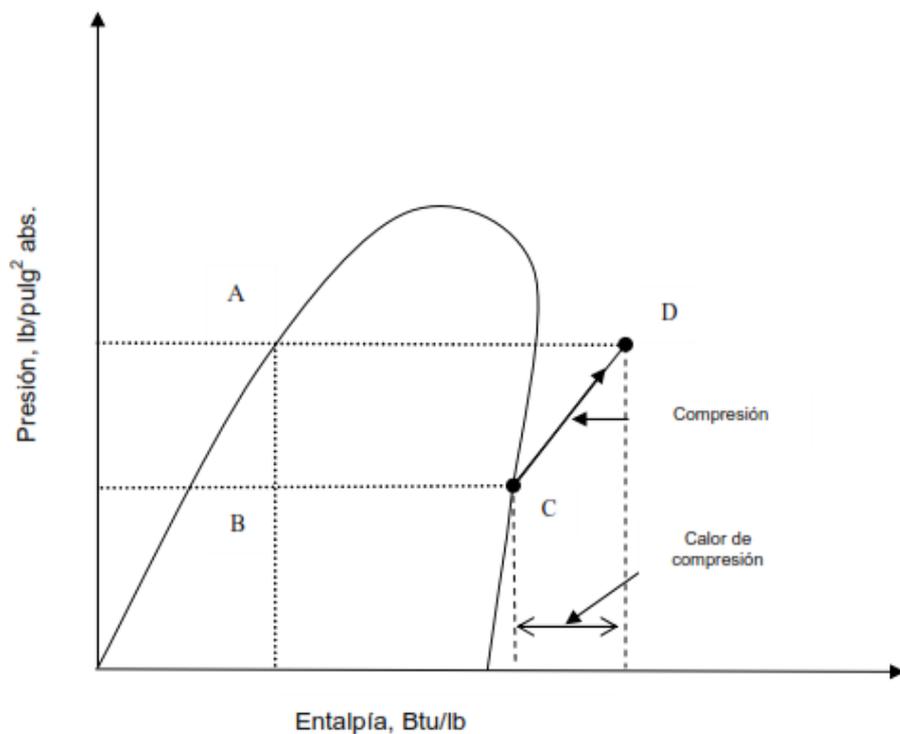
Fuente: Paz Hernández Federico, 2008.

2.3.25.3 EL PROCESO DEL COMPRESOR (ENTROPÍA CONSTANTE)

En el proceso ideal de compresión no existe intercambio de calor entre el refrigerante y el medio circundante (llamado un proceso adiabático). El proceso del ciclo ideal a través del compresor es un proceso a entropía constante (isentropico).

La línea C-D del proceso a entropía constante se muestra en el diagrama p-h, se traza una línea de entropía constante desde el punto C, que corresponde a la condición de entrada del compresor. La Presión de descarga, a la salida del compresor es la presión de condensación. Por lo tanto, el punto D, que corresponde a la condición de salida del compresor, se localiza en la intersección de las líneas de entropía constante y de presión de condensación.

Figura 12. Proceso ideal de compresión.

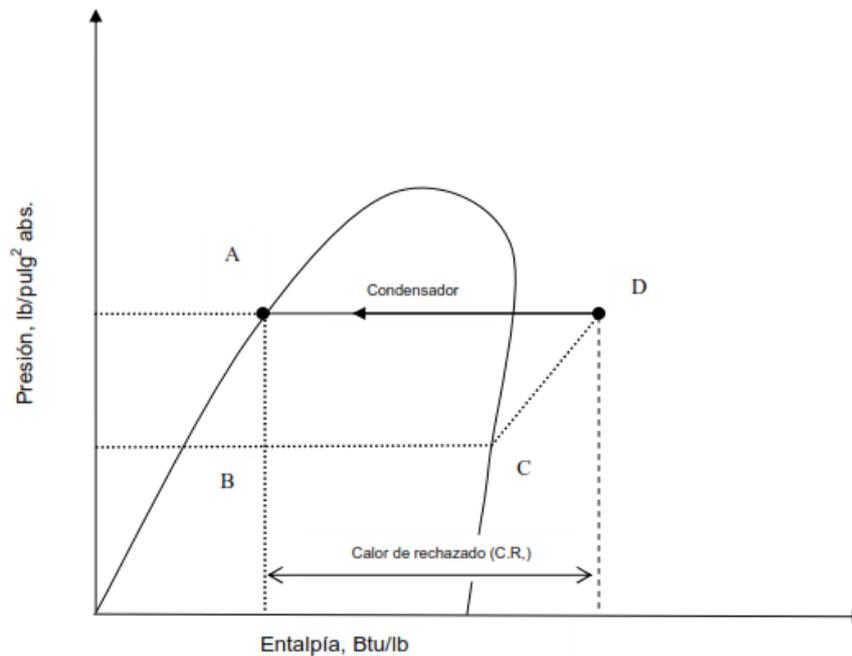


Fuente: Paz Hernández Federico, 2008.

2.3.25.4 DESPLAZAMIENTO EN EL CONDENSADOR (A PRESIÓN CONSTANTE)

El proceso de ciclo ideal a través del condensador, es un proceso a presión constante, la línea de Proceso D-A en el condensador es por consiguiente una línea horizontal en el diagrama p-h, dirigida de derecha a izquierda (remoción de calor), a la presión de lado de alta (de condensación). El refrigerante ha completado un ciclo y se halla en las mismas condiciones que al inicio del análisis.

Figura 13. Proceso ideal de condensación.



Fuente: Paz Hernández Federico,2008.

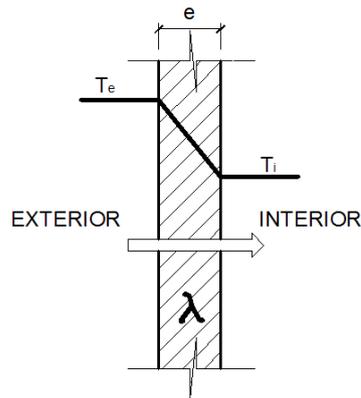
2.3.26 ECUACIONES EMPLEADAS PARA EL CÁLCULO

Para el cálculo de cargas térmicas deben ser estimadas las siguientes fuentes de calor que ingresan al cuarto frigorífico.

2.3.26.1 CARGA TÉRMICA POR TRANSMISIÓN DE PAREDES

La ganancia de calor ser por paredes que a veces se le llama carga de fugas, es una medición del calor que fluye por conducción a través de las paredes del espacio refrigerado del exterior hacia el interior. La temperatura del interior es la temperatura más baja T_i , y la temperatura exterior es la más alta T_e .

Figura 14. Flujo de calor a través de una pared.



Fuente: Pablo Melgarejo Moreno, 2000.

La cantidad de calor transmitido en unidad de tiempo a través de las paredes de un espacio refrigerado, es función de tres factores, cuya relación se expresa a través de la siguiente ecuación:

$$Q_{trans} = S \times K \times \Delta T \quad \text{Ecuación 2.1}$$

Donde:

Q_{trans} : Calor total que atraviesa la pared (W).

S: Superficie total de pared (m^2).

K: Coeficiente global de transmisión de calor ($\frac{W}{m^2 K}$).

ΔT : Diferencia de temperatura (K) entre el interior y el exterior ($t_e - t_i$).

λ : Coeficiente de conductividad térmica del aislante ($\frac{W}{m K}$).

e: Espesor de aislante (m).

R: $\frac{e}{\lambda}$, Resistencia térmica ($\frac{m^2 K}{W}$).

2.3.26.2 CARGA TÉRMICA POR INFILTRACIÓN DE AIRE

Todo aire del exterior que ingresa al recinto frigorífico debe ser reducido a la temperatura de almacenamiento, incrementando así la carga térmica. A causa de muchas variables envueltas, es difícil

calcular el valor adicional ganado por infiltración de aire, el tránsito dentro y fuera varía con su tamaño y volumen, por lo tanto, el número de veces que las puertas se abren se relaciona más al volumen del recinto.

$$Q_{ap} = V_{camara} \times f \times n \times \frac{24h}{dia} \quad \text{Ecuación 2.2}$$

Donde:

Q_{ap} : Calor por infiltración de aire

V_{camara} : Volumen de la cámara (m^3)

f: factor de (W/m^3) de aire removido (ANEXO 2).

n: Cambio promedio de aire (ANEXO 3).

2.3.26.3 CARGA TÉRMICA POR PRODUCTO

La carga generada por el producto, es decir, el calor que hay que remover del producto a conservar para abatir la temperatura de conservación. La carga térmica por producto se divide en: Carga por calor latente y la carga por calor sensible.

Nota: Para las frutas y los vegetales se considera una tercera carga la cual se llama carga de respiración.

Carga por calor sensible sobre el congelamiento

Es la cantidad de calor que se desea remover del producto el cual producirá un cambio en la temperatura del producto, pero sin cambiar de estado o fase. La carga del producto cuando se desea extraer el calor sensible se expresa por la siguiente fórmula.

$$Q_s = \frac{C_p \times m \times (t_e - t_i)}{\text{tiempo enfriamiento deseado}} \times 24h \quad \text{Ecuación 2.3}$$

Donde:

Q_s : Cantidad de calor que hay que remover ($\frac{w-h}{24h}$).

m: Masa del producto (kg).

C_p : Calor específico del producto ($\frac{KJ}{kg.K}$).

t_i : Temperatura inicial del producto en K.

t_e : Temperatura final del producto en K.

Nota el calor específico (C_p) es por arriba del punto de congelación, cuando se requiere enfriar el producto a una temperatura igual o por arriba del punto de congelación del producto, y cuando se desea congelar el producto por debajo del punto de congelación se utilizan tanto el calor por arriba del punto de congelación como por abajo del punto de congelación.

Carga por calor latente de congelación

Es el calor que al ser removido produce un cambio de fase en el producto sin que se presente un cambio en la temperatura del producto. La carga de calor latente que se desea remover se calcula mediante la fórmula siguiente.

$$Q_l = \frac{C_l \times m}{\text{tiempo enfriamiento deseado}} \times 24h \quad \text{Ecuación 2.4}$$

Donde:

Q_l : Cantidad de calor que hay que remover ($\frac{w-h}{24h}$).

m: Masa del producto (kg).

C_l : Calor específico del producto ($\frac{KJ}{kg}$).

Carga por calor sensible por debajo del congelamiento

Es la cantidad de calor que se desea remover del producto el cual producirá un cambio en la temperatura del producto. La carga de calor latente que se desea remover se calcula mediante la fórmula siguiente.

$$Q_b = \frac{C_i \times m (t_e - t_i)}{\text{tiempo enfriamiento deseado}} \times 24h \quad \text{Ecuación 2.5}$$

Donde:

Q_b : Cantidad de calor que hay que remover ($\frac{w-h}{24h}$).

m: Masa del producto (kg).

C_i : Calor específico del producto ($\frac{KJ}{kg}$).

t_i : Temperatura inicial del producto en K.

t_e : Temperatura final del producto en K.

Calor de Respiración

Las frutas y los vegetales continúan con vida aun después de su recolección y continúa sufriendo cambios mientras están almacenados. La carga del producto proveniente del calor de respiración se calcula multiplicando la masa total del producto por el calor de respiración.

$$Q_R = \frac{C_r \times m}{\text{tiempo enfriamiento deseado}} \times 24h \quad \text{Ecuación 2.6}$$

Donde:

Q_R : Cantidad de calor que hay que remover $(\frac{w-h}{24h})$.

m: Masa del producto (kg).

C_r : Calor específico del producto $(\frac{KJ}{kg})$.

Pero en nuestro caso no se utilizará esta carga debido a que no estamos enfriando verduras ni frutas.

La carga total del producto está dada por la suma de las cargas sensible, latente, la de respiración.

$$Q_p = Q_s + Q_l + Q_b + Q_R \quad \text{Ecuación 2.7}$$

Q_p : carga total del producto $(\frac{w-h}{24h})$.

Q_s : Calor sensible antes de la congelación $(\frac{w-h}{24h})$.

Q_l : Calor latente de congelación $(\frac{w-h}{24h})$.

Q_b : Calor sensible después de la congelación $(\frac{w-h}{24h})$.

Q_R : Calor de respiración $(\frac{w-h}{24h})$.

2.3.26.4 CARGA SUPLEMENTARIAS

Las cargas varias consisten principalmente de calor cedido por el alumbrado, los motores eléctricos que están dentro del espacio a refrigerar y por las personas que están trabajando dentro del enfriador. Los siguientes cálculos se hacen para determinar las ganancias de calor producidas por cargas varias.

Carga por alumbrado:

$$Q_{al} = P \times Hr_f \times 24h \quad \text{Ecuación 2.8}$$

Donde:

Q_{al} : Calor por iluminación $\left(\frac{W-h}{24h}\right)$.

P : Potencia de todas las luminarias en W.

Hr_f : Cantidad de horas funcionando /24 horas.

Motores eléctricos:

$$Q_m = f \times P \times 24h \quad \text{Ecuación 2.9}$$

Donde:

Q_m : Calor por motores $\left(\frac{W-h}{24h}\right)$.

P : Potencia total de todos los motores en HP.

f : Factor de potencia (ANEXO 4).

Personas:

$$Q_{per} = q \times f \times 24h \quad \text{Ecuación 2.10}$$

Donde:

Q_{per} : Calor por personas $\left(\frac{W-h}{24h}\right)$.

P : Número de personas en el recinto.

f : Factor (ANEXO 8)

2.3.26.5 CARGA TOTAL

La carga térmica se calcula con una base de 24 horas y la capacidad horaria del compresor se determina dividiendo la carga total entre 24 horas multiplicado por el número de horas deseado de operación del compresor durante el periodo de 24 horas.

Se debe de considerar un factor de seguridad para permitir que el sistema frigorífico se recupere rápidamente después de un incremento en temperatura y tener en cuenta cualquier carga que puede ser mayor a la estimada originalmente, habitualmente se considera valores comprendido entre 1.10 y 1.30.

Para cámaras frigoríficas a temperaturas iguales o superiores a 4°C con descongelamiento natural estimar la duración horaria del sistema frigorífico en (14 – 16) horas por día. Para cámaras frigoríficas a temperatura inferiores a 4°C con descongelamiento eléctrico estimar la duración horaria del sistema frigorífico en (14 – 18) horas por día, con descongelamiento por gas caliente considerar (16 – 20) horas por día. Para cámaras frigoríficas a temperatura inferiores a 0°C con descongelamiento eléctrico estimar la duración horaria del sistema frigorífico en (16 – 18) horas por día, con descongelamiento por gas caliente considerar (18-20) horas por día. Siendo el resto de horas suficiente para el descongelamiento eléctrico y descongelamiento por gas caliente.

Con la carga térmica estimada adicionando su factor de seguridad nos permite seleccionar los componentes del sistema frigorífico, y el dimensionamiento de tubería.

$$Q_T = \frac{\Sigma \text{calores}}{\text{N}^\circ \text{ horas funcionamiento compresor}} \times \text{factor de seguridad} \quad \text{Ecuación 2.11}$$

2.3.26.6 CALCULO PARA LA DIMENSIONES DE UN TANQUE SEPARADOR DE DOBLE ENTRADA.

Para la selección se tiene que considerar lo siguiente:

- Flujo del sistema (kg/m^3), se considera el caudal movido por cada compresor el cual se halla por las diferencias de entalpias de la entrada y salida de los usuarios. En el caso práctico se toma valores proporcionados por cada compresor.
- Temperatura de evaporación $^{\circ}\text{C}$, es la temperatura en función de las presiones de succión en el sistema. Esta temperatura se utiliza para poder seleccionar la velocidad de goteo en el tanque.
- Tiempo de residencia para gotas (segundos), el vapor que ingresa por la línea de succión húmeda está conformado por gas y líquido. En el interior del tanque se debe realizar la separación del gas con el líquido, ya que la succión seca tan solo llevar gas hacia los compresores, el tiempo en que se separa el gas del líquido es llamado tiempo de residencia y se realiza dentro del estanque, este tiempo se considera 3 segundos.
- Velocidad de goteo (m/s), se refiere a la velocidad de separación del gas y líquido dentro del estanque.

Tabla 1. Cuadro velocidad de goteo

Velocidad goteo (m/seg)	T.evaporacion (°C)
0.2	0
0.3	-10
0.4	-20
0.5	-35
0.7	-40

Fuente: ASHRAE annual meeting in Cincinnati.

La fórmula para calcular las dimensiones del tanque es la siguiente.

$$W = \frac{Q}{(h_v - h_l)} \cdot v_g \quad \text{Ecuación 2.12}$$

$$A = \frac{W}{v} \quad \text{Ecuación 2.13}$$

$$D = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} \quad \text{Ecuación 2.14}$$

$$e = v \cdot t \quad \text{Ecuación 2.15}$$

$$Ls = 2e \quad \text{Ecuación 2.16}$$

Donde:

Q : Capacidad frigorífica total del compresor (kcal/h).

h_v : Entalpia de vapor en (°C).

h_l : Entalpia de líquido en (°C).

v_g : Volumen especifico del vapor en (°C).

A : Área total (m^2)

W : Flujo del sistema en ($\frac{m^3}{h}$)

V : Velocidad de goteo (m/seg)

D : Diámetro de estanque (m).

- t : tiempo de residencia (seg).
 e : longitud de goteo (m)
 Ls : Longitud total (m)

2.3.26.7 CALCULO PARA EL TANQUE TERMOSIFON

$$C_a = \frac{(Q_{tc} + (Q_{pab} * 860)) * 0.15}{860} \quad \text{Ecuación 2.17}$$

Donde:

- C_a : Carga térmica de enfriamiento de aceite (KW).
 Q_{tc} : Carga térmica total de compresores (Kcal/h)
 Q_{pab} : Carga térmica potencia absorbida (KW)

2.3.26.8 CALCULO DE BOMBA DE AMONIACO

Para una correcta selección de la bomba de amoniaco es necesario tener los datos de flujo y pérdidas por tuberías.

$$\dot{V} = \frac{Q * n * v * 1.05}{h_v - h_l} \quad \text{Ecuación 2.18}$$

Donde:

- \dot{V} : Flujo de bomba (m^3/h)
 Q : Carga térmica total de compresores (Kcal/h)
 h_v : Entalpia de vapor a temperatura de evaporización.
 h_l : Entalpia de líquido con temperatura de alimentación de líquido al sistema.
 n : Tasa de recirculación
 v : Volumen especifico de líquido a temperatura de evaporación (kg/m^3).

2.3.26.9 CALCULO DE TANQUE RECIBIDOR DE LÍQUIDO

Para el cálculo del tanque receptor de líquido se necesita la siguiente fórmula.

$$Q_R = W * 0.8 \qquad \text{Ecuación 2.19}$$

Donde:

- Q_R : Flujo volumétrico del sistema.
 W : Flujo del sistema (m^3/h).

CAPITULO III

DESCRIPCIÓN, DISEÑO Y SELECCIÓN DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

3.1 DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO

La cámara de congelación y los dos túneles que se pretende calcular tiene como finalidad la congelación y almacenamiento de la trucha a -20°C o más abajo, esta cámara estará ubicada en los ambientes de la empresa PATSAC, en el Km 18.5 de la panamericana Sur – Lima, dentro de la corporación Esmeralda Corp.

Figura 15. Ubicación de planta hidrobiológica de PATSAC



Fuente: <https://www.google.com.pe/maps/@-12.2121215,-76.9774412,241m/data=!3m1!1e3>

3.1.1 PROCESO Y CONGELACIÓN DE LA TRUCHA

El proceso de la trucha es el siguiente:

- Recepción

La trucha es traída de su centro de cultivo en Choclococha, llega en camiones abiertos almacenadas en dinos en dos niveles, directo a la planta para su recepción.

Figura 16. Recepción de trucha.



Referencia: Recinto frigorífico de Patsac.

- Decapitado y eviscerado

Luego de pasar de la zona de recepción la trucha pasa por la decapitación y eviscerado para luego pasar por una faja transportadora a la zona de lavado.

Figura 17. Decapitado y eviscerado de la trucha.



Fuente: Recinto frigorífico de Patsac.

- Lavado y limpieza

Luego de que la trucha es decapitada y eviscerada para a la zona de lavado y limpieza con agua fría a 5°C, luego pasa por una tina de salmuera a una temperatura de 7°C, en espera a la siguiente operación.

Figura 18. Lavado de limpieza de trucha.



Fuente: Recinto frigorífico de Patsac.

- Fileteado

En este proceso se comienza a filetear la trucha y también a limpiarlo con agua fría a 5°C.

Figura 19. Fileteado de trucha.



Fuente: Recinto frigorífico de Patsac.

- Clasificación de tamaño y peso

Se comienza a clasificar los filetes de trucha de acuerdo al peso y tamaño.

Figura 20. Clasificación de la trucha



Fuente: Recinto frigorífico de Patsac.

- Congelamiento

Los filetes pasa a ser congelado en túneles estáticos en racks de 23 niveles, sobre este punto se dará más detalle.

Figura 21. Congelamiento de la trucha en el túnel de congelación.



Fuente: Recinto frigorífico de Patsac.

- Empaque y despacho.

El producto saldrá congelado y se llevará a zona de empaque donde se realizará el empaquetado para finalmente ser llevado directamente a despacho o almacenamiento.

Figura 22. Empaque de productor terminado.



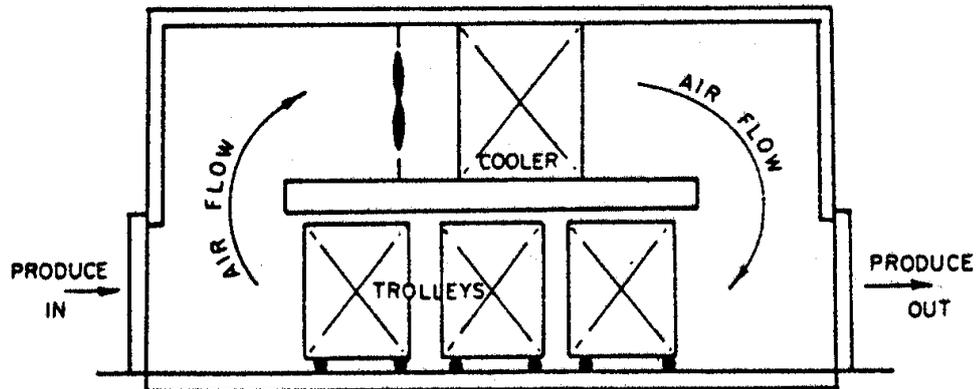
Fuente: Recinto frigorífico de Patsac.

3.1.2 TÚNEL DE CONGELAMIENTO

Para la condición de diseño debemos de considerar el tipo de enfriamiento que se realiza y los batch (cantidad de veces por día que ingresara el producto al túnel para su congelación). Para el diseño de los túneles se utilizará el enfriamiento por tiro forzado con evaporadores tipo cubico.

El diseño del túnel será de 02 Batch por día, cada una de 10 horas, el túnel tendrá una temperatura interna de -30°C , para la forma de almacenamiento se realizará en racks (coche donde se carga el producto), cada una de 600kg de filetes de truchas con la cual tendremos en el túnel 10 racks, entonces en cada túnel tendremos 6 toneladas por batch, que suman 24 toneladas al día.

Figura 23. Vista lateral de túnel de congelamiento



Fuente: <http://www.fao.org/docrep/003/r1076e/R1076E04.htm>

3.1.2.1 CARACTERÍSTICA DE LOS RACKS.

Dimensiones	: 0.94m (L) x 0.76m (A) x 1.86m (H)
Carga	: 374kg
Material	: acero inoxidable AISI-304
Niveles	: 22

3.1.3 CÁMARA DE CONGELACIÓN

Al igual que el túnel de congelación se considerará el tipo de enfriamiento por tiro forzado con evaporadores tipo cubico.

El diseño de la cámara de congelación será de 48 toneladas al día, la cámara tendrá una temperatura interior de -25°C , para la forma de almacenamiento se realizará en racks acumulativo teniendo una capacidad de 460.8 toneladas de almacenamiento, se considera 768 posiciones.

3.1.3.1 CARACTERÍSTICA LOS PALLETS CON CARGA.

Dimensiones	: 1.20m (L) x 0.80m (A) x 1.984m (H)
Niveles	: 8 niveles de 3 cajas por nivel
Carga	: 25 kg por caja.
Peso	: 600 kg por pallet.

3.1.4 AISLAMIENTO TÉRMICO

Se necesita el aislamiento térmico para reducir la transferencia de calor hacia el medio ambiente, mediante el uso de materiales con baja conductividad térmica, además en su cara interior deben de estar recubierta con material de fácil limpieza, lisos, impermeable, resistente a la corrosión y de color claro.

Para el aislamiento térmico se tiene dos opciones muy comerciales tales son:

- Poliestireno expandido.
- Poliuretano espuma.

El espesor del aislamiento en mm en función de las temperaturas en la zona de almacenamiento o congelación se muestra en la siguiente tabla.

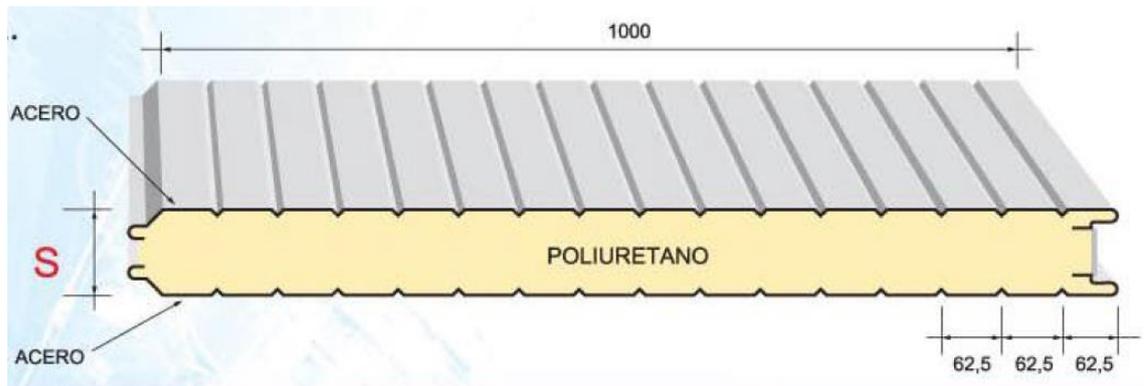
Tabla 2. Mínimo espesor de aislamiento recomendado

Mínimo espesor de aislamiento recomendado (mm)			
Temperatura de almacenamiento (°C)	Poliuretano	Poliestireno expandido (tecnopor)	Corcho
más de 10 a 16	50	50	75
más de 4 a 10	50	75	100
más de -4 a +4	75	100	125
más de -9 a -4	75	100	150
más de -18 a -9	100	125	175
más de -26 a -18	100	150	200
más de -40 a -26	150	200	250

Fuente: Refrigeración industrial, TECSUP

Para nuestro caso se considera trabajar con paneles de poliuretano de 150mm de la marca METECNO ya que trabajaremos en temperatura desde -25°C a -30°C.

Figura 24. Panel de poliuretano



Fuente: www.metecnolatinoamerica

3.1.5 PUERTA FRIGORÍFICAS

Las puertas frigoríficas serán de hoja llena, provista de poliuretano (40-45) kg/m³, estas pueden ser de tipo batiente o corredera, ambas deben de presentar resistencias eléctricas en el marco de la puerta y en el riel del piso, para que esto al momento de proceso no se congele.

Para nuestro diseño se considera las siguientes puertas.

01 puerta corredera de 1.50m (A) x 2.20m (H) para el Túnel N° 1.

01 puerta corredera de 1.50m (A) x 2.20m (H) para el Túnel N° 2.

02 puertas correderas de 2.10m (A) x 2.70m (H) para la cámara e congelados.

Figura 25. Puerta corredera IF.



Fuente: <http://www.infracca.com/index.php/rapida-apilable>

3.1.6 VÁLVULA DE ALIVIO

Tanto el túnel como la cámara de congelación disponen de válvula de alivio para que actúe cuando exista un diferencial de 10 mm de columna de agua entre la presión interna y externa.

Figura 26. Válvulas de alivio



Fuente: http://www.fermod.com.ar/productos/valvulas_compensacion_presion.php

Para nuestro diseño se considera las siguientes válvulas de alivio.

01 válvula de alivio FERMOND 2220 para el túnel N°1.

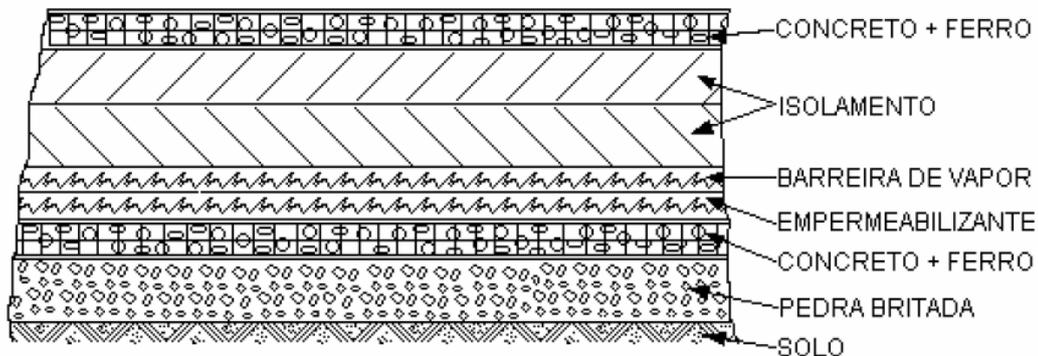
01 válvula de alivio FERMOND 2220 para el túnel N°1.

01 válvula de alivio FERMOND 2260 para la cámara de congelado.

3.1.7 PISO

El piso tanto del túnel como la cámara de congelado deberá estar aislado para reducir la transferencia de calor, además deberá estar construido con material impermeable antideslizante y no atacable por los ácidos grasos, el piso se hallará al mismo nivel o superior de los pisos exteriores.

Figura 27. Aislamiento de piso



Fuente: Curso de pos-grado de refrigeración industrial, 2008.

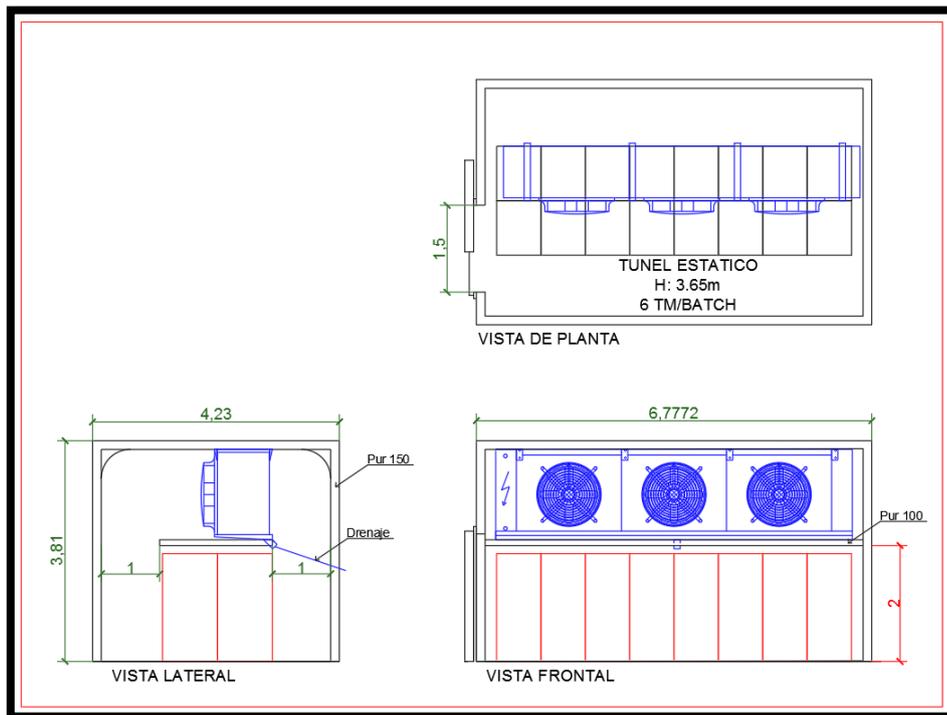
3.1.8 PARÁMETROS DE DISEÑO

3.1.8.1 TÚNEL DE CONGELAMIENTO N° 1 y N° 2

- Dimensiones interiores : 6.77m (L) x 3.93m (A) x 3.66m (H)
- Ubicación de planta : Lima
- Producto : Trucha
- Temperatura ambiente : 32.8°C (ANEXO 1)
- Temperatura exterior : +15°C

- Cantidad de motores : 3 unid / 1.5 HP
- Temperatura interior : -30
- Humedad ambiente : 63.96% (ANEXO 1)

Figura 28. Detalle del túnel estático a diseñar



Fuente: Elaboración propia del autor.

3.1.8.2 CÁMARA DE CONGELACIÓN

- Dimensiones interiores : 18.70m (L) x 17.86m (A) x 10.79m (H)
- Ubicación de planta : Lima
- Producto : Trucha
- Temperatura ambiente : 32.8°C (ANEXO 1)
- Temperatura exterior : 15°C
- Cantidad de motores : 4 unid de 1 1/2 HP
- Temperatura interior : -25
- Humedad ambiente : 63.96% (ANEXO 1)

3.2 CALCULO DE CARGA TÉRMICA Y SELECCIÓN DE EQUIPOS

3.2.1 CALCULO DE CARGA TÉRMICA

Se realizará el cálculo de las cargas térmicas por paredes, infiltración de aire, producto, luminarias, motores, personas, tanto para el túnel de congelado N° 1, N° 2 y la cámara de congelados.

3.2.1.1 CALCULO DE CARGA TÉRMICA EN EL TÚNEL N° 1

CARGA TÉRMICA DEBIDO A LA TRANSMISIÓN DE CALOR A TRAVÉS DE PAREDES, TEHO Y SUELO.

Ganancia de carga térmica por transmisión de calor a través de las paredes (Q_{trans}). Desarrollaremos el cálculo de carga térmica para el túnel de congelado

- Aislamiento térmico : Poliuretano
- Espesor de aislamiento : 15cm
- Coeficiente de conductividad térmica : $0.021 \frac{W}{m \times K}$ (ANEXO 2)
- Resistencia térmica de aislante : $7.14 \frac{m^2 \times K}{W}$ (ANEXO 2)
- Conductancia o resistencia equivalente: $0.14 \frac{W}{m^2 \times K}$ (ANEXO 2)

Área de las paredes

$$A. Pared_{norte} = 4.23m \times 3.81m = 16.12m^2$$

$$A. Pared_{sur} = 4.23m \times 3.81m = 16.12m^2$$

$$A. Pared_{este} = 6.78m \times 3.81m = 25.83m^2$$

$$A. Pared_{oeste} = 6.78m \times 3.81m = 25.83m^2$$

$$A. Techo = 6.78m \times 4.23m = 28.68m^2$$

$$A. Piso = 6.78m \times 4.23m = 28.68m^2$$

Diferencial de temperatura

$$\Delta T_{\text{pared } N} = 15^{\circ}\text{C} - (-30^{\circ}\text{C}) = 45^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_{\text{pared } S} = 15^{\circ}\text{C} - (-30^{\circ}\text{C}) = 45^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_{\text{pared } E} = 15^{\circ}\text{C} - (-30^{\circ}\text{C}) = 45^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_{\text{pared } OE} = 15^{\circ}\text{C} - (-30^{\circ}\text{C}) = 45^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_{\text{techo}} = 32.8^{\circ}\text{C} - (-30^{\circ}\text{C}) = 62.8^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_{\text{piso}} = 15^{\circ}\text{C} - (-30^{\circ}\text{C}) = 45^{\circ}\text{C}$$

Ahora debemos de obtener la corrección de temperatura por radiación solar.

Tabla 3. Corrección de temperatura por radiación solar.

TIPO DE SUPERFICIE	PARED ESTE	PARED SUR	PARED OESTE	TECHO
	INCREMENTO EN °C			
Superficie de color oscuro Pizarra, alquitran, asfalto, pintura negra	4.40	2.80	4.40	11.10
Superficie de color medio Ladrillo, bloque rojo, madera sin pintar, cemento oscuro, pintura roja, gris o verde	3.30	2.20	3.30	8.30
Superficie con colores claros Piedra blanca, cemento con color claro, pintura blanca	2.20	1.10	2.20	5.00

Fuente: ASRE data book, design volumen, edición 1957-1958.

Obtenemos que para una superficie clara (panel PUR 150 tiene plancha zincalum de color blanco) el valor del efecto de radiación varía de acuerdo al hemisferio.

$$\Delta T_{\text{pared } N} = 45^{\circ}\text{C} = 45\text{K}$$

$$\Delta T_{\text{pared } S^*} = 45^{\circ}\text{C} + 1.1^{\circ}\text{C} = 46^{\circ}\text{C} = 46\text{K}$$

$$\Delta T_{\text{pared } E^*} = 45^{\circ}\text{C} + 2.2^{\circ}\text{C} = 47^{\circ}\text{C} = 47\text{K}$$

$$\Delta T_{\text{pared } OE^*} = 45^{\circ}\text{C} + 2.2^{\circ}\text{C} = 47^{\circ}\text{C} = 47\text{K}$$

$$\Delta T_{\text{techo}} = 62.8^{\circ}\text{C} + 5^{\circ}\text{C} = 67.8^{\circ}\text{C} = 67.8\text{K}$$

$$\Delta T_{\text{piso}} = 45^{\circ}\text{C} = 45\text{K}$$

Reemplazando los valores en la ecuación 2.1 en cada pared.

$$Q_{\text{pared N}} = 16.12\text{m}^2 \times 0.14 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \times \text{K}} \times 45\text{K} \times \frac{24\text{h}}{1 \text{ dia}} = 2,437.34 \frac{\text{W-h}}{24\text{h}}$$

$$Q_{\text{pared S}} = 16.12\text{m}^2 \times 0.14 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \times \text{K}} \times 46\text{K} \times \frac{24\text{h}}{1 \text{ dia}} = 2,503.87 \frac{\text{W-h}}{24\text{h}}$$

$$Q_{\text{pared E}} = 25.83\text{m}^2 \times 0.14 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \times \text{K}} \times 47\text{K} \times \frac{24\text{h}}{1 \text{ dia}} = 4,079.07 \frac{\text{W-h}}{24\text{h}}$$

$$Q_{\text{pared OE}} = 25.83\text{m}^2 \times 0.14 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \times \text{K}} \times 47\text{K} \times \frac{24\text{h}}{1 \text{ dia}} = 4,079.07 \frac{\text{W-h}}{24\text{h}}$$

$$Q_{\text{techo}} = 28.68\text{m}^2 \times 0.14 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \times \text{K}} \times 67.8\text{K} \times \frac{24\text{h}}{1 \text{ dia}} = 6,533.53 \frac{\text{W-h}}{24\text{h}}$$

$$Q_{\text{piso}} = 28.68\text{m}^2 \times 0.219 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \times \text{K}} \times 45\text{K} \times \frac{24\text{h}}{1 \text{ dia}} = 6,783.39 \frac{\text{W-h}}{24\text{h}}$$

$$Q_{\text{trans}} = Q_{\text{pared N}} + Q_{\text{pared S}} + Q_{\text{pared E}} + Q_{\text{pared OE}} + Q_{\text{techo}} + Q_{\text{piso}}$$

$$Q_{\text{trans}} = 26,416.27 \frac{\text{W-h}}{24\text{h}}$$

GANANCIA DE CARGA TÉRMICA POR INFILTRACIÓN DE AIRE

Reemplazando los valores en la ecuación 2.2.

$$V_{\text{camara}} = 6.78\text{m} \times 4.23\text{m} \times 3.81\text{m} = 109.269\text{m}^3$$

$$\text{Factor de aire removido (f)} = 38.27 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^3} = 44.5 \frac{\text{W}}{\text{m}^3} \text{ (ANEXO 3).}$$

Cambio de aire (n) = 6.41 (ANEXO 4).

$$Q_{\text{ap}} = 109.269\text{m}^3 \times 44.5 \frac{\text{W}}{\text{m}^3} \times 6.41 \times \frac{24\text{h}}{1 \text{ dia}} = 31,168.44 \frac{\text{W-h}}{24\text{h}}$$

GANANCIA DE CARGA POR PRODUCTO

- Temperatura de ingreso : $10^{\circ}\text{C} = 283.15\text{K}$
- Temperatura final : $-15^{\circ}\text{C} = 258.15\text{K}$

- Temperatura interior del túnel : $-30^{\circ}\text{C} = 243.15\text{K}$
- Temperatura de congelación : $-2.2^{\circ}\text{C} = 270.95\text{K}$
(ANEXO 5)
- Calor específico antes de congelación : $3.56 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg.K}}$ (ANEXO 6)
- Calor específico después de congelación: $1.67 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg.K}}$ (ANEXO 6)
- Calor latente de fusión : $251.15 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$ (ANEXO 6)
- Cantidad de producto : 6000 kg
- Tiempo de congelación : 10 horas.

Reemplazando los valores en la ecuación 2.3.

$$Q_s = \frac{(3.56 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg.K}} \times \frac{W-h}{3.6\text{kJ}} \times 6000\text{Kg} \times (283.15\text{K} - 270.95\text{K}))}{10\text{h}} \times \frac{24\text{h}}{1\text{ dia}}$$

$$Q_s = 173,728 \frac{W-h}{24\text{h}}$$

Reemplazando los valores en la ecuación 2.4.

$$Q_l = \frac{251.15 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}} \times \frac{W-h}{3.6\text{kJ}} \times 6000\text{Kg}}{10\text{h}} \times \frac{24\text{h}}{1\text{ dia}}$$

$$Q_l = 1'004,600 \frac{W-h}{24\text{h}}$$

Reemplazando los valores en la ecuación 2.5.

$$Q_b = \frac{(1.67 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg.K}} \times \frac{W-h}{3.6\text{kJ}} \times 6000\text{Kg} \times (270.95\text{K} - 258.15\text{K}))}{10\text{h}} \times \frac{24\text{h}}{1\text{ dia}}$$

$$Q_b = 85,504 \frac{W-h}{24\text{h}}$$

Reemplazando los valores en la ecuación 2.7. obtenemos la carga total por producto.

$$Q_{\text{producto}} = 173,728 \frac{W-h}{24h} + 1'004,600 \frac{W-h}{24h} + 85,504 \frac{W-h}{24h}$$

$$Q_{\text{producto}} = 1'263,832 \frac{W-h}{24h}$$

GANANCIA DE CARGA TÉRMICA DEBIDO A LOS SERVICIOS

Para la siguiente calculo no se considera la carga térmica de iluminación y personas debido a que durante el proceso no ingresa personal ni se encienden las luminarias, solo consideramos la carga de los motores de los motor ventiladores.

Motor:

Reemplazando los valores en la ecuación 2.9.

Potencia del motor : 1.5hp

Cantidad de motor : 3 unid

Ubicación motora : interior del túnel

Factor de potencia : $932.40 \frac{Kcal}{HP.h}$ (ANEXO 7).

$$Q_{\text{motor}} = 1.5HP \times 3 \times 932.40 \frac{kcal}{HP.h} \times 24$$

$$Q_{\text{motor}} = 100,699.2 \text{ kcal /h} = 117,092 \frac{W-h}{24h}$$

Realizamos la suma de todas las cargas térmicas

$$Q_{total\ del\ tunel} = Q_A + Q_{ap} + Q_{producto} + Q_{motor}$$

$$Q_t = 26,416.27 \frac{W-h}{24h} + 31,168.44 \frac{W-h}{24h} + 1'263,832 \frac{W-h}{24h} + 117,092 \frac{W-h}{24h}$$

$$Q_t = 1'438,508.71 \frac{W-h}{24h}$$

Se considera 10% adicional como factor de seguridad.

$$Q_t * = 1'438,508.71 \frac{W-h}{24h} \times 1.10$$

$$Q_t * = 1'582,359.6 \frac{W-h}{24h}$$

Luego el calor absorbido durante el día (24 horas), tendrá que ser liberado durante el tiempo de operación del sistema (en un batch de 20 horas). Reemplazando los valores en la ecuación 2.11. obtenemos la carga total

$$Q_{FINAL} = 1'582,359.6 \frac{W-h}{24h} \times \frac{24h}{20h-Batch}$$

$$Q_{FINAL} = 79,117.97W = 79.12KW$$

Esta carga térmica se considera tanto para el túnel N° 1 y túnel N° 2.

3.2.1.2 CALCULO DE CARGA TÉRMICA DE LA CÁMARA DE CONGELADO

CARGA TÉRMICA DEBIDO A LA TRANSMISIÓN DE CALOR A TRAVÉS DE PAREDES, TECHO Y SUELO.

Al igual que en el cálculo anterior realizado para el túnel, desarrollaremos los cálculos de carga térmicas, esta vez para la cámara de congelado.

- Aislamiento térmico : Poliuretano
- Espesor de aislamiento : 15cm
- Coeficiente de conductividad térmica (λ): $0.021 \frac{W}{m \times K}$ (ANEXO 2)
- Resistencia térmica del aislante (R) : $7.14 \frac{m^2 \times K}{W}$ (ANEXO 2)
- Conductancia o Resistencia equivalente (K): $0.14 \frac{W}{m^2 \times K}$ (ANEXO 2)

Área de las paredes

$$A_{pared\ norte} = 18.16m \times 10.92m = 198.31m^2$$

$$A_{pared\ sur} = 18.16m \times 10.92m = 198.31m^2$$

$$A_{pared\ este} = 19m \times 10.92m = 207.48m^2$$

$$A_{pared\ oeste} = 19m \times 10.92m = 207.48m^2$$

$$A_{Techo} = 19m \times 18.16m = 345.04m^2$$

$$A_{piso} = 19m \times 18.16m = 345.04m^2$$

Diferencial de temperatura

$$\Delta T_{pared\ N} = 15^\circ C - (-25^\circ C) = 40^\circ C$$

$$\Delta T_{pared\ S} = 15^\circ C - (-25^\circ C) = 40^\circ C$$

$$\Delta T_{pared\ E} = 15^\circ C - (-25^\circ C) = 40^\circ C$$

$$\Delta T_{pared\ OE} = 15^\circ C - (-25^\circ C) = 40^\circ C$$

$$\Delta T_{\cdot techo} = 32.80^{\circ}\text{C} - (-25^{\circ}\text{C}) = 57.8^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_{\cdot piso} = 15^{\circ}\text{C} - (-25^{\circ}\text{C}) = 40^{\circ}\text{C}$$

Al igual que en el túnel debemos de corregir la temperatura por radiación solar de la tabla 3.2. obtenemos lo siguiente.

$$\Delta T_{\cdot pared N} = 40^{\circ}\text{C} = 40\text{K}$$

$$\Delta T_{\cdot pared S^*} = 40^{\circ}\text{C} + 1.1^{\circ}\text{C} = 41.1^{\circ}\text{C} = 41.1\text{K}$$

$$\Delta T_{\cdot pared E^*} = 40^{\circ}\text{C} + 2.2^{\circ}\text{C} = 42.2^{\circ}\text{C} = 42.2\text{K}$$

$$\Delta T_{\cdot pared OE^*} = 40^{\circ}\text{C} + 2.2^{\circ}\text{C} = 42.2^{\circ}\text{C} = 42.2\text{K}$$

$$\Delta T_{\cdot techo}^* = 57.8^{\circ}\text{C} + 5^{\circ}\text{C} = 62.8^{\circ}\text{C} = 62.8\text{K}$$

$$\Delta T_{\cdot piso} = 40^{\circ}\text{C} = 40\text{K}$$

Reemplazando los valores en la ecuación 2.1. en cada pared.

$$Q_{pared N} = 198.31\text{m}^2 \times 0.14 \frac{W}{\text{m}^2 \times K} \times 40\text{K} \times \frac{24h}{1 \text{ dia}} = 26,652.86 \frac{W-h}{24h}$$

$$Q_{pared S} = 198.31\text{m}^2 \times 0.14 \frac{W}{\text{m}^2 \times K} \times 41.01\text{K} \times \frac{24h}{1 \text{ dia}} = 27,325.85 \frac{W-h}{24h}$$

$$Q_{pared E} = 207.48\text{m}^2 \times 0.14 \frac{W}{\text{m}^2 \times K} \times 42.2\text{K} \times \frac{24h}{1 \text{ dia}} = 29,419 \frac{W-h}{24h}$$

$$Q_{pared OE} = 207.48\text{m}^2 \times 0.14 \frac{W}{\text{m}^2 \times K} \times 42.2\text{K} \times \frac{24h}{1 \text{ dia}} = 29,419 \frac{W-h}{24h}$$

$$Q_{Techo} = 345.04\text{m}^2 \times 0.14 \frac{W}{\text{m}^2 \times K} \times 62.8\text{K} \times \frac{24h}{1 \text{ dia}} = 72,806.2 \frac{W-h}{24h}$$

$$Q_{Piso} = 345.04\text{m}^2 \times 0.14 \frac{W}{\text{m}^2 \times K} \times 40\text{K} \times \frac{24h}{1 \text{ dia}} = 46,373.38 \frac{W-h}{24h}$$

$$Q_{Trans} = Q_{pared N} + Q_{pared S} + Q_{pared E} + Q_{pared OE} + Q_{Techo} + Q_{Piso}$$

$$Q_{Trans} = 231,996.29 \frac{W-h}{24h}$$

CARGA TÉRMICA POR INFILTRACIÓN DE AIRE

Reemplazando los valores en la ecuación 2.2

$$V_{Camara} = 19\text{m} \times 18.16\text{m} \times 10.92\text{m} = 3,767.84\text{m}^3$$

$$\text{Factor de aire removido (f)} = 35.24 \frac{Kcal}{\text{m}^3} = 40.98 \frac{W}{\text{m}^3} \text{ (ANEXO 3).}$$

Cambio de aire (n) = 0.82 (ANEXO 4).

$$Q_{ap} = 3,767.84 m^3 \times 40.98 \frac{W}{m^3} \times 0.82 \times \frac{24h}{1 \text{ dia}} = 126,612.99 \frac{W-h}{24h}$$

CARGA TÉRMICA POR PRODUCTO

- Temperatura de ingreso : $-15^\circ\text{C} = 258.15\text{K}$
- Temperatura final : $-25^\circ\text{C} = 248.15\text{K}$
- Temperatura interior de la cámara : $-25^\circ\text{C} = 248.15\text{K}$
- Temperatura de congelación : $-2.2^\circ\text{C} = 270.95\text{K}$
(ANEXO 5).
- Calor específico antes de congelación : $3.56 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg.K}}$ (ANEXO 6).
- Calor específico después de la congelación: $1.67 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg.K}}$ (ANEXO 6).
- Calor latente de fusión : $251.15 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$ (ANEXO 6)
- Cantidad de producto : 48,000 kg
- Tiempo por BATCH : 20 horas

*Se considera 4 horas para el defrost (deshielo de evaporadores).

Debido a que el producto que ingresa a esta cámara llega congelado a una temperatura de -15°C , la carga térmica transmitida por el producto solo deberá al calor sensible transmitido, reemplazando los valores en la ecuación 2.5

$$Q_i = \frac{1.67 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg.K}} \times \frac{W}{3.6 \text{kJ}} \times 48,000 \text{kg} \times (258.15 - 248.15) \text{K}}{20} \times \frac{24h}{1 \text{ dia}}$$

$$Q_i = 267,200 \frac{W-h}{24h}$$

CARGA TÉRMICA TRANSMITIDA POR LUMINARIAS

Se considera 6 lámparas halógenas de 250W cada una, reemplazando los valores en la ecuación 2.8.

$$Q_{al} = 250W \times \frac{24h}{24h} \times \frac{24h}{1 \text{ dia}}$$

$$Q_{al} = 36,000 \frac{W-h}{24h}$$

CARGA TÉRMICA TRANSMITIDA POR MOTORES

Considerando 4 evaporadores con un 1 motor de 1 ½"HP.

Se tiene que para el motor de 1 ½" HP equivale a $932.40 \frac{Kcal}{HP-h}$

(ANEXO 7).

Reemplazando los valores en la ecuación 2.9.

$$Q_m = 932.40 \frac{Kcal}{HP} \times \frac{w}{0.86kcal} \times 4 \times 1.5 \text{ HP} \times \frac{24h}{1 \text{ dias}}$$

$$Q_m = 156,122.79 \frac{W-h}{24h}$$

CARGA TÉRMICA TRANSMITIDA POR PERSONAS

Se considera 3 personas laborando un total de 8 horas al día dentro del recinto a una temperatura interior de $-25^{\circ}\text{C} = -22^{\circ}\text{F}$, tenemos el calor aportado por persona según el cuadro de al menos 33,600 BTU/24h (ANEXO 8), es decir 1,400 BTU/h-persona.

Reemplazando los valores en la ecuación 2.10

$$Q_{per} = 3 \times 1400 \frac{BTU}{h.pers} \times 8 \frac{h}{dia} \times \frac{W-h}{3.412BTU} = 9,847.6 \frac{W-h}{124h}$$

Sumatoria de cargas

$$Q_{Total \text{ de la camara}} = Q_{Trans} + Q_{ap} + Q_b + Q_{al} + Q_m + Q_{per}$$

$$Q_T = (231,996.29 + 126,612.99 + 267,200 + 36,000 + 156,122.79 + 9,847.6) \frac{W-h}{124h}$$

$$\Sigma Cargas = 827,779.67 \frac{W-h}{24h}$$

Reemplazando los valores en la ecuación 2.11

$$Q_T = \frac{827,779.67 \frac{W-h}{24h}}{20h} \times 1.10$$

$$Q_T = 45,527.88W = 45.53 KW$$

3.2.1.3 BALANCE DE CARGA TÉRMICA

De acuerdo al balance térmico definiremos los usuarios (túnel, cámara), de lo cual se desea cubrir 202.12KW, para ello se seleccionó 01 compresor, 01 condensador evaporativo que cubren la demanda frigorífica con un porcentaje de carga adicional.

Tabla 4. Balance de carga térmica

SISTEMA		BALANCE DE CARGA TÉRMICA				EXCEDENTE / DEFICIT		CONSUMO	MOTOR IP23
TEMP. DE EVAP.	USUARIOS	F	KW	EQUIPOS	REGIMEN	R	KW	KW	HP
-35°C	TUNEL ESTÁTICO N°1 6TM/batch	1	79.12	N200VM*-LBE (-35°C/ +35°C)		1	233.90		
	TUNEL ESTÁTICO N°2 6TM/batch	1	79.12	N200VM*-LBE (-35°C/ +35°C)		1	233.90		
-30°C	CÁMARA DE CONGELADO	1	45.53	(STAND BY)					
TOTAL		203.77		TOTAL		233.90	30.13	15%	215.70
Consumo compresor -35°C			233.90	condensador	CETF 0550	1	639.54		
Consumo motores máximo -35°C			215.70						
consumo total			449.60						
Capacidad condensación requerida		1.3	584.48	TOTAL		639.54	55.06	9%	
F: factor de simultaneidad		R: Rendimiento en el tiempo		r: rendimiento del sistema				CONSUMO TOTAL	215.70 KW
								POTENCIA MOTORES	300 HP

Fuente: Elaborado por el autor.

Se recomienda contar con un segundo compresor en stand-by en caso de falla o parada por mantenimiento.

3.2.2 SELECCIÓN DE EQUIPOS

Para la selección de los equipos se utilizan software y catálogos de fabricantes especializados con lo cual se realizará los trabajos.

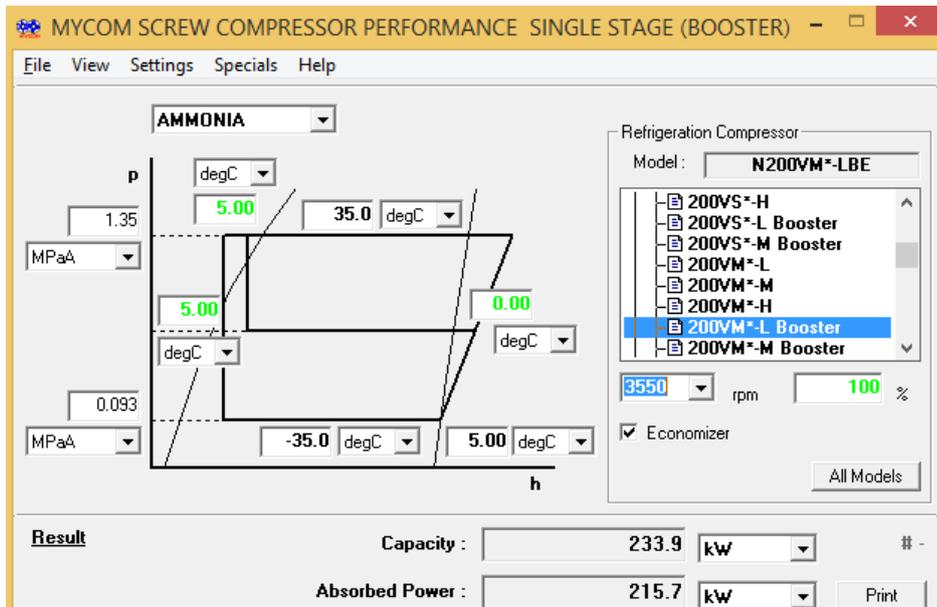
3.2.2.1 SELECCIÓN DEL COMPRESOR

Para la selección del compresor se utiliza el programa suministrado por el fabricante, para este diseño se trabajará con compresores de la marca MYCOM, se introduce en el programa de MYCOM los siguientes datos correspondientes.

- Capacidad térmica : 203.77 KW
- Temperatura de evaporación : -35°C
- Temperatura de condensación : +35°C
- Refrigerante : R-717
- Enfriamiento de aceite : Termosifón
- Sistema : Economizador

Una vez introducido los parámetros en el software, este te arroja la capacidad y el modelo del compresor y la potencia absorbida.

Figura 29. Parámetros de selección del compresor

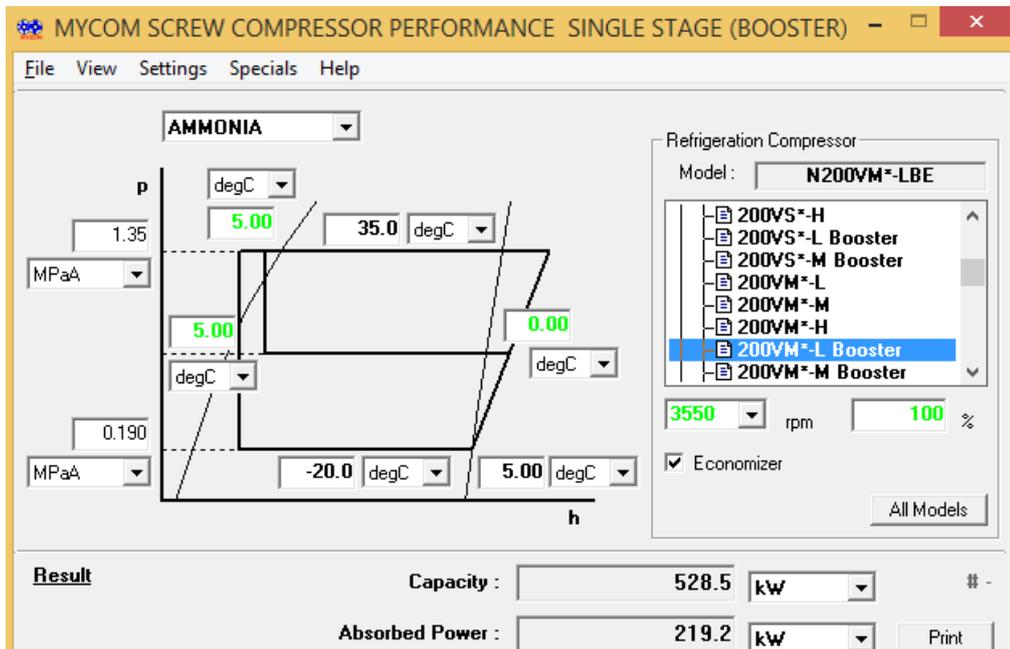


Fuente: Mycom select Software - 2016

Finalmente, el compresor seleccionado es el N200VM*-LBE el cual de acuerdo a los parámetros seleccionado nos da una capacidad de 233.9KW, con el cual cubre la capacidad de 203.77 KW con un excedente 14.8%. Los parámetros de trabajo se encuentran en el ANEXO 9.

Luego nos queda seleccionar el motor eléctrico, como vemos la potencia absorbida es de 215.7KW, según el fabricante para temas de congelamiento muy rápido como es el caso de los túneles de congelación, el motor se tiene que seleccionar para las primeras horas de trabajo del compresor en la cual tiene una temperatura de evaporación mucha más elevada la cual es de -20°C. con este dato se vuelve a correr el programa y resultado lo siguiente.

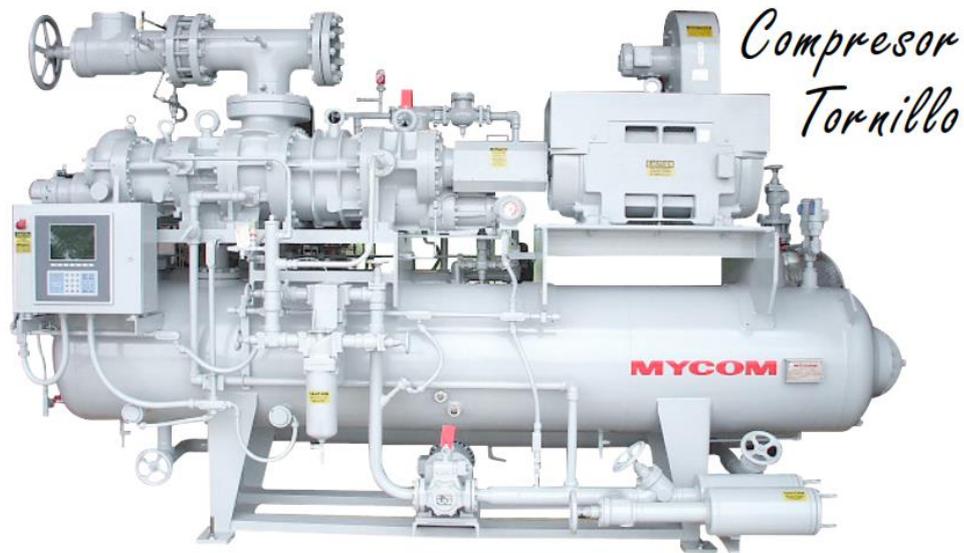
Figura 30. Detalle del motor eléctrico seleccionado 300HP



Fuente: Mycom select Software - 2016

Como se observa en la figura. La potencia absorbida es de 219.2kW lo que equivale a 293.8HP, por lo tanto, tendremos que seleccionar un motor de 300 HP ya que el de 293.8HP no existe actualmente en el mercado.

Figura 31. Compresor MYCOM



Fuente: <http://www.mycom.cl/productos/compresores.php>

Característica del compresor.

- Perfil del rotor, el compresor MYCOM “O” es empleado en la Serie de compresores V. obtenido con esto mayor eficiencia, reduciendo la perdida de gas entre los lóbulos, facilitando, además, la información de una película de aceite en la superficie del lóbulo del rotor, gracias al perfil circular del arco, en lugar del bordo realzado que se utilizaba anteriormente para sellar.
- Volumen interno variable, los compresores de la serie “V” tiene una posibilidad de ajustar el Volumen interno variable, siempre que sea necesario. El ajuste del V_i de la forma manual es la presentación estándar, pero se puede proporcionar con ajuste automático de forma opcional, el rango aplicable es de 2.6 a 5.8 (opción 2.2 a 5.0) inclusive puede fijarse el V_i óptimo en planta antes del embarque, si lo solicita.

- Control de capacidad, la válvula deslizante hidráulica operada, regula la capacidad del compresor desde el 10 hasta el 100%. La eficiencia a carga parcial ha sido mejorada en los compresores de la serie "V".
- Economizador, es instalado en fabrica y es efectivo para sistemas de una etapa para aplicaciones de media y baja temperatura, el sub-enfriador de líquido proporciona sub enfriamiento líquido refrigerante entre el condensador y a expansión mejora la operación del ciclo.
- Enfriamiento de aceite, existe varias opciones para el enfriamiento del aceite, termosifón, agua e inyección de refrigerante líquido. En nuestro caso usaremos el enfriamiento de aceite por termosifón que son enfriadores de aceite de casco y tubos externos enfriados por refrigerante, están montados e interconectados para esta opción, el intercambiador es construido de acuerdo con ASME sección III para una presión de 0.400 psig. Una válvula de tres vías accionada termostáticamente, controla el flujo de aceite para lograr una temperatura constante.
- Inyección de refrigerante con Válvula YOSAKU, ha desarrollado una válvula electrónica de descarga del gas/ aceite es constantemente monitoreada por el microprocesador del tablero de control, este controla la temperatura de descarga permitiendo las pulsaciones de la válvula como se requiere, todos los compresores de la serie V cuentan con dos puertos para inyección de refrigerante líquido, correspondiendo a la posición en que opera el volumen interno, puerto inferior 1-1 o puerto superior 1-2.

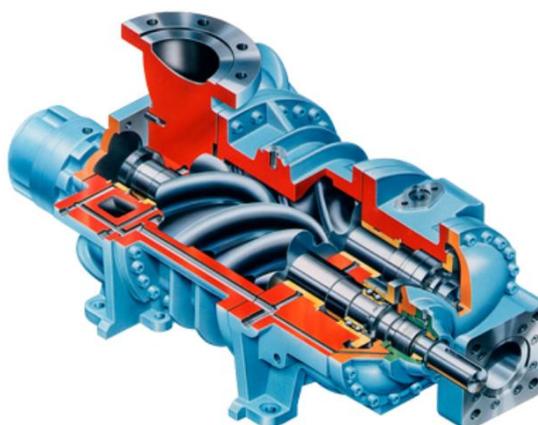
Figura 32. Válvula de inyección de refrigerante



Fuente: <http://www.mycom.cl/quienes.somos/quienes.somos.php>

- Chumaceras, los cojines principales y laterales son de acero con respaldo de metal babbit. Las chumaceras están diseñadas para lubricación forzada, un diseño adecuado del sistema de lubricación asegura mayor vida de los cojinetes sin reemplazamiento periódico. Las chumaceras de empuje son valores de contacto angular y absorben las cargas axiales en os motores macho y hembra, un pistón de balance sobredimensionado es empleado en el rotor macho para absorber cualquier carga desigual e los rotores.

Figura 33. Chumaceras del compresor MYCOM



Fuente: <http://www.mycom.cl/quienes.somos/quienes.somos.php>

- Control de aceite, un eficiente separador de aceite horizontal (con opción vertical) incorpora tres etapas de separación que incluyen un elemento coalescente de alta eficiencia, el separador es construido de acuerdo con ASME sección VIII para una presión de operación de 300 psig. El aceite es removido del separador a través de un enfriador y filtrado por un elemento lavable de acero inox de 300 mallas. El aceite entra a la bomba de lubricación y el mantenimiento a la presión de descarga fija que alimenta a las chumaceras al pistón balanceador y al pistón de la regulación de capacidad a través de un filtro reemplazable de 20 micrones, la bomba de aceite es una bomba de la marca MYCOM de doble rotor helicoidal directamente acoplada con autorregulación.
- Bomba Mycom, son bombas de desplazamiento positivo tipo tornillo, de doble rotor helicoidal que permiten gran capacidad en un pequeño tamaño.

Figura 34. Bomba de Aceite



Fuente: <http://www.mycom.cl/productos/compresores.php>

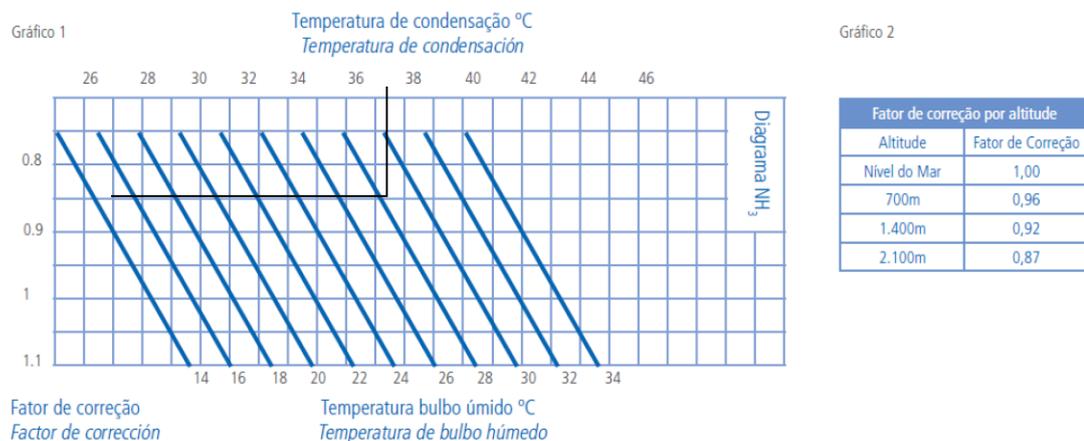
3.2.2.2 SELECCIÓN DEL CONDENSADOR EVAPORATIVO

Para la selección del condensador evaporativo se toma los siguientes datos

- Capacidad frigorífica : 584.48 kW (de la tabla 3.3)
- Temperatura de condensación: +35°C
- Temperatura de bulbo húmedo: +23°C
- Altitud : Nivel del mar
- Refrigerante : Amoniaco R-717

Con este dato se procederá utilizar la tabla de selección proporcionadas por el fabricante MEMBRAFE, donde cual la Carga térmica corregida está dada por la capacidad frigorífica dividida entre la multiplicación de factor de corrección para la temperatura del bulbo húmedo por el factor de corrección por altitud.

Figura 35. Factor de corrección



Fuente: <http://www.mebrafe.com.br/produtos/id/5/condensadores-evaporativos>

El grafico N° 1 obtenemos el factor de corrección para la temperatura del bulbo húmedo la cual es aproximadamente 0.95, de grafico N° 2 de la figura 35. Obtenemos el factor de corrección por altitud el cual es 1.00

La carga térmica corregida será la siguiente:

$$Q = \frac{584.48 \text{ kW}}{0.95 \times 1.00} = 615.24 \text{ kW}$$

Con este valor se escoge el condensador adecuado de acuerdo a la tabla del ANEXO 10 el cual sería el modelo CETF 0550.

3.2.2.3 SELECCIÓN DE LOS EVAPORADORES

3.2.2.3.1 SELECCIÓN DEL EVAPORADOR DEL TÚNEL N° 1 y N° 2

Para la selección del evaporador se requiere lo siguiente.

- Capacidad térmica : 79.12kW
- Temperatura de evaporación : -35°C
- Temperatura de ambiente : -30°C
- Espaciamiento entre aletas : 12mm
- Tipo de deshielo : gas caliente
- Tipo de recirculación : bombeado

Ingresamos los datos al software y este nos proporciona alternativas de evaporadores para el túnel de congelado.

Figura 36. Parámetros de selección de evaporador del túnel.

Modo de cálculo: Indicar la capacidad (buscar la superf. de reserva)

Capacidad: 79.12 kW Solamente el calor sensibl Batería escarchada

Medio

Medio: NH3 (R717)

Temp. de evaporación: -35 °C

Sistema por gravedad

Tasa de alimentación: 4

Aire

Temp. de aire: -30 °C Cámara

Humedad rel.: 95 % AUTO

Presión atmosf.: 1013 mbar Opciones ...

Fuente: Software de selección GUNTHER.

De lo cual se escoge AGHN 090.2H/312-H0L/8P.M, las verificaciones del evaporador están en la ficha técnica que se encuentra en el Anexo 11.

3.2.2.3.2 SELECCIÓN DEL EVAPORADOR DE LA C. DE CONGELADO

Para la selección del evaporador se requiere lo siguiente.

- Capacidad térmica : 10.97kW x 4unid
- Temperatura de evaporación : -30°C
- Temperatura de ambiente : -25°C
- Espaciamiento entre aletas : 12mm
- Tipo de deshielo : gas caliente
- Tipo de recirculación : bombeado

Con todos estos datos el fabricante nos proporcionara un evaporador de aire forzado.

Figura 37. Parámetros de selección de evaporadores de la cámara de congelado.

Fuente: Software de selección GUNTHER.

De lo cual se escoge AGHN 071.2H/112-H2L/36P.M, las verificaciones del evaporador están en la ficha técnica que se encuentra en el Anexo 12.

3.2.2.4 SELECCIÓN DEL SEPARADOR DE ASPIRACIÓN DE BAJA PRESIÓN

Debemos de hallar el flujo del sistema en función a la capacidad frigorífica total de los compresores, por tanto, de acuerdo a la ecuación 2.12 tenemos lo siguiente.

$$\begin{aligned}
 Q & : 233.90 \text{ kW} = 201,154 \text{ kcal/h} \\
 h_v (-35^\circ) & : 1415.7 \text{ KJ/Kg} = 338.36 \text{ kcal /kg (ANEXO 13)} \\
 h_l (+35^\circ\text{C}) & : 366.7 \text{ KJ/Kg} = 87.493 \text{ kcal /kg (ANEXO 13)} \\
 v_g (-35^\circ\text{C}) & : 1217 \text{ l/m}^3 = 1.217 \text{ m}^3/\text{kg (ANEXO 13)}
 \end{aligned}$$

Reemplazando la ecuación 1.12 y se obtiene lo siguiente.

$$W = \frac{201,154 \text{ kcal/h}}{\left(\frac{338.36 \text{ kcal}}{\text{kg}} - \frac{87.493 \text{ kcal}}{\text{kg}} \right)} \times 1.217 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$W = 975.83 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Luego tenemos los siguientes datos.

T. de evaporación	:	-35°C
Tiempo de residencia	:	3seg.
Velocidad de goteo	:	0.5m/s (Tabla 1.)

Reemplazando la ecuación 2.13

$$A = \frac{975.83 \frac{m^3}{h} \times \frac{h}{3600seg}}{0.5 \frac{m}{seg}}$$

$$A = 0.542m^2$$

Reemplazando la ecuación 2.14

$$D = \sqrt{\frac{4 \times 0.542m^2}{\pi}}$$

$$D = 0.831m$$

Reemplazando la ecuación 2.15 y 2.16

$$L_s = \left(0.5 \frac{m}{seg} \times 3 \text{ seg}\right) \times 2$$

$$L_s = 3.00m$$

De acuerdo a los resultados obtenemos que el nuevo tanque tiene las siguientes dimensiones:

Diámetro	:	0.831m
Longitud de manto a manto	:	3.00m

Esto representa que tenemos 50% de líquido y 50% de espacio para gas; por temas de seguridad debido a descongelamiento de gas

caliente se procede a redondear el diámetro a 0.83m con lo que obtenemos

Diámetro : 0.83m
Longitud de manto a manto : 3.00m

3.2.2.5 TANQUE TERMOSIFÓN

Se debe determinar la carga total del calor a someterse al enfriamiento de aceite. En este caso se obtendrá aplicando la ecuación 2.17

Donde:

C_a : Carga térmica de enfriamiento de aceite kW
 Q_{tc} : 233.9KW = 201,154 Kcal/h (tomada de la tabla 3.3)
 Q_{pab} : 215.7 KW (tomada de la tabla 3.3)
$$C_a = \frac{(201,154 \text{ kcal/h} + (215.7 \times 860)) \times 0.15}{860}$$
 $C_a = 67.44 \text{ kW}$

Reemplazando valores a BTU/min. 3,835.25 BTU/min, con este valor se ingresa a la tabla de selección del termosifón del ANEXO 14, el modelo es el HTH 1248, pero la fabricación de un tanque con diámetro de 12" es más costoso para realizarlo con un diámetro inferior con mayor longitud, con el cual se opta a dimensionar el tanque en función al volumen total el cual es de 0.09m³

Tanque termosifón horizontal

Diámetro : 20 cm (8pulg)
Longitud de manto a manto : 2.86 m

3.2.2.6 BOMBAS DE AMONIACO

Para una correcta selección de la bomba es necesario tener los datos de flujo y pérdidas por tuberías de la cual asumimos un valor promedio de 40m, aplicando la ecuación 2.18

Donde:

\dot{V}	:	Flujo de bomba (m ³ /h)
Q	:	233.90 KW = 201.154 Kcal/h (tomada de la tabla 3.3)
h_v (-35°C)	:	1415.7 kJ/kg = 338.36 kcal/kg (tomada del ANEXO 13)
h_l (+10°C)	:	246.57 kJ/kg = 58.93 kcal/kg (tomada del ANEXO 13)
n	:	4
v (-35°C)	:	1.462 l/kg = 1.462×10^{-3} m ³ /kg (tomada del ANEXO 13)

Reemplazando en la ecuación 2.18

$$\dot{V} = \frac{201,154}{\left(338.36 \frac{kcal}{kg} - 58.93 \frac{kcal}{kg}\right)} \times 4 \times 1.462 \times 10^{-3} \frac{m^3}{kg} \times 1.05$$

$$\dot{V} = 4.42 \text{ m}^3/\text{h}$$

Para corroborar los cálculos y datos de entrada, realizamos la selección con un software especializado, con lo cual confirmaremos que los datos obtenidos son bastante aproximados a los obtenidos del software.

Figura 38. Parámetro de selección de la bomba de amoniaco

The screenshot shows the WITT SELECT software interface for pump selection. The top menu bar includes options like Start, Pumps, Float Regulators, Oil-Management, Catalog, Languages, Units, Customize, Request License File, and Read License File. The main window is titled 'WITT Pump Selection' and contains several sections:

- Type:** Radio buttons for 'Hermetic Pump' and 'Open Pump' (selected).
- Selection:** Radio buttons for 'Volume flow' and 'Deliv. height' (selected).
- Refrigerant:** Dropdown menu set to 'R717'.
- Evaporation temperature:** Input field set to '-35.0 °C'.
- Refrig. capacity:** Input field set to '233.9 kW'.
- Volume flow:** Input field set to '3.58 m³/h'.
- Desired delivery height:** Input field set to '40.0 m'.
- Pressure drop:** Input field set to '2.68 bar'.
- Pump circulation:** Input field set to '4'.
- Frequency:** Dropdown menu set to '60 Hz'.

On the right side, there are tabs for 'Technical data', 'Diagram', 'Catalogue', and 'Accessories'. The 'Technical data' tab is active, showing the following results:

- Results:**
 - Type: GP 51a
 - Revolutions per minute: 1740 1/min
 - Actual delivery height: 40.0 m
 - Act. vol. flow: 7.28 m³/h
- General:**
 - Weight: 112.00 kg
 - Insulation class terminal box: IP 55
 - Maximum current: 0.0 A
 - Effective power: 4.8 kW
 - Required downleg diameter: DN100
- Pump protection:**
 - Overflow valve: DN20 50.0 m
 - Pressure overflow valve: 3.36 bar

At the bottom left, there is a table with columns 'Type', 'Deliv. height [...]', and 'Volume flow ...':

Type	Deliv. height [...]	Volume flow ...
GP 51a	40.0	7.28
GP 51	40.0	10.17
GP 52	40.0	5.62
GP 82	40.0	20.60

A 'Print' button is located at the bottom of the interface.

Fuente: Software de selección WITT

Para el punto de operación el modelo de la bomba hermética para amoniaco será el modelo “GP 51a”, las especificaciones técnicas se encuentran en el ANEXO 15.

Figura 39. Bomba GP 51a



Fuente: Software de selección WITT

TANQUE RECIBIDOR DE LÍQUIDO

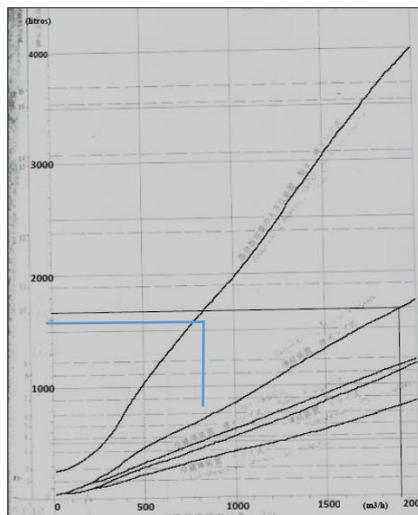
Para el cálculo del tanque receptor líquido se aplica la ecuación 2.19

Donde:

Q : flujo volumétrico del sistema (m³/h)
W : 972.16m³/h (obtenido del cálculo realizado del separador de baja)

Reemplazando en la ecuación 1. 20 obtenemos 777.73 m³/h, luego de hallar el valor utilizamos la siguiente tabla para hallar el volumen requerido:

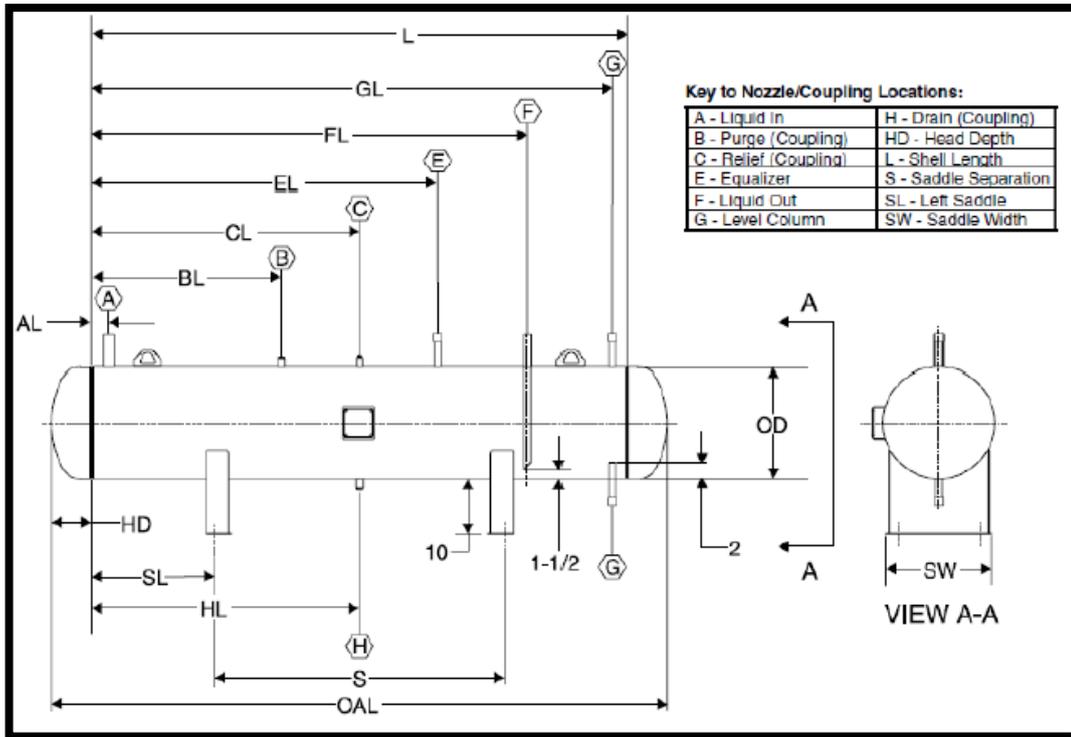
Figura 40. Selección de volumen para receptor de líquido.



Fuente: catálogo de fabricante de tanques FRICK

De acuerdo a la tabla obtenemos un valor de 700 litros, que equivale a 24.7 pie cubico, con este dato seleccionamos el tanque receptor de líquido.

Figura 41. Tanque receptor de líquido horizontal



Fuente: Catalogo de fabricante de tanques FRICK

De lo cual se escoge HR-24-136, de la tabla de selección de tanque receptor de líquido en el ANEXO 16.

SELECCIÓN DE TUBERÍAS

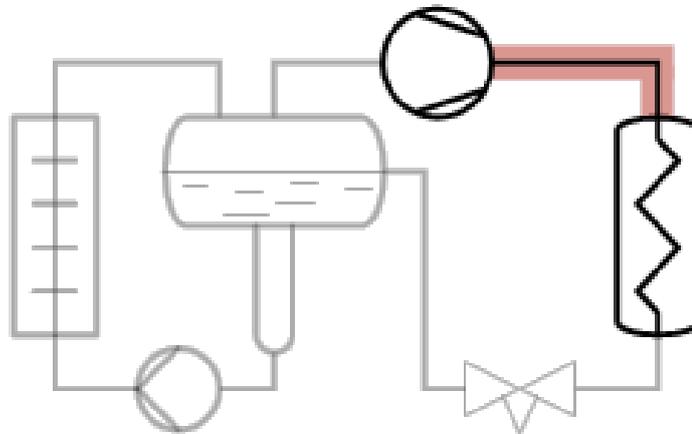
El dimensionamiento de tuberías se basa principalmente en limitar la pérdida de carga, esto implica una reducción de presión que en sistema frigoríficos corresponde a una disminución de temperatura en el sistema.

El tipo de tubería que se utilizara es de acero sin costura de SCH-40 y SCH-80 para tuberías de 1/2" y de 3/8".

Para la adecuada selección de las tuberías debemos de considera lo siguiente.

- En la línea de descarga, que va desde el compresor de alta hasta el condensador evaporativo, se debe de considerar una velocidad inferior a 15 m/s, y no debe tener pérdidas de temperatura que supere el 1°C.

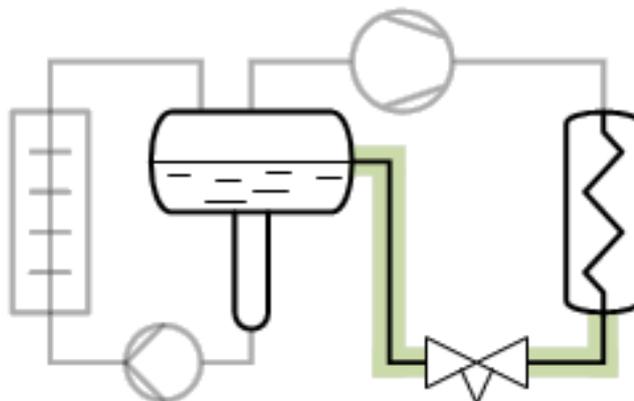
Figura 42. Línea de descarga



Fuente: software coolselector2

- En la línea de líquido, que va desde el condensador evaporativo hasta el tanque recibidor de líquido, se debe de considerar una velocidad menor de 0.5m/s.

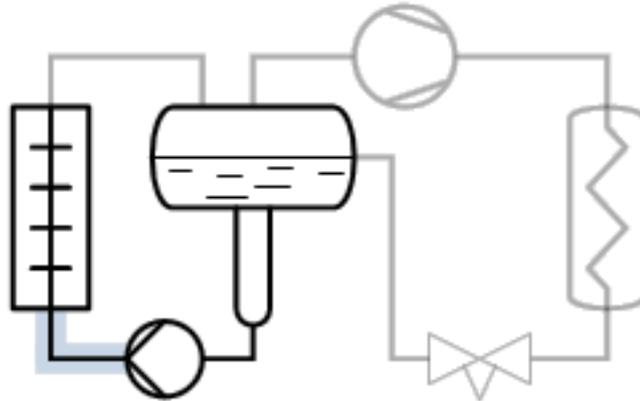
Figura 43. Línea de líquido con o sin cambio de fase



Fuente: software coolselector2

- De la línea de líquido sub-enfriado, que va desde el tanque separador de baja hasta los evaporadores, se debe de considerar una velocidad inferior menor a 1m/s, y no debe tener una caída de presión mayor a 2.5bar.

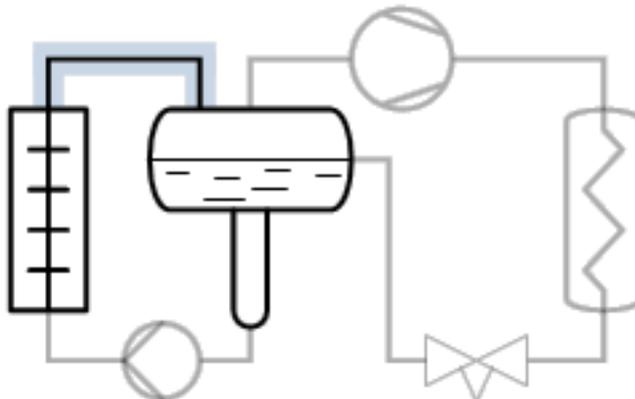
Figura 44. Línea de líquido sin cambio de fase



Fuente: software coolselector2

- En la línea de retorno húmedo, que viene del evaporador hasta el tanque separador de baja se debe considerar una velocidad inferior a 18m/s, y no debe tener pérdidas de temperatura que supere el 1K.

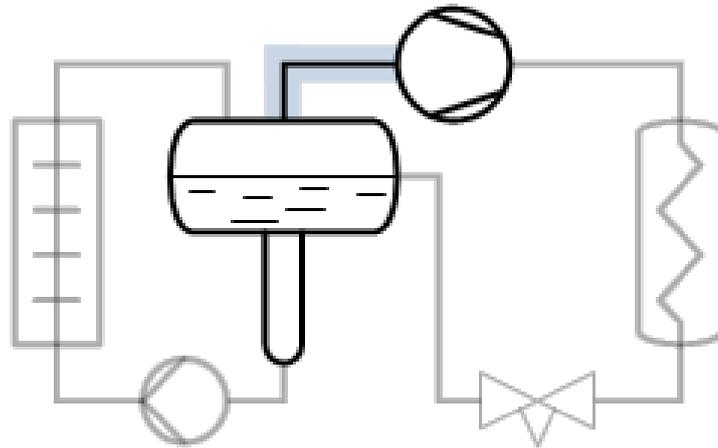
Figura 45. Línea de retorno húmeda



Fuente: software coolselector2

- En la línea de aspiración, que viene del separador de baja hasta el compresor se debe considerar una velocidad inferior de 22m/s, y no debe tener pérdidas de temperatura que supere el 1K.

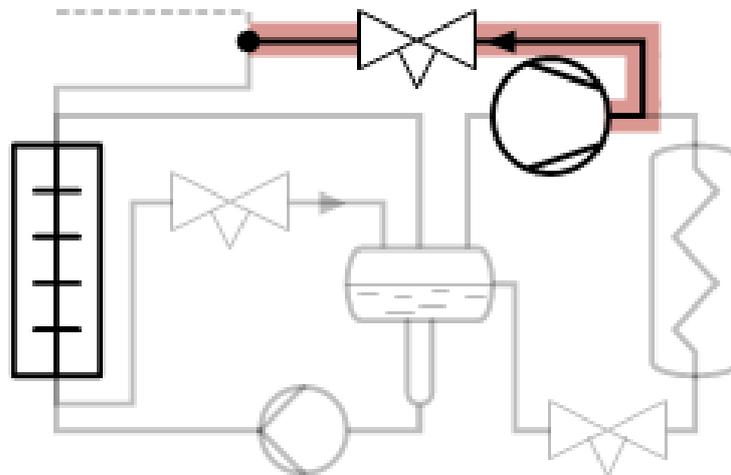
Figura 46. Línea de aspiración



Fuente: software coolselector2

- En la línea de gas caliente, que viene del compresor hasta los usuarios (evaporadores), se debe considerar una velocidad inferior de 15m/s, y no debe tener pérdidas de temperatura que supere el 1K.

Figura 47. Línea de gas caliente



Fuente: software coolselector2

Se detalla un cuadro con la distribución de las tuberías para mayor detalle.

Tabla 5. Distribución de tuberías en el sistema frigorífico

ESTADO	LINEAS	DIVISION	UBICACIÓN	CAPACIDAD FRIGORIFICA (KW)
GAS	DESCARGA	TRONCAL	A	233.90
		N200VM*BLE	B	233.90
		ENT. AL CONDENSADOR	C	116.95
LIQUIDO	LIQUIDO CONDENSADOR AL RECIBIDOR	SAL. DEL CONDENSADOR	D	116.95
		TRONCAL	E	233.90
LIQUIDO	RECIBIDOR AL SEPARADOR DE BAJA PRESION	TRONCAL	F	233.90
LIQUIDO SUB-ENFRIADO	LIQUIDO SEPARADOR BAJA PRESION - USUARIOS	SAL. DE LA BOMBA	G	233.90
		TRONCAL	H	233.90
		TRONCAL - TUNEL	I	158.24
		USUARIO -TUNEL	K	79.12
		TRONCAL - C. CONG	J	45.53
		SUB- TRONCAL-C.C	L	22.77
		USUARIO-C. CONG	M	11.38
GAS HUMEDO	SUCCION USUARIOS SEPARADOR DE BAJA PRESION	USUARIO -TUNEL	N	79.12
		TRONCAL - TUNEL	O	158.24
		USUARIO-C. CONG	P	11.38
		SUB- TRONCAL-C.C	Q	22.77
		TRONCAL - C. CONG	R	45.53
		TRONCAL	S	233.90
GAS SECO	PARADOR BAJA PRESION - CO	TRONCAL	T	233.9
GAS	GAS CALIENTE CONDENSADOR-USUARIOS	TRONCAL	V	233.90
		TRONCAL - TUNEL	W	158.24
		USUARIO -TUNEL	W-1	79.12
		TRONCAL - C. CONG	X	45.53
		SUB- TRONCAL-C.C	Y	22.77
		USUARIO-C. CONG	Z	11.38

Fuente: Elaborado por el autor

Para la selección de diámetro de la tubería del sistema, se utilizará el software COOLSELECTOR2 de danfoss donde se ingresará los siguientes datos al programa.

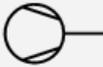
- Capacidad frigorífica por cada división (Tabla 5.)
- Temperatura de evaporación del sistema: -35°C.
- Temperatura de condensación del sistema: +35°C
- Refrigerante: NH3 – Amoniaco

- Tasa de circulación: 4
- Distancia de tuberías y accesorios a utilizar.

Línea de Descarga (del compresor al condensador)

Línea "A" (distancia horizontal y vertical 18m)

Figura 48. Selección de tubería de línea de descarga

Condiciones de funcionamiento:						
Capacidad:		Evaporación:		Condensación:		
Capacidad de refrigeración:	233.9 kW	Temperatura:	-35.0 °C	Temperatura:	35.0 °C	
Flujo másico en la línea:	783.5 kg/h	Recalentamiento antes del compresor:		Subenfriamiento:	5.0 K	
Capacidad de calefacción:	311.5 kW		0 K	Subenfriamiento adicional:	0 K	
Initial line connection type and size:						
Conexión:	Soldadura socket acero ANSI	Tamaño:	ANSI 2" (50)	Velocidad:	14.39 m/s	
Compresor	x	x	x	x	x	Condensador
						
	Tubería de acero ANSI 2	Codo de acero 90 ANSI 2-L	Tubería de acero ANSI 2	Codo de acero 90 ANSI 2-L	Codo de acero 90 ANSI 2-L	
DP de distribución:	24%	3%	68%	3%	3%	Total
Longitud [m]:	4.00	-	14.00	-	-	
Ángulo [°]:	90	-	0	-	-	
DP [bar]:	0.014	0.001	0.038	0.001	0.001	0.056
DT_sat [K]:	0.0	0.0	0.1	0.0	0.0	0.1
Velocidad, ent. [m/s]:	14.39	14.40	14.41	14.45	14.45	
Estado de la válvula:	-	-	-	-	-	
Conexión:	OK	OK	OK	OK	OK	
Resultado:	✓	✓	✓	✓	✓	✓

Fuente: software coolselector2

De acuerdo al cálculo de tubería del software el diámetro seleccionado de la tubería de descarga es de 2" SCH-40, el promedio de velocidad 14.42 m/seg y la caída de temperatura es de 0.1K, con lo cual cumplen con los parámetros establecidos (no superar 1K de temperatura y 15 m/seg en velocidad).

Línea “B” (distancia vertical de 3m)

Esta línea es igual a la de troncal debido a que la capacidad de refrigerante a transportar es la misma que sale del compresor, el diámetro es de 2”.

Línea “C” (distancia horizontal y vertical 2m)

Esta línea se calcula de forma práctica con un diámetro menor a la troncal “línea A”, por lo tanto, el diámetro de la tubería sería de 1 ½”.

Línea de Líquido (del condensador hasta el tanque receptor de líquido)

Línea “E” (distancia horizontal y vertical 10m)

Esta línea se calcula de manera práctica considerando un diámetro inferior a la línea “A”, con lo cual se tiene el diámetro de 1 ½”.

Línea “D” (distancia horizontal y vertical 2m)

Esta línea se calcula de manera práctica considerando un diámetro inferior a la línea “E”, con lo cual se tiene el diámetro de 1”.

Línea de Líquido (del receptor de líquido hasta el separador de baja)

Línea “F” (distancia horizontal y vertical 10m)

Figura 49. Selección de línea de líquido del recibidor al separador

Condiciones de funcionamiento:								
Capacidad:		Evaporación:		Condensación:		Adicional:		
Capacidad de refrigeración:	233.9 kW	Temperatura:	-35.0 °C	Temperatura:	35.0 °C	<input type="checkbox"/> Temperatura de des		
Flujo másico en la línea:	783.5 kg/h	Recalentamiento antes del compresor:		Subenfriamiento:	5.0 K	Tasa de circulación:		
Capacidad de calefacción:	311.5 kW	0 K		Subenfriamiento adicional:	0 K	DP de la bomba:		
Initial line connection type and size:								
Conexión:		Tamaño:		Velocidad:				
Soldadura a tope acero ANSI		ANSI 1 1/4" (32)		0.44 m/s				

	Condensador							Separador
	Tubería de acero ANSI 1 1/4	SVA 32 angle	Codo de acero 90 ANSI 1 1/4-L	Tubería de acero ANSI 1 1/4	Codo de acero 90 ANSI 1 1/4-L	SVA 32 angle	REG 32-B angle	
DP de distribución:	100%	7%	2%	40%	2%	7%	42%	Total
Longitud [m]:	2.00	-	-	8.00	-	-	-	
Ángulo [°]:	-90	-	-	0	-	-	-	
Grado de apertura [%]:	-	-	-	-	-	-	80	
Vueltas:	-	-	-	-	-	-	9 3/4	
DP [bar]:	-0.116	0.001	0.000	0.003	0.000	0.001	0.004	-0.107
DT_sat [K]:	-0.3	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	-0.3
Velocidad, ent. [m/s]:	0.44	0.34	0.44	0.44	0.44	0.34	0.34	
Estado de la válvula:	-	Abierta	-	-	-	Abierta	Abierta	
Conexión:	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	
Resultado:	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓

Fuente: software coolselector2

De acuerdo al cálculo del software el diámetro escogido es de 1 ¼" SCH -40, y el promedio de velocidad es de 0.4 m/seg, con lo cual cumplen con todos los parámetros establecidos (no superar 0.5m/seg).

Línea de líquido (del separador hasta el evaporador)

Línea "H" (distancia horizontal y vertical 32m)

Figura 50. Línea de líquido del separador al evaporador

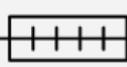
Condiciones de funcionamiento:

Capacidad:
 Capacidad de refrigeración: 233.9 kW
 Flujo másico en la línea: 2451 kg/h
 Capacidad de calefacción: 311.5 kW

Evaporación:
 Temperatura: -35.0 °C
 Recalentamiento antes del compresor: 0 K

Condensación:
 Temperatura: 35.0 °C
 Subenfriamiento: 5.0 K
 Subenfriamiento adicional: 0 K

Initial line connection type and size:
 Conexión: Soldadura a tope acero DIN-1
 Tamaño: DIN-EN 40 (1 1/2")
 Velocidad: 0.68 m/s

Bomba	x	x	x	x	x	Evaporador
						
	Tubería de acero ANSI 1 1/2	Codo de acero 90 ANSI 1 1/2-L	Tubería de acero ANSI 1 1/2	Codo de acero 90 ANSI 1 1/2-L	Tubería de acero ANSI 1 1/2	
DP de distribución:	89%	0%	5%	0%	6%	Total
Longitud [m]:	5.00	-	12.00	-	15.00	
Ángulo [°]:	90	-	0	-	0	
DP [bar]:	0.343	0.001	0.019	0.001	0.024	0.387
DT_sat [K]:	3.0	0.0	0.2	0.0	0.2	3.4
Velocidad, ent. [m/s]:	0.87	0.87	0.87	0.87	0.87	
Estado de la válvula:	-	-	-	-	-	
Conexión:	OK	OK	OK	OK	OK	
Resultado:	✓	✓	✓	✓	✓	✓

Fuente: software coolselector2

De acuerdo al cálculo del software el diámetro escogido es de 1 1/2", el promedio de la velocidad es de 0.87 m/seg y la caída de presión es de 0.387 bar, con lo cual cumple con todos los parámetros establecidos (no superar a 1 m/s en velocidad).

Línea "G" (distancia horizontal y vertical 2m)

Esta línea es igual a la de troncal debido a que la capacidad de refrigerante a transportar es la misma que sale de la bomba, el diámetro es de 1 1/2".

Línea "I" (distancia horizontal 6m)

Figura 51. Línea de líquido – tramo “I”

Condiciones de funcionamiento:

Capacidad:	Capacidad de refrigeración: 158.3 kW	Evaporación:	Temperatura: -35.0 °C	Condensación:	Temperatura: 35.0 °C
Flujo másico en la línea:	1659 kg/h	Recalentamiento antes del compresor:	0 K	Subenfriamiento:	5.0 K
Capacidad de calefacción:	210.8 kW			Subenfriamiento adicional:	0 K

Initial line connection type and size:
 Conexión: Soldadura a tope acero DIN-1 Tamaño: DIN-EN 32 (1 1/4") Velocidad: 0.62 m/s

	Bomba	Tubería de acero ANSI 1 1/4	Codo de acero 90 ANSI 1 1/4-L	Evaporador	Total
DP de distribución:		95%	5%		
Longitud [m]:		8.00	-		
Ángulo [°]:		0	-		
DP [bar]:		0.013	0.001		0.014
DT_sat [K]:		0.1	0.0		0.1
Velocidad, ent. [m/s]:		0.81	0.81		
Estado de la válvula:		-	-		
Conexión:		OK	OK		
Resultado:		✓	✓	✓	

Fuente: software coolselector2

De acuerdo al cálculo del software el diámetro escogido es de 1 1/4", el promedio de la velocidad es de 0.81 m/seg y la caída de presión es de 0.014 bar, con lo cual cumple con todos los parámetros establecidos (no superar a 1 m/s en velocidad).

Línea “K” (distancia horizontal y vertical 3m)

Esta línea se calcula de manera práctica considerando un diámetro inferior a la línea “I”, con lo cual se tiene el diámetro de 1”.

Línea “J” (distancia horizontal y vertical 18m)

Figura 52. Línea líquido - tramo "J"

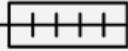
Condiciones de funcionamiento:

Capacidad:
 Capacidad de refrigeración: 45.53 kW
 Flujo másico en la línea: 477.0 kg/h
 Capacidad de calefacción: 60.63 kW

Evaporación:
 Temperatura: -35.0 °C
 Recalentamiento antes del compresor: 0 K

Condensación:
 Temperatura: 35.0 °C
 Subenfriamiento: 5.0 K
 Subenfriamiento adicional: 0 K

Initial line connection type and size:
 Conexión: Soldadura a tope acero ANSI Tamaño: ANSI 3/4" (20) Velocidad: 0.69 m/s

Bomba	×	×	×	Evaporador	
					
	Tubería de acero ANSI 3/4	Codo de acero 90 ANSI 3/4-L	Tubería de acero ANSI 3/4		
DP de distribución:	93%	0%	7%	Total	
Longitud [m]:	6.00	-	12.00		
Ángulo [°]:	90	-	0		
DP [bar]:	0.418	0.001	0.030		0.448
DT_sat [K]:	3.7	0.0	0.3		4.0
Velocidad, ent. [m/s]:	0.69	0.69	0.69		
Estado de la válvula:	-	-	-		
Conexión:	OK	OK	OK		
Resultado:	✓	✓	✓	✓	

Fuente: software coolselector2

De acuerdo al cálculo del software el diámetro escogido es de 3/4", el promedio de la velocidad es de 0.69 m/seg y la caída de presión es de 0.448 bar, con lo cual cumple con todos los parámetros establecidos (no superar a 1 m/s en velocidad).

Línea "L" (distancia horizontal y vertical 6m)

Esta línea se calcula de manera práctica considerando un diámetro inferior a la línea "J", con lo cual se tiene el diámetro de 1/2".

Línea "M" (distancia horizontal y vertical 3m)

Figura 53. Línea líquido – tramo “M”

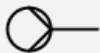
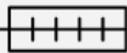
Condiciones de funcionamiento:

Capacidad:
 Capacidad de refrigeración: 11.38 kW
 Flujo másico en la línea: 119.2 kg/h
 Capacidad de calefacción: 15.15 kW

Evaporación:
 Temperatura: -35.0 °C
 Recalentamiento antes del compresor: 0 K

Condensación:
 Temperatura: 35.0 °C
 Subenfriamiento: 5.0 K
 Subenfriamiento adicional: 0 K

Initial line connection type and size:
 Conexión: Soldadura a tope acero DIN4 Tamaño: DIN-EN 10 (3/8") Velocidad: 0.39 m/s

Bomba	×	×	×	Evaporador
				
	Tubería de acero ANSI 3/8	Codo de acero 90 ANSI 3/8-L	Tubería de acero ANSI 3/8	
DP de distribución:	64%	3%	32%	Total
Longitud [m]:	2.00	-	1.00	
Ángulo [°]:	0	-	0	
DP [bar]:	0.006	0.000	0.003	0.010
DT_sat [K]:	0.1	0.0	0.0	0.1
Velocidad, ent. [m/s]:	0.54	0.54	0.54	
Estado de la válvula:	-	-	-	
Conexión:	OK	OK	OK	
Resultado:	✓	✓	✓	✓

Fuente: software coolselector2

De acuerdo al cálculo del software el diámetro escogido es de 3/8", el promedio de la velocidad es de 0.54 m/seg y la caída de presión es de 0.010 bar, con lo cual cumple con todos los parámetros establecidos (no superar a 1 m/s en velocidad).

Línea de succión húmeda (del evaporador hasta el separador)

Línea "S" (distancia horizontal y vertical 32m)

Figura 54. Línea de gas húmedo

Condiciones de funcionamiento:							
Capacidad:		Evaporación:		Condensación:		Adi	
Capacidad de refrigeración:	233.9 kW	Temperatura:	-35.0 °C	Temperatura:	35.0 °C	<input type="checkbox"/>	
Flujo másico en la línea:	2451 kg/h	Recalentamiento antes del compresor:		Subenfriamiento:	5.0 K	Tas	
Capacidad de calefacción:	311.5 kW	0 K		Subenfriamiento adicional:	0 K	DP	
Initial line connection type and size:							
Conexión:		Tamaño:		Velocidad:			
Soldadura a tope acero ANSI		ANSI 5" (125)		16.06 m/s			
Evaporador							Separador
	Tubería de acero ANSI 5	Codo de acero 90 ANSI 5-L	Tubería de acero ANSI 5	Codo de acero 90 ANSI 5-L	Tubería de acero ANSI 5	SVA 125 angle	
DP de distribución:	35%	4%	29%	4%	7%	20%	Total
Longitud [m]:	15.00	-	12.00	-	5.00	-	
Ángulo [°]:	0	-	0	-	-90	-	
DP [bar]:	0.011	0.001	0.009	0.001	0.002	0.006	0.030
DT_sat [K]:	0.2	0.0	0.2	0.0	0.0	0.1	0.6
Velocidad, ent. [m/s]:	16.06	16.27	16.29	16.47	16.50	15.67	
Estado de la válvula:	-	-	-	-	-	Abierta	
Conexión:	OK	OK	OK	OK	OK	OK	
Resultado:	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓

Fuente: software coolselector2

De acuerdo al cálculo del software el diámetro escogido es de 5" SCH-40, el promedio de la velocidad es de 16.21 m/seg y pérdida de temperatura de 0.6 K, con lo cual cumple con todos los parámetros establecidos (no superar 1K de temperatura y 18 m/seg en velocidad).

Línea "O" (distancia horizontal y vertical 6m)

Figura 55. Línea de gas húmedo – tramo “O”

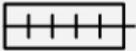
Condiciones de funcionamiento:

Capacidad: Capacidad de refrigeración: 158.2 kW
 Flujo másico en la línea: 1658 kg/h
 Capacidad de calefacción: 210.7 kW

Evaporación: Temperatura: -35.0 °C
 Recalentamiento antes del compresor: 0 K

Condensación: Temperatura: 35.0 °C
 Subenfriamiento: 5.0 K
 Subenfriamiento adicional: 0 K

Initial line connection type and size:
 Conexión: Soldadura a tope acero ANSI Tamaño: ANSI 4" (100) Velocidad: 17.07 m/s

Evaporador		Separador		Total
				
	Tubería de acero ANSI 4	Codo de acero 90 ANSI 4-L		
DP de distribución:	85%	15%		
Longitud [m]:	8.00			
Ángulo [°]:	0			
DP [bar]:	0.008	0.002		0.010
DT_sat [K]:	0.2	0.0		0.2
Velocidad, ent. [m/s]:	17.07	17.25		
Estado de la válvula:	-	-		
Conexión:	OK	OK		
Resultado:				

Fuente: software coolselector2

De acuerdo al cálculo del software el diámetro escogido es de 4" SCH-40, el promedio de la velocidad es de 17.16 m/seg y pérdida de temperatura de 0.01 K, con lo cual cumple con todos los parámetros establecidos (no superar 1K de temperatura y 18 m/seg en velocidad).

Línea “N” (distancia horizontal y vertical 3m)

Esta línea se calcula de manera práctica considerando un diámetro inferior a la línea “O”, con lo cual se tiene el diámetro de 3” SCH-40.

Línea “R” (distancia horizontal y vertical 18m)

Figura 56. Línea de gas húmedo – tramo “R”

Condiciones de funcionamiento:

Capacidad:	Evaporación:	Condensación:
Capacidad de refrigeración: 45.53 kW	Temperatura: -35.0 °C	Temperatura: 35.0 °C
Flujo másico en la línea: 477.0 kg/h	Recalentamiento antes del compresor: 0 K	Subenfriamiento: 5.0 K
Capacidad de calefacción: 60.63 kW		Subenfriamiento adicional: 0 K

Initial line connection type and size:

Conexión: Soldadura a tope acero ANSI Tamaño: ANSI 2 1/2" (65) Velocidad: 13.07 m/s

	Evaporador	Tubería de acero ANSI 2 1/2	Codo de acero 90 ANSI 2 1/2-L	Tubería de acero ANSI 2 1/2	Separador
DP de distribución:	69%	5%	26%		Total
Longitud [m]:	12.00			6.00	
Ángulo [°]:	0			-90	
DP [bar]:	0.015	0.001		0.006	0.021
DT_sat [K]:	0.3	0.0		0.1	0.5
Velocidad, ent. [m/s]:	13.07	13.31		13.33	
Estado de la válvula:	-	-		-	
Conexión:	OK	OK		OK	
Resultado:	✓	✓		✓	✓

Fuente: software coolselector2

De acuerdo al cálculo del software el diámetro escogido es de 2 1/2" SCH-40, el promedio de la velocidad es de 13.24 m/seg y pérdida de temperatura de 0.5K, con lo cual cumple con todos los parámetros establecidos (no superar 1K de temperatura y 18 m/seg en velocidad).

Línea “Q” (distancia horizontal y vertical 6m)

Esta línea se calcula de manera práctica considerando un diámetro inferior a la línea “R”, con lo cual se tiene el diámetro de 2" SCH-40.

Línea “P” (distancia horizontal y vertical 3m)

Esta línea se calcula de manera práctica considerando un diámetro inferior a la línea “Q”, con lo cual se tiene el diámetro de 1 1/2" SCH-40.

Línea “T” (distancia horizontal y vertical 6m)

Figura 57. Línea de gas seco

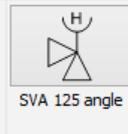
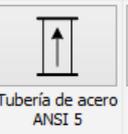
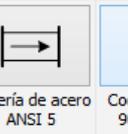
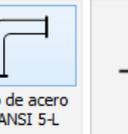
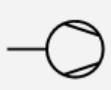
Condiciones de funcionamiento:

Capacidad:
 Capacidad de refrigeración: 233.9 kW
 Flujo másico en la línea: 783.5 kg/h
 Capacidad de calefacción: 311.5 kW

Evaporación:
 Temperatura: -35.0 °C
 Recalentamiento antes del compresor: 0 K

Condensación:
 Temperatura: 35.0 °C
 Subenfriamiento: 5.0 K
 Subenfriamiento adicional: 0 K

Initial line connection type and size:
 Conexión: Soldadura a tope acero ANSI
 Tamaño: ANSI 5" (125)
 Velocidad: 20.46 m/s

Separador						Compresor
						
	SVA 125 angle	Tubería de acero ANSI 5	Codo de acero 90 ANSI 5-L	Tubería de acero ANSI 5	Codo de acero 90 ANSI 5-L	
DP de distribución:	56%	6%	7%	23%	7%	Total
Longitud [m]:	-	1.00	-	5.00	-	
Ángulo [°]:	-	90	-	0	-	
DP [bar]:	0.003	0.000	0.000	0.001	0.000	0.005
DT_sat [K]:	0.1	0.0	0.0	0.0	0.0	0.1
Velocidad, ent. [m/s]:	19.39	20.52	20.53	20.54	20.57	
Estado de la válvula:	Abierta	-	-	-	-	
Conexión:	OK	OK	OK	OK	OK	
Resultado:	✓	✓	✓	✓	✓	✓

Fuente: software coolselector2

De acuerdo al cálculo del software el diámetro escogido es de 5" SCH-40, el promedio de la velocidad es de 20.31 m/seg y pérdida de temperatura de 0.1K, con lo cual cumple con todos los parámetros establecidos (no superar 1K de temperatura y 22 m/seg en velocidad).

Línea de gas caliente

Línea “V” (distancia horizontal y vertical 35m)

Figura 58. Línea de gas caliente

Condiciones de funcionamiento:

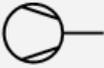
Capacidad:
 Capacidad de refrigeración: 233.9 kW
 Mass flow in evaporator: 2451 kg/h
 Capacidad de calefacción: 311.5 kW

Evaporación:
 Temperatura: -35.0 °C
 Recalentamiento antes del compresor: 0 K

Condensación:
 Temperatura: 35.0 °C
 Subenfriamiento: 5.0 K
 Subenfriamiento adicional: 0 K

Hot gas defrost
 Defrost capacity factor: 2.00
 Main hot gas supply temperature: 40.0 °C
 Defrost temperature: 15.0 °C
 Flujo másico en la línea: 1342 kg/h
 Reduced hot gas supply temperature, dew point: 15.0 °C
 Dimensioning quality: 0.0

Initial line connection type and size:
 Conexión: Soldadura a tope acero ANSI
 Tamaño: ANSI 2 1/2" (65)
 Velocidad: 11.88 m/s

Compressor	x	x	x	x	x	Hot gas line
						
	Tubería de acero ANSI 2 1/2	Codo de acero 90 ANSI 2 1/2-L	Tubería de acero ANSI 2 1/2	Codo de acero 90 ANSI 2 1/2-L	Tubería de acero ANSI 2 1/2	
DP de distribución:	19%	2%	39%	2%	39%	Total
Longitud [m]:	5.00	-	15.00	-	15.00	
Ángulo [°]:	90	-	0	-	0	
DP [bar]:	0.016	0.001	0.032	0.001	0.032	0.083
DT_sat [K]:	0.0	0.0	0.1	0.0	0.1	0.2
Velocidad, ent. [m/s]:	11.88	11.89	11.89	11.92	11.92	
Estado de la válvula:	-	-	-	-	-	
Conexión:	OK	OK	OK	OK	OK	
Resultado:	✓	✓	✓	✓	✓	✓

Fuente: software coolselector2

De acuerdo al cálculo del software el diámetro escogido es de 2 1/2" SCH-40, el promedio de la velocidad es de 11.90 m/seg y pérdida de temperatura de 0.2K, con lo cual cumple con todos los parámetros establecidos (no superar 1K de temperatura y 15 m/seg en velocidad).

Línea "W" (distancia horizontal y vertical 6m)

Figura 59. Línea de gas caliente - tramo "W"

Condiciones de funcionamiento:

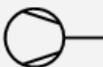
Capacidad: Capacidad de refrigeración: 158.3 kW
 Mass flow in evaporator: 1659 kg/h
 Capacidad de calefacción: 210.8 kW

Evaporación: Temperatura: -35.0 °C
 Recalentamiento antes del compresor: 0 K

Condensación: Temperatura: 35.0 °C
 Subenfriamiento: 5.0 K
 Subenfriamiento adicional: 0 K

Hot gas defrost
 Defrost capacity factor: 2.00
 Flujo másico en la línea: 908.4 kg/h
 Main hot gas supply temperature: 40.0 °C
 Reduced hot gas supply temperature, dew point: 15.0 °C
 Defrost tempera
 Dimensioning qual

Initial line connection type and size:
 Conexión: Soldadura a tope acero ANSI
 Tamaño: ANSI 2" (50)
 Velocidad: 11.47 m/s

Compresor			Hot gas line
			
	Tubería de acero ANSI 2	Codo de acero 90 ANSI 2-L	
DP de distribución:	92%	8%	Total
Longitud [m]:	6.00	-	
Ángulo [°]:	0	-	
DP [bar]:	0.015	0.001	0.016
DT_sat [K]:	0.0	0.0	0.0
Velocidad, ent. [m/s]:	11.47	11.48	
Estado de la válvula:	-	-	
Conexión:	OK	OK	
Resultado:	✓	✓	✓

Fuente: software coolselector2

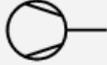
De acuerdo al cálculo del software el diámetro escogido es de 2" SCH-40, el promedio de la velocidad es de 11.48 m/seg y pérdida de temperatura de 0.0K, con lo cual cumple con todos los parámetros establecidos (no superar 1K de temperatura y 15 m/seg en velocidad).

Línea "W-1" (distancia horizontal y vertical 3m)

Esta línea se calcula de manera práctica considerando un diámetro inferior a la línea "W", con lo cual se tiene el diámetro de 1 1/2" SCH-40.

Línea "X" (distancia horizontal y vertical 18m)

Figura 60. Línea de gas caliente - tramo "X"

Hot gas defrost					
Defrost capacity factor:	2.00	Main hot gas supply temperature:	40.0 °C	Defrost temperatur	
Flujo másico en la línea:	251.8 kg/h	Reduced hot gas supply temperature, dew point:	15.0 °C	Dimensioning quali	
Initial line connection type and size:					
Conexión:	Soldadura a tope acero DIN-1	Tamaño:	DIN-EN 25 (1")	Velocidad:	10.78 m/s
Compressor					Hot gas line
					
	Tubería de acero ANSI 1	Codo de acero 90 ANSI 1-L	Tubería de acero ANSI 1	Codo de acero 90 ANSI 1-L	
DP de distribución:	34%	1%	63%	1%	Total
Longitud [m]:	6.00	-	12.00	-	
Ángulo [°]:	90	-	0	-	
DP [bar]:	0.071	0.002	0.131	0.002	0.207
DT_sat [K]:	0.2	0.0	0.3	0.0	0.5
Velocidad, ent. [m/s]:	14.83	14.90	14.91	15.06	
Estado de la válvula:	-	-	-	-	
Conexión:	OK	OK	OK	OK	
Resultado:	✓	✓	✓	✓	✓

Fuente: software coolselector2

De acuerdo al cálculo del software el diámetro escogido es de 1" SCH-80, el promedio de la velocidad es de 14.93 m/seg y pérdida de temperatura de 0.5K, con lo cual cumple con todos los parámetros establecidos (no superar 1K de temperatura y 15 m/seg en velocidad).

Línea "Y" (distancia horizontal y vertical 6m)

Esta línea se calcula de manera práctica considerando un diámetro inferior a la línea "W", con lo cual se tiene el diámetro de 3/4" SCH-80.

Línea “Z” (distancia horizontal y vertical 3m)

Esta línea se calcula de manera práctica considerando un diámetro inferior a la línea “Y”, con lo cual se tiene el diámetro de ½” SCH-80.

Tabla 6. Resultado de cálculo de tuberías del sistema frigorífico

DIAMETRO	ESTADO	LINEAS	DIVISION	UBICACIÓN	CAPACIDAD FRIGORIFICA (KW)	LONGITUD (m)
2"	GAS	DESCARGA	TRONCAL	A	233.90	18
2"			N200VM*BLE	B	233.90	3
1 1/2"			ENT. AL CONDENSADOR	C	116.95	2
1"	LIQUIDO	LIQUIDO CONDENSADOR AL RECIBIDOR	SAL. DEL CONDENSADOR	D	116.95	2
1 1/2"			TRONCAL	E	233.90	10
1 1/4"	LIQUIDO	RECIBIDOR AL SEPARADOR DE BAJA PRESION	TRONCAL	F	233.90	10
1 1/2"	LIQUIDO SUB-ENFRIADO	LIQUIDO SEPARADOR BAJA PRESION - USUARIOS	SAL. DE LA BOMBA	G	233.90	2
1 1/2"			TRONCAL	H	233.90	32
1 1/4"			TRONCAL - TUNEL	I	158.24	6
1"			USUARIO -TUNEL	K	79.12	3
3/4"			TRONCAL - C. CONG	J	45.53	18
1/2"			SUB- TRONCAL-C.C	L	22.77	6
3/8"			USUARIO-C. CONG	M	11.38	3
3"			GAS HUMEDO	SUCCION USUARIOS SEPARADOR DE BAJA PRESION	USUARIO -TUNEL	N
4"	TRONCAL - TUNEL	O			158.24	6
1 1/2"	USUARIO-C. CONG	P			11.38	3
2"	SUB- TRONCAL-C.C	Q			22.77	6
2 1/2"	TRONCAL - C. CONG	R			45.53	18
5"	TRONCAL	S			233.90	32
5"	GAS SECO	PARADOR BAJA PRESION - CO			TRONCAL	T
2 1/2"	GAS	GAS CALIENTE CONDENSADOR-USUARIOS	TRONCAL	V	233.90	35
2"			TRONCAL - TUNEL	W	158.24	6
1 1/2"			USUARIO -TUNEL	W-1	79.12	3
1"			TRONCAL - C. CONG	X	45.53	18
3/4"			SUB- TRONCAL-C.C	Y	22.77	6
1/2"			USUARIO-C. CONG	Z	11.38	3

Fuente: software coolselector2

Selección de válvulas

Las válvulas provistas para el sistema frigorífico son las requeridas para un sistema de simple etapa, el criterio para definir el esquema técnico con los respectivos kits de válvulas difiere el criterio de cada usuario.

En el caso de los usuarios, es decir del túnel de congelado (-30°C) y la cámara de congelado (-25°C), se han puesto tres kits de

válvulas por evaporador, siendo estos para línea de líquido, línea de succión y línea de gas caliente (Hot gas) incluido el retorno.

Tabla 7. Kits de válvulas por usuario

UBICACIÓN	CANT	POSICION	MODELO	DESCRIPCION	MEDIDA
CAMARA DE CONGELADOS -25°C	12	LIQUIDO	SVA10	VALVULA TIPO BOLA	3/8"
	4	LIQUIDO	FIA 15	FILTRO	1/2"
	4	LIQUIDO	EVRA 3 NS15	VALVULA SOLENOIDE	1/2"
	4	LIQUIDO	NRVA 15	VALVULA CHECK	1/2"
	4	LIQUIDO	REG-10B	VALVULA REGULADORA	3/8"
	8	SUCCION	SVA 40	VALVULA TIPO BOLA	1 1/2"
	4	SUCCION	ICLX-32 NS 40	VALVULA SERVOACCIONADAS DE 2 ETAPAS	1 1/2"
	8	HG	SVA15	VALVULA TIPO BOLA	1/2"
	4	HG	FIA 15	FILTRO	1/2"
	4	HG	ICS 25 + EVM NS 20		3/4"
	4	HG-DB	NRVA 15	VALVULA CHECK	1/2"
	4	RHG	SVA 15	VALVULA TIPO BOLA	1/2"
4	RHG	ICS 25-5 + EVM NS 20		3/4"	
TUNEL DE CONGELADO N°1 -30°C	12	LIQUIDO	SVA 20	VALVULA TIPO BOLA	3/4"
	4	LIQUIDO	FIA 20	FILTRO	3/4"
	4	LIQUIDO	EVRA 25 NS 20	VALVULA SOLENOIDE	3/4"
	4	LIQUIDO	NRVA 20	VALVULA CHECK	3/4"
	4	LIQUIDO	REG - 25 -A	VALVULA REGULADORA	1"
	8	SUCCION	SVA 80	VALVULA TIPO BOLA	3"
	4	SUCCION	ICLX - 100	VALVULA SERVOACCIONADAS DE 2 ETAPAS	4"
	8	HG	SVA 32	VALVULA TIPO BOLA	1 1/4"
	4	HG	FIA 32	FILTRO	1 1/4"
	4	HG	ICS 32 + EVM	VALVULA PILOTO SOLENOIDE	1 1/4"
	4	HG-DB	NRVA 32	VALVULA CHECK	1 1/4"
	4	RHG	SVA 25	VALVULA TIPO BOLA	1"
4	RHG	ICS 25 + CVP	VALVULA PILOTO DE ALTA PRESION	1"	
TUNEL DE CONGELADO N°2 -30°C	12	LIQUIDO	SVA 20	VALVULA TIPO BOLA	3/4"
	4	LIQUIDO	FIA 20	FILTRO	3/4"
	4	LIQUIDO	EVRA 25	VALVULA SOLENOIDE	3/4"
	4	LIQUIDO	NRVA 20	VALVULA CHECK	3/4"
	4	LIQUIDO	REG - 25 -A	VALVULA REGULADORA	1"
	8	SUCCION	SVA 80	VALVULA TIPO BOLA	3"
	4	SUCCION	ICLX - 100	VALVULA SERVOACCIONADAS DE 2 ETAPAS	4"
	8	HG	SVA 32	VALVULA TIPO BOLA	1 1/4"
	4	HG	FIA 32	FILTRO	1 1/4"
	4	HG	ICS 32 + EVM	VALVULA PILOTO SOLENOIDE	1 1/4"
	4	HG-DB	NRVA 32	VALVULA CHECK	1 1/4"
	4	RHG	SVA 25	VALVULA TIPO BOLA	1"
4	RHG	ICS 25 + CVP	VALVULA PILOTO DE ALTA PRESION	1"	

Fuente: Elaborado por el autor

Aislamiento de tanques y tuberías

El aislamiento térmico es un tema imprescindible cuando hablamos de ahorro de consumo energético pues si se quiere un sistema eficiente, las pérdidas deben reducirse todo lo posible, es importante aislar la tubería que transporta fluidos a bajas temperaturas, sobre todo cuando el fluido que se transporta está por debajo de 0°C como es el caso en la línea de líquido y succión de nuestro sistema. Del mismo modo ocurre la necesidad de aislar los tanques que contienen fluidos a bajas temperaturas, ya que de no hacerlo el vapor de agua contenida en el aire al entrar en contacto con la tubería y/o tanque a una temperatura inferior a la del congelamiento del agua, daría como resultado la formación de una capa de hielo en la superficie perjudicando así la eficiencia del sistema.

Para ello conforme al ASHRAE handbook refrigeration 2002, habrá espesores de aislamiento según las temperaturas y diámetros de tuberías vista en el ANEXO 17, siendo esto realizado con un enchaquetado con plancha de aluminio o inoxidable, con poliuretano inyectado en el espacio anular entre la tubería y la chaqueta metálica.

Figura 61. Detalle de aislamiento de tubería.



Fuente: <http://www.femeval.es/informesymanuales/Documents/Guia%20RITE/files/guia%20rite.pdf>

3.3 REVISIÓN Y CONSOLIDACIÓN DE RESULTADOS

En esta etapa se hará la revisión del resultado con un software de cálculos de carga térmica, para esto se hará el resumen de las cargas térmicas tanto del túnel de congelación como la cámara de congelado.

3.3.1 REVISIÓN DE CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA DEL TÚNEL DE CONGELACIÓN REALIZADO POR TEORÍA Y CON EL SOFTWARE.

Para esta revisión se realiza un resumen de la carga térmica ya calculada en el capítulo.

3.3.1.1 CALCULO DE CARGA TÉRMICA DEL TÚNEL.

Tabla 8. Balance de carga térmica del túnel de congelación

CARGA TERMICA		UNIDAD
CARGA TERMICA POR TRANSMISION DE CALOR POR PAREDES	26416.27	W-h / 24h
CARGA TERMICA POR INFILTRACION DE AIRE	31168.44	W-h / 24h
CARGA TERMICA POR PRODUCTO (calor sensible antes de congelacion)	173728.00	W-h / 24h
CARGA TERMICA POR PRODUCTO (calor latente)	1004600.00	W-h / 24h
CARGA TERMICA POR PRODUCTO (calor sensible despues de congelacion)	85504.00	W-h / 24h
CARGA TERMICA POR MOTORES	117092.00	W-h / 24h
CARGA SUB - TOTAL	1438508.71	W-h / 24h
FACTOR DE SEGURIDAD (10%)	143850.87	W-h / 24h
CARGA TOTAL	1582359.58	W-h / 24h
TRABAJO DE COMPRESOR HORAS :	20.00	
CARGA TERMICA TOTAL (WATTS)	79117.98	w
CARGA TERICA TOTAL (KW)	79.12	Kw

Fuente: Elaborado por el autor

Figura 62. Parámetros para el cálculo de carga térmica

Identificación del cálculo			
Ciente:	TUNEL DE CONGELACION DE TRUCHA	Fecha:	27/02/2017
Notas:			
Datos Ambientales			
Temperatura Exterior:	32.8 °C	Humedad Externa:	64 %
Temperatura Cámara:	-30.0 °C	Tipología:	Prefabricado sin suelo
Dimensiones:	Externas	Volumen Cámara:	109.27 m ³
Longitud Cámara:	6.78 m	Ancho:	4.23 m
		Alto:	3.81 m
Vitrina:	* NINGUNA *	Superficie Vitrina:	
Aislante:	PANELES DE POLIURETANO ESPUMA	Espesor Aislante:	150 mm
Tráfico:	Larga Conservación	Personas:	N. 0
		Horas:	
Iluminación:	229 watt	Tipo:	
		Duración:	
Potencia de Motores:	3,357.0 watt	Tiempo Utilización:	24 h/24
Datos de la producción			
Categoría:	PESCADO	Producto:	MAGRO FRESCO
Proceso:	Congelación	Duración Proceso:	10 h
		Embalaje:	No
Temperatura Entrada:	10.0 °C	Temperatura Salida:	-15.0 °C
Cantidad del Producto:	6,000 kg	Densidad de Carga:	55 kg/m ³
Movimientos por Día:	100 %	Horas Compresor:	20 h/24
Calcular			
Potencia Necesaria:	77,021 watt	Calcular	<input checked="" type="checkbox"/> Cálculo automático
Unidad seleccionada:		Búsqueda	Máquinas: N. 1
			Imprimir

Fuente: ZANOTTI SOFTWARE – 2016

Como se podrá observar el cálculo realizado teóricamente es casi similar al cálculo utilizando el software Zanotti, la diferencia entre ambos es de 2.1KW que equivale a 2.73% demás respecto al cálculo teórico con el cálculo usando el software.

3.3.2 REVISIÓN DE CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA DE LA CÁMARA DE CONGELADOS REALIZADO POR TEORÍA Y CON EL SOFTWARE.

Para esta revisión se realiza un resumen de la carga térmica ya calculada en el capítulo

3.3.2.1 CALCULO DE CARGA TÉRMICA DE LA CÁMARA DE CONGELADO.

Tabla 9. Balance de carga térmica de la cámara de congelado

CARGA TERMICA		UNIDAD
CARGA TERMICA POR TRANSMISION DE CALOR POR PAREDES	231996.29	W-h / 24h
CARGA TERMICA POR INFILTRACION DE AIRE	126612.99	W-h / 24h
CARGA TERMICA POR PRODUCTO (calor sensible despues de congelacion)	267200.00	W-h / 24h
CARGA TERMICA POR LUMINARIAS	36000.00	W-h / 24h
CARGA TERMICA POR MOTORES	156122.79	W-h / 24h
CARGA TERMICA POR PERSONAS	9847.60	W-h / 24h
CARGA SUB - TOTAL	827779.67	W-h / 24h
FACTOR DE SEGURIDAD (10%)	82777.97	W-h / 24h
CARGA TOTAL	910557.64	W-h / 24h
TRABAJO DE COMPRESOR HORAS :	20.00	
CARGA TERMICA TOTAL (WATTS)	45527.88	w
CARGA TERICA TOTAL (KW)	45.53	Kw

Fuente: Elaborado por el autor

Figura 63. Parámetros para el cálculo de carga térmica

Identificación del cálculo			
Cliente:	PATSAC	Fecha:	12/03/2017
Notas:	CAMARA DE CONGELADO		DUPLICAR
Datos Ambientales			
Temperatura Exterior:	32.0 °C	Humedad Externa:	64 %
Temperatura Cámara:	-25.0 °C	Tipología:	Prefabricado sin suelo
Dimensiones:	Externas	Volumen Cámara:	3,767.84 m ³
Longitud Cámara:	19.00 m	Ancho:	18.16 m
		Alto:	10.92 m
Vitrina:	* NINGUNA *	Superficie Vitrina:	m ²
Aislante:	PANELES DE POLIURETANO ESPUMA	Espesor Aislante:	150 mm
Tráfico:	Normal	Personas: N.	3
		Horas:	8 h/24
Iluminación:	1,500 watt	Tipo:	Incandescencia
		Duración:	24 h/24
Potencia de Motores:	2,238.0 watt	Tiempo Utilización:	24 h/24
Datos de la producción			
Categoría:	PESCADO	Producto:	GRASO FRESCO
Proceso:	Producto ya Congelado	Duración Proceso:	20 h
		Embalaje:	Si
Temperatura Entrada:	-15.0 °C	Temperatura Salida:	-25.0 °C
Cantidad del Producto:	48,000 kg	Densidad de Carga:	13 kg/m ³ ?
Movimientos por Día:	100 %	Horas Compresor:	20 h/24
Calcular			
Potencia Necesaria:	43,457 watt	Calcular	<input checked="" type="checkbox"/> Cálculo automático
Unidad seleccionada:		Búsqueda	Máquinas: N. 1
			Imprimir

Fuente: ZANOTTI SOFTWARE – 2016

Como se podrá observar el calculo realizado teoricamente es casi similar al calculo utilizando el software Zanotti, la diferencia entre ambos es de 2.07KW que equivale a 4.77% demas respecto al calculo teorico con el calculo usando el software.

CONCLUSIONES

- Se realizó el diseño electromecánico de un sistema frigorífico utilizando NH₃ como refrigerante para la congelación de truchas de 24 Toneladas al día, y 48 toneladas al día de almacenamiento de productos congelados, para la empresa PERUVIAN ANDEAN TROUT SAC.
- Se calculó la carga térmica para los dos túneles de congelación y la cámara de congelado.
- Se realizó la selección de los equipos frigoríficos tales como el compresor, condensador evaporativo, tanque termosifón, tanque de líquido, tanque separador de baja, bomba de amoníaco, evaporadores y set de válvulas para el sistema frigorífico.
- Se realizó el cálculo de las dimensiones de las tuberías tanto de la línea de descarga, línea de líquido, línea de líquido sub-enfriado, línea de retorno húmedo, línea de aspiración y línea de gas caliente.
- Se realizó el plano del diagrama técnico del sistema frigorífico con amoníaco.

RECOMENDACIONES

- Al realizar el cálculo de la carga térmica es muy importante saber los parámetros a considerar ya que basta que los datos que consideremos este mal, esto perjudicara a la selección de los equipos ya que podemos estar cometiendo el error de sobredimensionar los equipos (aumento del costo energético), o el otro caso de sub dimensionado (falta de potencia frigorífica para la congelación y conservación del producto).
- Al realizar la selección de los equipos frigoríficos tener en cuenta que la capacidad del equipo a seleccionar debe ser un poco mayor a la capacidad que requiere el sistema.
- Al momento de calcular las dimensiones de tuberías se debe de tener en cuenta que debemos evitar diseñar por encima de las velocidades indicadas en la línea de succión, ya que esto puede producir un arrastre de líquido en el compresor tornillo lo cual sería perjudicial en las piezas mecánicas del compresor.

BIBLIOGRAFIA

- Chris Langley. “REFRIGERACIÓN. PRINCIPIOS, PRÁCTICAS Y FUNCIONAMIENTO”, editorial Paraninfo, 2009.
- BENT WIENCKE NESTLE USA, “Sizing and desing of gravity liquid separators in industrial refrigeration”, Technical paper #3, 2002 IIR Ammonia Refrigeration Conference Kansas City, Missouri.
- Pablo Melgarejo Moreno. “CÁMARAS FRIGORÍFICAS Y TÚNELES DE ENFRIAMIENTO RÁPIDO”, Editorial AMV Ediciones, 2010.
- Prof. Faria, “CURSO DE POST-GRADUACAO”, Refrigeracao e aire acondicionado, Refrigeracao Industrial, Aplicacao e Projeto Rev. 2008.
- José Alarcón Creus. “TRATADO PRACTICO DE REFRIGERACIÓN AUTOMÁTICA”, 12ª edicion, Editorial Alfaomega Marcombo, 2000.
- Frick, “ENFRIAMIENTO DE ACEITE POR TERMOSIFON”, Equipment Manual – Section 70.
- Danfoss. “CONTROLES AUTOMÁTICOS PARA SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN INDUSTRIALES”, manual de aplicación.
- Felix Saenz Castillo. “Descarhe por gas caliente”, Danfoss S.A., 2006.
- W.F. Stoecker-J.M. Saiz Jabardo “REFRIGERACAO INDUSTRIAL”, 2da edición, Editorial Edgard Blucher LTDA, 2002.

ANEXOS

ANEXO 1: Estaciones Meteorológicas cercanas al lugar de la instalación

Estación : VON HUMBOLDT , Tipo Automática - Meteorológica 2								
Departamento : LIMA			Provincia : LIMA			Distrito : LA MOLINA		Ir : 2016-03 ▾
Latitud : 12° 4' 55.63"			Longitud : 76° 56' 21.42"			Altitud : 246		
Día/mes/año	Temperatura (°c)			Humedad (%)	Lluvia (mm)	Presion (mb)	Velocidad del Viento (m/s)	Direccion del Viento
	Prom	Max	Min					
01-Mar-2016	-48.78	30	-11342.3	-5125.92	-999	900.59	-39.88	244
02-Mar-2016	26.06	30.4	22.1	68.43	0	982.6	2.09	243
03-Mar-2016	24.83	30.2	20.5	73.46	0	983.38	1.96	247
04-Mar-2016	25.26	29.8	20.7	70.21	0	983.63	1.85	236
05-Mar-2016	25.43	31	21.7	66.75	0	984.45	2.94	84
06-Mar-2016	25.54	31.1	21.3	64.33	0	985.29	2.55	203
07-Mar-2016	24.27	29.7	21.6	72.38	0	985.34	1.1	271
08-Mar-2016	26.19	32	20.8	64.38	0	983.9	2.46	86
09-Mar-2016	25.5	31.5	21.2	70.46	0	983.9	2.33	249
10-Mar-2016	25.22	30.7	20.7	69.33	0	984.62	2.54	235
11-Mar-2016	25.54	30.7	21.6	65.88	0	984.39	2.35	257
12-Mar-2016	25.01	29.9	20.7	70.21	0	984.23	1.99	21
13-Mar-2016	25.39	31.7	21.2	70.38	0	983.67	2.41	245
14-Mar-2016	25.23	32	20.1	70	0	983.76	2.29	258
15-Mar-2016	24.63	29.8	21.3	72.88	0	983.93	2.43	257
16-Mar-2016	23.8	28.8	19.4	73.29	0	984.09	2.83	252
17-Mar-2016	24.26	29.2	19.9	72.63	0	983.05	2.46	239
18-Mar-2016	24.48	29.7	19.9	70.83	0	982.76	2.41	247
19-Mar-2016	24.35	29.7	19.6	71.71	0	982.71	2.33	58
20-Mar-2016	25.21	30.7	20.2	68.46	0	982.8	2.2	243
21-Mar-2016	26.62	31.8	19.9	62.3	0	983.48	2.51	265
22-Mar-2016	24.71	33.1	20.3	69.67	0	983.54	1.62	266
23-Mar-2016	24.47	29.9	20.6	72.29	0	983.74	1.99	258
24-Mar-2016	25.48	31.4	20.5	66.54	0	981.6	2.31	233
25-Mar-2016	24.78	30.2	20.4	69.15	0	980.72	2.87	265
26-Mar-2016	24.92	29.8	20	65.5	0	983.15	2.81	205
27-Mar-2016	25.29	30.4	19.9	65.13	0	985.15	2.5	259
28-Mar-2016	24.88	30.3	19.7	69.29	0	984.45	2.06	5
29-Mar-2016	26.22	32.3	20.5	62.75	0	984.35	2.57	77
30-Mar-2016	26.04	32.3	20.5	63.96	0	983.67	2.42	292
31-Mar-2016	24.79	29.9	20.6	71.29	0	984.66	2.39	258

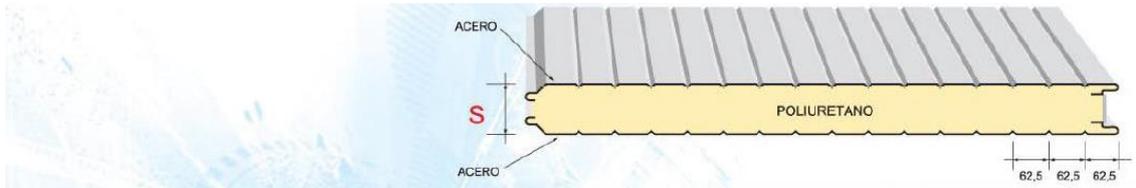
* Fuente : SENAMHI - Oficina de Estadística
 * Información sin Control de Calidad
 * El uso de esta información es bajo su entera Responsabilidad

Estación : PANTANOS DE VILLA , Tipo Convencional - Meteorológica												
Departamento : LIMA			Provincia : LIMA			Distrito : CHORRILLOS		Ir : 2006-12 ▾				
Latitud : 12° 12' 52.32"			Longitud : 76° 59' 58"			Altitud : 40						
Día/mes/año	Temperatura Max (°c)	Temperatura Min (°c)	Temperatura Bulbo Seco (°c)			Temperatura Bulbo Humedo (°c)			Precipitación (mm)		Direccion del Viento 13h	Velocidad del Viento 13h (m/s)
			07	13	19	07	13	19	07	19		
01-Dic-2006	24.5	18	18.5	23.5	19.5	18	22.2	18.4	0	0	SW	2
02-Dic-2006	24.5	18	18.5	24	19.5	18	22.8	19	0	0	SW	4
03-Dic-2006	24.5	18	18.6	24.5	19.5	18	23	18.6	0	0	SW	4
04-Dic-2006	26.5	18	18.5	22	18.8	18	20.8	18.2	0	0	SW	4
05-Dic-2006	23.5	18	18.5	21	19.8	18	19.6	19	0	0	SW	2
06-Dic-2006	22	17.5	18.5	22	19.2	18.2	21	18.4	0	0	SW	2
07-Dic-2006	24	17	18	23	18.5	17.5	21.8	17.6	0	0	SW	4
08-Dic-2006	24	17	18	23.5	19	17.5	22.2	18	0	0	SW	2
09-Dic-2006	24.5	17	18	23.6	19	17.5	22.2	18	0	0	SW	2
10-Dic-2006	25	18	18.5	24	19.5	18	22.6	18.4	0	0	SW	2
11-Dic-2006	24.5	17.5	18	23.5	19	17.5	22.2	18.2	0	0	SW	2
12-Dic-2006	24.5	18	18.2	24	19	17.6	22.2	18.4	0	0	SW	2
13-Dic-2006	24.5	18.5	19	24	20	18.5	23	19.2	0	0	SE	4
14-Dic-2006	24.5	18.5	19.2	24	19.5	18.5	22.4	18.6	0	0	SW	4
15-Dic-2006	24.5	17	17.5	24	19	16.8	22.5	18.2	0	0	SW	4
16-Dic-2006	24.5	18	18.8	24	19	18	22.2	18.2	0	0	SW	4
17-Dic-2006	24.5	18	18.8	24.2	19	18	22.2	18.2	0	0	SW	4
18-Dic-2006	25	18	18.8	24.5	19.2	18	22.6	18.2	0	0	SW	4
19-Dic-2006	24.5	18	19	24.4	19.4	18	22.8	18.4	0	0	SW	2
20-Dic-2006	24.5	18.5	19.2	24	19.2	18.2	22.2	18.2	0	0	SW	4
21-Dic-2006	24.5	18.5	19.2	24.5	20	18.5	22.6	19	0	0	SW	4
22-Dic-2006	25	18.5	19.2	24.5	19.8	18.5	22.6	18.8	0	0	SW	4
23-Dic-2006	24.5	18.5	19.2	24.4	19	18.2	22.6	18	0	0	SW	2
24-Dic-2006	24.5	18.5	19.4	24.5	19.5	18.5	22.6	18.6	0	0	SW	4
25-Dic-2006	23	17.5	18.4	23	19	17.5	21.4	18	0	0	SW	4
26-Dic-2006	25	18.5	19.5	24.5	19.5	18.6	22.8	18.8	0	0	SW	2
27-Dic-2006	23.5	19	21.4	24	19.5	20.6	22.4	18.4	0	0	SW	2
28-Dic-2006	24	19	19.5	23.5	23	19	21.5	21.8	0	0	SW	2
29-Dic-2006	24	18.5	19.2	22.4	19.4	18.4	20.6	18.4	0	0	SW	2
30-Dic-2006	24.5	18.5	19.4	24.5	19.6	18.6	22.8	18.6	0	0	SW	4
31-Dic-2006	24.5	19	19.4	24.5	19.6	18.4	22.8	18.6	0	0	SW	4

* Fuente : SENAMHI - Oficina de Estadística
 * Información sin Control de Calidad
 * El uso de esta información es bajo su entera Responsabilidad

Fuente: Senamhi

ANEXO 2: Especificación técnica del panel



S		K			R			Peso panel Kg/m ²		W					W						
Pulg	mm	Kcal/ m ² ·h·°C	Watt/ m ² ·°C	BTU/ pie ² ·h·°F	m ² ·h·°C/ Kcal	m ² ·°C/ Watt	pie ² ·h·°F/ BTU	Cal. 28/28	W=Kg/ m ²	40	60	80	100	120	150	40	60	80	100	120	150
3"	80	0.22	0.26	0.05	4.55	0.05	22.10	0.70	f=	6.00	5.20	4.65	4.25	3.90	0.05	5.52	4.80	4.00	3.70	3.35	3.00
4"	100	0.18	0.21	0.04	5.55	4.76	27.13	10.59	f=	7.00	5.80	5.15	4.75	4.30	3.70	6.03	4.90	4.45	4.10	3.75	3.20
5"	125	0.15	0.18	0.03	6.67	5.56	32.55	11.54	f=	8.10	6.52	5.80	5.35	4.83	4.12	8.05	6.48	5.01	4.60	4.21	3.58
6"	150	0.12	0.14	0.02	8.33	7.14	40.08	12.49	f=	9.00	7.16	6.35	5.88	5.27	4.49	9.95	7.80	5.58	5.10	4.58	3.95

La tabla se da como guía, no incluye las presiones de aire que se generan en las cámaras frigoríficas.

Los valores indicados en las tablas corresponden a el claro/luz (f) permisible con la carga máxima uniformemente distribuida (W). Las longitudes han sido determinadas en ensayos prácticos de modo que garantizan una flecha $f <= l/200$ y un coeficiente de seguridad 3 respecto a la carga de ruptura, conforme a lo indicado en la norma UEAtc relativa a los paneles de sandwich que han sido elaboradas y son aplicadas por entidades europeas de certificación de primer orden.

METECNO presenta esta ficha como una guía y no se responsabiliza del uso que se le dé. Se reserva el derecho de modificar la información sin previo aviso.

Fuente: Empresa Metecno.

ANEXO 3: Tabla de cambio de aire promedio

TABLE 10-9B. Average Air Changes per 24 Hours for Storage Rooms below 32° F due to Door Opening and Infiltration

(Does not apply to rooms using ventilating ducts or grilles)

Volume cu ft	Air Changes per 24 hr						
250	29.0	1,000	13.5	5,000	5.6	25,000	2.3
300	26.2	1,500	11.0	6,000	5.0	30,000	2.1
400	22.5	2,000	9.3	8,000	4.3	40,000	1.8
500	20.0	2,500	8.1	10,000	3.8	50,000	1.6
600	18.0	3,000	7.4	15,000	3.0	75,000	1.3
800	15.3	4,000	6.3	20,000	2.6	100,000	1.1

NOTE: (1) For storage rooms with anterooms, reduce air changes to 50% of values in table.
For heavy duty usage, add 50% to values given in table.

(2) For locker plant rooms, double the above table values.

From *ASRE Data Book*, Design Volume, 1949 Edition, by permission of the American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers.

Fuente: ASRE data book, design volume, 1949.

ANEXO 4: Tabla de factor de aire removido

TABLA 10-8B. ^kCALORIAS POR M³, RETIRADAS AL ENFRIAR A CONDICIONES DE ALMACENAMIENTO INFERIORES A -1.1°C.

Temperatura del aire de entrada °C

Temperatura del cuarto de almacenamiento °C	4.44°C		10.0°C		26.7°C		32.2°C		37.8°C	
	Humedad relativa del aire, %									
	70	80	70	80	50	60	50	60	50	60
- 1.11°	2.13	2.58	5.16	5.87	15.04	16.64	20.11	22.51	26.25	29.81
- 3.89°	3.64	4.00	6.67	7.38	16.55	18.24	21.71	24.11	27.94	31.50
- 6.67°	4.98	5.42	8.09	8.81	18.15	19.75	23.31	25.81	29.63	33.19
- 9.44°	6.31	6.67	9.43	10.14	19.58	21.27	24.92	27.32	31.23	34.88
- 12.1°	7.56	7.92	10.59	11.30	21.18	22.42	26.07	28.48	32.39	35.95
- 15.0°	8.72	9.16	11.92	12.63	22.33	24.11	27.76	30.26	34.17	38.00
- 17.8°	9.96	10.43	13.17	13.88	23.85	25.45	29.19	31.68	35.68	39.40
- 20.55°	10.94	11.39	14.15	14.86	24.83	26.52	30.34	32.84	36.93	40.57
- 23.33°	12.05	12.54	15.39	16.10	26.07	27.85	31.68	34.26	38.35	42.08
- 26.11°	13.35	13.61	16.46	17.17	27.14	28.92	32.66	35.24	39.33	43.25
- 28.88°	14.50	14.95	17.88	18.60	28.83	30.61	34.53	37.20	41.47	45.10
- 31.66°	15.75	16.02	18.86	19.66	30.08	31.68	35.60	38.27	42.54	46.30
- 34.44°	16.91	17.35	20.38	21.18	31.59	33.46	37.46	40.13	44.50	48.40

Reproducida de *Refrigeration Engineering Data Book* por cortesía de la American Society of Refrigerating Engineers.

Fuente: ASRE data book, design volume, 1949.

ANEXO 5: Temperatura de congelación del pescado

PRODUCTO	Temperatura de congelación (°C)
Carnes de Aves	-2.7
Carnes de Conejo	-2.7
Carnes de Ovino	-2
Carnes de Porcino	-2
Carnes de Vacuno	-2
Frutas frescas	de -0.3 a -3
Hortalizas	de -0.5 a -1.5
Huevos	-2.2
Leches	-0.6
Mantequillas	-5.6
Pescados	-2.2
Queso	-1.7

Fuente: Pablo Melgarejo Moreno, 2010.

ANEXO 6: Propiedades físicas del pescado.

PRODUCTO	"c _p " antes Cong. [kJ/kg°C]	"c _p " después Cong. [kJ/kg°C]	Calor latente Cong. [kJ/kg]
Pescados desvicerados:			
Lenguado	3,56	1,67	251,15
Bacalao fresco	3,56	1,67	251,15
Truchas	3,56	1,67	251,15
Angulas	3,14	1,93	192,55
Arenque fresco	3,56	2,01	251,15
Atún	3,47	1,97	238,59
Salmón	3,26	1,93	213,48
Crustáceo/Molusco:			
Ostras	0,84	0,44	263,71
Cangrejo/Langosta	0,81	0,43	259,52

Fuente: <http://www.upv.es/entidades/DTRA/infoweb/dtra/info/U0639388.pdf>

ANEXO 7: Tabla de emisión de calor calorífico de motores eléctricos

Sistema métrico decimal			
TABLA 10-15. EQUIVALENTE CALORIFICO DE MOTORES ELECTRICOS			
Kcal/hp-h			
hp del motor	Carga conectada en el espacio refrigerado ¹	Pérdidas del motor fuera del espacio refrigerado ²	Carga conectada fuera del espacio refrigerado ³
1/8 a 1/2	1 071	641.34	428.40
1/2 a 3	932.40	641.34	289.80
3 a 20	743.46	641.34	100.80

¹ Para usarse cuando tanto las pérdidas del motor como la salida útil se disipan dentro del espacio refrigerado. Motores para ventiladores de circulación forzada en enfriadores unitarios.

² Para usarse cuando las pérdidas del motor son disipadas fuera del espacio refrigerado y el trabajo del motor se emplea dentro de este espacio. Bombeo en un sistema de salmuera o agua de enfriamiento circulante, motor de ventilador fuera del espacio refrigerado que mueve al ventilador dentro del espacio.

³ Para usarse cuando las pérdidas de calor en el motor se disipan dentro del espacio refrigerado y el trabajo útil se efectúa fuera de este espacio. Motor en espacio refrigerado, moviendo bomba o ventilador localizado fuera del espacio.

Del ASRE Data Book, Design Volume, Edición 1949, con permiso de la American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers.

Fuente: ASRE data book, design volume, 1949.

ANEXO 8: Tabla de calor equivalente de persona.

TABLE 10-16. Heat Equivalent of Occupancy

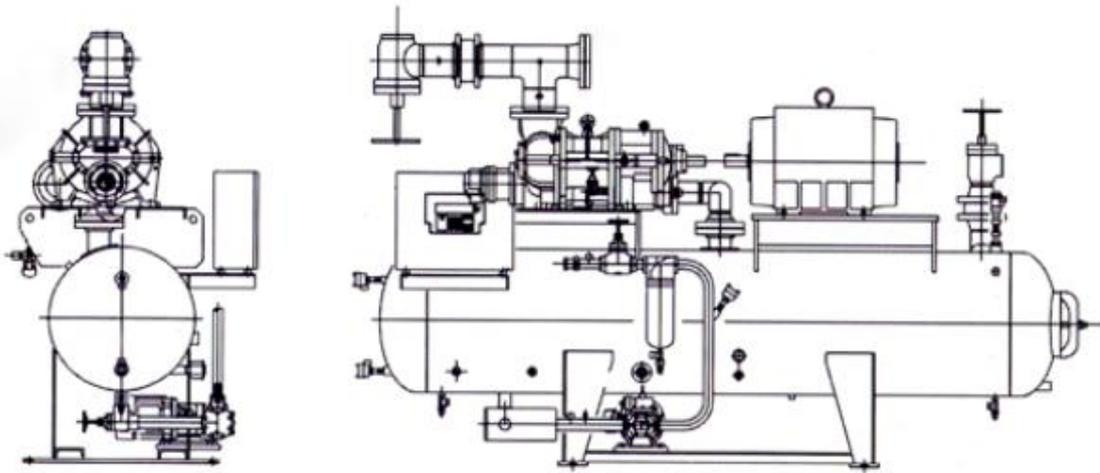
Cooler Temperature, F	Heat Equivalent/Person Btu/hr
50	720
40	840
30	950
20	1050
10	1200
0	1300
-10	1400

From *ASRE Data Book*, Design Volume, 1949 Edition, by permission of the American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers.

Fuente: ASRE data Book, design volume, 1949.

ANEXO 9: Datos del compresor Mycom

SINGLE STAGE SCREW COMPRESSOR :	4.11	MYCOMW 4.11ep_j			
DATE :		01/10/2017			
MODEL :		N200VM*-LBE			
REFRIGERANT :		AMMONIA			
CAPACITY :	[kW]	233.9			
CAPACITY :	[TR]	66.5			
ABSORBED POWER :	[kW]	215.7			
			SWEPT VOLUME :	[m3/h]	1220
SPEED :	[rpm]	3550	LOAD(VOL. FLOW RATE) :	[%]	100
INDICATOR POSITION :	[%]	100	DISCHARGE TEMP. :	[degC]	85.5
CONDENSING TEMP. :	[degC]	35	REFRIG. FLOW RATE SUC. :	[m3/h]	819
EVAPORATIVE TEMP. :	[degC]	-35	REFRIG. FLOW RATE DIS. :	[m3/h]	97.1
SUCTION SUPERHEAT :	[degC]	5	REFRIG. FLOW RATE SUC. :	[kg/h]	657.4
LIQUID SUBCOOLING :	[degC]	5	REFRIG. FLOW RATE DIS. :	[kg/h]	783.3
SUCTION TEMP. :	[degC]	-30	INJECT. OIL FLOW RATE :	[L/min]	56.6
OIL SUPPLY TEMP. :	[degC]	40	LUB. OIL FLOW RATE :	[L/min]	68.5
SUCTION PRESS. :	[MPaA]	0.093	F.SIDE OIL FLOW RATE :	[L/min]	8.94
DISCHARGE PRESS. :	[MPaA]	1.35	*TOTAL* OIL FLOW RATE :	[L/min]	134
OIL SUPPLY PRESS. :	[MPaA]	1.54	OIL HEAT REJECTION :	[kW]	172.3
SUCTION PRES. DROP :	[MPaA]	0	OIL SPEC HT :	[J/kgK]	1930
DISCHARGE PRES. DROP :	[MPaA]	0	OIL DENSITY :	[kg/m3]	880
INTERMED. TEMP. :	[degC]	-19	COP :	[-]	1.08
INTERMED. PRESS. :	[MPaA]	0.199			
INTERMED. SUPERHEAT :	[degC]	0	--- SUPER HEAT is NOT counted in refrigeration capacity -		
LIQUID SUBCOOLING :	[degC]	5			
REFRIG. FLOW RATE :	[m3/h]	75.4	--- WITH WATER COOLED OIL COOLER ---		
REFRIG. FLOW RATE :	[kg/h]	125.9			
HEAT REJECTION :	[kW]	38.3	--- WITH LIQUID SUBCOOLER ---		



DIMENSIONES Y PESOS

A (mm)	B (mm)	C (mm)	L (mm)	H (mm)	W (mm)	Con. Suc. (mm)	Con. Des. (mm)	Peso Aprox. (kg)
1193.8	711.2	863.6	2717.8	1727.2	1295.4	101.6	50.8	1360.776
1193.8	711.2	939.8	2794	1727.2	1295.4	101.6	80.8	1383.4556
1193.8	711.2	965.2	2819.4	1803.4	1219.2	101.6	63.5	1542.2128
1193.8	863.6	990.6	3251.2	1930.4	1295.4	101.6	63.5	2154.562
1270	863.6	1041.4	3320	1930.4	1295.4	101.6	76.2	2177.2416
1270	863.6	1219.2	3479.8	2057.4	1346.2	127	76.2	2472.0764
1270	965.2	1168.4	3860.8	2286	1498.6	152.4	101.6	3017.1052
1524	965.2	1219.2	3911.6	2286	1498.6	152.4	101.6	3152.4644
1524	965.2	1270	3962.2	2413	1727.2	152.4	101.6	3900.8912
1524	965.2	1270	3962.4	2413	1727.2	152.4	101.6	3900.8912
2286	1066.8	1320.8	2775.2	2717.8	2032	203.2	101.6	5329.706
2286	1066.8	1320.8	2775.2	2717.8	2032	203.2	127	5329.706
2286	1066.8	1397	4851.4	2717.8	2032	203.2	127	5420.4244
2286	1066.8	1498.6	4953	2844.8	1879.6	203.2	127	6735.8412

Fuente: Mycom select software – 2016

ANEXO 10: Tabla de selección de condensador evaporativo.

MODELO	CONDENSADORES EVAPORATIVOS CONDENSADORES EVAPORATIVOS					BOMBAS DE CIRCULAÇÃO BOMBAS DE CIRCULACIÓN			VENTILADORES VENTILADORES			CONEXÕES CONEXIONES					PESO PESO [kgf]		
	Capac. Nominal Capacidad Nominal kcal/h	Dimensões Dimensiones [mm]				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 [pol] Repos. d'agua	Dreno [pol] Dreno	Vazio Vacio	Operação* Operación
		A	B	C	Compr. Total							Q C u a n t i d a d	Diam. [pol] Diámetro	Q C u a n t i d a d	Diam. [pol] Diámetro				
CETF 50_60Hz																			
CETF 0075	75.000	1080	1070	2850	1530	1	0,75cv-2p	10	1	1 cv	10.000	1	1 ½	1	1 ½	1	2 ½	800	1125
CETF 0110	110.000	1580	1070	2850	2030	1	1,5cv-2p	20	1	1,5 cv	13.500	1	1 ½	1	1 ½	1	2 ½	1180	1515
CETF 0150	115.000	2080	1070	2850	2530	1	1,5cv-2p	20	2	1 cv	20.000	1	2	1	1 ½	1	2 ½	1550	1997
CETF 0190	190.000	2580	1070	2850	3030	1	2cv-2p	30	2	1 cv	20.000	1	2	1	1 ½	1	2 ½	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 ½	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 ½	2550	3522
CETF 0350	350.000	3080	1570	2850	3530	1	3cv-2p	50	3	1,5 cv	40.500	1	3	1	2 ½	1	2 ½	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 ½	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 ½	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 ½	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 ½	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 ½	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 ½	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 ½	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 ½	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 ½	2 ½	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 ½	2 ½	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 ½	2 ½	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 ½	2 ½	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 ½	2 ½	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 ½	2 ½	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 ½	2 ½	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 ½	2 ½	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 ½	2 ½	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 ½	2 ½	22600	31764

Fuente: <http://www.mebrafe.com.br/produtos/id/5/condensadores-evaporativos>

ANEXO 11: Ficha técnica del evaporador del túnel de congelación.



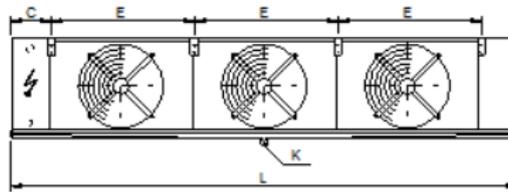
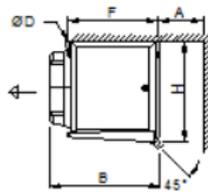
Fecha: 2017-03-07
 Solicitud del:
 Proyecto:
 No. de oferta:
 Posición:
 Responsable:

Evaporador inundado AGHN 090.2H/312-HOL/8P.M

Capacidad:	79.1 kW	Refrigerante:	NH3 (R717)
Capacidad por dif. de temp.:	15.79 kW/K	Temp. de evaporación:	-35.0 °C
Superficie de reserva:	8.0 %	Tasa de alimentación (bomba):	4.0
Caudal de aire:	76400 m ³ /h ⁽¹⁾		
Temp. de aire:	-30.0 °C		
Humedad rel.:	95 %		
Presión atmosf.:	1013 mbar		
Ventiladores:	3 Unidad(es) 3~460V 60HzY/(-)	Diámetro del ventilador:	900 mm
Datos por motor (datos nominales):		Nivel de presión sonora:	64 dB(A)
Revoluciones:	700 min-1 / (-)	a una distancia de:	3.0 m
Capacidad:	2.20 kW, 1 1/2 hp mecánico		
Corriente:	4.10 A	Tiro de aire:	aprox. 35 m ⁽²⁾
Caja: Acero galvanizado, Pintada en polvo blanco brillante		Tubos intercambiador:	Acero inox. AISI 304
Superf. de intercambio:	560.5 m ²	Aletas:	Aluminio
Volumen de tubos:	222.1 l	Entrada:	1" NPS (33.40 mm)
Paso de aleta:	12.00 mm	Colector de aspiración:	3" NPS (88.90 mm)
Peso vacío:	1134 kg ⁽³⁾		
Presión de servicio máxima:	32.0 bar		

Dimensiones:

- L = 6110 mm
- B = 1220 mm
- H = 1560 mm
- E = 1800 mm
- F = 990 mm
- C = 460 mm
- A = 900 mm
- ØD = 18 mm
- K = G2



Atención: ¡Dibujo y dimensiones pueden variar dependiendo de los accesorios incluidos!

Precio unitario	31967.00 USD
Accesorios	
Deshielo por gas caliente de la batería	0.00 USD
Deshielo por gas caliente de la bandeja	3330.00 USD
Precio total	35297.00 USD
Total (Precio de lista sin IVA, inclusive embalaje)	35297.00 USD
Tipo de entrega:	
Condiciones de pago:	
Plazo de entrega:	

,2009.11/2009-05-26, P.L. 1/2009

Fuente: Software de selección GUNTHER.

ANEXO 12: Ficha técnica del evaporador del túnel de congelación.



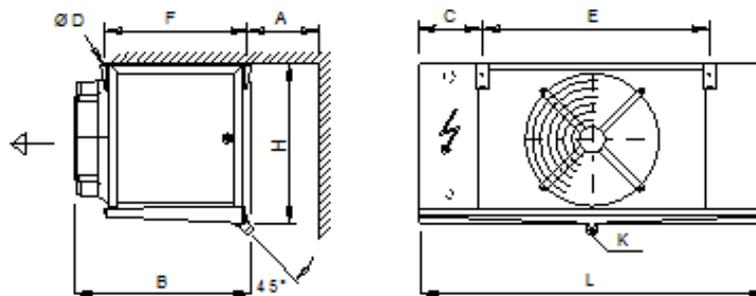
Fecha: 2017-03-12
 Solicitud del:
 Proyecto:
 No. de oferta:
 Posición:
 Responsable:

Evaporador inundado AGHN 071.2H/112-H2L/36P.M ¡Sólo para el cálculo!

Capacidad:	11.4 kW	Refrigerante:	NH3 (R717)
Capacidad por dif. de temp.:	2.51 kW/K	Temp. de evaporación:	-30.0 °C
Superficie de reserva:	12.7 %	Tasa de alimentación (bomba):	4.0
Caudal de aire:	14230 m ³ /h ⁽¹⁾		
Temp. de aire:	-25.0 °C ⁽²⁾		
Humedad rel.:	95 %		
Presión atmosf.:	1013 mbar		
Ventiladores:	1 Unidad(es) 3*460V60Hz/(-)	Diámetro del ventilador:	710 mm
Datos por motor (datos nominales):		Nivel de presión sonora:	63 dB(A)
Revoluciones:	1725 min-1 / (-)	a una distancia de:	3.0 m
Capacidad:	1 1/2 hp mecánico		
Corriente:	2.40 A	Tiro de aire:	aprox. 32 m ⁽³⁾
Caja: Acero galvanizado, Pintada en polvo blanco brillante		Tubos intercambiador:	Acero inox. AISI 304
Superf. de intercambio:	84.7 m ²	Aletas:	Aluminio
Volumen de tubos:	37.9 l	Entrada:	1/2" NPS (21.34 mm)
Paso de aleta:	12.00 mm	Colector de aspiración:	1 1/4" NPS (42.16 mm)
Peso vacío:	249 kg ⁽⁴⁾		
Presión de servicio máxima:	32.0 bar		

Dimensiones:

- L = 2100 mm
- B = 1100 mm
- H = 965 mm
- E = 1360 mm
- F = 865 mm
- C = 380 mm
- A = 700 mm
- ØD = 18 mm
- K = G2



Atención: ¡Dibujo y dimensiones pueden variar dependiendo de los accesorios incluidos!

Precio unitario	9178.00 USD
Accesorios	
Deshielo por gas caliente de la batería	0.00 USD
Deshielo por gas caliente de la bandeja	1157.00 USD
Precio total	10335.00 USD
Total (Precio de lista sin IVA, inclusive embalaje)	Determination by calculation department

Fuente: Software de selección GUNTHER.

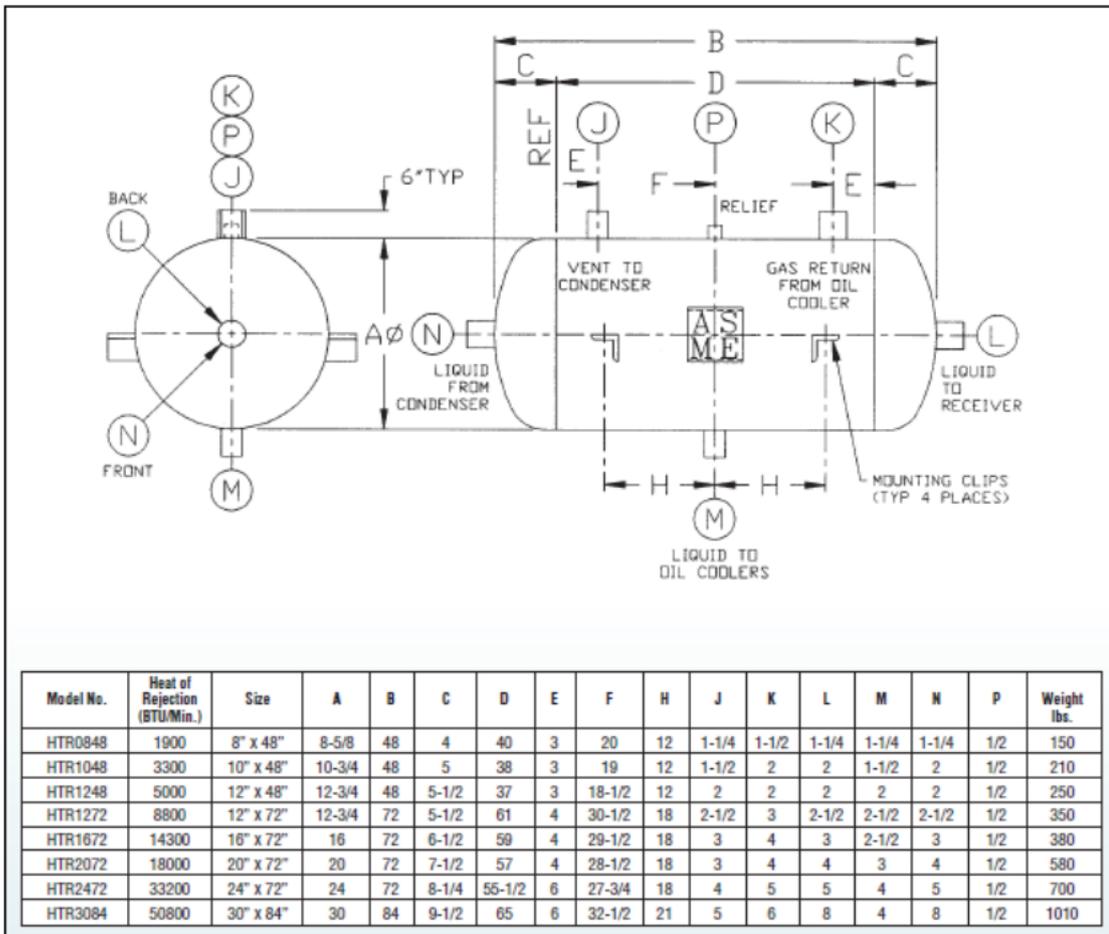
ANEXO 13. Propiedades termodinámicas del refrigerante R-717 (NH₃) Saturado.

T [°C]	p [kPa]	v _l [l/kg]	v _v [l/kg]	h _l [kJ/kg]	h _{lv} [kJ/kg]	h _v [kJ/kg]	s _l [kJ/kg·K]	s _v [kJ/kg·K]
-40	71,66	1,449	1554	19,17	1388,6	1407,8	0,2867	6,2428
-39	75,59	1,452	1478	23,59	1385,8	1409,4	0,3056	6,2242
-38	79,68	1,454	1407	28,01	1383,0	1411,0	0,3245	6,2058
-37	83,96	1,457	1340	32,44	1380,1	1412,6	0,3432	6,1876
-36	88,42	1,459	1277	36,88	1377,2	1414,1	0,3619	6,1696
-35	93,07	1,462	1217	41,32	1374,4	1415,7	0,3806	6,1518
-34	97,92	1,465	1161	45,77	1371,5	1417,2	0,3992	6,1341
-33	103	1,467	1107	50,22	1368,6	1418,8	0,4177	6,1166
-32	108,2	1,47	1057	54,67	1365,6	1420,3	0,4362	6,0993
-31	113,7	1,473	1009	59,14	1362,7	1421,8	0,4547	6,0822
-30	119,4	1,475	964,2	63,60	1359,7	1423,3	0,4730	6,0652
-29	125,3	1,478	921,4	68,07	1356,7	1424,8	0,4914	6,0484
-28	131,5	1,481	881	72,55	1353,7	1426,3	0,5096	6,0318
-27	137,9	1,484	842,6	77,03	1350,7	1427,8	0,5278	6,0153
-26	144,6	1,486	806,2	81,52	1347,7	1429,2	0,5460	6,0000
-25	151,5	1,489	771,7	86,01	1344,7	1430,7	0,5641	5,9828
-24	158,6	1,492	739	90,51	1341,6	1432,1	0,5821	5,9668
-23	166,1	1,495	707,9	95,01	1338,5	1433,5	0,6001	5,9509
-22	173,8	1,498	678,4	99,52	1335,4	1434,9	0,6180	5,9352
-21	181,8	1,501	650,4	104,03	1332,3	1436,3	0,6359	5,9196
-20	190,1	1,503	623,7	108,55	1329,1	1437,7	0,6538	5,9041
-19	198,7	1,506	598,4	113,07	1326,0	1439,0	0,6715	5,8888
-18	207,6	1,509	574,2	117,60	1322,8	1440,4	0,6893	5,8736
-17	216,8	1,512	551,3	122,13	1319,6	1441,7	0,7069	5,8586
-16	226,3	1,515	529,4	126,67	1316,4	1443,1	0,7246	5,8437
-15	236,2	1,518	508,6	131,22	1313,2	1444,4	0,7421	5,8289
-14	246,4	1,521	488,8	135,76	1309,9	1445,7	0,7597	5,8142
-13	257	1,524	469,8	140,32	1306,6	1446,9	0,7771	5,7997
-12	267,9	1,527	451,8	144,88	1303,3	1448,2	0,7946	5,7852
-11	279,1	1,53	434,6	149,44	1300,0	1449,5	0,8120	5,7709
-10	290,8	1,534	418,2	154,01	1296,7	1450,7	0,8293	5,7568
-9	302,8	1,537	402,5	158,58	1293,3	1451,9	0,8466	5,7427
-8	315,2	1,54	387,5	163,16	1290,0	1453,1	0,8638	5,7287
-7	328	1,543	373,2	167,75	1286,6	1454,3	0,8810	5,7149
-6	341,2	1,546	359,6	172,34	1283,2	1455,5	0,8981	5,7011
-5	354,9	1,55	346,5	176,94	1279,7	1456,7	0,9152	5,6875
-4	368,9	1,553	334	181,54	1276,3	1457,8	0,9323	5,6740
-3	383,4	1,556	322,1	186,15	1272,8	1458,9	0,9493	5,6605
-2	398,3	1,559	310,6	190,76	1269,3	1460,1	0,9662	5,6472
-1	413,7	1,563	299,7	195,38	1265,8	1461,1	0,9831	5,6340

T [°C]	p [kPa]	v_l [l/kg]	v_v [l/kg]	h_l [kJ/kg]	h_{lv} [kJ/kg]	h_v [kJ/kg]	s_l [kJ/kg·K]	s_v [kJ/kg·K]
0	429,6	1,566	289,2	200,00	1262,2	1462,2	1,0000	5,6208
1	445,9	1,569	279,1	204,63	1258,7	1463,3	1,0168	5,6078
2	462,6	1,573	269,5	209,27	1255,1	1464,3	1,0336	5,5949
3	479,9	1,576	260,3	213,91	1251,5	1465,4	1,0504	5,5820
4	497,7	1,58	251,4	218,55	1247,8	1466,4	1,0670	5,5692
5	516	1,583	242,9	223,21	1244,2	1467,4	1,0837	5,5566
6	534,8	1,587	234,8	227,87	1240,5	1468,4	1,1003	5,5440
7	554,1	1,59	227	232,53	1236,8	1469,3	1,1169	5,5314
8	573,9	1,594	219,5	237,20	1233,1	1470,3	1,1334	5,5190
9	594,3	1,597	212,3	241,88	1229,3	1471,2	1,1499	5,5067
10	615,3	1,601	205,3	246,57	1225,5	1472,1	1,1664	5,4944
11	636,8	1,605	198,7	251,26	1221,7	1473,0	1,1828	5,4822
12	658,9	1,608	192,3	255,96	1217,9	1473,9	1,1992	5,4701
13	681,6	1,612	186,1	260,66	1214,1	1474,7	1,2155	5,4581
14	704,9	1,616	180,2	265,37	1210,2	1475,5	1,2318	5,4461
15	728,8	1,619	174,5	270,09	1206,3	1476,4	1,2481	5,4342
16	753,3	1,623	169,1	274,81	1202,3	1477,2	1,2643	5,4224
17	778,5	1,627	163,8	279,54	1198,4	1477,9	1,2805	5,4106
18	804,2	1,631	158,7	284,28	1194,4	1478,7	1,2967	5,3989
19	830,7	1,635	153,8	289,03	1190,4	1479,4	1,3128	5,3873
20	857,8	1,639	149,1	293,78	1186,4	1480,1	1,3289	5,3757
21	885,5	1,643	144,6	298,54	1182,3	1480,8	1,3449	5,3642
22	914	1,647	140,2	303,31	1178,2	1481,5	1,3610	5,3527
23	943,1	1,651	136	308,09	1174,1	1482,2	1,3770	5,3413
24	972,9	1,655	132	312,88	1169,9	1482,8	1,3929	5,3300
25	1003	1,659	128,1	317,67	1165,8	1483,4	1,4089	5,3187
26	1035	1,663	124,3	322,47	1161,5	1484,0	1,4248	5,3075
27	1067	1,667	120,6	327,28	1157,3	1484,6	1,4406	5,2963
28	1100	1,672	117,1	332,10	1153,0	1485,1	1,4565	5,2852
29	1133	1,676	113,7	336,92	1148,7	1485,7	1,4723	5,2741
30	1167	1,68	110,4	341,76	1144,4	1486,2	1,4881	5,2631
31	1202	1,685	107,3	346,60	1140,0	1486,6	1,5038	5,2521
32	1238	1,689	104,2	351,46	1135,7	1487,1	1,5196	5,2411
33	1275	1,693	101,3	356,32	1131,2	1487,5	1,5353	5,2302
34	1312	1,698	98,39	361,19	1126,8	1488,0	1,5510	5,2194
35	1351	1,702	95,63	366,07	1122,3	1488,3	1,5666	5,2086
36	1390	1,707	92,96	370,97	1117,7	1488,7	1,5822	5,1978
37	1430	1,712	90,37	375,87	1113,2	1489,1	1,5979	5,1870
38	1471	1,716	87,87	380,78	1108,6	1489,4	1,6134	5,1763
39	1513	1,721	85,45	385,70	1104,0	1489,7	1,6290	5,1657

Fuente: W.F. Stoecker – J.M. Saiz Jabardo, 2002.

ANEXO 14. Tabla de selección del termosifón



Fuente: catálogo EVAPCO de selección de tanque de refrigeración industrial

ANEXO 15. Especificaciones técnicas de la Bomba de amoniaco.

6.0.93.0



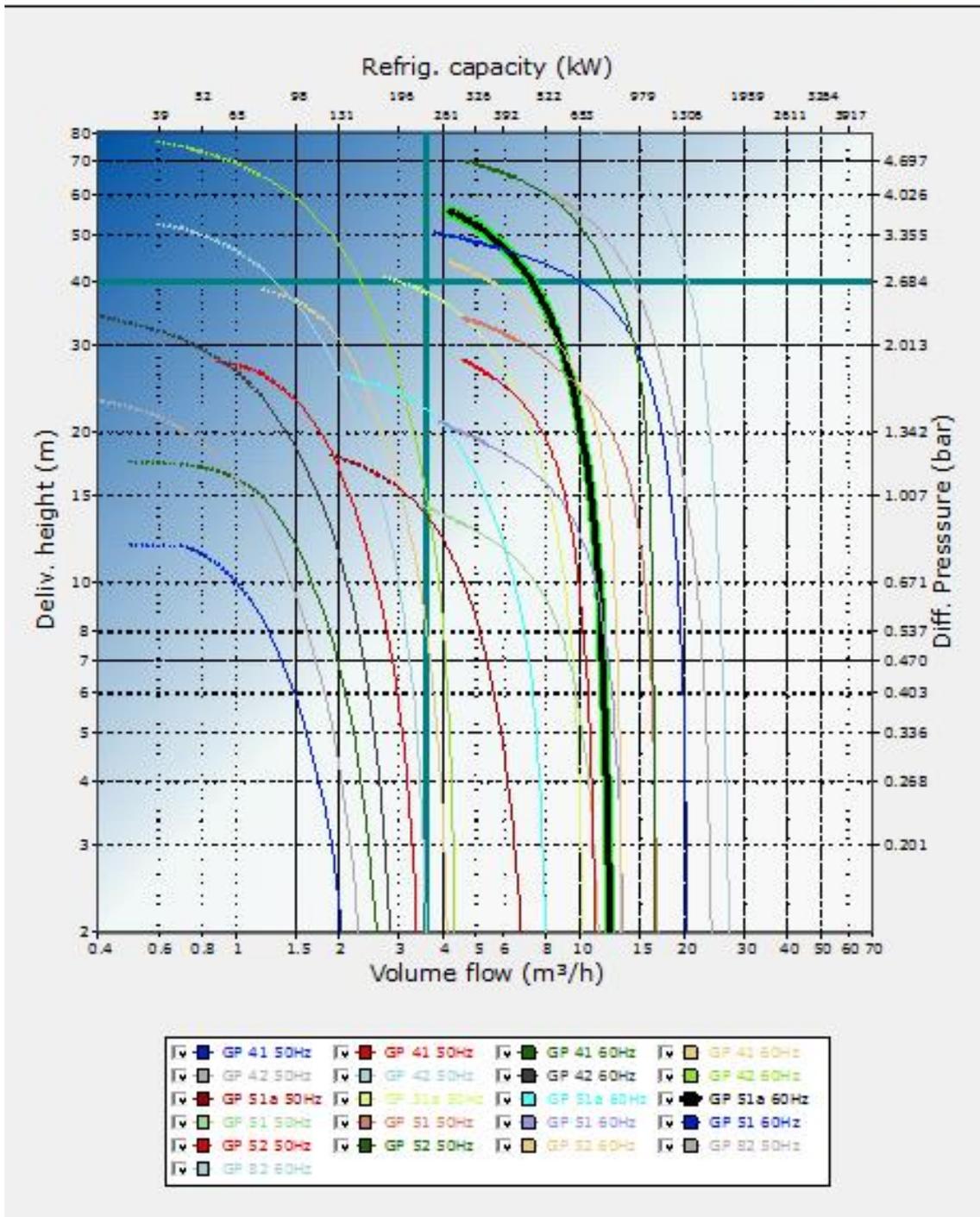
Input

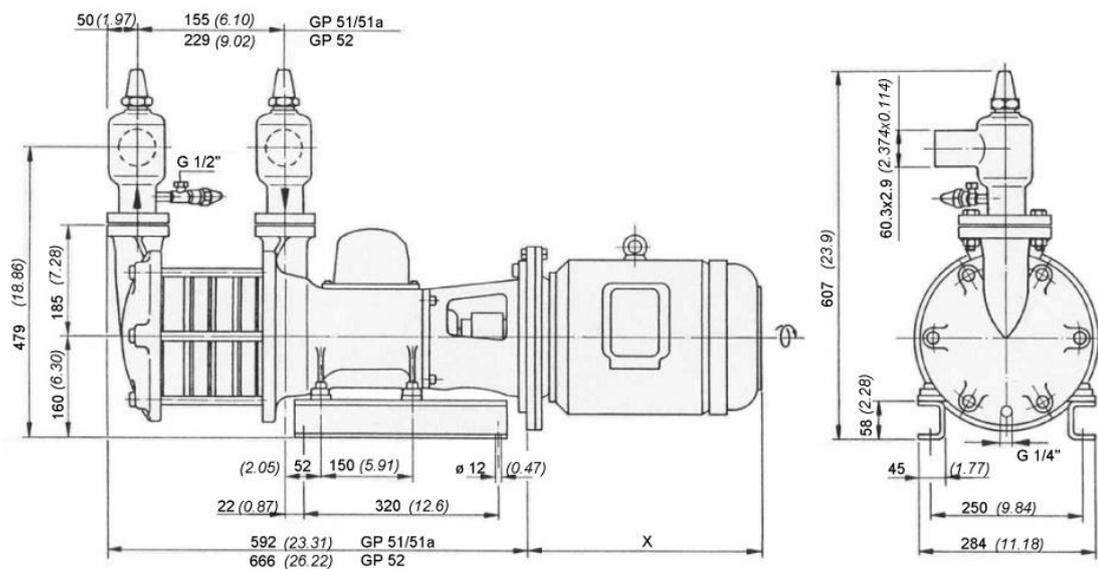
Refrigerant	R717		
Evaporating Temperature	-35.0 °C		
Refrig. capacity	233.9 kW	Volume flow	3.58 m ³ /h
Deliv. height	40.0 m	Pressure drop	2.68 bar
Recirculation Factor	4.0	Frequency	60 Hz

Results

Pump type	<u>GP 51a</u>		
Actual delivery height	40.0 m	Act. vol flow	7.28 m ³ /h
Revolutions per minute	1740 1/min	Minimal volume flow	0.00 m ³ /h
Weight	112.00 kg	Insulation class terminal box	IP 55
Required downleg diameter	DN100	Maximum current	0.0 A
Overflow valve: DN20	50.0 m	Motor power	4.8 kW
Pressure overflow valve	3.36 bar		

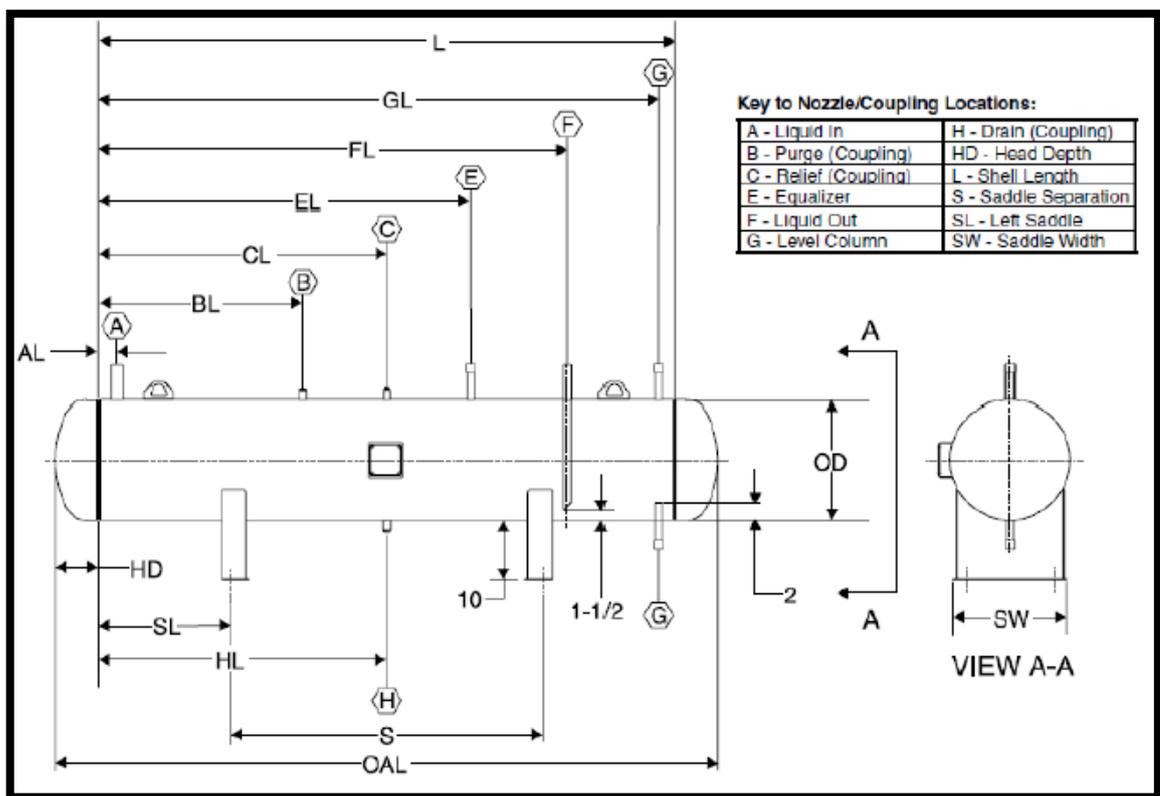


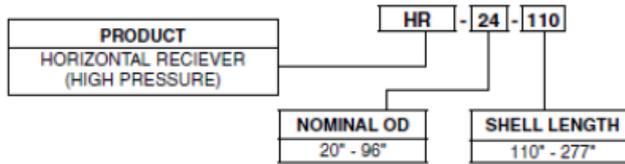




Fuente: Software de selección WITT

ANEXO 16. Tabla de selección de tanque receptor de líquido.





DIMENSIONAL DATA ⁽¹⁾

MODEL NUMBER	MAWP (psig)	VESSEL		Dry Weight (lb)	VOLUME ⁽²⁾ (ft ³)	R-717 ⁽³⁾ (lbf)	L	HD
		OD (in.)	OAL (in.)					
HR-20-110	300	20	110%	850	17.9	592	96	7 ³ / ₁₆
HR-20-134	300	20	134%	1,030	22.0	726	120	7 ³ / ₁₆
HR-24-136	300	24	136%	1,260	32.4	1,069	120	8 ⁹ / ₁₆
HR-24-160	300	24	160%	1,480	38.3	1,264	144	8 ⁹ / ₁₆
HR-24-184	300	24	184%	1,700	44.2	1,459	168	8 ⁹ / ₁₆
HR-30-163	250	30	163%	1,880	61.3	2,027	144	9 ¹ / ₁₆
HR-30-187	250	30	187%	2,160	70.7	2,336	168	9 ¹ / ₁₆
HR-30-207	250	30	207%	2,390	78.5	2,593	188	9 ¹ / ₁₆
HR-36-166	250	36	166%	2,300	90.2	2,982	144	11 ⁹ / ₁₆
HR-36-190	250	36	190%	2,630	103.8	3,430	168	11 ⁹ / ₁₆
HR-36-210	250	36	210%	2,910	115.1	3,803	188	11 ⁹ / ₁₆
HR-42-193	250	42	193%	3,120	143.7	4,748	168	12 ¹ / ₁₆
HR-42-213	250	42	213%	3,440	159.1	5,259	188	12 ¹ / ₁₆
HR-48-196	250	48	196%	4,820	188.4	6,228	168	14 ¹ / ₁₆
HR-48-216	250	48	216%	5,310	208.5	6,891	188	14 ¹ / ₁₆
HR-54-199	250	54	199%	5,500	242.2	8,004	168	15 ³ / ₁₆
HR-54-219	250	54	219%	6,060	267.7	8,848	188	15 ³ / ₁₆
HR-60-202	250	60	202%	6,210	303.2	10,023	168	17 ¹ / ₁₆
HR-60-222	250	60	222%	6,820	334.9	11,069	188	17 ¹ / ₁₆
HR-60-246	250	60	246%	7,560	372.9	12,324	212	17 ¹ / ₁₆
HR-72-232	250	72	232%	10,690	499.6	16,512	192	20 ⁹ / ₁₆
HR-72-256	250	72	256%	11,800	554.2	18,317	216	20 ⁹ / ₁₆
HR-72-276	250	72	276%	12,720	599.7	19,821	236	20 ⁹ / ₁₆
HR-84-238	250	84	238%	15,340	691.4	22,853	192	23 ³ / ₁₆
HR-84-262	250	84	262%	16,890	765.6	25,307	216	23 ³ / ₁₆
HR-84-282	250	84	282%	18,190	827.5	27,352	236	23 ³ / ₁₆
HR-96-244	250	96	244%	17,980	923.4	30,521	192	26 ¹ / ₁₆
HR-96-268	250	96	268%	19,750	1,020.8	33,741	216	26 ¹ / ₁₆

120.700- SED (FEB 2011)
Page 4

HORIZONTAL HIGH PRESSURE RECEIVERS
SPECIFICATIONS - ENGINEERING DATA - DIMENSIONS



DIMENSIONAL DATA ⁽¹⁾

MODEL NUMBER	NOZZLE / COUPLING NPS ⁽⁴⁾⁽⁵⁾⁽⁶⁾							NOZZLE LOCATIONS							S	SL	SW
	A	B	C	E	F	G	H	AL	BL	CL	EL	FL	GL	HL			
HR-20-110	1 1/2	1/2	3/4	3/4	1	3/4	1	3	34	48	62	78	93	48	60	18	19
HR-20-134	1 1/2	1/2	3/4	3/4	1	3/4	1	3	46	60	74	102	117	60	74	23	19
HR-24-136	2	1/2	3/4	3/4	1 1/4	3/4	1	3	46	60	74	102	117	60	74	23	22 1/4
HR-24-160	2	1/2	3/4	3/4	1 1/4	3/4	1	3	58	72	86	126	141	72	89	27.5	22 3/4
HR-24-184	2	1/2	3/4	3/4	1 1/4	3/4	1	3	70	84	98	150	165	84	103	32.5	22 3/4
HR-30-163	2 1/2	1/2	3/4	1	1 1/4	1	1	4	58	72	86	126	141	72	89	27.5	28
HR-30-187	2 1/2	1/2	3/4	1	1 1/4	1	1	4	70	84	98	150	165	84	103	32.5	28
HR-30-207	2 1/2	1/2	3/4	1	1 1/4	1	1	4	80	94	108	170	185	94	115	36.5	28
HR-36-166	3	1/2	3/4	1	1 1/2	1	1	4	58	72	86	126	141	72	89	27.5	33 1/2
HR-36-190	3	1/2	3/4	1	1 1/2	1	1	4	70	84	98	150	165	84	103	32.5	33 1/2
HR-36-210	3	1/2	3/4	1	1 1/2	1	1	4	80	94	108	170	185	94	115	36.5	33 1/2
HR-42-193	3	1/2	3/4	1 1/4	1 1/2	1	1	4	70	84	98	150	165	84	103	32.5	38 1/2
HR-42-213	3	1/2	3/4	1 1/4	1 1/2	1	1	4	80	94	108	170	185	94	115	36.5	38 1/2
HR-48-196	4	1/2	3/4	1 1/4	2	1	1	5	70	84	98	150	165	84	103	32.5	42 1/4
HR-48-216	4	1/2	3/4	1 1/4	2	1	1	5	80	94	108	170	185	94	115	36.5	42 3/4
HR-54-199	5	3/4	3/4	1 1/2	2 1/2	1	1	6	70	84	98	150	165	84	103	32.5	48
HR-54-219	5	3/4	3/4	1 1/2	2 1/2	1	1	6	80	94	108	170	185	94	115	36.5	48
HR-60-202	6	3/4	3/4	1 1/2	3	1 1/4	1	8	70	84	98	150	165	84	103	32.5	53 1/2
HR-60-222	6	3/4	3/4	1 1/2	3	1 1/4	1	8	80	94	108	170	185	94	115	36.5	53 1/2
HR-60-246	6	3/4	3/4	1 1/2	3	1 1/4	1	8	92	106	120	194	209	106	130	41	53 1/2
HR-72-232	8	3/4	1	2	4	1 1/4	1	10	82	96	110	174	189	96	118	37	63 1/2
HR-72-256	8	3/4	1	2	4	1 1/4	1	10	94	108	122	198	213	108	132	42	63 1/2
HR-72-276	8	3/4	1	2	4	1 1/4	1	10	104	118	132	218	233	118	144	46	63 1/2
HR-84-238	10	1	1	2 1/2	5	1 1/4	1	12	82	96	110	174	189	96	118	37	74
HR-84-262	10	1	1	2 1/2	5	1 1/4	1	12	94	108	122	198	213	108	132	42	74
HR-84-282	10	1	1	2 1/2	5	1 1/4	1	12	104	118	132	218	233	118	144	46	74
HR-96-244	10	1	1	3	5	1 1/4	1	14	82	96	110	174	189	96	118	37	84 1/2
HR-96-268	10	1	1	3	5	1 1/4	1	14	94	108	122	198	213	108	132	42	84 1/2

Fuente: Catalogo de fabricante de tanques FRICK

ANEXO 17. Tabla de aislamiento de tuberías

(38°C Ambient Temperature, 90% Relative Humidity, 0.4 Emittance, 12 km/h Wind Velocity)

Nominal Pipe Size, mm	Pipe Operating Temperature, °C							
	+5	-7	-20	-30	-40	-50	-60	-70
15	40	50	65	65	65	75	75	75
20	40	50	65	65	75	75	90	90
25	40	50	65	75	75	90	90	100
40	50	50	65	75	75	90	100	100
50	50	65	75	75	90	100	100	115
65	50	65	75	75	90	100	100	115
75	65	75	90	90	100	115	115	125
100	65	75	90	100	115	115	125	125
125	65	75	90	100	115	125	125	140
150	65	90	90	115	115	125	140	150
200	65	75	115	115	125	140	150	165
250	75	90	115	125	140	150	165	180
300	75	90	115	125	140	150	165	180
350	75	100	115	140	150	165	165	180
400	75	100	125	140	150	165	180	190
450	90	100	125	140	150	165	180	190
500	90	100	125	140	150	165	180	190
600	90	100	125	140	165	180	190	205
700	90	100	125	150	165	180	190	205
750	90	100	125	150	165	180	190	205
900	90	115	125	150	165	180	190	205

Notes:

1. Insulation thickness is chosen to either prevent or minimize condensation on the outside pipe surface or to limit heat gain to 25 W/m², whichever thickness is greater.
2. All thicknesses are in millimetres.
3. These values do not include a safety factor or aging factor. Actual operating conditions may vary. Consult a design engineer for an appropriate recommendation for your specific system.
4. Data calculated using NAIMA 3E Plus program.

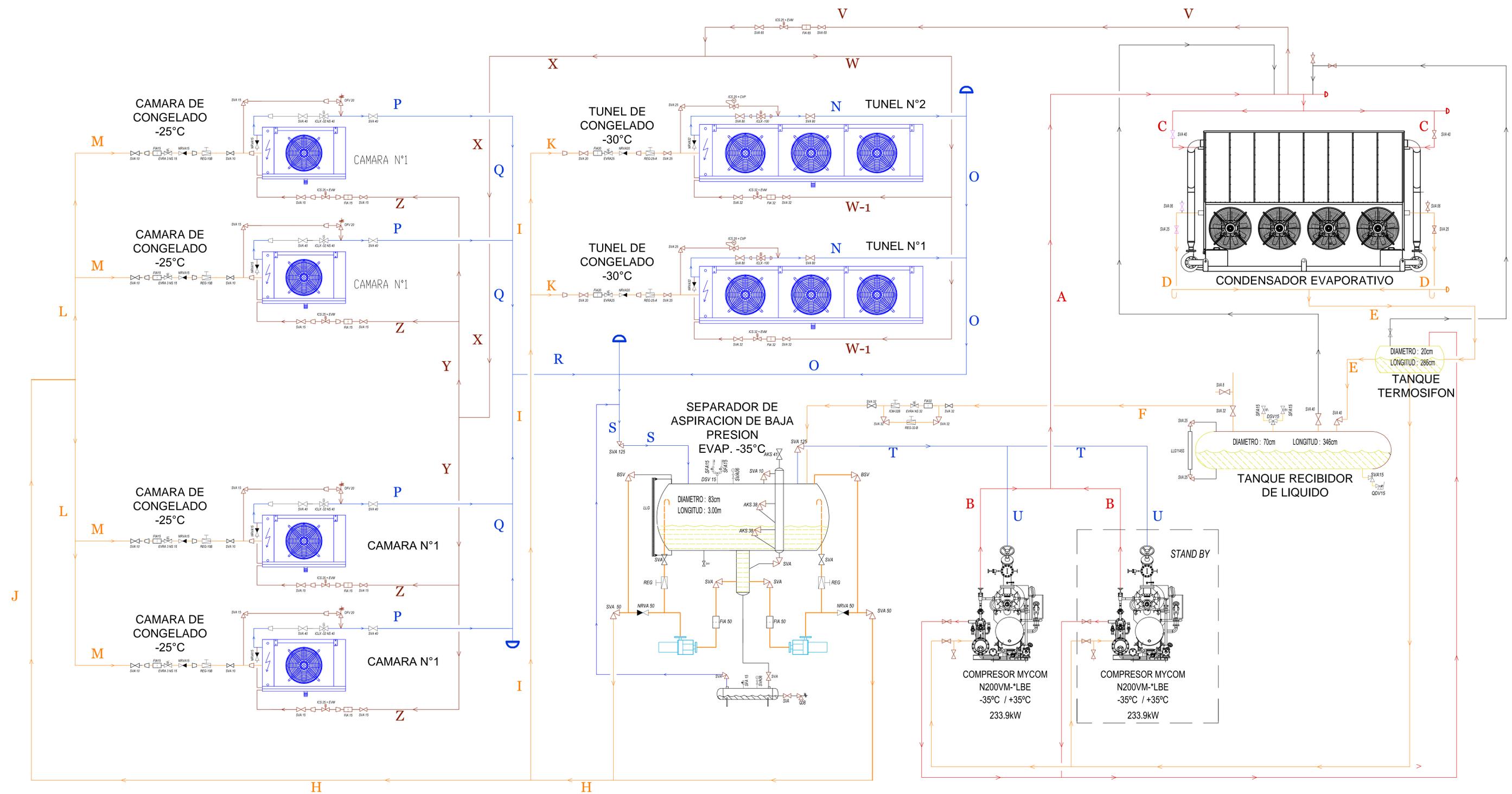
Fuente: ASHRAE handbook refrigeration 2002

PLANOS

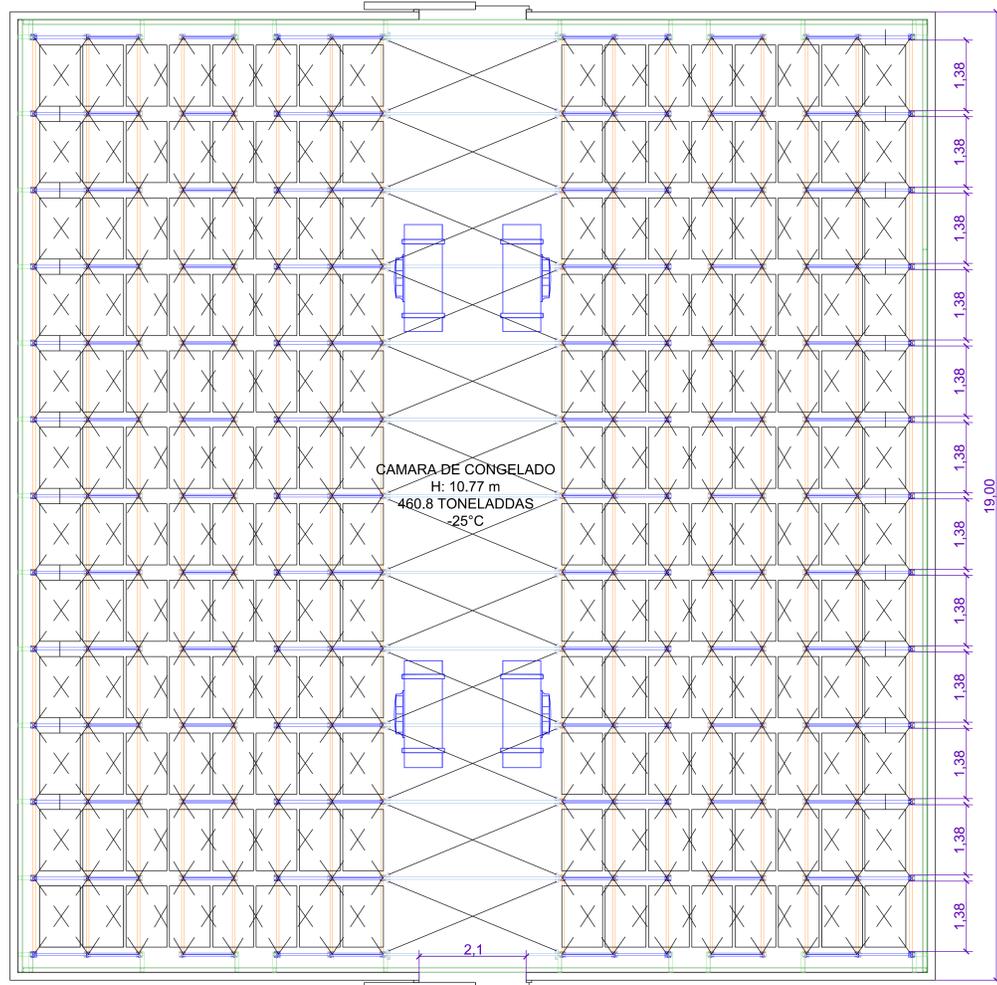
PLANO A. 01: DIAGRAMA TÉCNICO DEL SISTEMA FRIGORÍFICO

PLANO A. 02: DETALLES DE CÁMARA DE CONGELADO

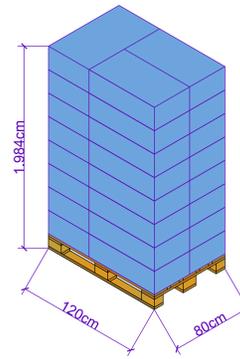
PLANO A. 03: DETALLE DE TÚNEL DE CONGELADO



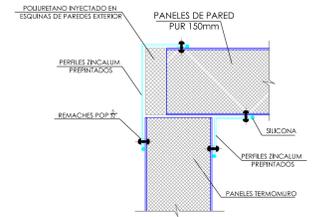
PROPIETARIO:		PATSAC	
PLANO:		SISTEMA FRIGORIFICO	
INVENTA:	DIAGRAMA TECNICO DEL S. FRIGORIFICO	AUTOCAD:	HANDS S. C.
ESCALA:	S/E	REVISADO:	H.S.C
RESPONSABLE:	HANDS S. C.	FECHA:	ENERO 2017
			LAMINA: A.01



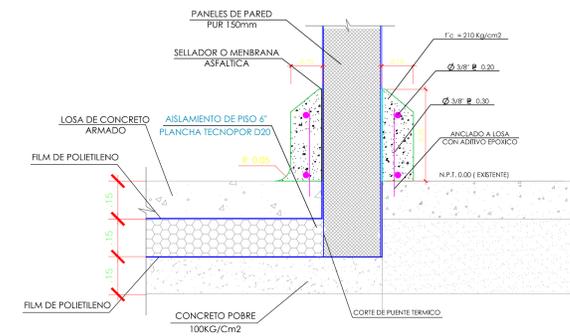
VISTA DE PLANTA



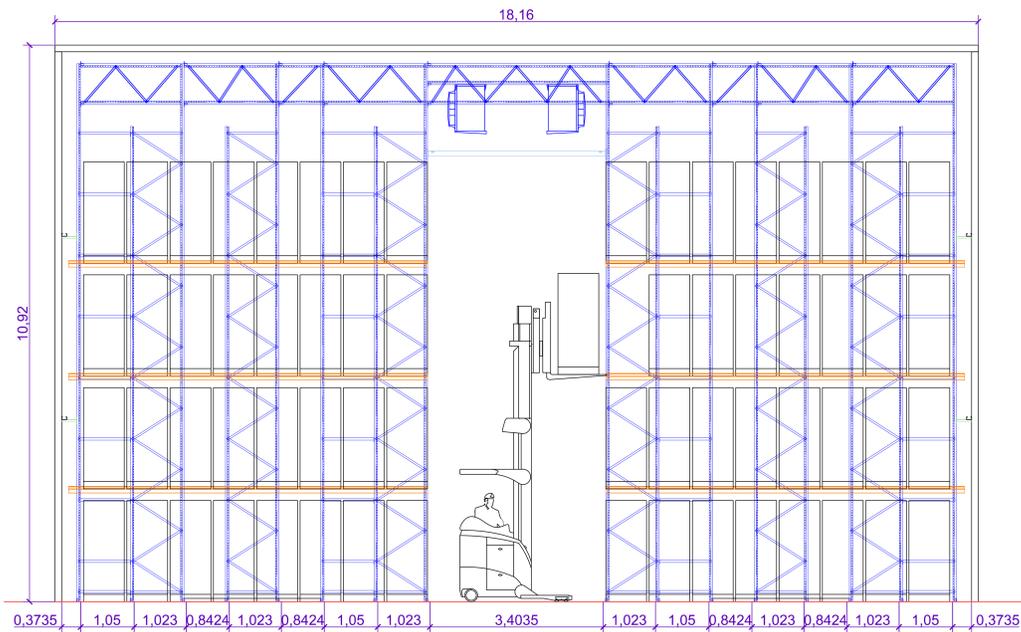
DIMENSIONES DE PALLET	
LARGO	1200 mm
ANCHO	800 mm
ALTURA	1984mm
PESO	600 kg
POSICIONES	768
CAPACIDAD DE ALMACENAMIENTO	
460,800 KG	



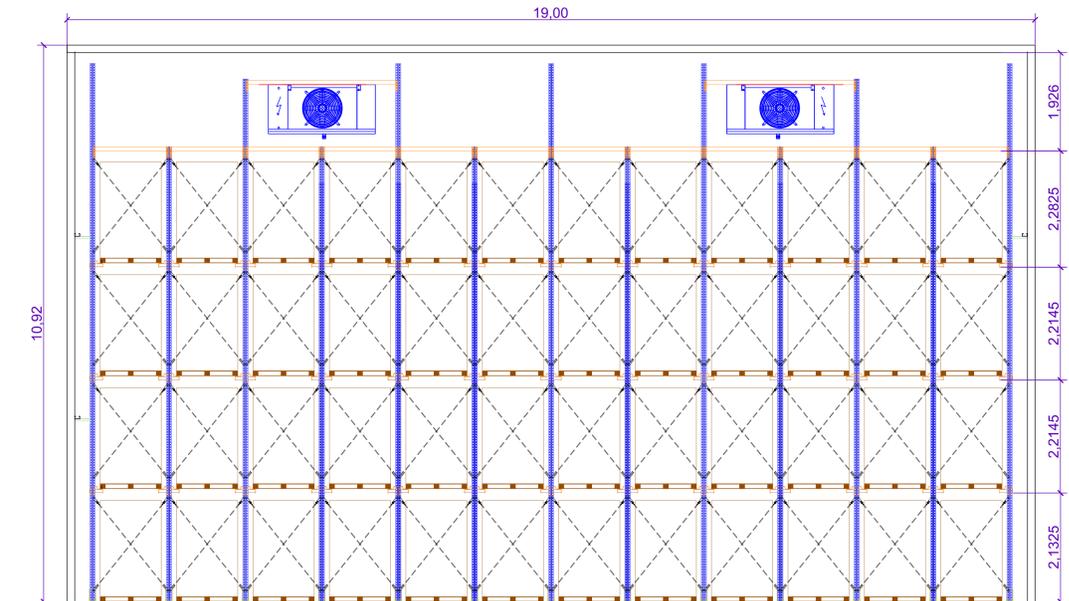
DETALLE 2 :
ENCUENTRO DE
PANELES DE PARED Y TECHO
DE LA CAMARA DE CONGELADO



DETALLE 1:
AISLAMIENTO DE PISO
EN CAMARA DE CONGELADO

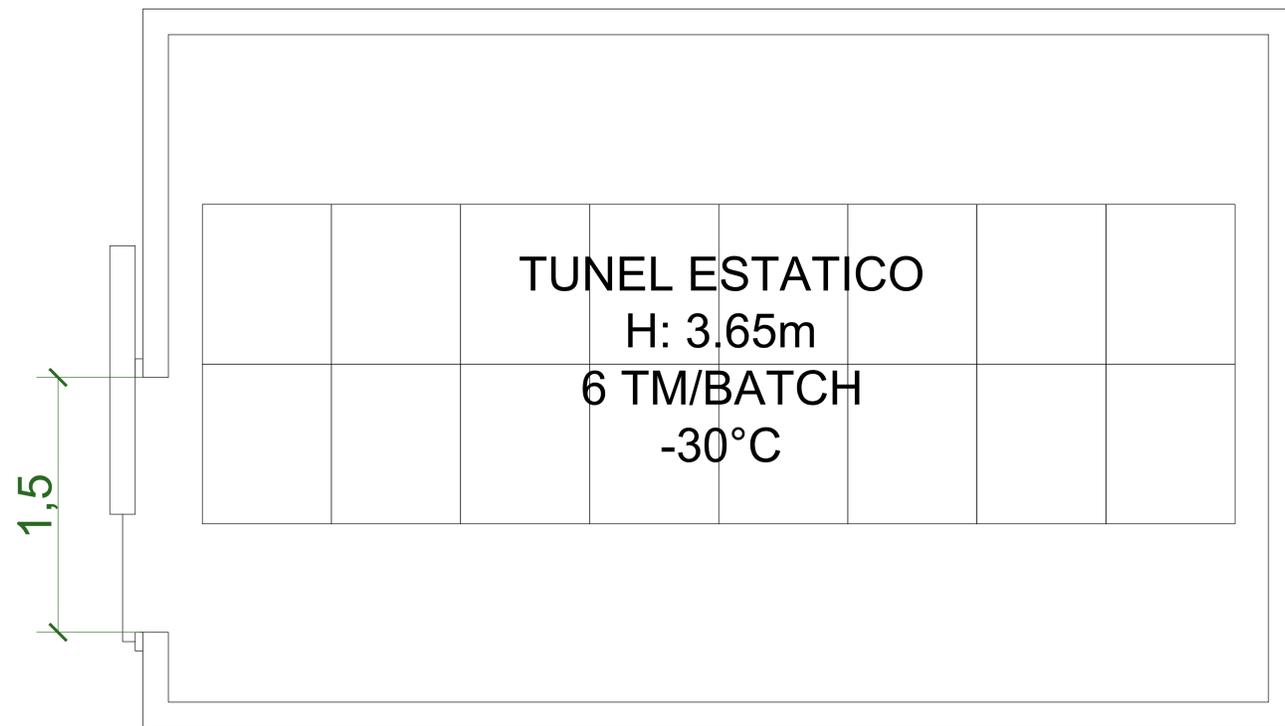


VISTA FRONTAL

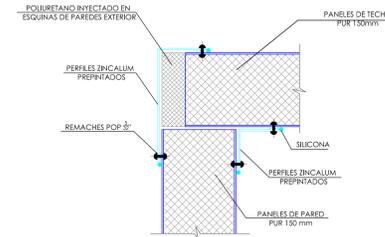


VISTA LATERAL

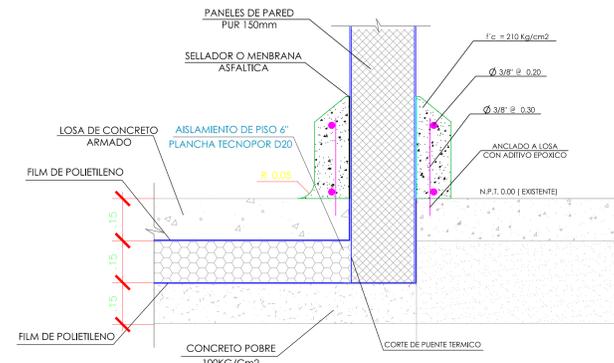
PROYECTADO:		PATSAC	
PLANO:		CAMARA DE CONGELADO	
INVENTAL:	DETALLES DE CAMARA DE CONGELADO	AUTODADO:	HANDS S. C.
ESCALA:	S/E	RESPONSABLE:	HANDS S. C.
FECHA:	ENERO 2017	LABORA:	A.02



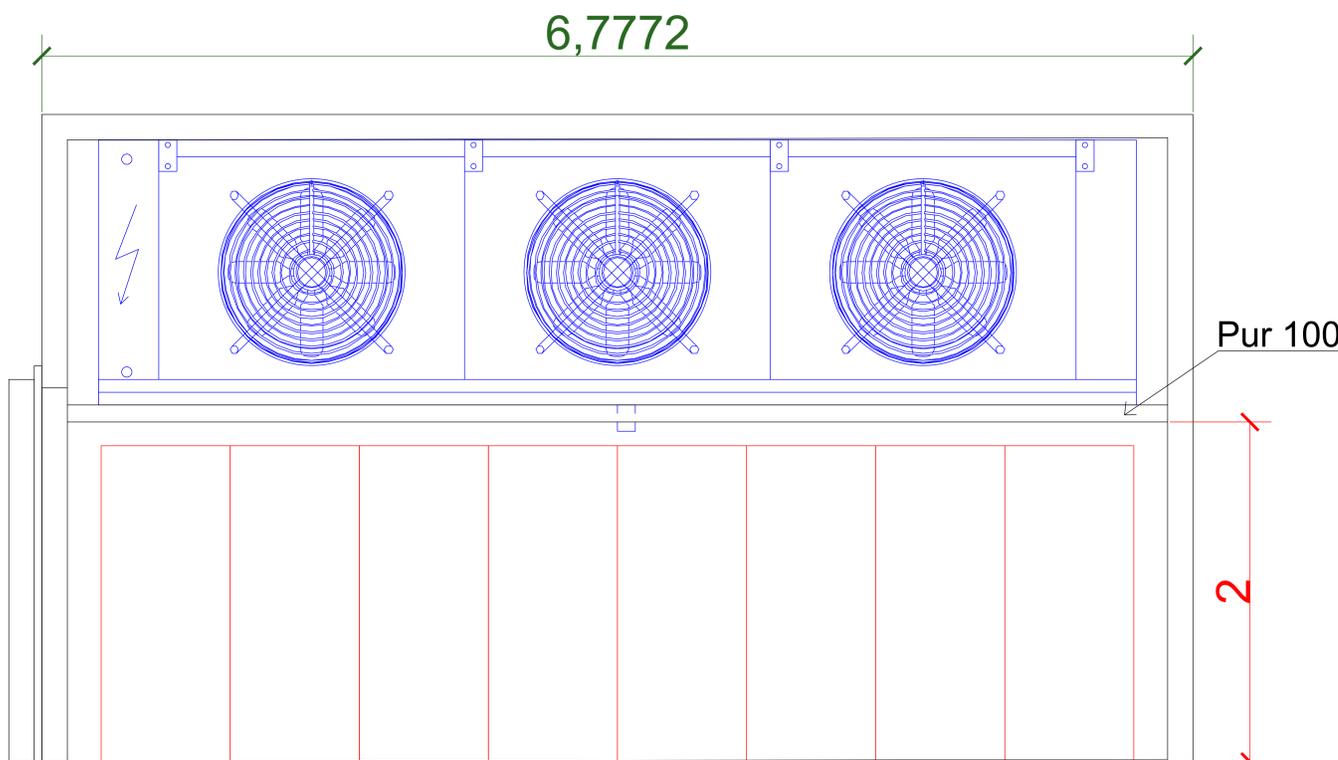
VISTA DE PLANTA



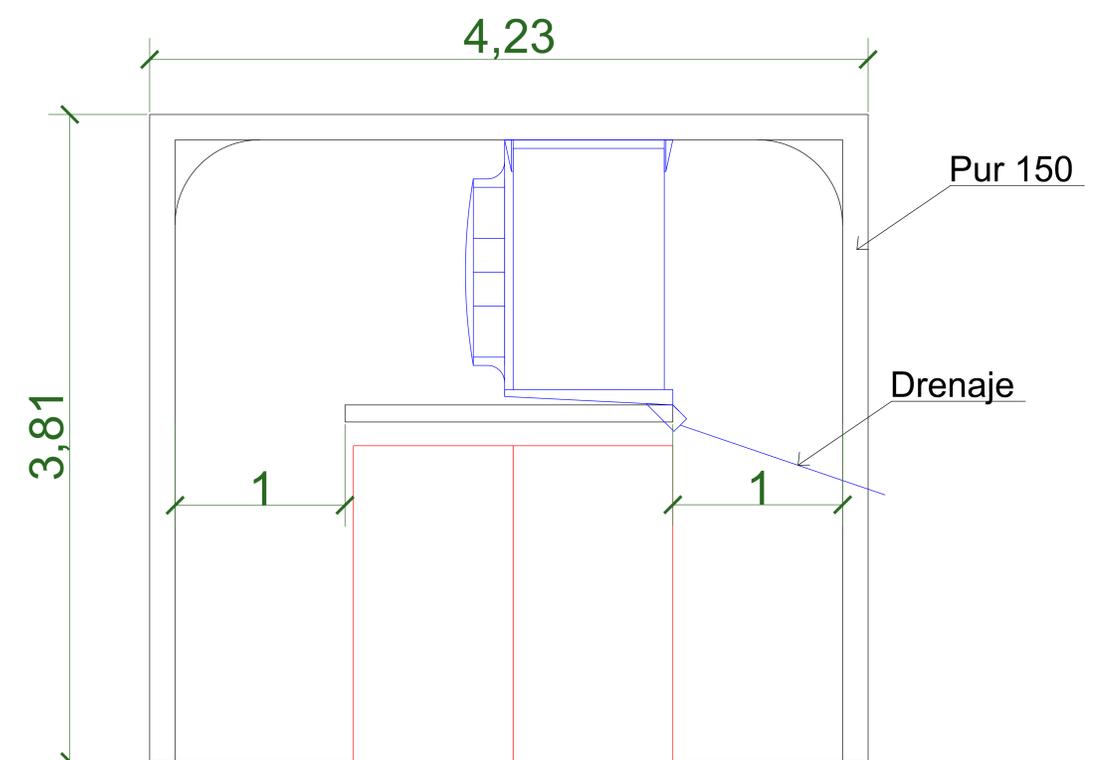
DETALLE 2 :
ENCUENTRO DE
PANELES DE PARED Y TECHO
EN TUNEL DE CONGELADO



DETALLE 1:
AISLAMIENTO DE PISO
EN TUNEL DE CONGELADO



VISTA FRONTAL



VISTA LATERAL

PROYECTADO: PATSAC		PROPIETARIO:
PLANO: TUNEL DE CONGELADO		
INVENTAL: DETALLE DE TUNEL DE CONGELADO	AUTODADO: HANDS S. C.	LABORA: A.03
ESCALA: S/E	REVISADO: H.S.C	RESPONSABLE: HANDS S. C.
FECHA: ENERO 2017		