



UNIVERSIDAD DEL BÍO-BÍO

**Facultad de Ingeniería
Departamento de Ingeniería Mecánica**

FABRICACION DE HIELO Y ANALISIS DE CICLOS DE REFRIGERACION POR COMPRESION DE VAPOR.

Seminario de Título presentado en conformidad a los requisitos para obtener el título de Ingeniero de Ejecución en Mecánica.

**Profesor Guía:
Sr. Vicente Pita Vives**

Constanza Margarita Valdés Aguilar, Cynthia Belén Rozas Roa.

2014

Agradecimientos.

Le agradecemos a dios por habernos acompañado y guiado a lo largo de nuestra carrera, por ser nuestra fortaleza en los momentos de debilidad y por brindarnos una vida llena de aprendizaje, experiencia y sobre todo felicidad.

Le agradecemos la confianza, apoyo y dedicación de nuestro profesor guía don Vicente pita viwes a lo largo de toda nuestra carrera y principalmente en la confección de este trabajo.

A don Silvio Ortiz por su buena disposición y amabilidad, y por haber compartido con nosotras sus conocimientos.

Gracias a nuestro amigo. Angelo Oñate , por su amistad incondicional y por su apoyo contante en todas las etapas de vida a lo largo de nuestra carrera.

Dedicatoria.

Este trabajo se lo dedico a mi familia, pues ustedes me han dado la sabiduría e intelecto que ha sido mi fuerza para seguir y principalmente la sonrisa del pequeño Chris, que me guía para lograr mis metas y perfeccionarlas, pues el cielo es el límite.

Cynthia Rozas Roa.

Le dedico este trabajo a mi familia por haberme entregado fortaleza y sabiduría para lograrlo. A mi madre por su amor, confianza y sobre todo su apoyo incondicional. Por ser la luchadora que eres y nunca darte por vencida, por enseñarme a perseguir los sueños y transformarlos en logros.

A mis hermanos . Jorge y Jonathan por siempre brindarme alegría y su inmenso amor.

A Nicolas por darme la fortaleza, apoyarme en todo momento y siempre estar a mi lado brindándome tranquilidad y su amor.

Constanza Valdes Aguilar.

OBJETIVOS.

Objetivo General.

Estudiar los procesos de fabricación de hielo en cubos, escamas y bloques.

Objetivos Específicos.

- a) Realizar una reseña de los diferentes tipos de hielo (Según presión y temperatura) y su factibilidad de uso.**
- b) Estudiar ciclos termodinámicas para la fabricación de hielo.**
- c) Realizar una descripción de una planta real de refrigeración industrial.**

Glosario.

Símbolo	Variable	Unidad de medida utilizada
a	Largo	m
b	Espesor	m
c	Alto	m
COP	Coeficiente de operación	adimensional
cp	Calor específico del agua	kJ/(kg·K)
cp_cong	Calor específico del hielo	kJ/(kg·K)
D.E	Dispositivo de expansión	adimensional
h	Entalpía	kJ/kg
HF	Calor latente de fusión	kJ/kg
m_agua	Masa de agua	kg
mr	Flujo másico de refrigerante	kg/s
m_t	Masa total de agua	kg
m	Flujo másico de agua	kg/s
N	Número de moldes (bloques o cubos)	adimensional
P	Presión	MPa
P_cond	Presión del condensador	MPa
PC	Punto crítico	MPa
P_evap	Presión del evaporador	MPa
P_int	Presión intermedia	MPa
Q_abs	Flujo de calor absorbido	kW
Qe	Flujo de calor absorbido	kW
Q_rech	Flujo de calor rechazado	kW
Qs	Flujo de calor rechazado	kW

rho	Densidad del agua	kg/m ³
s	Entropía	kJ/(kg·K)
T	Temperatura	K
TA	Temperatura ambiente	K
Talta	Temperatura alta	K
Tbaja	Temperatura baja	K
TC	Temperatura de congelación	K
T_cond	Temperatura del condensador	K
t_cong	Tiempo de congelación	s
T_evap	Temperatura del evaporador	K
TF	Temperatura final producto a enfriar	K
T_ref	Temperatura del refrigerante	K
v	Volumen	m ³
V.R.P.	Válvula reductora de presión	adimensional
W_comp	Potencia del compresor	kW
W_neta	Potencia neta	kW

INTRODUCCION.

Antiguamente, los griegos y romanos (200 a. C) comprimían la nieve en pozos de nieve para utilizarla en épocas de mayor calor. Esta práctica continuó hasta casi mediados del siglo XX en algunas zonas rurales Catalanas, pero su gran desarrollo tuvo lugar entre los siglos XVI y XIX. Los llamados Pous de glaç (nevera o pozo de nieve), se construían en laderas umbrías de los montes, de forma cónica con la base en la superficie y con un pozo en el fondo separado por una rejilla que permitía recoger el hielo. Se comenzaba a recolectar la nieve en primavera luego de las últimas nevadas, ésta se cortaba y se llevaba a los pozos de nieve, donde la prensaban para convertirla en hielo. Al pisar la nieve ésta se comprimía, permitiendo conservarla por más tiempo en forma de hielo, luego se cubrían con tierra, hojas y paja formando una superficie homogénea que aislaba el hielo del calor exterior, de esta forma conservaban hielo preparado en invierno. Los trabajadores de los neveros trabajaban en condiciones de frío intenso acumulando la nieve en los pozos, sin disponer de vestimenta apropiada.

Otros escritos antiguos describen como los egipcios, hindúes y otros pueblos, producían hielo artificialmente; se llenaban vasijas de arcilla poco profundas con agua y se colocaban sobre gruesos lechos de paja durante la noche. Si las condiciones atmosféricas eran favorables: frío, aire seco y una noche sin nubes, la pérdida de calor, debida a la evaporación nocturna, originaba la formación de finas capas de hielo en la superficie.

La actividad de los neveros artificiales cayó en desuso con la invención de las máquinas frigoríficas, creándose fabricas de hielo y más tarde los frigoríficos domésticos. La progresiva implantación de fábricas de hielo a partir de 1890 en diversas ciudades, fue dejando de lado la red de neveros artificiales y la producción de hielo aprovechando el clima.

Los principios de la refrigeración fueron difíciles, pues los constructores de máquinas refrigerantes imitaban las máquinas de vapor, de modo que los equipos eran de poco rendimiento y se averiaban frecuentemente. Ocasionalmente, las fallas en las máquinas producían la pérdida de almacenes enteros de productos perecederos.

En la actualidad, existe una amplia gama de máquinas y equipos utilizados en procesos de refrigeración, empleándolos para enfriar, conservar y congelar variedad de productos, algunas aplicaciones industriales para enfriamiento y conservación se centran en el campo alimenticio, cocktailero y área de la salud (química y farmacéutica), así como también en la industria pesquera, enfriar y conservar productos marinos, desde su captura hasta su comercialización, es por todas estas necesidades, que se realiza la fabricación de hielo a nivel industrial y doméstico, pese a que existe una gran variedad de hielos, los más demandados y comercializados son el hielo en bloques, cubos y escamas.

Considerando todo lo mencionado anteriormente, se presenta el siguiente proyecto, que tiene como objetivo fundamental el estudio de los procesos de fabricación de los hielos ya mencionados. En este documento se expone un análisis de los distintos ciclos de refrigeración para la fabricación de estos hielos, observando su comportamiento en cada uno de sus estados y posteriormente en la eficiencia del ciclo. Se realizará un análisis comparativo de cada uno de ellos, en base a los criterios de eficiencia (principalmente), espacio físico, implementación, entre otros.

Finalmente, para llevar este estudio a un nivel real, más allá de lo expuesto, calculado y analizado en el papel, se analizará el diagrama de flujo de una planta de refrigeración real llamada Frigo Austral, la cual está ubicada en la comuna de Talcahuano, fabricantes principalmente de hielo en escamas y una pequeña producción de hielo en cubos. En ésta se describirán y analizarán cada uno de sus componentes y accesorios, abarcando de manera mas completa cada uno de ellos.

“La refrigeración es una ciencia que se ha desarrollado con el transcurso del tiempo y el avance de la civilización, como resultado de las necesidades que la misma sociedad presenta a medida que avanza la tecnología y la invención en diferentes campos, contribuyendo a elevar el nivel de vida de las personas”.

C A P I T U L O I

ASPECTOS GENERALES Y ESPECIFICOS SOBRE EL HIELO.

1.1. Introducción.

Existen hielos tanto del tipo natural como artificial, los primeros son los que se forman de manera innata, sin embargo, en la tierra dadas sus condiciones de presión y temperatura solo puede existir en la superficie un solo tipo de hielo (hielo I), el resto de los hielos a los que también se designarán por naturales, pueden encontrarse en otros planetas o en satélites, ya que poseen diferentes condiciones de presión y temperatura, adoptando estructuras más compactas. A partir del 1900 comenzaron ciertos experimentos sobre el hielo, aplicando diferentes presiones y temperaturas, obteniendo hielos con mayores densidades a lo normal. Los segundos, son los fabricados en máquinas que realizan procesos de desprendimiento de hielo en una superficie de enfriamiento o empleando un procedimiento de desescarchado para desprender el hielo.



1.2. Hielos Naturales.

Algunas propiedades del hielo que se pueden apreciar sin la necesidad de un equipo especial son, el color blanco níveo casi transparente y que además es muy frío al tacto. El agua pura se congela a 0°C cuando está sometida a una atmósfera de presión, a ésta temperatura posee una densidad relativa de 0,9168 g/cm³ comparada con 0,9998 g/cm³ del agua a la misma temperatura, como consecuencia el hielo flota en el agua líquida.

Características generales del agua.

- Tiene un punto de fusión y de ebullición alto.
- El agua sólida existe en una amplia variedad de estructuras amorfas y cristalinas estables y meta estables.
- La estructura del agua líquida cambia a altas presiones.

1.2.1 Tipos de Hielo.

- Estructura cristalina.

El hielo al ser una fase sólida del agua, tiene la principal característica de la mayoría de los sólidos, la cual es, que sus moléculas se acomodan de una forma ordenada y compacta; en este caso son las moléculas de agua a presión atmosférica que se estructuran de manera tetraédrica en función de enlaces de hidrógenos cuyo centro es el átomo de oxígeno y esta forma es la base común para todas las demás fases del hielo.

Al momento de solidificarse el agua, las moléculas se agrupan de manera compacta, sin embargo, esto depende de las condiciones de presión y temperatura, ya que es factible que adopten diferentes formas al ordenarse.

En 1900 Gustave Tamman y posteriormente en 1912 Percy Bridgman, hicieron experimentos sobre el hielo aplicándole diferentes presiones y temperaturas, en donde se obtuvieron hielos diferentes con mayores densidades a la normal y así descubrieron nuevos tipos de hielo; estas formas se designaron como Hielo II, III, V y VI, los cuales tienen una estructura más compacta, es decir, se generan varias modificaciones alotrópicas o alotropos. Estos alotropos son más densos que el agua y sus puntos de fusión aumentan al aumentar la presión.

Hasta este momento se ha identificado 16 estructuras cristalinas diferentes de hielo. En la tierra debido a las condiciones de presión y temperatura, solamente puede existir en la superficie un solo tipo de hielo, el hielo I, denominado como la fase estable, dicha fase la integran dos variantes relacionadas entre sí: el hielo hexagonal, Ih, y el hielo cúbico, Ic. El

primero es la fase más común y conocida, su estructura hexagonal puede verse reflejada en los cristales de hielo, que siempre tienen una base hexagonal, la mayor parte del hielo existente sobre la tierra es de este tipo. La fase Ic se obtiene por **deposición** de vapor de agua a temperaturas inferiores a -130°C , factor que lo hace poco común, aun así, a unos -38°C y 200 MPa, sería una situación probable para formarse en los casquetes polares y además ambas estructuras estarían en equilibrio térmico.

Deposición: Conocida comúnmente como sublimación regresiva, en el cual un gas pasa directamente a fase sólida, por ejemplo el vapor de agua cambia directamente a hielo sin antes convertirse en líquido. Este proceso termodinámico libera energía siendo un cambio de fase exotérmico.

El resto de las fases cristalinas son producidas a presiones más elevadas que la del hielo Ih, es por ello que no existen en la tierra; no obstante fueron estudiadas en laboratorios como se mencionó anteriormente, lo cual arrojó como resultado la siguiente estructura de ellos:

- El hielo II tiene una estructura romboidal, el cual fue formado a unos 238 K, a presión de 283 atmósferas y su densidad es de $1193 \text{ [kg/m}^3\text{]}$.
- El hielo III es tetragonal, se origina a unos 246 K, a presión de 276 atm y con una densidad de $1166 \text{ [kg/m}^3\text{]}$.
- El hielo V es monoclinico, generado a unos 237.5 K, a presión 480 atm y con una densidad de $1267 \text{ [kg/m}^3\text{]}$.
- El hielo VI es tetragonal, apareciendo a 237.5 K, a una presión de 777 atm y con una densidad de $1360 \text{ [kg/m}^3\text{]}$.

Estas fases son esencialmente frágiles, aunque presentan gran tendencia a la fluencia en el tiempo y cierto comportamiento visco-elástico.

(Fuente: <http://es.wikipedia.org/wiki/Hielo>)

En el año 2009 se descubrió una nueva forma de cristal de hielo, donde un equipo de investigadores liderados por Cristoph Salzmann, de la Universidad de Oxford (Reino Unido), consiguió crear el hielo XV, la última forma estable termodinámicamente.

Dicho experimento constó de someter a otro tipo de hielo, en este caso hielo VI a un descenso de temperatura llegando a 130 K (-143°C) y mantenerlo a la presión de unos 10.000 atm; y así se pudo observar que los enlaces de hidrógeno del hielo VI se cerraron bruscamente para generar una estructura compacta y altamente ordenada, designada hielo XV.

Este hielo es antiferroeléctrico, es decir, no posee carga eléctrica como el hielo XI el cual es ferroeléctrico conductor de electricidad; es por su efecto de estabilidad a altas presiones y muy baja temperatura que se descarta la presencia de este hielo en la tierra.

En la figuras 1.1 y 1.2 se muestran algunos de los cristales que fueron estudiados por Wilson “Snowflake” Bentley y posteriormente por el profesor Kenneth Libbrecht.

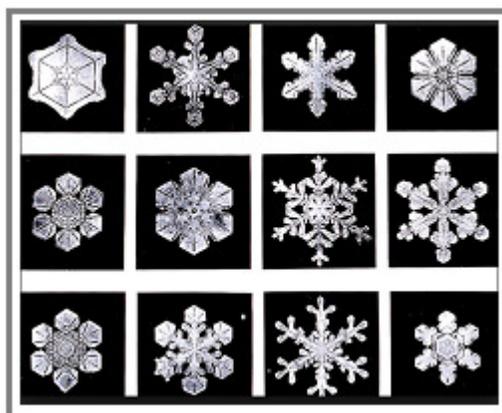


Figura 1.1 Cristales de hielo estudiados por Wilson “Snowflake” Bentley



Figura 1.2 Cristales de hielos estudiados por el profesor Kenneth Libbrecht.

En la siguiente tabla resumen se explican las diferentes formas cristalinas que adoptan el hielo en función de la presión y la temperatura.

Tabla 1.1: Tabla resumen de los hielos naturales.

Tipos de hielo	Estructura	Temperatura y Presión	Densidad [kg/m ³]
Hielo Ih	Es de forma hexagonal		
Hielo Ic	Cúbica centrada en las caras	Baja temperatura	900
Hielo II	Ortorrónica centrada	Baja temperatura	1200
Hielo III	Tetragonal	Baja temperatura	1100
Hielo V	Monoclínica de base centrada	Baja temperatura, alta presión	1200
Hielo VI	Tetragonal	Baja temperatura, alta presión	1300
Hielo VII	Cúbico sencilla	Alta temperatura y presión	1700
Hielo VIII	Tetragonal centrada	Alta temperatura y presión	1600
Hielo IX	Tetragonal	Alta presión	1200
Hielo XII	Tetragonal	Baja temperatura, baja presión	1300

Fuente: (<http://es.wikipedia.org/wiki/Hielo>)

En la figura 1.3 se muestra el diagrama de fases el cual representa las estructuras estables termodinámicamente en condición y temperaturas determinadas. Y con la existencia del hielo XV (éste se muestra en el sombreado de color amarillo).

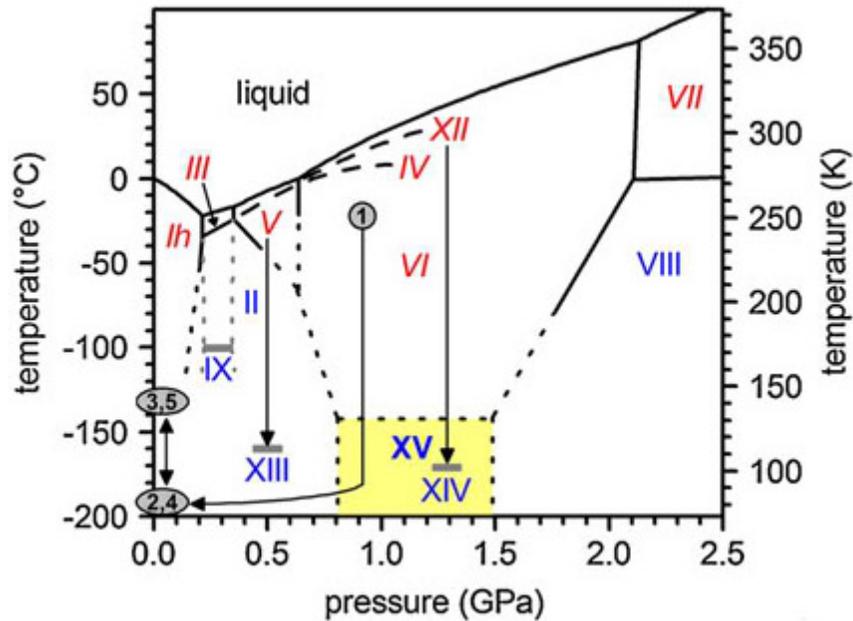


Figura 1.3: Diagrama de fases del hielo, a escala logarítmica.

Fuente: <http://www.experientiadocet.com/2009/09/hielo-xv-el-diagrama-de-fases-del-agua.html>

1.3. Hielos Artificiales.

Los fabricantes y/o fábricas de hielo suelen clasificarse dependiendo del tipo de hielo que elaboran, ya sea hielo en bloques, hielo en escamas, en placas, en tubos, etc. O bien si el fabricante produce hielo seco o hielo húmedo.

- a) Hielo Seco: Es producido mediante un proceso de desprendimiento mecánico del hielo sobre una superficie de enfriamiento.
- b) Hielo Húmedo: Es fabricado mediante máquinas, que emplean un sistema de desescarchado que va desprendiendo el hielo. Este procedimiento consiste en derretir parcialmente el hielo que se encuentra en contacto con la superficie de enfriamiento, y si la temperatura ya se ha reducido bastante, siendo inferior a los 0°C (produciéndose hielo sub-enfriado), las superficies permanecen húmedas.

En cuanto a la fabricación del hielo, es decir, la materia prima a utilizar, se puede emplear agua de mar o agua dulce, la materia prima a elegir dependerá del sitio en donde se encuentre la instalación para la fabricación del hielo, ya sea en las cercanías al mar, en el mar o lejanas a él, un factor importante es la disponibilidad de un suministro constante.

Por ejemplo, debido a su gran gama de aplicaciones en la industria pesquera, la ubicación de la fábrica de hielo podría estar a bordo de embarcaciones de pesca, siendo éste un dato importante al momento de seleccionar el tipo de suministro para la fabricación del hielo, siguiendo este mismo criterio de estar ubicada en tierra firme.

Lo que se debe tener presente y en consideración, es que sea cual sea el tipo de materia prima a utilizar, el hielo fabricado puede estar en contacto directo con los alimentos.

1.3.1. Hielo en Escamas.

Es hielo seco y sub-enfriado, se elaboran en fragmentos pequeños y de forma irregular.

Fabricación.

La primera etapa consiste en verter o rociar agua sobre una superficie refrigerada, con forma de cilindro o tambor. El agua se congela sobre la superficie formando capas delgadas de hielo (2 a 3 mm de espesor). Luego de esto, algún elemento cortante (cuchilla, navaja, etc.) retira el hielo sub-enfriado, que se fracciona en pequeños trozos similares a esquirlas de cristal. Finalmente, luego de realizado el proceso de fragmentación, los trozos de hielo caen desde el cilindro a una sección refrigerada para su almacenamiento.

Las ventajas del hielo en escamas son:

- Tiene una mayor superficie de transferencia de calor, comparada con los demás tipos de hielo. Un ejemplo de esto, se da en el almacenamiento de productos como el pescado, ya que la transferencia de calor entre éste y el hielo se produce con mayor rapidez y eficacia.
- El hielo en escamas al estar levemente sub-enfriado el líquido (entre -5 y -7°C) puede requerir 83 kcal por 1 kg al fundirse transformándose en agua; por lo tanto, puede extraer un poco más de calor que otros hielos cuya temperatura es de 0°C (80 kcal por kg)
- Es de fácil almacenaje y manipulación si se dispone de un recipiente termo-aislado, sub-enfriado (-5°C) y correctamente diseñado para su almacenamiento.

- La máquina para la fabricación de este hielo es pequeña, compacta y requiere un menor espacio en relación con las utilizadas como por ejemplo en la fabricación de hielo en bloques.
- Permite la fabricación de hielo casi de forma inmediata, ya que el proceso comienza al poco tiempo de poner la máquina en funcionamiento. Este puede usarse inmediatamente luego de haberse fabricado (no es necesario tritararlo).

Las aplicaciones del hielo en escamas son:

- En el sector pesquero: Puertos y lonjas. Industria de transformación pesquera. Distribuidores. Mercados.
- Supermercados, hipermercados, carnicerías.
- Queserías.
- Industria cárnica.
- Industria química y farmacéutica

Hielo fragmentado.

O hielo troceado, éste es una variante del hielo en escamas. Se obtiene al introducir agua en un cilindro rodeado por un serpentín evaporador, la temperatura en el evaporador es de -12 a -30 °C, de manera que el agua comienza a congelarse en el interior del cilindro. Luego de haberse congelado ésta debe retirarse, y se hace por medio de un tornillo que gira dentro del cilindro empujando el hielo hacia arriba, al llegar a la parte superior del cilindro, éste se congela aún más, posteriormente es expulsado por dicha cavidad. Este hielo posee una temperatura ideal de -0.5°C, un grosor medio de 7 a 8 mm.

Características:

- Se puede fabricar en configuraciones micro, macro y standard.
- Tiene una alta capacidad frigorífica y eficiencia energética.
- Es utilizado para un almacenamiento de varios días.
- Posee una refrigeración rápida y duradera.
- El evaporador fijo evita la pérdida de agente frigorífico.
- Debido a su circuito de agua cerrado resulta un hielo muy higiénico.

En la figura 1.4 se puede observar el tipo de configuraciones fabricadas de hielo en escamas.



Figura 1.4: Fragmentos de hielo en escamas.

Fuente: <http://www.nock-gmbh.com/es/produkte/scherbeneiserzeuger/eigenschaften-vorteile-einsatzbereiche.php>

La figura 1.5 ilustra un tipo de máquina para producir hielo en escamas.

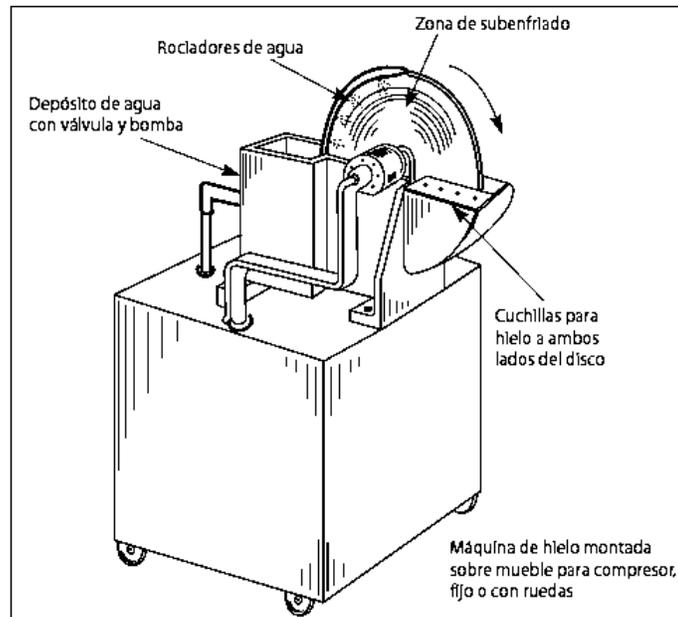


Figura 1.5: Máquina de hielo tipo “COLDISC”.

Fuente: [http://www.dspace.espol.edu.ec/bitstream/123456789/21127/2/TESIS%20FINAL%20E.GUERRERO\(1\).pdf](http://www.dspace.espol.edu.ec/bitstream/123456789/21127/2/TESIS%20FINAL%20E.GUERRERO(1).pdf)

1.3.2. Hielo en Placas.

Fabricación.

Se consigue al circular agua por la cara contigua de una placa vertical refrigerada, es decir, la cara que se encuentra atrás, con el objetivo de descongelar, este tipo de hielo tal como su nombre lo indica, se irá formando en una de las caras de dicha placa. Existen otro sistema de fabricación de hielo en placas, éste consiste en una técnica de des-escarchado o descongelamiento interno, el cual forma hielo en ambas superficies.

Proceso de des-escarchado o descongelación: El agua utilizada para este fin debe poseer una temperatura superior a 25°C aproximadamente, de no ser así, el periodo de descongelación se incrementara considerablemente, provocando una pérdida de capacidad y un aumento del costo.

Luego de formarse las placas de hielo, una máquina trituradora las rompe otorgándoles un tamaño adecuado para su almacenamiento y uso, posteriormente son transportadas a la zona de almacenamiento, o bien, se coloca la máquina directamente sobre el espacio de almacenamiento, cayendo los trozos de hielo por gravedad.

Las placas de hielo poseen un espesor que varía de 10 a 12 mm y son de tamaño variable.

La figura 1.6 ilustra las formas variadas y abstractas de hielo en placas.



Figura 1.6: Fragmentos de hielo en placas.

Fuente: <http://es.dreamstime.com/fotograf%C3%ADa-de-archivo-placas-del-hielo-image13101002>

La figura 1.7 muestra el sistema de descongelamiento interno para la fabricación de hielo en placas.

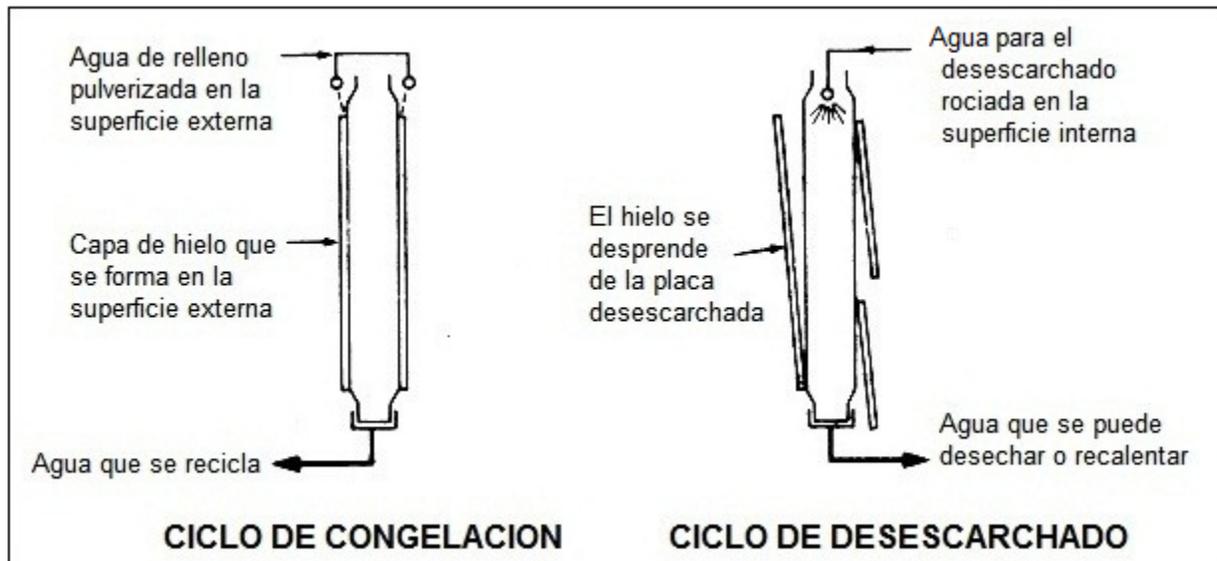


Figura 1.7: Máquina para fabricar hielo en placas.

Fuente: [http://www.dspace.espol.edu.ec/bitstream/123456789/21127/2/TESIS%20FINAL%20E.GUERRERO\(1\).pdf](http://www.dspace.espol.edu.ec/bitstream/123456789/21127/2/TESIS%20FINAL%20E.GUERRERO(1).pdf)

1.3.3. Hielo Fundente.

Es una mezcla fluida de hielo en agua, es decir, contiene mucha más agua no congelada que otras formas de hielo húmedo extraídas mediante el proceso de descongelación.

Fabricación.

Consiste en la congelación de los cristales a partir de una salmuera de baja concentración en un intercambiador de calor, la baja concentración de 3 a 5 % de NaCl permite la utilización de agua de mar. Los cristales se forman en la superficie del tubo interior y son transportados por un tornillo giratorio desde el intercambiador de calor a un tanque de almacenamiento con agua.

Los cristales fabricados son de forma redonda o elíptica con diámetro variando de 0,2 a 1,3 mm.

La consistencia y fluidez del hielo fundente se pueden adaptar regulando la porción de agua añadida, de manera que se adapte a distintos usos.

Las ventajas del hielo fundente son:

- Garantiza un enfriamiento más rápido y uniforme hasta una temperatura de 0°C o inferior a ello, debido a la gran capacidad de transferencia de calor.
- Existe un mejor contacto del hielo con la superficie a preservar sin producir grietas ni daños por aplastamiento.
- No existe contaminación del hielo, esto se reduce significativamente debido a que el sistema formado por la máquina de hielo y el tanque están diseñados como un conjunto herméticamente cerrado.
- No es necesario espacio disponible para el almacenamiento del hielo, ya que se puede bombear directamente donde se requiera de su uso.

1.3.4 Hielo en bloques.

En el año 1869 comienza la fabricación del hielo en bloque; este hielo es uno de los más vendidos debido a una variedad de aplicaciones y características las cuales serán señaladas más adelante en las ventajas y desventajas de éste.

Uno de los mayores consumidores de bloques de hielo es la industria pesquera, ya que lo usan para conservar el pescado desde el momento que son atrapados hasta que son vendidos; este tipo de hielo también se utiliza en la industria alimentaria, es decir se usa para conservar los alimentos y bebidas frías.

Fabricación.

La primera etapa consiste en rellenar moldes de metal con agua, los cuales son sumergidos en un estanque con salmuera de cloruro sódico o cálcico refrigerado a una temperatura muy inferior a la de congelación de agua. La dimensión de los moldes y la temperatura de la salmuera son seleccionadas por el tiempo de congelación, el cual debe durar entre 8 a 24 horas, si la congelación es demasiado rápida ésta produce el llamado "hielo quebradizo".

El peso del bloque puede fluctuar entre 12 y 150 [kg], mientras más ancho sea el espesor del bloque de hielo, más durará el periodo de congelación del agua.

Luego de haber pasado las horas de congelación, con una grúa se levanta una hilera de moldes, posteriormente estos son trasladados a un estanque de descongelación en donde son sumergidos en agua y volteándose en dicho estanque para así desprender el bloque de hielo del molde; una vez terminado este ciclo y que los moldes estén completamente vacíos se vuelve a rellenar con agua y sumergirlos en salmuera (como se muestra en la figura 1.9), es decir se vuelve a realizar la misma operación descrita anteriormente hasta generar la cantidad de hielo requerida; por lo tanto el proceso de producción del hielo en bloque se define como un operación discontinua, pero se necesita la mano de obra de un modo continuo para atender todas las operaciones (extracción y manipulación del hielo).

Las ventajas del hielo en bloque son las siguientes:

- Su almacenamiento, manipulación y su transporte son fáciles y sencillos; pues este tipo de hielo es de forma compacta por lo que no es necesario un gran espacio de almacenamiento, y su venta se hace por unidad (un bloque).
- La tasa de fusión está parcialmente en disminución, por lo que las pérdidas durante el almacenamiento y su distribución son ínfimas.
- El hielo se puede sintetizar en partículas de diferentes tamaños, mediante su trituración y antes de ser usado.
- Este tipo de hielo tiene la capacidad de poder desacoplarse con una gran facilidad, más que los otros tipos de hielo los cuales tienden a pegarse unos con otros formando una masa sólida.
- Las máquinas son de diseño robusto, de gran capacidad frigorífica y de fácil mantenimiento.

Las principales desventajas del hielo en bloque son las siguientes:

- Se requiere de tiempos largos para completar la congelación del agua en los moldes (de 8 a 36 hrs. para bloques de 12 a 140 kg).
- El proceso implica costos muy elevados de mano de obra, ya que las operaciones requieren de una atención continua y este al no ser un proceso automático, tarda demasiado en empezar a trabajar y fabricar hielo.
- Las instalaciones ocupan más espacio que las modernas máquinas de hielo automáticas.
- Se requieren salmueras con tratamientos adecuadas para aminorar la corrosión del equipo; el hielo debe ser triturado antes de utilizarlo.

Se encuentran instalaciones para transportar el hielo en bloque, las cuales cuentan con sistemas eléctricos y de refrigeración para preservar los bloques de hielo; son portátiles, fáciles y confiables para transportar por tierra y por mar, además, su instalación y desinstalación se realiza en el menor tiempo posible para alcanzar un rendimiento óptimo. Las ventajas resultan especialmente importantes en zonas remotas en las que escasean las personas con conocimientos en el ámbito de la refrigeración y mantenimiento.

Estas unidades son montadas en contenedores normalizados de 12 [m] y su instalación es bastante sencilla, sólo es necesario de una base nivelada, la temperatura de almacenamiento es de aproximadamente -5 °C.

Sus aplicaciones son las siguientes:

- Su principal uso es en la industria pesquera, ya que es utilizado para la conservación de pescados y/o carnes de varios tipos.
- En la conservación de productos enlatados.
- En el proceso de enfriamiento de líquidos, bebidas gaseosas y/o bebidas alcohólicas (cervezas).
- En el proceso productivo de las industrias para el control de temperatura de los equipos en el procedimiento en sí.
- En el manejo de la temperatura de piscinas, criaderos, etc.

Hielo en bloques de fabricación rápida.

Debido a que los periodos para obtener bloques de hielo son extensos se han desarrollado las llamadas máquinas de hielo de producción rápida, con el fin de atenuar estos periodos de fabricación y así obtener hielos en pocas horas.

En este proceso en vez de sumergir los moldes de metal con agua en el depósito de salmuera, se utiliza un refrigerante para congelar el agua del molde, el cual circula por la camisa externa de cada molde por medio de tuberías que recorren el interior de estos moldes; en donde se genera hielo simultáneamente en todas las superficies refrigeradas en contacto con el agua, luego de concluir el ciclo de congelación los bloques se desprenden rápidamente del molde a través de un sistema de descongelación con gas caliente en donde son extraídos por efecto de la gravedad.

Las principales ventajas son las siguientes:

- Estas máquinas ocupan un espacio reducido de instalación, en comparación con las máquinas de hielo tradicionales.
- Son relativamente sencillas en el sistema operativo de puesta en marcha y parada, su tiempo es menor que en las máquinas tradicionales.

Las desventajas son las siguientes:

Una de las desventajas más importante es que los costos de: adquisición, funcionamiento y mantenimiento son más elevados que las máquinas tradicionales.

Bloques de trozos pequeños de hielo compactado.

Este tipo de hielo se utiliza cuando el trayecto de traslado es largo, es por esto que se generaron máquinas de compactación de hielo que son capaces de producir bloques mediante pequeños fragmentos o escamas de hielo.

Estas máquinas compactan el hielo en trozos diminutos (en escamas o fragmentos de este), generando bloques de tamaños normalizados y es posible realizar su instalación con facilidad en pequeñas fábricas de hielo.

Las ventajas al utilizar este tipo de hielo son:

- Este hielo compacto es posible transportarlo abordo de pequeñas embarcaciones.
- Es un tipo de hielo de fácil manipulación por los pescadores.
- Estos tiene la capacidad de romperse fácilmente en trozos más pequeños cuando es necesario.

En la figura 1.8 se muestran fragmentos homogéneos de hielo en bloques.



Figura 1.8: Fragmentos de hielo en bloques.

Fuente: http://www.hielomex.com/Productos/index.php?main_page=product_info&products_id=102

En la figura 1.9 se ilustra el sistema de fabricación de los hielos en bloques.

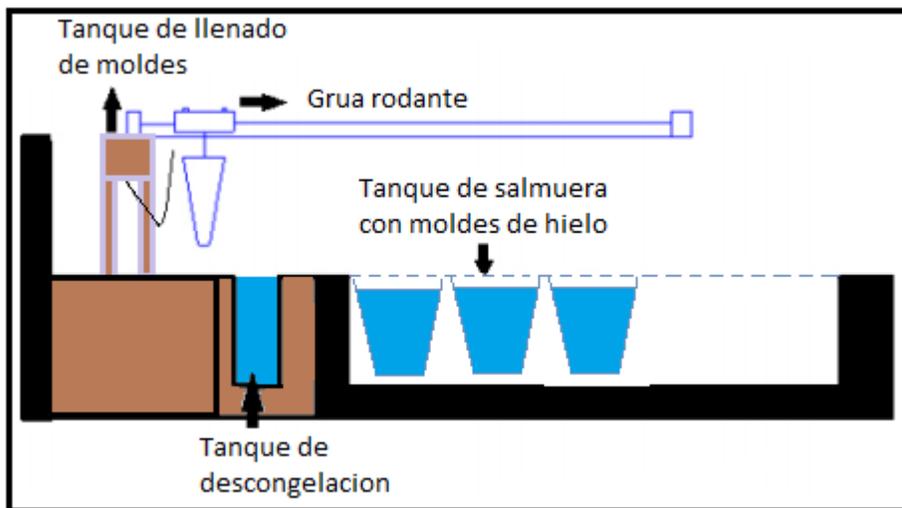


Figura 1.9: Máquina generadora de hielo en bloques.

Fuente: Autores del Seminario.

1.3.5 Hielo en rollitos.

El hielo en rollitos o también llamado “hielo en tubos”, se genera en la superficie interna de tubos verticales, los cuales tienen forma de cilindros huecos de 50x50, con espesores de paredes de 10 a 12 [mm].

La máquina de este tipo de hielo es similar a la de un condensador de coraza y tubos, con agua dentro de dichos tubos y el refrigerante circulando afuera de éstos; ésta funciona automáticamente en un periodo de tiempo determinado. Los tubos de hielo son desprendidos a través de un proceso denominado desescarchado con gas caliente y finalmente mientras el hielo sale del tubo una cuchilla lo va cortando en longitudes adecuadas normalmente 50 [mm], éstas pueden ser determinadas dependiendo de las necesidades que se debe satisfacer.

El transporte del hielo a la zona de almacenamiento suele ser automático al igual que el hielo en escamas, por ende no se requiere ningún esfuerzo manual ni la presencia de un operador.

Este hielo es almacenado normalmente en la forma que es recogido; la descarga de la planta consta con un triturador de hielo que es ajustable, para así obtener el tamaño deseable para la conservación, la cual funciona entre un rango de temperatura variado que es de -8°C y -10°C , este hielo no siempre está sub-enfriado cuando llega a la zona al almacén, es por ello que se debe mantener en -5°C , ya que el tamaño y la forma de las partículas permite desmenuzarse fácilmente el hielo para su descarga.

En la figura 1.10 se ilustra hielos en rollitos de forma natural y homogénea.



Figura 1.10: Fragmentos de hielo en rollitos

Fuente: <http://nuocdasusu.com/>

En la figura 1.11 se demuestra la máquina y el proceso de fabricación del hielo en rollitos

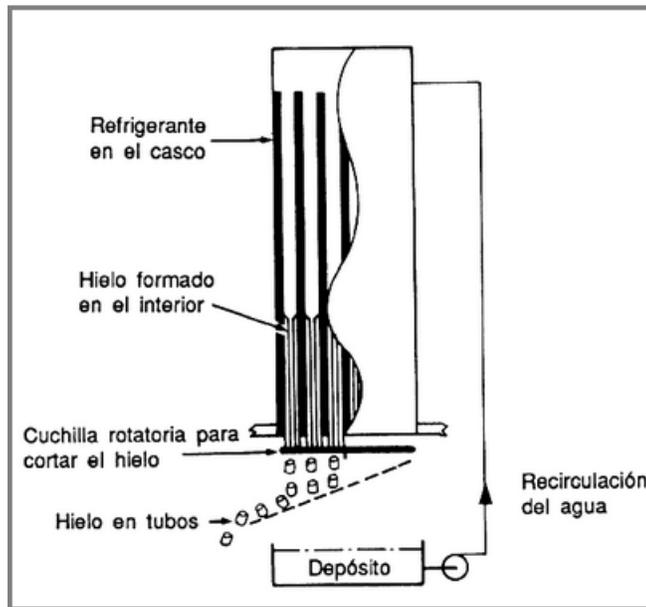


Figura1.11: Máquina para fabricar hielo en rollitos

Fuente: [http://www.dspace.espol.edu.ec/bitstream/123456789/21127/2/TESIS%20FINAL%20E.GUERRERO\(1\).pdf](http://www.dspace.espol.edu.ec/bitstream/123456789/21127/2/TESIS%20FINAL%20E.GUERRERO(1).pdf)

1.3.6 Hielo en Cubo.

Este tipo de hielo son pequeños fragmentos de hielo con forma de cubo, que son utilizados en la industria alimenticia, generalmente se emplea en la cocktelería, es decir, para enfriar bebidas y/o jugos, ya que una de sus características principales es que se derrite lentamente.

Fabricación.

- Una de las formas más utilizadas para la fabricación de este hielo, es la que se emplea en hogares, la cual consta en primera parte de hervir el agua para eliminar todo tipo de impurezas de esta y así conseguir un hielo transparente e incoloro; luego se vacía el agua previamente hervida en los moldes, estos son llevados al congelador, el cual se debe encontrar entre -8 a -3 °C. El tiempo de congelación es de aproximadamente 24 hrs, y pasado este periodo de congelación se sacan de la cámara de frío y son desmoldados de forma manual.
- Otra manera de fabricar este tipo de hielo es a través de máquinas, los cuales son generalmente más largos y delgados, ya que como es un ciclo automatizado se requiere menor fuerza para retirarlos de las bandejas. El agua circula por encima del evaporador o evaporadores cilíndricos, en ellos gira un tornillo sin fin de compresión en donde se forman los cubitos de hielo, cuando la presión ha bajado se activa el temporizador, es decir, el tiempo de congelación determinado; una vez transcurrido el periodo de congelación se activa una válvula de agua, la cual limpia impurezas y sedimentos, simultáneamente se activan una válvula solenoide de gas caliente y el motor de recogida, los cuales hacen desprender el hielo de los moldes y mandarlos directamente al depósito de almacenamiento.

Los cubos fabricados por estas máquinas suelen tener orificios en el centro, lo cual permite un periodo de congelación del agua más rápida.

Aplicaciones.

Este tipo de hielo se utiliza generalmente para enfriar bebidas y/o jugos, pero también se utiliza para la conservación de algunos alimentos.

En la figura 1.12 se ilustra hielos en cubos de manera natural y homogénea.



Figura 1.12: Fragmentos de hielo en cubos

Fuente: <http://www.hieloscumbre.cl/>

1.4. Selección.

Basándose en la amplia gama de aplicaciones en diversas áreas de la industria y en toda la información ya expuesta, los tipos de hielo a estudiar son:

- Hielo en cubos.
- Hielo en bloques.
- Hielo en escamas.

C A P I T U L O I I

**NECESIDADES Y REQUERIMIENTOS PARA LA FABRICACION DE HIELO EN
BLOQUES, CUBOS Y ESCAMAS.**

2.1. Introducción.

En el capítulo anterior se realizó un estudio de los distintos tipos de hielo, sus diversas aplicaciones y el tipo de fabricación de ellos, concluyendo que los de mayor empleo en la industria y uso doméstico son el hielo en bloques o barras, cubos y escamas.

El objetivo de este capítulo es abordar las necesidades y requerimientos, para la fabricación de los productos listados en este estudio (hielo en bloques, cubos y escamas), esto es, características del producto, descripción del sistema, capacidad de producción, almacenamiento de hielo, selección del refrigerante y enfriamiento y congelación. Realizar una descripción detallada de las necesidades a satisfacer es primordial, para posteriormente realizar un análisis correcto de los distintos sistemas de refrigeración.

A modo de estudio y facilitar las comparaciones entre los tres productos abordados (hielo en bloques, cubos y escamas), se considera lo siguiente:

- a) La temperatura ambiente será de 35 °C, condición seleccionada tomando en cuenta la estación más crítica del año (verano), satisfaciendo el resto de las temperaturas inferiores a ésta obtenidas durante el año.
- b) Se uniformará la temperatura final para los tres productos en -15 °C, tomando un ΔT de 5 °C, obteniéndose así la temperatura de cambio de fase en el condensador y en el evaporador. La temperatura del condensador deberá ser superior a la temperatura ambiente, de manera que rechace calor al ambiente, a continuación se detalla lo descrito anteriormente.

$$T_{\text{evap.}} = (-15 - \Delta T) = (-15 - 5) = -20\text{ °C}$$

$$T_{\text{cond.}} = (35 + \Delta T) = (35 + 5) = 40\text{ °C}$$

$$T_{\text{evap.}} = 253\text{ K}$$

$$T_{\text{cond.}} = 313\text{ K}$$

- c) Para facilitar las comparaciones entre los tres productos, se estimó un flujo de calor absorbido será de 100 kW.

Las características específicas de cada producto, serán descritas en el punto 2.2., sin embargo para realizar un posterior estudio de los sistemas de refrigeración, se considera lo listado anteriormente en los puntos a y b.

2.2. Características del producto.

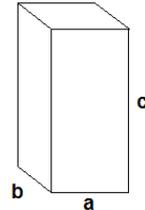
2.2.1. Hielo en bloques.

Las dimensiones del bloque de hielo a fabricar, basándose en los tamaños comerciales expresados en el punto 2.4.1, son: 50 moldes de 0.38 x 0.16 x 1.2 [m] (380 x 160 x 1200 [mm]).

Las toneladas diarias producidas, tomando en cuenta un tiempo de trabajo de 24 [h], es de:

Utilizando la conversión: 1kg = 0,001 Ton.

Se obtienen 14,6 Ton diarias, por lo tanto, 15 Ton diarias aprox.



La temperatura final del producto a enfriar (bloque de hielo) es de $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$, y según lo expresado en el punto 2.1., al uniformarse no sufre variación alguna.

El tiempo de congelación se obtuvo basándose en el gráfico “espesor de hielo v/s tiempo de congelación (figura 2.1).

Cuanto más grueso sea el bloque de hielo, mayor será el tiempo de congelación, por ejemplo para producir un bloque de 20 cm de espesor, se necesitaran unas 12 horas de tiempo de congelación.

Por lo tanto, mientras menor sea el espesor, se formará más rápido el bloque de hielo, pero los bloques de menos de 150 mm de espesor se rompen con facilidad, por lo que es preferible un espesor de 150 a 170 mm, para así evitar que estos se quiebren.

La figura 2.1, ilustra la relación entre el espesor del hielo producido y el tiempo necesario para su congelación.

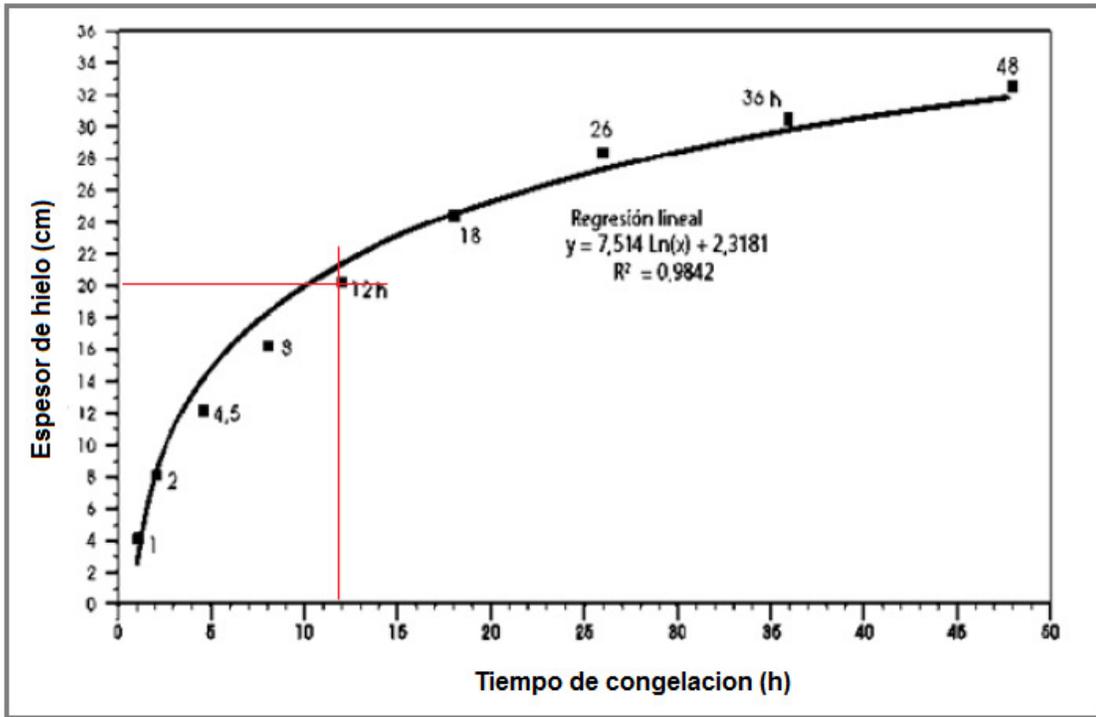


Figura 2.1: Relación entre el grosor del hielo y el tiempo de congelación necesario en una fabrica de hielo en bloques.

Fuente:[http://www.dspace.espol.edu.ec/bitstream/123456789/21127/2/TESIS%20FINAL%20E.GUERRERO\(1\).pdf](http://www.dspace.espol.edu.ec/bitstream/123456789/21127/2/TESIS%20FINAL%20E.GUERRERO(1).pdf)

En relación a lo descrito, se escogió un espesor de 0,16 [m], el calculo se detalla a continuación.

Correlación espesor de hielo (y) en función del tiempo de congelación.

$$y = 7,514 * \ln(x) + 2,3181 \tag{2.1}$$

y = espesor de hielo en [cm]

x = tiempo de congelación en [h]

Remplazando el valor de “y” en la ecuación 2.1 se obtiene el tiempo de congelación.

$$x = 6,17713 \text{ [h]} = 21600 \text{ [s]} \text{ aprox.}$$

2.2.2. Hielo en cubos.

Las dimensiones del cubo de hielo a fabricar son: 144 moldes de 0,032 x 0,028 x 0,04 [m] (32 x 28 x 40 [mm]).

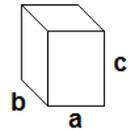
La temperatura final del producto (cubo de hielo), específicamente deberá ser de -13 °C, ya se mencionó en el punto 2.1, ésta se uniformará en -15 °C para facilitar su estudio.

El tiempo de congelación es de 1800 [s] (30 [min]), tiempo que tarda en finalizar el proceso de fabricación de hielo en cubos, dato obtenido de la fábrica de hielo Frigo Austral.

Las toneladas diarias a producir, con un tiempo de trabajo de 24 [h], será:

Utilizando la conversión: 1 kg = 0,001 Ton

Se consideraran 248 kg/día, por lo tanto se obtienen 0,248 Ton/día.



2.2.3. Hielo en escamas.

Se consideraran 3 [mm] de espesor por cada escama de hielo.

La temperatura final del producto a enfriar (hielo en escamas) en estricto rigor es de -17 °C, uniformándose en -15 °C según lo expresado en el punto 2.1. Además, la temperatura a la cual debe permanecer el evaporador para la fabricación del hielo en escamas debe ser de -31 °C (dato obtenido de la fábrica Frigo Austral), correspondiendo al caso más desfavorable según lo considerado para efectos de cálculos se utilizará una temperatura del evaporador de -20 °C.

El tiempo de congelación es de 35 – 45 [s], es lo que tarda el tambor en fabricar este tipo de hielo, ya que va cortando constantemente.

Las toneladas diarias producidas, con un tiempo de trabajo de 24 [h], es de: 24 – 25 Ton

Utilizando la conversión: 1 kg = 0,001 Ton

Se considerarán 24 Ton/día, por lo tanto se obtienen 24000 kg/día

2.2.4. Resumen características del producto.

Datos específicos para cada producto:

Producto	TF	Ton/día
Hielo en bloques	-15 °C	15
Hielo en cubos	-13 °C	0,248
Hielo en escamas	-17 °C	24
	Uniformándose en -15 °C	

- $\Delta T = 5 \text{ °C}$
- $T_A = 35 \text{ °C}$
- $T_{\text{cond}} = 40 \text{ °C}$
- $T_{\text{evap}} = -20 \text{ °C}$

2.3. Descripción del sistema.

2.3.1. Hielo en bloques.

La máquina productora de hielo en bloque consta de:

1. Sistema de refrigeración por compresión de vapor: este sistema está compuesto por los siguientes elementos; un compresor hermético, un condensador enfriado por aire, un tubo capilar (para el caso de uso doméstico) y un evaporador (tubo en forma de serpentín).
El conjunto del compresor y condensador, forman un solo ensamble llamado unidad condensadora; además tiene un filtro para humedad e impurezas, un visor de líquido y un acumulador para la succión.
2. Tina de congelación: Es un recipiente metálico aislado, el cual contiene una solución anticongelante, ésta es enfriada por el evaporador y en la que se introducen los moldes o cubetas con el agua para el proceso de congelación.
3. Sistemas de control: (para encendido y apagado), consta de un presostato dual, cuya función es limitar la presión mínima en el evaporador y máxima en el condensador mediante el senso de la presión en terminales del compresor.

4. Sistema de medición: consta de un manómetro de alta y uno de baja presión, que permiten medir las presiones en los terminales de descarga y succión del compresor respectivamente. Además cuenta con un termómetro que mide la temperatura de la solución anticongelante en el evaporador.

En la figura 2.2 se observa cada uno de los elementos por los que circule el refrigerante en el ciclo de refrigeración con el que opera la máquina, las flechas indican el sentido del flujo.

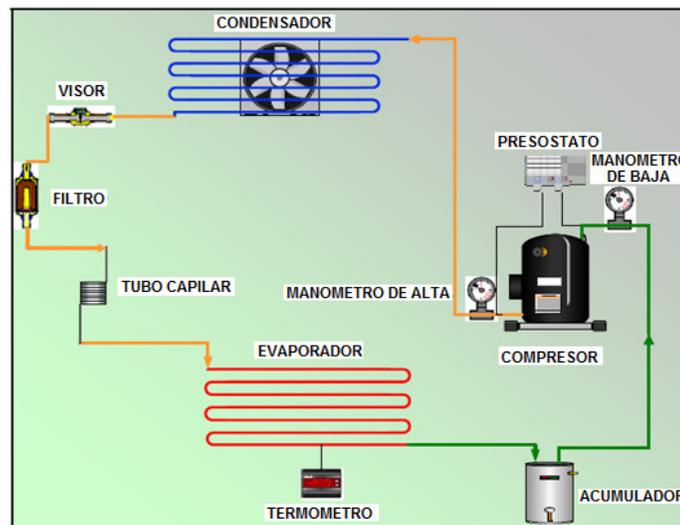


Figura 2.2: Elementos del sistema de refrigeración para una máquina productora de hielo en bloque.

Fuente: <http://repositorio.uis.edu.co/jspui/bitstream/123456789/5806/2/126223.pdf>

En la figura 2.3 se muestra el interior de la tina de congelación, en el que se observa el evaporador sumergido en la solución anticongelante, las cubetas con el agua a congelar y el eje de agitación. Los anticongelantes utilizados para refrigeración son: salmuera (agua + sal), cloruro de calcio, etilenglicol, propilenglicol, entre otros.

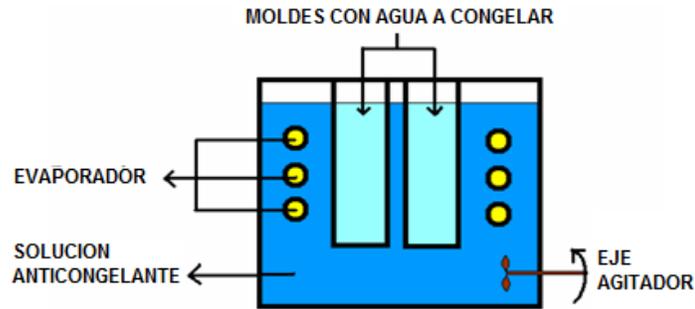


Figura 2.3: Tina de congelación.

Fuente: <http://repositorio.uis.edu.co/jspui/bitstream/123456789/5806/2/126223.pdf>

La figura 2.4 ilustra la unidad condensadora, la cual es un ensamble de los siguientes componentes: compresor, condensador, filtro secador, visor y acumulador. El filtro secador se encuentra instalado en la línea de líquido y tiene como objetivo proteger el sistema reteniendo las partículas sólidas y reduciendo la humedad al mínimo. El visor también se encuentra instalado en la línea de líquido, y por medio de éste se puede observar el nivel de refrigerante, situación del aceite y la humedad.

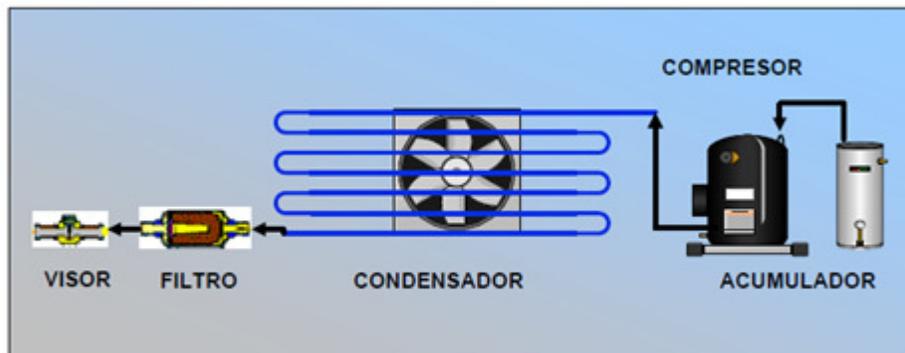


Figura 2.4: Esquema de la unidad condensadora.

Fuente: <http://repositorio.uis.edu.co/jspui/bitstream/123456789/5806/2/126223.pdf>

Una botella de aspiración se encuentra instalada en la tubería de aspiración y tiene como objetivo impedir la admisión de líquido en el compresor en los momentos en que la carga impuesta por el sistema es mínima y se evapora menos cantidad de refrigerante. La figura 2.5 muestra el esquema interno del acumulador de succión.

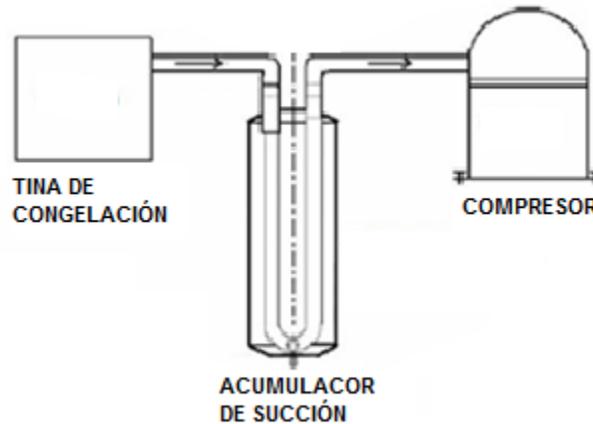


Figura 2.5: Esquema interno del acumulador de succión.

Fuente: <http://repositorio.uis.edu.co/jspui/bitstream/123456789/5806/2/126223.pdf>

2.3.2. Hielo en cubos.

La máquina productora de hielo en cubos consta de:

1. Sistema de refrigeración por compresión de vapor: este sistema está compuesto por un compresor, un condensador, un tubo capilar, y un evaporador.
2. Elementos adicionales: una bomba, un presostato, una piscina y un depósito de almacenamiento.

En este ciclo las cubetas de hielo son sumergidas boca abajo al interior de la piscina, en donde se encuentra una bomba, ésta succiona agua de la misma para luego ser rociada de forma directa y constante a las cubetas de hielo; este periodo tiene un tiempo de duración de aprox 30 [min] (dependerá de cada máquina); es el presostato que marca el término del ciclo de congelación.

Es ahora donde la máquina cambia de fase y el gas caliente que circula por el compresor es cedido al evaporador, el cual pulveriza agua caliente a las cubetas y así desprender los cubos de hielo, estos caen al depósito de almacenamiento que contiene la máquina, de manera natural.

En relación, al número de piscina las máquinas pueden poseer una o dos.

2.3.3. Hielo en escamas.

La máquina productora de hielo en escamas consta de:

Sistema de refrigeración por compresión de vapor: este sistema está compuesto por los siguientes elementos; un compresor, un condensador, un tubo capilar, y un evaporador cilíndrico.

En la figura 2.6, se muestran los elementos que integra el evaporador cilíndrico, en la superficie del tambor enfriado (entre -30 y -32 °C) es en donde se producen las escamas, habitualmente de 2 a 3 mm de espesor. El cilindro o tambor gira en un plano vertical y las cuchillas que rascan el hielo de la superficie externa permanecen fijas, paralelo a esto por fuera del tambor, se ubican aspersores que van rociando una mezcla de agua y sal (0,02 – 0,06 ppm), el objetivo de esto es que las escamas se desprendan con mayor facilidad del cilindro. Luego de esto, el hielo en escamas cae de forma natural hacia un contenedor, ubicada justo debajo del evaporador cilíndrico, para luego ser cargado, transportado y almacenado.

Una ventaja del tambor giratorio es que tanto las superficies en que se forma el hielo como el mecanismo de extracción están a la vista y el operador puede observar si el equipo está funcionando satisfactoriamente.

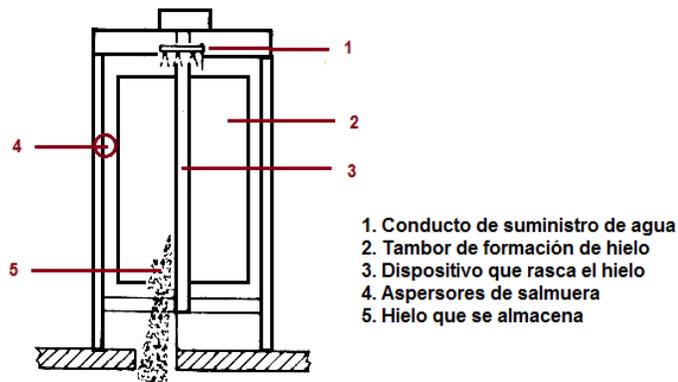


Figura 2.6: Evaporador cilíndrico

Fuente: Autoras del proyecto.

2.4. Capacidad de producción.

2.4.1. Hielo en bloques.

Plantas estándares están disponibles en una variedad de tamaños con rangos de capacidades de producción de 10 a 100 toneladas diarias y con una capacidad de almacenamiento de 80 toneladas.

El hielo puede ser producido a los tamaños listados a continuación.

240 * 150 * 1080 (mm); 36 kg

380 * 190 * 1080 (mm); 72 kg

560 * 280 * 1200 (mm); 173 kg

2.4.2. Hielo en cubos.

La capacidad de producción tendrá relación con los requerimientos de cada fábrica en particular, cada máquina operará con un tiempo de trabajo de 24 horas.

Los tamaños fabricados normalmente son:

32 x 32 x 32 (mm) 25 x 25 x 23 (mm) 28 x 28 x 23 (mm)

28 x 28 x 32 (mm) 21 x 21 x 14 (mm)

2.4.3. Hielo en escamas.

En plantas estándares, la capacidad de producción oscila entre 90 y 100 toneladas diarias, con un tiempo de trabajo de 24 horas.

Las dimensiones para este tipo de hielo pequeño son de forma asimétrica, poseen una estructura delgada similar a una capa de hielo que va desde 2 a 3 mm de espesor.

2.5. Almacenamiento de hielo.

2.5.1. Hielo en bloques.

El almacenamiento de hielo, sirve como reserva ante cualquier interrupción de la producción. Habitualmente, no se produce hielo exclusivamente cuando se necesita, por lo que es necesario disponer en la fábrica de hielo con algún tipo de instalación de almacenamiento. En algunas fábricas de hielo cuentan con espacios de almacenaje termo aislados que forman parte del conjunto de las instalaciones.

La figura 2.7, muestra las necesidades de espacio de almacenamiento para los diferentes tipos de hielo disponibles en el mercado, siendo el hielo en bloques el de menor densidad, facilitando su transporte.

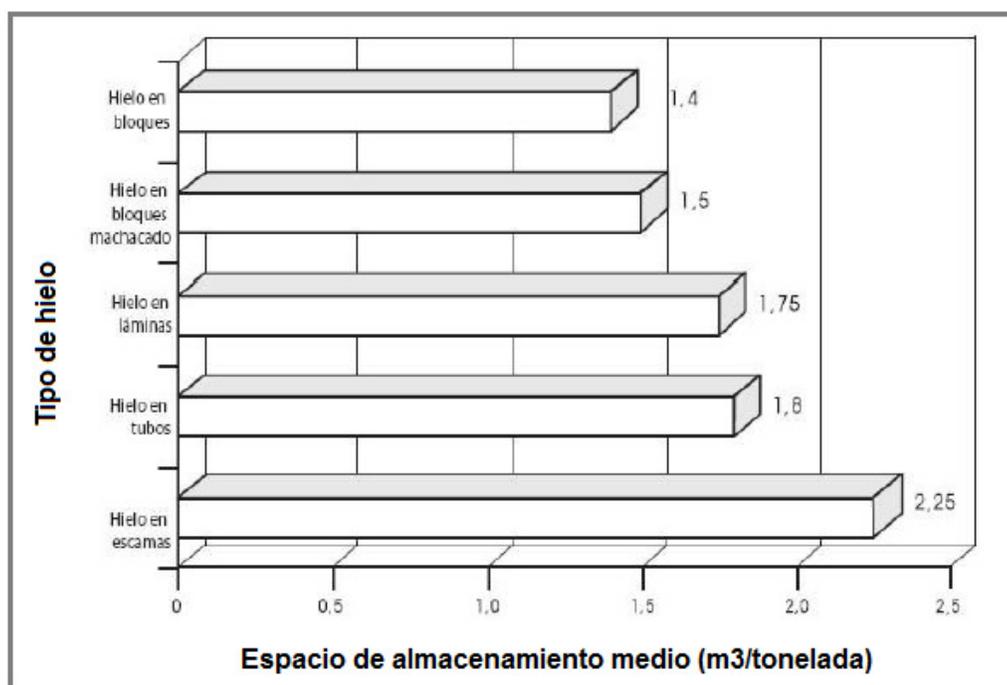


Figura 2.7: Espacio de almacenamiento.

Fuente:[http://www.dspace.espol.edu.ec/bitstream/123456789/21127/2/TESIS%20FINAL%20E.GUERRERO\(1\).pdf](http://www.dspace.espol.edu.ec/bitstream/123456789/21127/2/TESIS%20FINAL%20E.GUERRERO(1).pdf)

2.5.2. Hielo en cubos.

El hielo en cubos es almacenado y conservado a una temperatura de -15 °C, y agrupados en bolsas de 1 y 10 kg, o más, esto dependerá de las especificaciones de cada fábrica, al igual que el espacio de almacenamiento.

2.5.3. Hielo en escamas.

El hielo en escamas es almacenado y conservado en instalaciones destinadas para este fin, a una temperatura de $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$ aprox., en cuanto al espacio de almacenamiento, éste será relativo, y dependerá de cada instalación (fábrica).

Ejemplo: capacidad de almacenamiento 60 Ton. Según referencias obtenidas en fábrica Frigo Austral.

2.6. Selección del refrigerante.

Para la fabricación de hielo en bloques, cubos y escamas, la selección del refrigerante se realizó teniendo en cuenta que sus características termodinámicas, las cuales cumplan con los requerimientos mencionados en el punto 2.2.

El refrigerante a utilizar será el amoníaco, este refrigerante se encuentra en el segundo grupo, siendo tóxico o corrosivo, combustible o explosivo a una concentración de 3,5% o más en volumen. Es algo inflamable y con un bajo nivel de explosión dependiendo de las condiciones a las que se encuentre y pese a esto, sus excelentes propiedades termodinámicas lo hacen ser un refrigerante ideal para fábricas de hielo y grandes cámaras de enfriamiento, debido a su alto calor latente de vaporización.

Características del amoníaco:

- Tiene un alto efecto refrigerante por unidad de peso.
- Posee un punto de ebullición bajo la presión atmosférica estándar ($-2,22\text{ }^{\circ}\text{C}$), las presiones en el evaporador y condensador en las condiciones estándar es de $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ son 34,27 libras por pulgadas² y 169,2 libras por pulgadas² abs.
- La temperatura adiabática en la descarga es relativamente alta siendo de $98,89\text{ }^{\circ}\text{C}$ para las condiciones de toneladas estándar, por lo cual es adecuado tener un enfriamiento del agua tanto en el cabezal, como en el cilindro del compresor.
- Cuando este refrigerante se encuentra en presencia de humedad se vuelve corrosivo para los materiales no ferrosos.
- El amoníaco no es miscible con el aceite, por lo tanto, deberá usarse un separador de aceite en el tubo de descarga del compresor.
- Este refrigerante es de bajo costo, por lo que resulta más económico.
- Su estabilidad química, afinidad por el agua y su no miscibilidad con el aceite hacen al amoníaco un refrigerante ideal para ser usado en sistemas muy grandes donde la toxicidad no es un factor importante.

2.7. Enfriamiento y Congelación.

Para formar los diferentes tipos de hielos, es necesario retirar calor del agua y así lograr las dimensiones de los hielos deseados, la cual consta de 3 etapas, una de enfriamiento sensible sobre el punto de congelación, la segunda denominada etapa de solidificación y finalmente, la etapa de enfriamiento sensible bajo el punto de congelación.

En la etapa de enfriamiento sensible sobre el punto de congelación se debe retirar el calor sensible del agua que se desea enfriar, llevando la temperatura ambiente hasta la temperatura de 0 °C. Este calor se calcula con la siguiente ecuación.

$$Q_{\text{sensible}} = m * c_{\text{p agua}} * \Delta T1 \quad (2.2)$$

Sabiendo que el calor específico del agua es de 4,184 [kJ/(kg*K)].

El flujo másico es posible obtenerlo con la cantidad de masa de agua total que se desea congelar y el tiempo en que esto ocurra, utilizando la siguiente fórmula.

$$m = m_{\text{agua}} / t_{\text{cong}}$$

el $\Delta t1$ es entre la temperatura ambiente y la temperatura de 0°C.

Luego de haber retirado el calor sensible del agua, es necesario retirar el calor latente de ésta, el cual corresponde al calor necesario para realizar el cambio de fase de líquido a sólido, este se denomina calor latente de fusión, el cual está determinado como una constante o también mediante el programa EES saber su valor exacto.

$$HF = 333,6 \text{ [kJ/kg]}$$

Finalmente se retira el calor sensible de congelación, para así formar hielos a la temperatura deseada. Este es obtenido mediante la siguiente ecuación:

$$Q_{\text{sensible cong}} = m * c_{\text{cong}} * \Delta T2 \quad (2.3)$$

En donde la masa es la misma en todos los procesos (enfriamiento y congelación), el calor específico bajo el punto de congelación es de 2,090 [kJ/kg] y la diferencia de temperatura es de 0 °C a la temperatura del producto que se desea congelar.

Finalmente para poder enfriar y congelar se deben utilizar todas las ecuaciones descritas anteriormente, las cuales se resumen en la siguiente fórmula.

$$Q_{\text{abs}} = m * c_{\text{p agua}} * (TA - TC) + m * HF + m * c_{\text{cong}} * (TC - TF) \quad (2.4)$$

2.7.1. Enfriamiento y congelación de los hielos en estudio.

Para un posterior análisis específico de los ciclos de refrigeración en la producción de los hielos en estudio, se realiza a continuación el cálculo del flujo de calor absorbido necesario para la fabricación de las toneladas de producción diaria.

Mediante la fórmula 2.4 se realizan los siguientes cálculos.

Datos:

$$\rho = 1000 \text{ [kg/m}^3\text{]} \quad HF = 333,6 \text{ [kJ/kg]}$$

$$c_{p_{\text{agua}}} = 4,184 \text{ [kJ/(kg}\cdot\text{K)]} \quad c_{p_{\text{cong}}} = 2,090 \text{ [kJ/(kg}\cdot\text{K)]}$$

a) Hielo en bloques.

Para este cálculo fue considerado un tiempo de congelación de 6 horas (21600 s).

$$V = a \times b \times c \quad V = (0,38 \times 0,16 \times 1,2)$$

$$V = 0,07296 \text{ [m}^3\text{]}$$

$$m_{\text{agua}} = \rho \times V \quad m_{\text{agua}} = 1000 \text{ [kg/m}^3\text{]} \times 0,07296 \text{ [m}^3\text{]}$$

$$m_{\text{agua}} = 72,96 \text{ [kg]}$$

$$mt = m_{\text{agua}} \times N \quad mt = 72,96 \text{ [kg]} \times 50$$

$$mt = 3648 \text{ [kg]}$$

$$m = \frac{mt}{t_{\text{cong}}} \quad m = 3648 \text{ [kg]} / 21600 \text{ [s]}$$

$$m = 0,1688 \text{ [kg/s]}$$

$$Q_{\text{abs}} = 0,1688 \times 4,184 \times (35-0) + 0,1688 \times 333,6 + 0,1688 \times 2,090 \times (0- -15)$$

$$Q_{\text{abs}} = 86,32 \text{ [kW]}$$

b) Hielo en cubos.

Para este cálculo fue considerado un tiempo de congelación de 30 minutos (1800 s) y 144 cubos.

$$V = a \times b \times c$$

$$V = (0,032 \times 0,028 \times 0,04)$$

$$V = 0,0003584 \text{ [m}^3\text{]}$$

$$m_{\text{agua}} = \rho \times V$$

$$m_{\text{agua}} = 1000 \text{ [kg/m}^3\text{]} \times 0,0003584 \text{ [m}^3\text{]}$$

$$m_{\text{agua}} = 0,03584 \text{ [kg]}$$

$$mt = m_{\text{agua}} \times N$$

$$N \quad mt = 0,03584 \text{ [kg]} \times 144$$

$$mt = 5,16096 \text{ [kg]}$$

$$m = \frac{mt}{t_{\text{cong}}}$$

$$m = 5,16096 \text{ [kg]} / 1800 \text{ [s]}$$

$$m = 0,002867 \text{ [kg/s]}$$

$$Q_{\text{abs}} = 0,002867 \times 4,184 \times (35-0) + 0,002867 \times 333,6 + 0,002867 \times 2,090 \times (0- -15)$$

$$Q_{\text{abs}} = 1,466 \text{ [kW]}$$

$$0,248 \text{ [Ton]} \longrightarrow 86400 \text{ [s]}$$

$$X = 0,00516 \text{ [Ton]}$$

$$X \quad \longrightarrow 1800 \text{ [s]}$$

$$X = 5,16 \text{ [kg]}$$

c) Hielo en escamas.

Para este cálculo fue considerado un tiempo de congelación de 45 segundos.

$$24 \text{ [Ton]} \longrightarrow 86400 \text{ [s]} \quad X = \frac{24 \times 45}{86400}$$

$$X \longrightarrow 45 \text{ [s]} \quad X = 0,0125 \text{ [Ton]} \quad X = 12,5 \text{ [kg]}$$

$$m = \frac{mt}{t_{cong}} \quad m = 12,5 \text{ [kg]} / 45 \text{ [s]}$$

$$m = 0,278 \text{ [kg/s]}$$

$$Q_{abs} = 0,278 \times 4,184 \times (35 - 0) + 0,278 \times 333 + 0,278 \times 2,090 \times (0 - -15)$$

$$Q_{abs} = 142,166 \text{ [kW]}$$

Tabla resumen, resultados obtenidos.

	Producción diaria.		Producción por un ciclo de trabajo.		Q _{abs} [kW]
	[kg]	[s]	[kg]	[s]	
Hielo en bloques	15000	86400	3750	21600	86,32
Hielo en cubos	248	86400	5,16	1800	1,46
Hielo en escamas	24000	86400	12,5	45	142,16

El flujo de calor obtenido necesario para fabricar las toneladas diarias producidas será el mismo, que para un tiempo de trabajo menor o mayor, es decir, continuará siendo el mismo flujo de calor absorbido en completar un ciclo de trabajo; la potencia continuará siendo la misma, lo que ira en aumento es la energía que se genera en cumplir más horas de fabricación.

C A P I T U L O I I I

ANALISIS DE CICLOS DE REFRIGERACION.

3.1. Introducción.

En el capítulo anterior se efectuó un estudio de las necesidades y requerimientos para la fabricación de los tres tipos de hielo que se desea generar.

El objetivo de este capítulo es analizar algunos ciclos de refrigeración cuya función termodinámica es mantener una región fría a una temperatura por debajo a la del entorno.

Considerando que la temperatura final de dichos tipos de hielo es $-15^{\circ}\text{C} \pm 2^{\circ}\text{C}$, se adopta el criterio de realizar el análisis para una misma temperatura de cambio de fase en el evaporador en todos los ciclos, la que se fija en 5°C menos.

Temperatura de cambio de fase en el evaporador = $-20^{\circ}\text{C} = 253\text{ K}$

A su vez, se fija la **temperatura de cambio fase en el condensador en $40^{\circ}\text{C} = 313\text{ K}$**

Además, se incluye el estudio de cómo influye dichas temperaturas en la eficiencia de los ciclos.

Como se sabe, un mismo ciclo sirve para producir distintos tipos de hielo, es decir, termodinámicamente no hay diferencia ni en la configuración del ciclo, ni en el valor del COP. Si se requiere absorber mayor o menor flujo de calor basta con aumentar o disminuir el flujo de refrigerante. Obviamente la capacidad de máquinas y equipos será diferente y eso influye en la selección y en los costos, pero no en el análisis termodinámico.

La cantidad de refrigerante, la magnitud de la potencia de compresión, el flujo de calor rechazado y otros, se obtiene simplemente en forma proporcional, si se conoce la información de un caso particular.

3.2. Ciclo de Carnot (para refrigeración).

Este ciclo se obtiene invirtiendo el recorrido de los procesos del ciclo de trabajo. Por esto se le llama "ciclo invertido de Carnot".

Este ciclo lo realiza un refrigerante que circula con flujo estacionario a través de una serie de procesos internamente reversibles.

Cabe señalar que el ciclo de Carnot, para trabajo o refrigeración, es el de mayor eficiencia conocida hasta ahora. En consecuencia, es un buen referente que indica que conviene hacer termodinámicamente, sin entrar en detalles de máquinas y equipos.

$$E_r = \frac{COP_{real}}{COP_{carnot}}$$

Eficiencia relativa

La figura 3.1, muestra el diagrama T-s para el ciclo de Carnot.

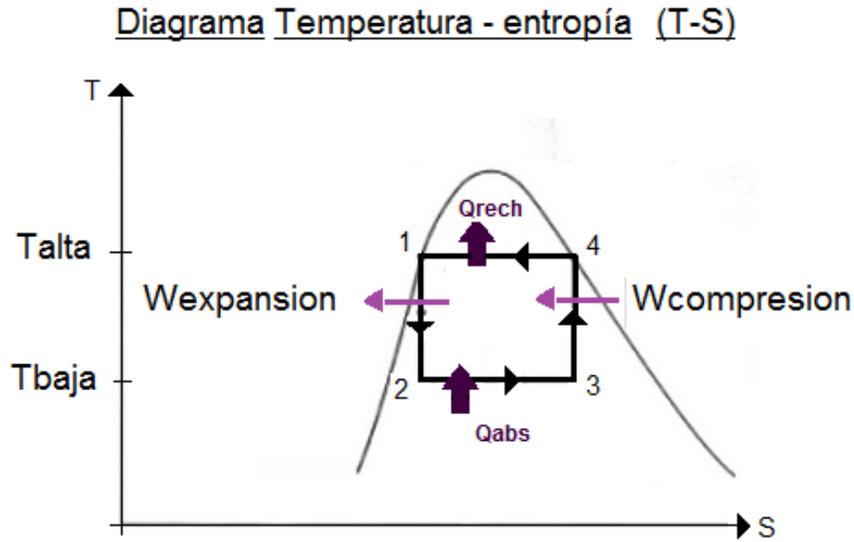


Figura 3.1: Ciclo de Carnot para refrigeración.

Fuente: Autoras del seminario.

El ciclo de Carnot se compone de 2 procesos isotérmicos reversibles y de 2 procesos isentrópicos.

En el proceso 2-3, entrega calor desde el ambiente frío al refrigerante.

En el proceso 4-1, extrae calor del refrigerante al ambiente exterior (caliente)

Este ciclo de refrigeración es el más eficiente, el cual opera entre 2 niveles específicos de temperatura, esto se puede calcular con el llamado coeficiente de operación máximo (COP).

- Forma general.

$$COP = \frac{Q_{\text{absorbido}}}{(Q_{\text{rechazado}} - Q_{\text{absorbido}})} = \frac{Q_{\text{absorbido}}}{W_{\text{neta}}} \tag{3.1}$$

- Con temperaturas absolutas.

$$COP_{\text{Carnot}} = \frac{T_{\text{baja}}}{T_{\text{alta}} - T_{\text{baja}}} \tag{3.2}$$

El COP, es un número adimensional que indica la eficiencia de un ciclo de refrigeración. A mayor COP, mayor eficiencia.

De este ciclo, se concluye que, en sistemas de refrigeración es conveniente que la T_{baja} sea la mayor posible (debe satisfacer las necesidades del producto a enfriar), y que la T_{alta} sea la menor posible.

3.3. Ciclo estándar por compresión de vapor.

3.3.1. Diagramas termodinámicos.

El ciclo estándar por compresión de vapor, se realiza con una sustancia de trabajo que se denomina refrigerante, el cual circula por todo el sistema y es sometido a diferentes cambios de estados y gases.

En la figura 3.2. Los gráficos P-h y T-s se ilustran los diferentes procesos del ciclo estándar por compresión de vapor.

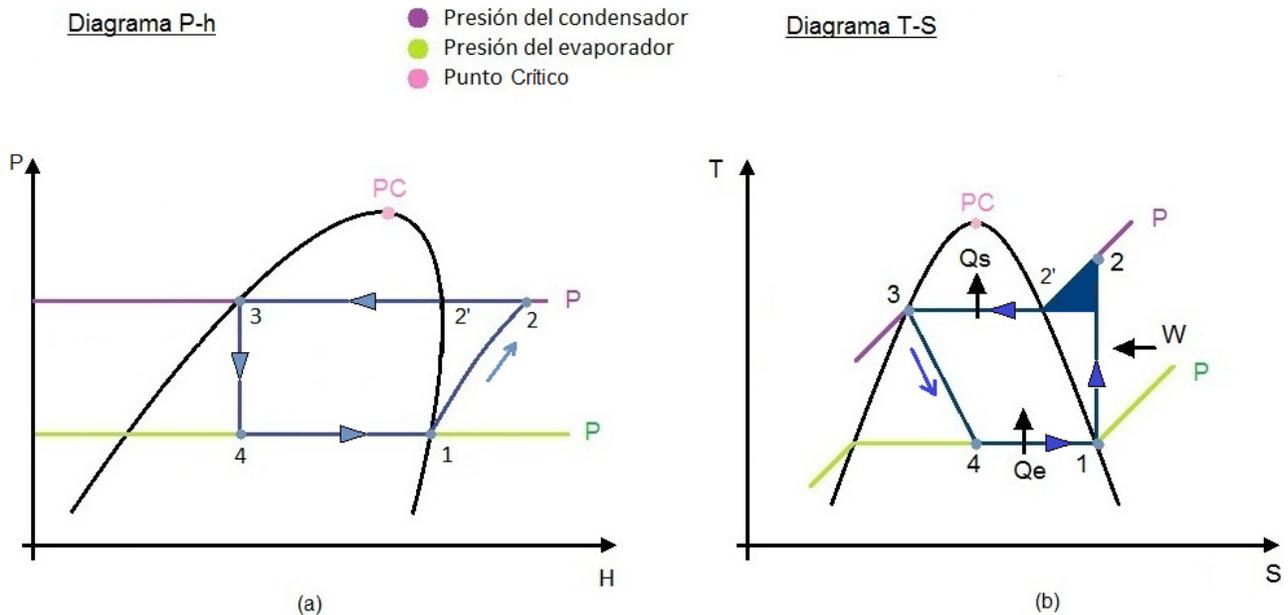


Figura 3.2: Diagrama P-h y T-s, de un ciclo estándar de refrigeración con compresión de vapor.

Fuente: Autoras del seminario.

Este ciclo consta de 4 procesos fundamentales:

- Proceso 1-2 Compresión isentrópica.
- Proceso 2-3 Condensación isobárica.
- Proceso 3-4 Expansión isentrópica.
- Proceso 4-1 Evaporación isobárica.

Compresión isentrópica (1-2). En este estado el refrigerante entra al compresor como vapor saturado seco a baja presión y se comprime isentrópicamente, o sea se ejerce un trabajo mecánico en él, para aumentar su temperatura, saliendo de este un vapor sobrecalentado, a la presión del condensador.

$$S_1 = S_2 \quad (3.3)$$

Enfriamiento sensible (2-2'). El refrigerante descargado del compresor (2) como vapor sobrecalentado es enfriado a la temperatura y presión del proceso de cambio de fase en el condensador, quedando como vapor saturado seco (2').

En el gráfico T-s se muestra el triángulo de sobrecalentamiento y la cantidad de calor sensible que es eliminado al enfriarse el vapor desde la temperatura de descarga hasta la del condensante. Éste se determina mediante la diferencias de entalpías. A mayor triángulo de sobrecalentamiento menor eficiencia del ciclo.

$$q_{\text{sensible}} = (h_2 - h_{2'}) \quad (3.4)$$

Condensación 2'-3. El refrigerante sufre el cambio de fase denominado condensación, el cual es transformado desde vapor saturado seco a líquido saturado a través del rechazo de calor al ambiente externo.

En los diagramas P-h y T-s se puede apreciar que este proceso se realiza a temperatura y presión constante.

$$t_2' = t_3; P_2 = P_3 \quad (3.5)$$

Expansión (3-4). En este proceso el líquido saturado que sale del condensador a su presión y temperatura, entra a un dispositivo de expansión, el cual puede ser un tubo capilar o una válvula de expansión; a medida que el líquido refrigerante pasa por este

dispositivo se realiza un estrangulamiento al fluido refrigerante, el cual hace declinar su temperatura y presión hasta la del evaporizante, mediante una expansión adiabática. Es por esto que la entalpía del fluido permanece constante durante el proceso.

Vaporación (4-1). En este proceso la sustancia de trabajo entra al evaporador como vapor húmedo y a medida que ésta fluya a través de él, se genera un cambio de fase en el fluido refrigerante, el cual es evaporado absorbiendo calor del espacio refrigerado y aumentado su entalpía para salir como vapor saturado seco; y así se completa el ciclo.

Debido a que este proceso se efectúa a presión y temperatura constante, se concluye que es tanto un proceso isotérmico como isobárico, pues es propio de las características de un fluido en cambio de fase.

La cantidad de calor absorbida por el refrigerante en el evaporador se denomina efecto refrigerante, el cual es la diferencia de entalpía en el proceso 4-1.

En la figura 3.2 se observa el diagrama presión – entalpía (P-h) y temperatura – entropía (T-s), en donde es posible observar cada uno de sus estados descritos anteriormente, sus cambios de presión, entalpía y a su vez los cambios de fase que sufre el fluido refrigerante. Además el trabajo mecánico, la cantidad de calor absorbido y rechazado,

se puede concluir que este ciclo posee 4 elementos o unidades fundamentales, los cuales son los siguientes:

3.3.2. Maquinas y equipos de un ciclo por compresión de vapores.

Compresor: esta máquina permite aumentar la temperatura y presión del fluido refrigerante, pues al entrar como vapor saturado a baja presión y temperatura, es comprimido para así descargar un vapor sobrecalentado a alta temperatura.

Condensador: este es un intercambiador de calor, que permite el cambio de fase de vapor sobrecalentado a líquido saturado, sin cambios de presión y temperatura, a través del rechazo del calor al aire ambiente.

Dispositivo de expansión: este elemento puede ser de dos tipos, los cuales son una válvula de expansión o un tubo capilar.

Válvula de expansión: este dispositivo de expansión hace descender drásticamente la presión y la temperatura, mediante la estrangulación del fluido refrigerante.

Tubo capilar: dispositivo más sencillo, el cual consiste en un tubo de longitud larga, cuyo diámetro es pequeño. Su ventaja principal es su sencillez debido a que no existe

mecanismo y la carga debe ser exacta para no alterar el correcto funcionamiento del sistema.

Evaporador: es un intercambiador de calor, cuya función es inversa a la del condensador, éste permite el cambio de fase de vapor húmedo a un vapor saturado, mediante al aporte de calor del producto o ambiente que se requiere enfriar.

- Consigna de colores

Para diagramas:

- Palta ó Pcond
- Pint
- Pbaja ó Pevap

Para tablas:

- Resultados con mejor COP
- variable modificada

- El sistema de refrigeración del ciclo ideal de compresión de vapor y los diagramas termodinámicos del amoniaco para el ciclo estándar (punto 3.3), son iguales para para la fabricación del Hielo en bloques, cubos o escamas.

En la figura 3.3 se ilustra los elementos principales del ciclo de refrigeración por compresión de vapor (evaporador, compresor, condensador y D.E.), y también el recorrido de la masa del refrigerante, la cual es la misma en todos los procesos del ciclo.

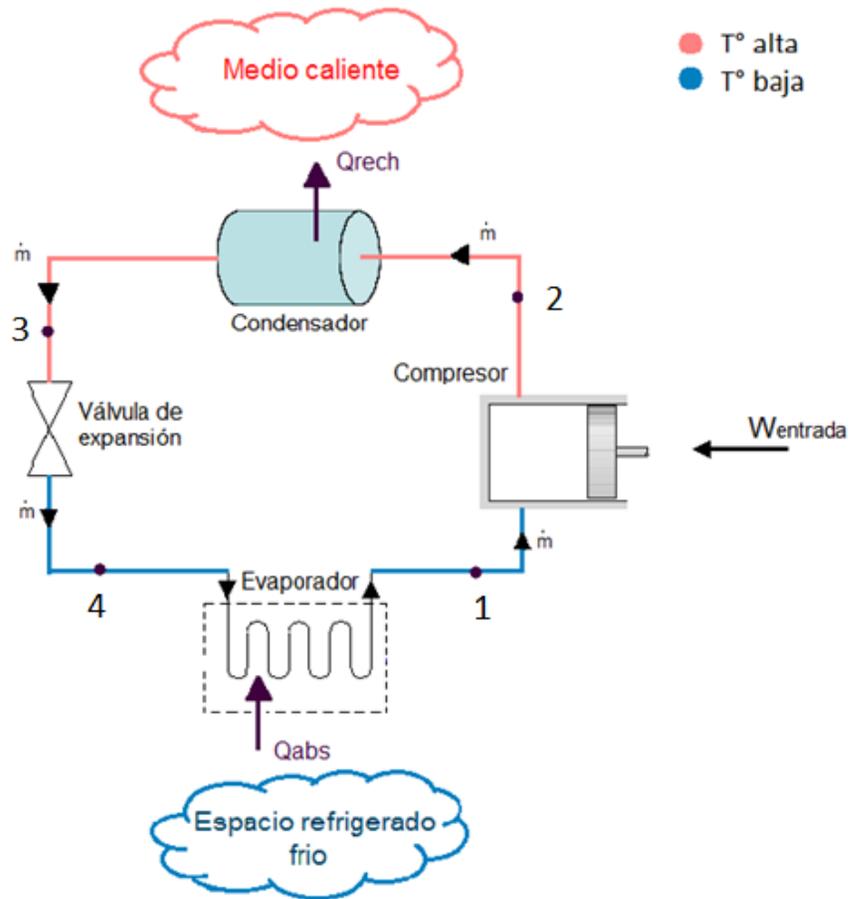


Figura 3.3: Sistema de refrigeración por compresión de vapor.

Fuente: Autoras del seminario.

3.3.3. Análisis termodinámico del ciclo estándar, mediante el software EES.

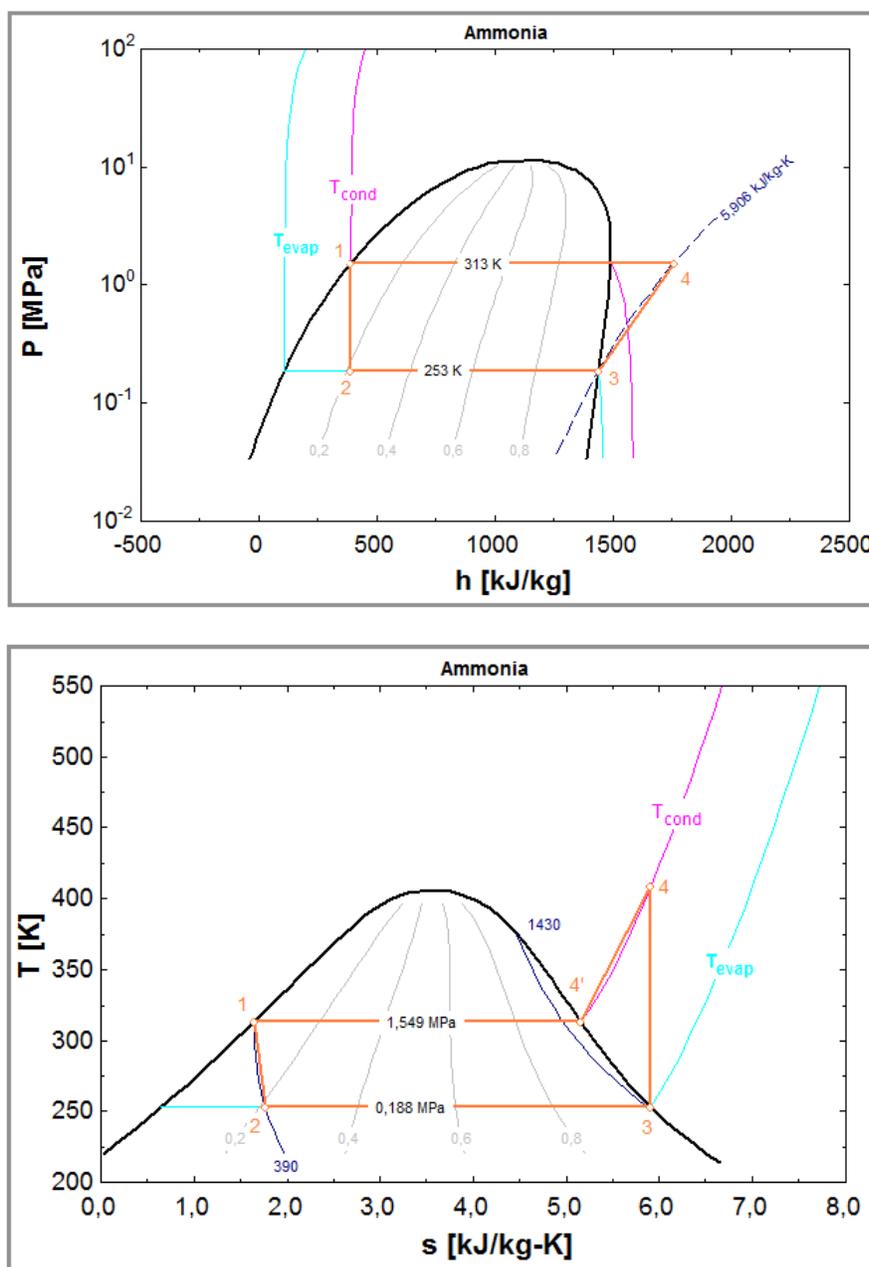


Figura 3.4: Diagramas termodinámicos del amoniaco para el ciclo estándar.

Fuente: Autoras del seminario.

La figura 3.4 muestra el recorrido del amoniaco para el ciclo estándar.

3.3.4. Análisis general.

Se estudiará el comportamiento de este ciclo en donde las ecuaciones y variables de estado están definidas y se detallan en el anexo A, mediante el programa EES.

a) Salidas de resultados.

$$\begin{aligned}
 m_r &= 0,09546 \text{ [kg/s]} & Q_{\text{abs}} &= 100 \text{ [kW]} \\
 P_{\text{cond}} &= 1,549 \text{ [MPa]} & Q_{\text{rech}} &= 130,5 \text{ [kW]} \\
 P_{\text{evap}} &= 0,1888 \text{ [MPa]} & W_{\text{comp}} &= 30,51 \text{ [kW]} \\
 \text{COP}_{\text{carnot}} &= 4,217 & \text{COP} &= 3,278
 \end{aligned}$$

En este caso m_r corresponde al flujo másico del refrigerante el cual es idéntico en todos los procesos del ciclo.

Mediante el programa EES, fueron realizadas las tablas paramétricas que se detallan a continuación, realizando diversas variaciones.

Las conclusiones de las tablas paramétricas, correspondiente a cada ciclo en estudio, serán descritas en el punto 3.10.

b) Tablas paramétricas.

Tabla 3.1: Variación del flujo de calor absorbido (Q_{abs})

1.10	1 m_r [kg/s]	2 P_{cond} [MPa]	3 P_{EVAP} [MPa]	4 Q_{abs} [kW]	5 Q_{rech} [kW]	6 w_{comp} [kW]	7 COP [adim]	8 $\text{COP}_{\text{carnot}}$
Run 1	0,08209	1,549	0,1888	86	112,2	26,24	3,278	4,217
Run 2	0,08358	1,549	0,1888	87,56	114,3	26,71	3,278	4,217
Run 3	0,08506	1,549	0,1888	89,11	116,3	27,19	3,278	4,217
Run 4	0,08655	1,549	0,1888	90,67	118,3	27,66	3,278	4,217
Run 5	0,08803	1,549	0,1888	92,22	120,4	28,14	3,278	4,217
Run 6	0,08952	1,549	0,1888	93,78	122,4	28,61	3,278	4,217
Run 7	0,091	1,549	0,1888	95,33	124,4	29,09	3,278	4,217
Run 8	0,09249	1,549	0,1888	96,89	126,4	29,56	3,278	4,217
Run 9	0,09397	1,549	0,1888	98,44	128,5	30,04	3,278	4,217
Run 10	0,09546	1,549	0,1888	100	130,5	30,51	3,278	4,217

Tabla 3.2: Variación de temperatura ambiente (TA) y Q_{abs} constante.

1..10	1 mṙ [kg/s]	2 P _{cond} [MPa]	3 P _{EVAP} [MPa]	4 TA [K]	5 Q _{abs} [kW]	6 Q _{rech} [kW]	7 w _{comp} [kW]	8 COP [adim]	9 COP _{carnot}
Run 1	0,09778	1,775	0,1888	313	100	133,8	33,81	2,957	3,892
Run 2	0,09751	1,749	0,1888	312,4	100	133,4	33,44	2,991	3,926
Run 3	0,09725	1,723	0,1888	311,9	100	133,1	33,07	3,024	3,96
Run 4	0,09699	1,697	0,1888	311,3	100	132,7	32,69	3,059	3,995
Run 5	0,09673	1,672	0,1888	310,8	100	132,3	32,33	3,093	4,03
Run 6	0,09647	1,647	0,1888	310,2	100	132	31,96	3,129	4,066
Run 7	0,09622	1,622	0,1888	309,7	100	131,6	31,59	3,165	4,103
Run 8	0,09596	1,597	0,1888	309,1	100	131,2	31,23	3,202	4,14
Run 9	0,09571	1,573	0,1888	308,6	100	130,9	30,87	3,239	4,178
Run 10	0,09546	1,549	0,1888	308	100	130,5	30,51	3,278	4,217

Tabla 3.3: Variación en la temperatura del evaporador con Q_{abs} constante.

1..10	1 mṙ [kg/s]	2 P _{cond} [MPa]	3 P _{EVAP} [MPa]	4 T _{EVAP} [K]	5 Q _{abs} [kW]	6 Q _{rech} [kW]	7 w _{comp} [kW]	8 COP [adim]	9 COP _{carnot}
Run 1	0,09721	1,549	0,1022	240	100	141,7	41,73	2,396	3,288
Run 2	0,09701	1,549	0,1098	241,4	100	140,4	40,36	2,478	3,374
Run 3	0,0968	1,549	0,1179	242,9	100	139	39,02	2,563	3,464
Run 4	0,0966	1,549	0,1264	244,3	100	137,7	37,71	2,652	3,558
Run 5	0,0964	1,549	0,1355	245,8	100	136,4	36,44	2,745	3,656
Run 6	0,09621	1,549	0,145	247,2	100	135,2	35,19	2,842	3,758
Run 7	0,09601	1,549	0,1551	248,7	100	134	33,98	2,943	3,865
Run 8	0,09583	1,549	0,1658	250,1	100	132,8	32,79	3,049	3,977
Run 9	0,09564	1,549	0,177	251,6	100	131,6	31,64	3,161	4,094
Run 10	0,09546	1,549	0,1888	253	100	130,5	30,51	3,278	4,217

3.4. Ciclo con separación de vapor en beneficio del evaporador.

3.4.1. Diagrama de maquinas y equipos.

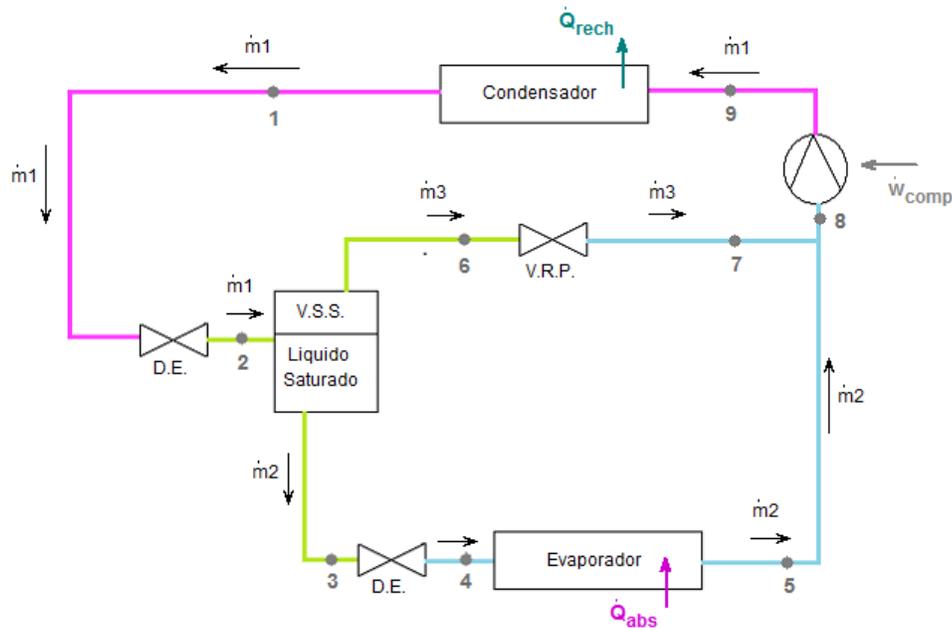


Figura 3.5: Ciclo de refrigeración con separación de vapor en beneficio del evaporador.

Fuente: Autoras del proyecto.

La figura 3.5, muestra los elementos principales del ciclo, el cual incluye un separador de vapor cuya entrada corresponde al estado 2, además de los elementos principales de un ciclo de refrigeración estándar. La masa refrigerante entra al separador de vapor, para luego ser separada en líquido saturado y vapor saturado seco, parte de la masa ya convertida en líquido saturado se va directamente al evaporador (estado 4) y el vapor saturado seco es guiado hacia la válvula reductora de presión (V.R.P.).

Posteriormente en el estado 8 se observa un punto de mezcla, en donde la masa que viene del evaporador y la masa a la salida de la V.R.P. se juntan formando una misma masa resultante de refrigerante, la cual es igual a la masa de entrada en el estado 2, pues ésta es la que se subdivide y luego se vuelve a mezclar en la entrada del compresor para así seguir con el mismo ciclo.

3.4.2. Análisis termodinámico mediante el software EES.

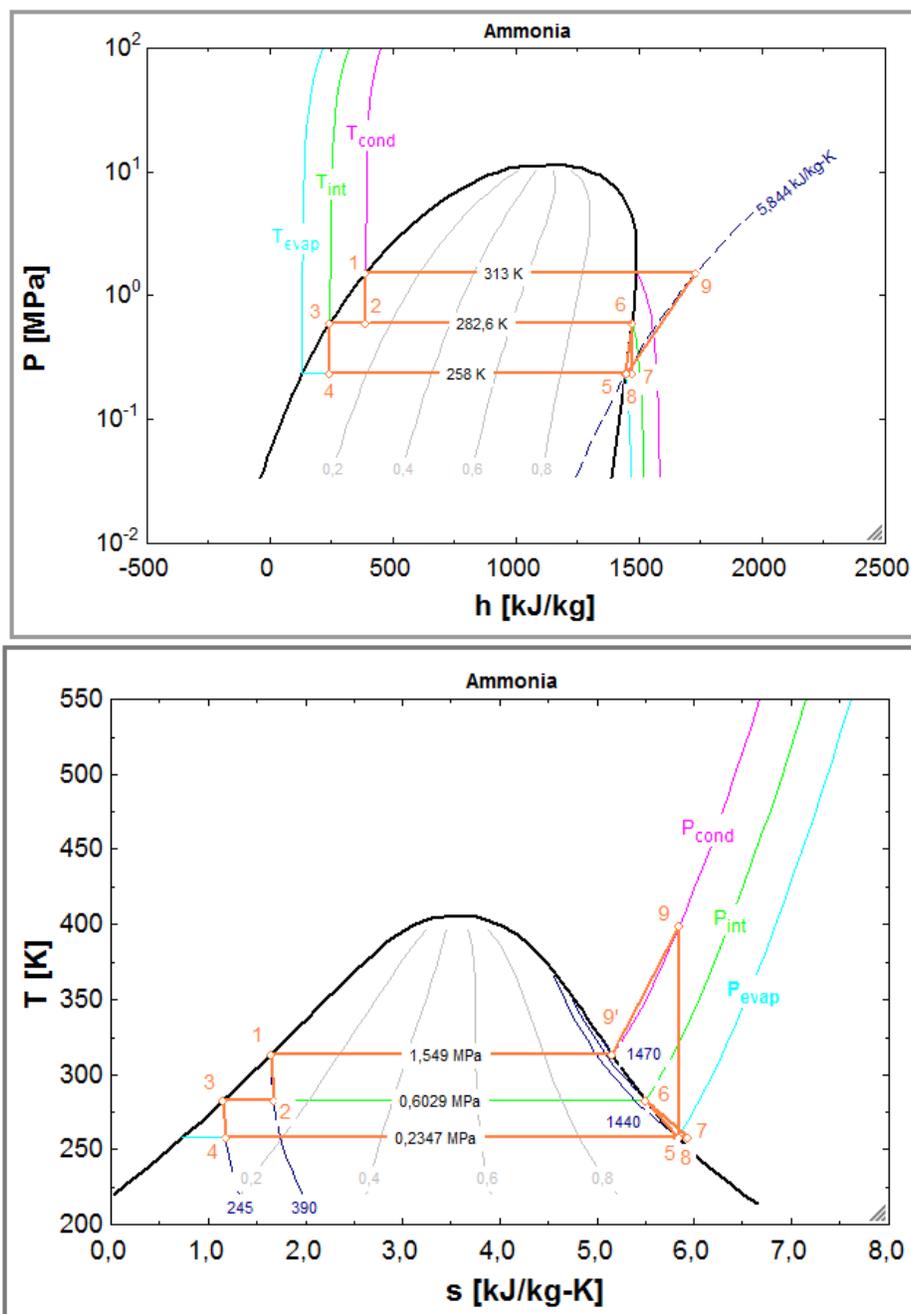


Figura 3.6: Diagramas termodinámicos del amoníaco para el ciclo de refrigeración con separador de vapor en beneficio del evaporador.

Fuente: Autoras del proyecto.

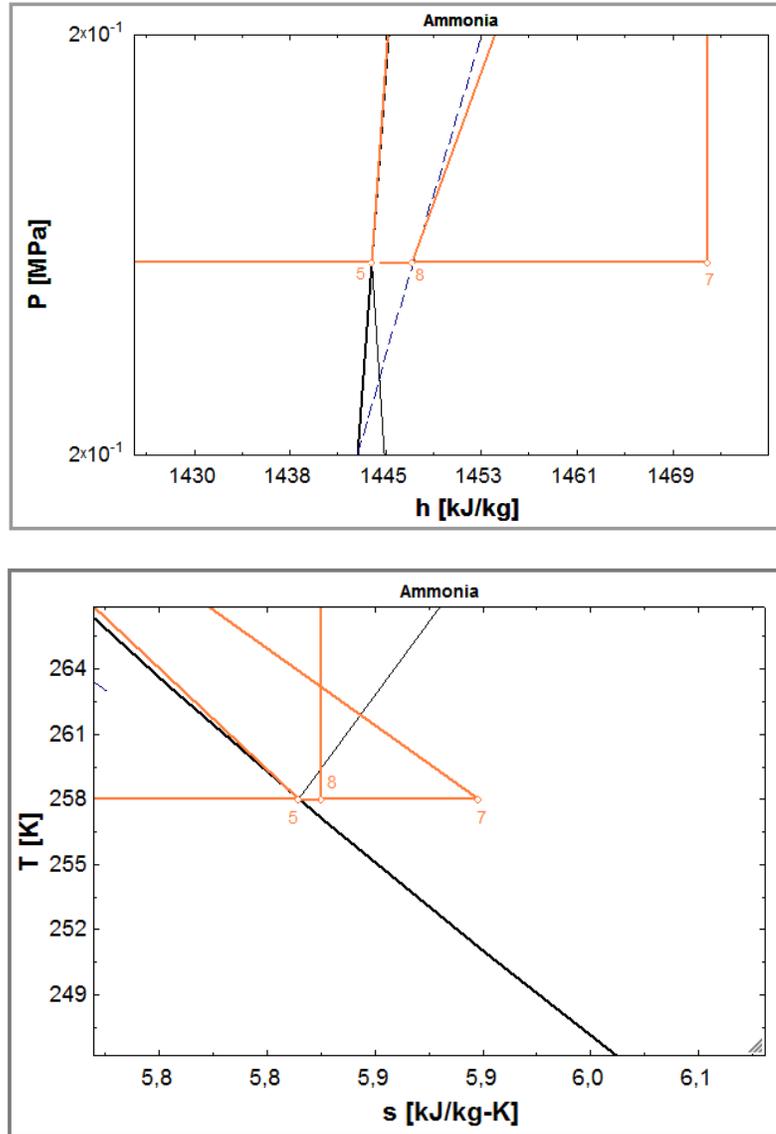


Figura 3.7: Diagramas termodinámicos del amoniaco para el ciclo de refrigeración con separador de vapor en beneficio del evaporador; punto de mezcla.

Fuente: Autoras del proyecto.

Con los resultados obtenidos y los estados termodinámicos definidos, se ilustran en la figura 3.6, los diagrama de presión - entalpía (P – h) y temperatura - entropía (T-s), en donde se observa la trayectoria del refrigerante y como se porta en sus diferentes estados. En este diagrama se aprecia una imagen no muy clara del punto de mezcla, es por ello que se le realizó un zoom a éste, para mostrar una imagen en mejor definición (ver figura 3.7).

3.4.3. Análisis general.

Se realizara un estudio del comportamiento de este ciclo en donde las ecuaciones y variables de estado están definidas y se detallan en el anexo B, mediante el software EES.

a) Salida de resultados.

$$\begin{aligned}
 m_r &= 0,0827 \text{ [kg/s]} & Q_{\text{abs}} &= 100 \text{ [kW]} \\
 P_{\text{cond}} &= 1,549 \text{ [MPa]} & Q_{\text{rech}} &= 130,6 \text{ [kW]} \\
 P_{\text{evap}} &= 0,1888 \text{ [MPa]} & W_{\text{comp}} &= 30,63 \text{ [kW]} \\
 P_{\text{int}} &= 0,5408 \text{ [MPa]} & \text{COP} &= 3,265 \\
 \text{COP}_{\text{carnot}} &= 4,217
 \end{aligned}$$

En este caso $m_r = m_2$, corresponden al flujo másico del refrigerante que circula por el evaporador.

Mediante el programa EES, fueron realizadas las tablas paramétricas que se detallan a continuación, realizando diversas variaciones.

b) Tablas paramétricas.

Tabla 3.4: Variación de flujo de calor absorbido (Q_{abs})

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
	m_r [kg/s]	m_1 [kg/s]	m_2 [kg/s]	m_3 [kg/s]	P_{cond} [MPa]	P_{evap} [MPa]	P_{int}	Q_{abs} [kW]	Q_{rech} [kW]	W_{comp} [kW]	COP [adim]	$\text{COP}_{\text{carnot}}$
Run 1	0,07118	0,08178	0,07118	0,01059	1,549	0,1888	0,5408	86	112,3	26,34	3,265	4,217
Run 2	0,07247	0,08326	0,07247	0,01079	1,549	0,1888	0,5408	87,56	114,4	26,82	3,265	4,217
Run 3	0,07376	0,08474	0,07376	0,01098	1,549	0,1888	0,5408	89,11	116,4	27,29	3,265	4,217
Run 4	0,07505	0,08622	0,07505	0,01117	1,549	0,1888	0,5408	90,67	118,4	27,77	3,265	4,217
Run 5	0,07633	0,0877	0,07633	0,01136	1,549	0,1888	0,5408	92,22	120,5	28,25	3,265	4,217
Run 6	0,07762	0,08917	0,07762	0,01155	1,549	0,1888	0,5408	93,78	122,5	28,72	3,265	4,217
Run 7	0,07891	0,09065	0,07891	0,01174	1,549	0,1888	0,5408	95,33	124,5	29,2	3,265	4,217
Run 8	0,0802	0,09213	0,0802	0,01194	1,549	0,1888	0,5408	96,89	126,6	29,68	3,265	4,217
Run 9	0,08148	0,09361	0,08148	0,01213	1,549	0,1888	0,5408	98,44	128,6	30,15	3,265	4,217
Run 10	0,08277	0,09509	0,08277	0,01232	1,549	0,1888	0,5408	100	130,6	30,63	3,265	4,217

Tabla 3.5: Variación de presión intermedia con Q_{abs} constante.

1..10	1 mr [kg/s]	2 m ₁ [kg/s]	3 m ₂ [kg/s]	4 m ₃ [kg/s]	5 P _{cond} [MPa]	6 P _{evap} [MPa]	7 P _{int}	8 Q _{abs} [kW]	9 Q _{rech} [kW]	10 W _{comp} [kW]	11 COP [adim]	12 COP _{carnot}
Run 1	0,07554	0,09542	0,07554	0,01988	1,549	0,1888	0,2	100	130,5	30,52	3,276	4,217
Run 2	0,07911	0,09518	0,07911	0,01607	1,549	0,1888	0,3444	100	130,6	30,6	3,268	4,217
Run 3	0,08189	0,0951	0,08189	0,01321	1,549	0,1888	0,4889	100	130,6	30,63	3,265	4,217
Run 4	0,08425	0,09509	0,08425	0,01084	1,549	0,1888	0,6333	100	130,6	30,63	3,265	4,217
Run 5	0,08635	0,09512	0,08635	0,008768	1,549	0,1888	0,7778	100	130,6	30,62	3,266	4,217
Run 6	0,08828	0,09517	0,08828	0,00689	1,549	0,1888	0,9222	100	130,6	30,6	3,267	4,217
Run 7	0,09007	0,09523	0,09007	0,005154	1,549	0,1888	1,067	100	130,6	30,59	3,27	4,217
Run 8	0,09177	0,09529	0,09177	0,003523	1,549	0,1888	1,211	100	130,6	30,56	3,272	4,217
Run 9	0,09339	0,09536	0,09339	0,001975	1,549	0,1888	1,356	100	130,5	30,54	3,274	4,217
Run 10	0,09494	0,09543	0,09494	0,00049	1,549	0,1888	1,5	100	130,5	30,52	3,277	4,217

Tabla 3.6: Variación de temperatura ambiente con presión intermedia y Q_{abs} constante.

1..10	1 mr [kg/s]	2 m ₁ [kg/s]	3 m ₂ [kg/s]	4 m ₃ [kg/s]	5 P _{cond} [MPa]	6 P _{evap} [MPa]	7 P _{int}	8 TA [K]	9 Q _{abs} [kW]	10 Q _{rech} [kW]	11 W _{comp} [kW]	12 COP [adim]	13 COP _{carnot}
Run 1	0,09494	0,09543	0,09494	0,00049	1,549	0,1888	1,5	308	100	130,5	30,52	3,277	4,217
Run 2	0,09494	0,09567	0,09494	0,0007288	1,573	0,1888	1,5	308,6	100	130,9	30,88	3,238	4,178
Run 3	0,09494	0,09591	0,09494	0,0009691	1,597	0,1888	1,5	309,1	100	131,2	31,25	3,2	4,14
Run 4	0,09494	0,09615	0,09494	0,001211	1,622	0,1888	1,5	309,7	100	131,6	31,61	3,163	4,103
Run 5	0,09494	0,0964	0,09494	0,001454	1,647	0,1888	1,5	310,2	100	132	31,98	3,127	4,066
Run 6	0,09494	0,09664	0,09494	0,001699	1,672	0,1888	1,5	310,8	100	132,4	32,35	3,091	4,03
Run 7	0,09494	0,09689	0,09494	0,001946	1,697	0,1888	1,5	311,3	100	132,7	32,73	3,056	3,995
Run 8	0,09494	0,09714	0,09494	0,002194	1,723	0,1888	1,5	311,9	100	133,1	33,1	3,021	3,96
Run 9	0,09494	0,09739	0,09494	0,002443	1,749	0,1888	1,5	312,4	100	133,5	33,48	2,987	3,926
Run 10	0,09494	0,09764	0,09494	0,002695	1,775	0,1888	1,5	313	100	133,9	33,86	2,953	3,892

Tabla 3.7: Variación en la temperatura del evaporador con presión intermedia y Q_{abs} constante.

1..10	1 mr [kg/s]	2 m ₁ [kg/s]	3 m ₂ [kg/s]	4 m ₃ [kg/s]	5 P _{cond} [MPa]	6 P _{evap} [MPa]	7 P _{int}	8 T _{evap} [K]	9 Q _{abs} [kW]	10 Q _{rech} [kW]	11 W _{comp} [kW]	12 COP [adim]	13 COP _{carnot}
Run 1	0,09668	0,09718	0,09668	0,000499	1,549	0,1022	1,5	240	100	141,7	41,75	2,395	3,288
Run 2	0,09648	0,09697	0,09648	0,0004979	1,549	0,1098	1,5	241,4	100	140,4	40,37	2,477	3,374
Run 3	0,09627	0,09677	0,09627	0,0004969	1,549	0,1179	1,5	242,9	100	139	39,03	2,562	3,464
Run 4	0,09607	0,09657	0,09607	0,0004959	1,549	0,1264	1,5	244,3	100	137,7	37,72	2,651	3,558
Run 5	0,09588	0,09637	0,09588	0,0004948	1,549	0,1355	1,5	245,8	100	136,4	36,45	2,744	3,656
Run 6	0,09568	0,09618	0,09568	0,0004938	1,549	0,145	1,5	247,2	100	135,2	35,2	2,841	3,758
Run 7	0,09549	0,09599	0,09549	0,0004929	1,549	0,1551	1,5	248,7	100	134	33,99	2,942	3,865
Run 8	0,09531	0,0958	0,09531	0,0004919	1,549	0,1658	1,5	250,1	100	132,8	32,8	3,048	3,977
Run 9	0,09512	0,09562	0,09512	0,0004909	1,549	0,177	1,5	251,6	100	131,6	31,65	3,16	4,094
Run 10	0,09494	0,09543	0,09494	0,00049	1,549	0,1888	1,5	253	100	130,5	30,52	3,277	4,217

3.5. Ciclo con enfriamiento intermedio de la compresión.

3.5.1. Diagrama de maquinas y equipos.

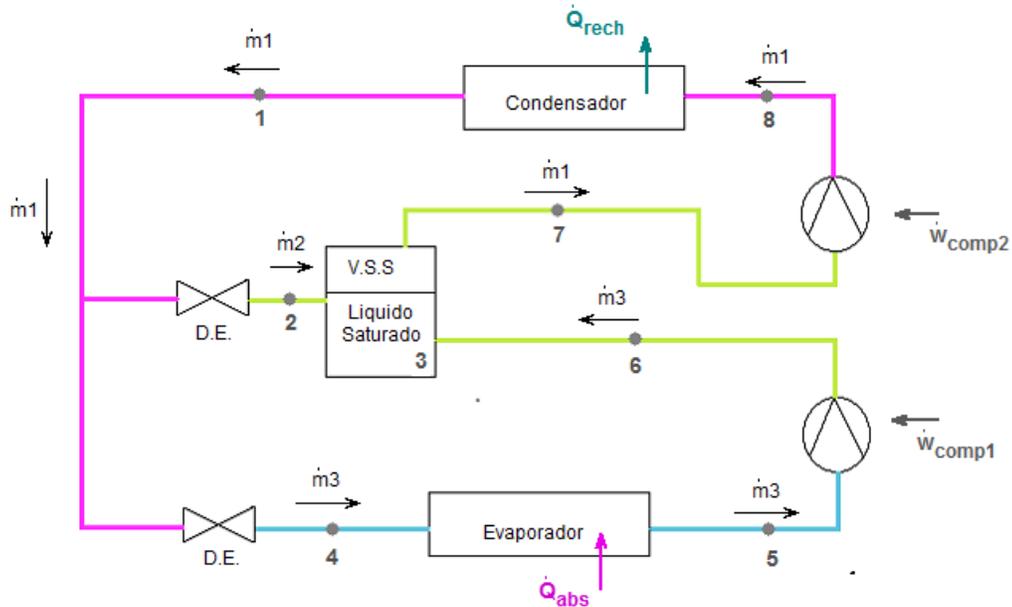


Figura 3.8: Ciclo de refrigeración con enfriamiento intermedio de la compresión.

Fuente: Autoras del proyecto.

En la figura 3.8 se ilustran los elementos básicos de un ciclo de refrigeración (evaporador, condensador, D.E.) y también consta de dos compresores uno de alta y otro de baja presión, además de un estanque, que en este caso permite realizar un enfriamiento intermedio de la compresión. La masa que sale del condensador se subdivide, una parte de la masa se dirige al enfriador (estado 2) y la otra fracción se va hacia el evaporador (estado 4), esta porción atraviesa al evaporador a baja presión y temperatura (estado 5) y así llegar al compresor N°1 (de baja presión), el cual aumenta su presión y temperatura e ingresa al enfriador intermedio (estado 6), donde se vuelve a unir la masa del refrigerante, pero esta vez saliendo como vapor saturado (estado 7), para entrar al compresor N°2 (alta presión), y con ello volver al estado inicial y así efectuarse nuevamente el mismo ciclo.

El proceso 6-7 corresponde al enfriamiento intermedio, el cual permite ahorrar potencia de compresión.

Según el análisis termodinámico correspondiente, el mayor ahorro de potencia de compresión se logra cuando el enfriamiento se realiza a la presión dada por la siguiente ecuación.

$$P_{\text{óptima}} = \sqrt{P_{\text{mayor}} \times P_{\text{menor}}} \quad (3.6)$$

En este caso P_{mayor} , presión de cambio de fase en el condensador y P_{menor} , presión de cambio de fase en el evaporador.

3.5.2. Análisis termodinámico mediante el software EES.

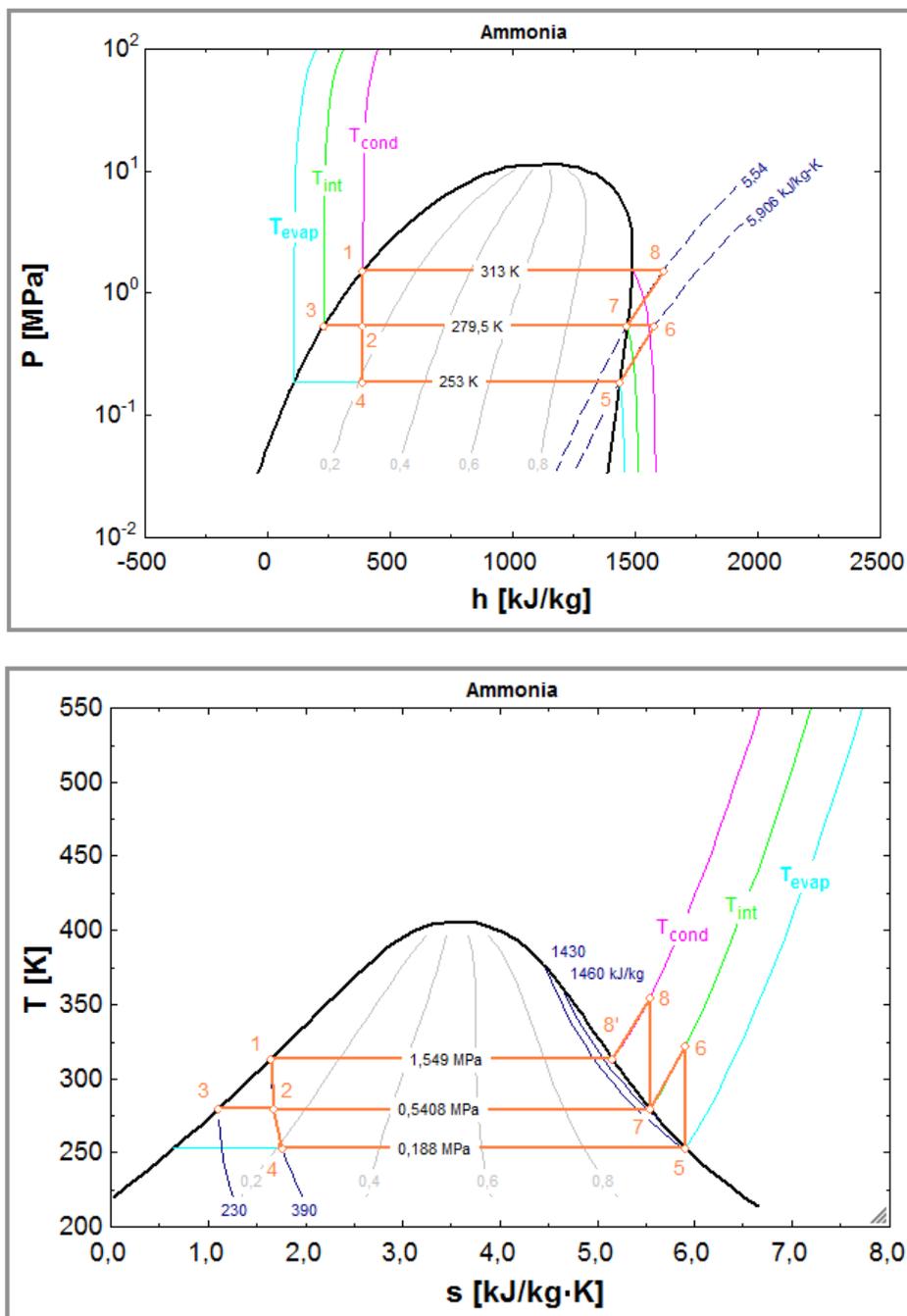


Figura 3.9: Diagramas termodinámicos del amoníaco para el ciclo de refrigeración con enfriamiento intermedio de la compresión.

Fuente: Autoras del proyecto.

Con los resultados obtenidos y los estados termodinámicos definidos, se aprecian en la figura 3.9 los diagramas de presión- entalpía (P – h) y temperatura – entropía (T- s), en los cuales es posible ver la dirección del refrigerante y como se comporta en sus diferentes estados, además de apreciar los cambios de fase.

3.5.3. Análisis general.

Se estudiara el comportamiento de este ciclo en donde sus ecuaciones y variables de estado se encuentran definidas y se detallan en el anexo C, mediante el software EES.

a) Salida de resultados.

$m_r = 0,09546$ [kg/s]	$Q_{abs} = 100$ [kW]
$P_{cond} = 1,549$ [MPa]	$Q_{rech} = 129,1$ [kW]
$P_{evap} = 0,188$ [MPa]	$W_{comp1} = 13,47$ [kW]
$P_{int} = 0,5408$ [MPa]	$W_{comp2} = 15,65$ [kW]
$COP = 3,433$	$COP_{carnot} = 4,217$

En este caso $m_r = m_3$, el cual corresponde al flujo masico del refrigerante que circula por el evaporador.

Mediante el programa EES, fueron realizadas las tablas paramétricas que se detallan a continuación, realizando diversas variaciones.

b) Tablas paramétricas.

Tabla 3.8: Variación de flujo de calor absorbido.

1.10	1 m_r [kg/s]	2 m_1 [kg/s]	3 m_2 [kg/s]	4 m_3 [kg/s]	5 P_{cond} [MPa]	6 P_{evap} [MPa]	7 P_{int} [MPa]	8 Q_{abs} [kW]	9 Q_{rech} [kW]	10 W_{comp1} [kW]	11 W_{comp2} [kW]	12 W_{neto} [kW]	13 COP [adim]	14 COP _{carnot} [adim]
Run 1	0,08209	0,09046	0,008367	0,08209	1,549	0,1888	0,5408	86	111	11,59	13,46	25,05	3,433	4,217
Run 2	0,08358	0,0921	0,008518	0,08358	1,549	0,1888	0,5408	87,56	113,1	11,8	13,71	25,5	3,433	4,217
Run 3	0,08506	0,09373	0,008669	0,08506	1,549	0,1888	0,5408	89,11	115,1	12,01	13,95	25,95	3,433	4,217
Run 4	0,08655	0,09537	0,008821	0,08655	1,549	0,1888	0,5408	90,67	117,1	12,21	14,19	26,41	3,433	4,217
Run 5	0,08803	0,09701	0,008972	0,08803	1,549	0,1888	0,5408	92,22	119,1	12,42	14,44	26,86	3,433	4,217
Run 6	0,08952	0,09864	0,009123	0,08952	1,549	0,1888	0,5408	93,78	121,1	12,63	14,68	27,31	3,433	4,217
Run 7	0,091	0,1003	0,009275	0,091	1,549	0,1888	0,5408	95,33	123,1	12,84	14,92	27,77	3,433	4,217
Run 8	0,09249	0,1019	0,009426	0,09249	1,549	0,1888	0,5408	96,89	125,1	13,05	15,17	28,22	3,433	4,217
Run 9	0,09397	0,1036	0,009577	0,09397	1,549	0,1888	0,5408	98,44	127,1	13,26	15,41	28,67	3,433	4,217
Run 10	0,09546	0,1052	0,009729	0,09546	1,549	0,1888	0,5408	100	129,1	13,47	15,65	29,13	3,433	4,217

Tabla 3.9: Variación de presión intermedia con Q_{abs} constante.

1..10	1 m _r [kg/s]	2 m ₁ [kg/s]	3 m ₂ [kg/s]	4 m ₃ [kg/s]	5 P _{cond} [MPa]	6 P _{evap} [MPa]	7 P _{int} [MPa]	8 Q _{abs} [kW]	9 Q _{rech} [kW]	10 W _{comp1} [kW]	11 W _{comp2} [kW]	12 W _{neto} [kW]	13 COP [adim]	14 COP _{carnot} [adim]
Run 1	0,09546	0,09592	0,0004626	0,09546	1,549	0,1888	0,2	100	130,4	0,6548	29,71	30,36	3,293	4,217
Run 2	0,09546	0,1007	0,005207	0,09546	1,549	0,1888	0,3444	100	129,4	7,297	22,09	29,39	3,403	4,217
Run 3	0,09546	0,1041	0,008665	0,09546	1,549	0,1888	0,4889	100	129,1	12,04	17,11	29,14	3,432	4,217
Run 4	0,09546	0,1069	0,01146	0,09546	1,549	0,1888	0,6333	100	129,2	15,79	13,37	29,15	3,43	4,217
Run 5	0,09546	0,1093	0,01384	0,09546	1,549	0,1888	0,7778	100	129,3	18,92	10,36	29,28	3,415	4,217
Run 6	0,09546	0,1114	0,01594	0,09546	1,549	0,1888	0,9222	100	129,5	21,63	7,836	29,47	3,394	4,217
Run 7	0,09546	0,1133	0,01784	0,09546	1,549	0,1888	1,067	100	129,7	24,02	5,661	29,68	3,369	4,217
Run 8	0,09546	0,115	0,01957	0,09546	1,549	0,1888	1,211	100	129,9	26,17	3,747	29,92	3,342	4,217
Run 9	0,09546	0,1166	0,02119	0,09546	1,549	0,1888	1,356	100	130,2	28,13	2,037	30,17	3,315	4,217
Run 10	0,09546	0,1182	0,0227	0,09546	1,549	0,1888	1,5	100	130,4	29,93	0,4911	30,42	3,287	4,217

Tabla 3.10: Variación de temperatura ambiente con Q_{abs} constante.

1..10	1 m _r [kg/s]	2 m ₁ [kg/s]	3 m ₂ [kg/s]	4 m ₃ [kg/s]	5 P _{cond} [MPa]	6 P _{evap} [MPa]	7 P _{int} [MPa]	8 TA [K]	9 Q _{abs} [kW]	10 Q _{rech} [kW]	11 W _{comp1} [kW]	12 W _{comp2} [kW]	13 W _{neto} [kW]	14 COP [adim]	15 COP _{carnot} [adim]
Run 1	0,09546	0,1052	0,009729	0,09546	1,549	0,1888	0,5408	308	100	129,1	13,47	15,65	29,13	3,433	4,217
Run 2	0,09571	0,1056	0,009862	0,09571	1,573	0,1888	0,545	308,6	100	129,5	13,62	15,84	29,46	3,394	4,178
Run 3	0,09596	0,106	0,009996	0,09596	1,597	0,1888	0,5492	309,1	100	129,8	13,77	16,04	29,8	3,356	4,14
Run 4	0,09622	0,1063	0,01013	0,09622	1,622	0,1888	0,5534	309,7	100	130,1	13,91	16,23	30,14	3,318	4,103
Run 5	0,09647	0,1067	0,01027	0,09647	1,647	0,1888	0,5576	310,2	100	130,5	14,06	16,42	30,48	3,28	4,066
Run 6	0,09673	0,1071	0,01041	0,09673	1,672	0,1888	0,5618	310,8	100	130,8	14,21	16,62	30,83	3,244	4,03
Run 7	0,09699	0,1075	0,01055	0,09699	1,697	0,1888	0,5661	311,3	100	131,2	14,36	16,81	31,17	3,208	3,995
Run 8	0,09725	0,1079	0,01069	0,09725	1,723	0,1888	0,5704	311,9	100	131,5	14,51	17,01	31,52	3,172	3,96
Run 9	0,09751	0,1083	0,01083	0,09751	1,749	0,1888	0,5747	312,4	100	131,9	14,66	17,21	31,87	3,138	3,926
Run 10	0,09778	0,1087	0,01097	0,09778	1,775	0,1888	0,579	313	100	132,2	14,81	17,41	32,22	3,103	3,892

Tabla 3.11: Variación en la temperatura del evaporador con Q_{abs} constante.

1..10	1 m _r [kg/s]	2 m ₁ [kg/s]	3 m ₂ [kg/s]	4 m ₃ [kg/s]	5 P _{cond} [MPa]	6 P _{evap} [MPa]	7 P _{int} [MPa]	8 T _{evap} [K]	9 Q _{abs} [kW]	10 Q _{rech} [kW]	11 W _{comp1} [kW]	12 W _{comp2} [kW]	13 W _{neto} [kW]	14 COP [adim]	15 COP _{carnot} [adim]
Run 1	0,09721	0,11	0,01279	0,09721	1,549	0,1022	0,3979	240	100	139,3	17,72	21,61	39,33	2,542	3,288
Run 2	0,09701	0,1094	0,01242	0,09701	1,549	0,1098	0,4124	241,4	100	138,1	17,22	20,88	38,1	2,625	3,374
Run 3	0,0968	0,1089	0,01206	0,0968	1,549	0,1179	0,4273	242,9	100	136,9	16,72	20,16	36,88	2,711	3,464
Run 4	0,0966	0,1083	0,01171	0,0966	1,549	0,1264	0,4425	244,3	100	135,7	16,23	19,47	35,7	2,801	3,558
Run 5	0,0964	0,1078	0,01136	0,0964	1,549	0,1355	0,4581	245,8	100	134,5	15,75	18,79	34,54	2,895	3,656
Run 6	0,09621	0,1072	0,01102	0,09621	1,549	0,145	0,474	247,2	100	133,4	15,28	18,13	33,41	2,993	3,758
Run 7	0,09601	0,1067	0,01069	0,09601	1,549	0,1551	0,4902	248,7	100	132,3	14,82	17,49	32,3	3,096	3,865
Run 8	0,09583	0,1062	0,01036	0,09583	1,549	0,1658	0,5067	250,1	100	131,2	14,36	16,86	31,22	3,203	3,977
Run 9	0,09564	0,1057	0,01004	0,09564	1,549	0,177	0,5236	251,6	100	130,2	13,91	16,25	30,16	3,315	4,094
Run 10	0,09546	0,1052	0,009729	0,09546	1,549	0,1888	0,5408	253	100	129,1	13,47	15,65	29,13	3,433	4,217

3.6. **Ciclo con enfriamiento intermedio de la compresión y simultáneamente separación de vapor en beneficio del evaporador.**

3.6.1. Diagrama de maquinas y equipos.

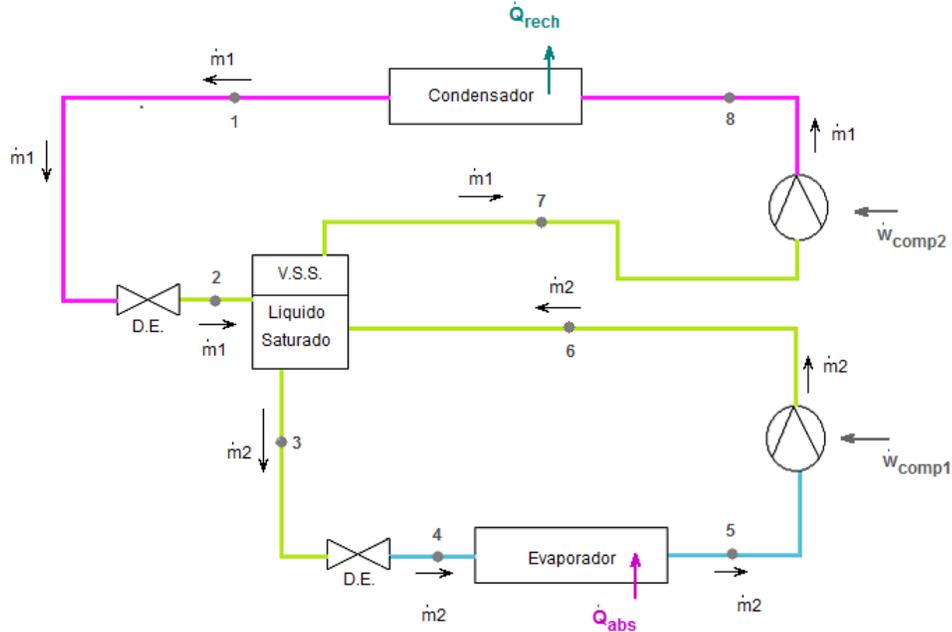


Figura 3.10: Ciclo de refrigeración con enfriamiento intermedio de la compresión y simultáneamente separación de vapor en beneficio del evaporador.

Fuente: Autoras del proyecto.

La figura 3.10 contempla los elementos básicos del ciclo de refrigeración (evaporador, dos compresores (alta y baja presión), condensador y D.E.), consta además de un estanque que cumple las dos funciones indicadas en el punto 3.6. La masa que entra en el estado 2, se divide en líquido saturado y en vapor saturado seco. El líquido se va hacia el evaporador (estado 3), disminuyendo su presión y temperatura (estado 4), para así llegar al compresor n°1 (de baja presión), en donde aumenta su presión para entrar al separador de vapor. Es en éste donde existe el punto de unión de la masa del refrigerante, la cual sale como vapor saturado seco (estado 7), para dirigirse al compresor n° 2 (de alta presión) y así volver al estado inicial para realizar el mismo ciclo nuevamente.

3.6.2. Análisis termodinámico mediante el software EES.

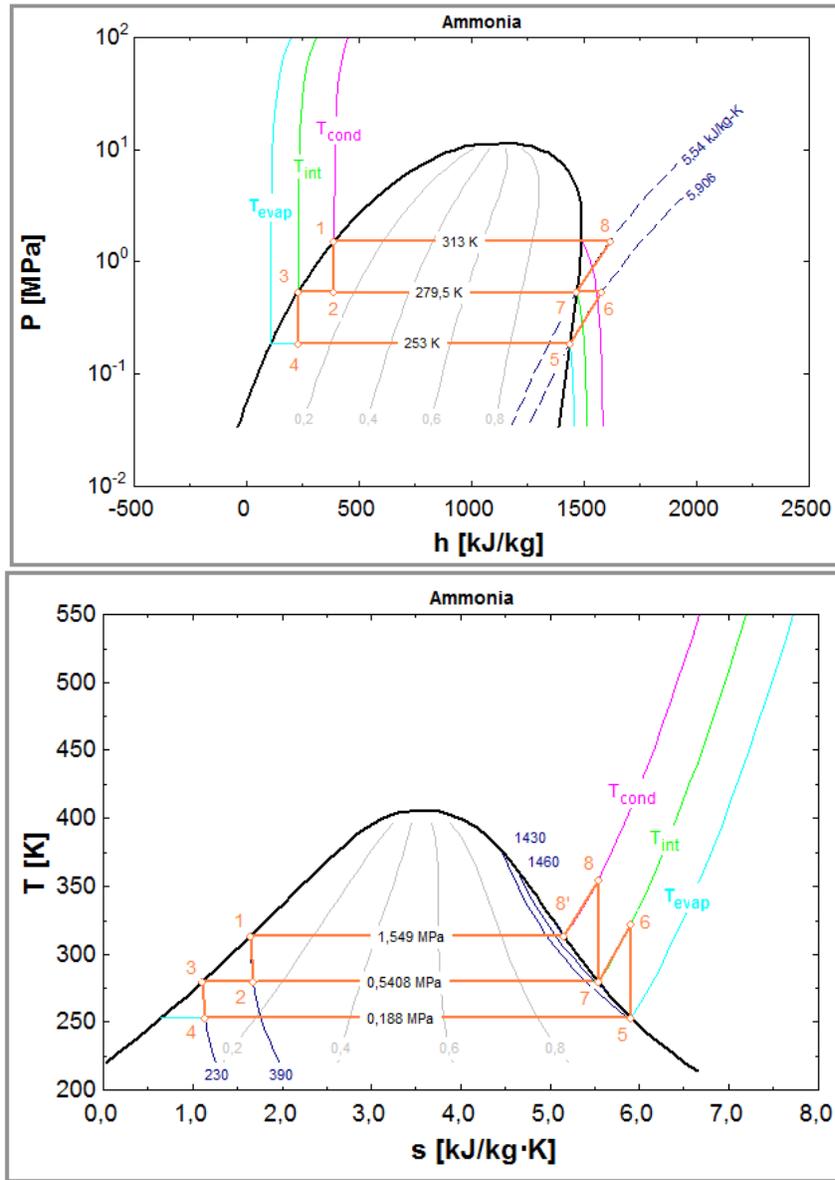


Figura 3.11: Diagramas termodinámico del amoníaco para el ciclo de enfriamiento intermedio de la compresión y simultáneamente separación de vapor en beneficio del evaporador.

Fuente: Autoras del proyecto.

Se observa en la figura 3.11, los diagramas de presión – entalpía (P- h) y temperatura - entropía (T-s), el comportamiento de refrigerante en sus diferentes estados termodinámicos y a su vez los procesos de éste.

3.6.3. Análisis general.

Se estudiara el comportamiento de este ciclo en donde las ecuaciones y variables de estado están definidas y se detallan en el anexo D, mediante el software EES.

a) Salida de resultados.

$m_r = 0,08277$ [kg/s]	$Q_{abs} = 100$ [kW]
$P_{cond} = 1,549$ [MPa]	$Q_{rech} = 127,1$ [kW]
$P_{evap} = 0,1888$ [MPa]	$W_{comp1} = 11,68$ [kW]
$P_{int} = 0,5408$ [MPa]	$W_{comp2} = 15,41$ [kW]
$COP_{carnot} = 4,217$	$COP = 3,692$

En este caso $m_r = m_2$, que corresponde al flujo másico que circula por el evaporador.

Mediante el programa EES, fueron realizadas las tablas paramétricas que se detallan a continuación, realizando diversas variaciones.

b) Tablas paramétricas.

Tabla 3.12: Variación de flujo de calor absorbido (Q_{abs})

	1 mr [kg/s]	2 m ₁ [kg/s]	3 m ₂ [kg/s]	4 P _{cond} [MPa]	5 P _{evap} [MPa]	6 P _{int} [MPa]	7 Q _{abs} [kW]	8 Q _{rech} [kW]	9 W _{comp1} [kW]	10 W _{comp2} [kW]	11 COP [adim]	12 COP _{carnot} [adim]
Run 1	0,07118	0,08903	0,07118	1,549	0,1888	0,5408	86	109,3	10,05	13,25	3,692	4,217
Run 2	0,07247	0,09064	0,07247	1,549	0,1888	0,5408	87,56	111,3	10,23	13,49	3,692	4,217
Run 3	0,07376	0,09225	0,07376	1,549	0,1888	0,5408	89,11	113,3	10,41	13,73	3,692	4,217
Run 4	0,07505	0,09386	0,07505	1,549	0,1888	0,5408	90,67	115,2	10,59	13,97	3,692	4,217
Run 5	0,07633	0,09547	0,07633	1,549	0,1888	0,5408	92,22	117,2	10,77	14,21	3,692	4,217
Run 6	0,07762	0,09709	0,07762	1,549	0,1888	0,5408	93,78	119,2	10,95	14,45	3,692	4,217
Run 7	0,07891	0,0987	0,07891	1,549	0,1888	0,5408	95,33	121,2	11,14	14,69	3,692	4,217
Run 8	0,0802	0,1003	0,0802	1,549	0,1888	0,5408	96,89	123,1	11,32	14,93	3,692	4,217
Run 9	0,08148	0,1019	0,08148	1,549	0,1888	0,5408	98,44	125,1	11,5	15,17	3,692	4,217
Run 10	0,08277	0,1035	0,08277	1,549	0,1888	0,5408	100	127,1	11,68	15,41	3,692	4,217

Tabla 3.13: Variación de presión intermedia con Q_{abs} constante.

1..10	1 m _r [kg/s]	2 m ₁ [kg/s]	3 m ₂ [kg/s]	4 P _{cond} [MPa]	5 P _{evap} [MPa]	6 P _{int} [MPa]	7 Q _{abs} [kW]	8 Q _{rech} [kW]	9 W _{comp1} [kW]	10 W _{comp2} [kW]	11 COP [adim]	12 COP _{carnot} [adim]
Run 1	0,07554	0,09579	0,07554	1,549	0,1888	0,2	100	130,2	0,5182	29,67	3,313	4,217
Run 2	0,07911	0,09949	0,07911	1,549	0,1888	0,3444	100	127,9	6,047	21,84	3,586	4,217
Run 3	0,08189	0,1025	0,08189	1,549	0,1888	0,4889	100	127,2	10,32	16,84	3,681	4,217
Run 4	0,08425	0,1052	0,08425	1,549	0,1888	0,6333	100	127,1	13,93	13,15	3,692	4,217
Run 5	0,08635	0,1076	0,08635	1,549	0,1888	0,7778	100	127,3	17,12	10,2	3,661	4,217
Run 6	0,08828	0,1099	0,08828	1,549	0,1888	0,9222	100	127,7	20	7,731	3,606	4,217
Run 7	0,09007	0,1121	0,09007	1,549	0,1888	1,067	100	128,3	22,67	5,599	3,538	4,217
Run 8	0,09177	0,1141	0,09177	1,549	0,1888	1,211	100	128,9	25,16	3,717	3,463	4,217
Run 9	0,09339	0,1161	0,09339	1,549	0,1888	1,356	100	129,6	27,52	2,027	3,384	4,217
Run 10	0,09494	0,118	0,09494	1,549	0,1888	1,5	100	130,3	29,77	0,4905	3,305	4,217

Tabla 3.14: Variación de temperatura ambiente con Q_{abs} constante.

1..10	1 m _r [kg/s]	2 m ₁ [kg/s]	3 m ₂ [kg/s]	4 P _{cond} [MPa]	5 P _{evap} [MPa]	6 P _{int} [MPa]	7 TA [K]	8 Q _{abs} [kW]	9 Q _{rech} [kW]	10 W _{comp1} [kW]	11 W _{comp2} [kW]	12 COP [adim]	13 COP _{carnot} [adim]
Run 1	0,08277	0,1035	0,08277	1,549	0,1888	0,5408	308	100	127,1	11,68	15,41	3,692	4,217
Run 2	0,08284	0,1039	0,08284	1,573	0,1888	0,545	308,6	100	127,4	11,79	15,59	3,653	4,178
Run 3	0,08291	0,1042	0,08291	1,597	0,1888	0,5492	309,1	100	127,7	11,89	15,77	3,615	4,14
Run 4	0,08298	0,1046	0,08298	1,622	0,1888	0,5534	309,7	100	128	12	15,96	3,577	4,103
Run 5	0,08305	0,1049	0,08305	1,647	0,1888	0,5576	310,2	100	128,2	12,11	16,14	3,54	4,066
Run 6	0,08312	0,1053	0,08312	1,672	0,1888	0,5618	310,8	100	128,5	12,21	16,33	3,504	4,03
Run 7	0,08319	0,1056	0,08319	1,697	0,1888	0,5661	311,3	100	128,8	12,32	16,51	3,469	3,995
Run 8	0,08326	0,106	0,08326	1,723	0,1888	0,5704	311,9	100	129,1	12,42	16,7	3,434	3,96
Run 9	0,08333	0,1063	0,08333	1,749	0,1888	0,5747	312,4	100	129,4	12,53	16,89	3,399	3,926
Run 10	0,0834	0,1067	0,0834	1,775	0,1888	0,579	313	100	129,7	12,63	17,08	3,365	3,892

Tabla 3.15: Variación en la temperatura del evaporador con Q_{abs} constante.

1..10	1 m _r [kg/s]	2 m ₁ [kg/s]	3 m ₂ [kg/s]	4 P _{cond} [MPa]	5 P _{evap} [MPa]	6 P _{int} [MPa]	7 T _{evap} [K]	8 Q _{abs} [kW]	9 Q _{rech} [kW]	10 W _{comp1} [kW]	11 W _{comp2} [kW]	12 COP [adim]	13 COP _{carnot} [adim]
Run 1	0,08144	0,1073	0,08144	1,549	0,1022	0,3979	240	100	135,9	14,85	21,09	2,783	3,288
Run 2	0,08158	0,1069	0,08158	1,549	0,1098	0,4124	241,4	100	134,9	14,48	20,39	2,868	3,374
Run 3	0,08173	0,1064	0,08173	1,549	0,1179	0,4273	242,9	100	133,8	14,12	19,71	2,956	3,464
Run 4	0,08187	0,106	0,08187	1,549	0,1264	0,4425	244,3	100	132,8	13,76	19,05	3,048	3,558
Run 5	0,08202	0,1056	0,08202	1,549	0,1355	0,4581	245,8	100	131,8	13,4	18,41	3,144	3,656
Run 6	0,08217	0,1052	0,08217	1,549	0,145	0,474	247,2	100	130,8	13,05	17,78	3,244	3,758
Run 7	0,08232	0,1047	0,08232	1,549	0,1551	0,4902	248,7	100	129,9	12,7	17,16	3,348	3,865
Run 8	0,08247	0,1043	0,08247	1,549	0,1658	0,5067	250,1	100	128,9	12,36	16,56	3,457	3,977
Run 9	0,08262	0,1039	0,08262	1,549	0,177	0,5236	251,6	100	128	12,02	15,98	3,572	4,094
Run 10	0,08277	0,1035	0,08277	1,549	0,1888	0,5408	253	100	127,1	11,68	15,41	3,692	4,217

en ambos evaporadores. Si los evaporadores son idénticos y se desea que cada uno absorba flujos de calor diferentes en forma simultánea, entonces se puede incorporar a la entrada de cada evaporador válvulas comunes tipo globo, para regular el flujo másico de refrigerante que ingresa a cada evaporador.

Si los evaporadores son diferentes, el flujo de calor absorbido dependerá de sus características particulares, además del uso de válvulas tipo globo.

3.7.2. Análisis termodinámico mediante el software EES.

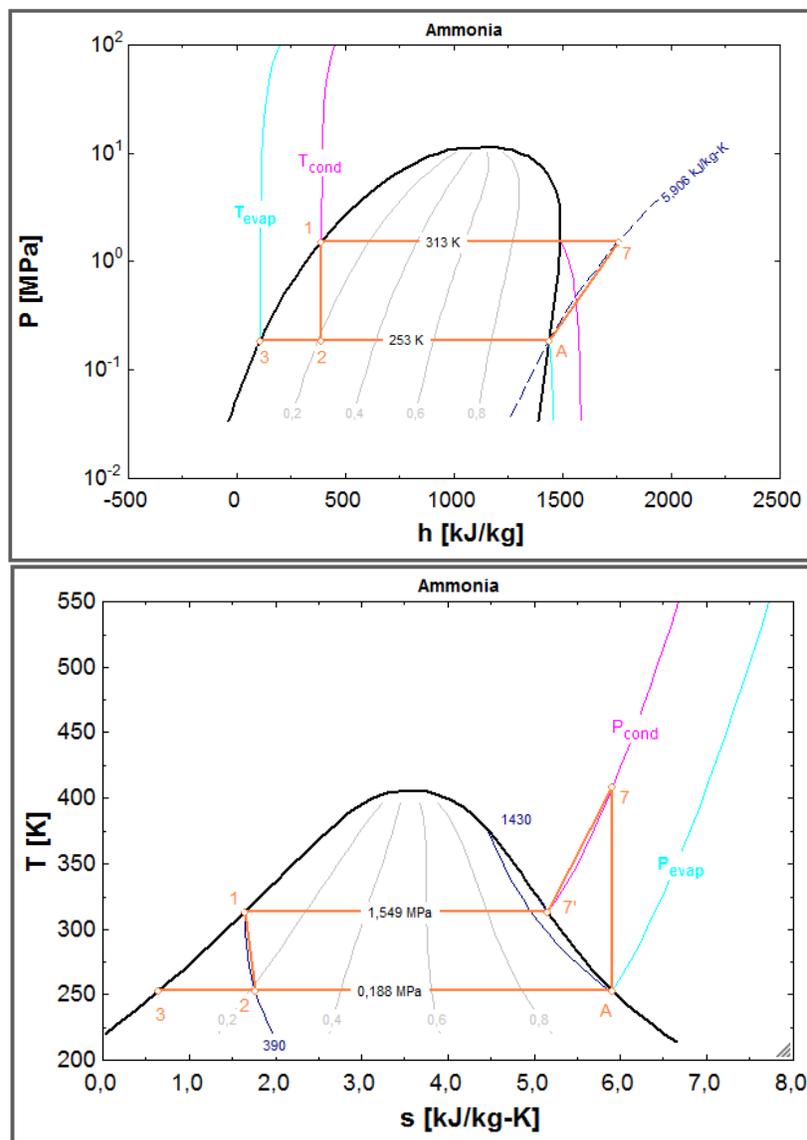


Figura 3.13: Diagramas termodinámico del amoniaco para satisfacer dos temperaturas frías simultáneamente.

Fuente: Autoras del proyecto.

Se observa en la figura 3.13, los diagramas de presión – entalpía (P- h) y temperatura - entropía (T-s), en los cuales se ilustra el comportamiento de refrigerante en sus diferentes estados termodinámicos y a su vez el recorrido de éste. Además es posible apreciar el estado A, el cual indica que el estado 4, 5 y 6 son iguales, ya que poseen las mismas propiedades termodinámicas.

3.7.3. Análisis general.

Se realizó un análisis del comportamiento de este ciclo, en donde sus ecuaciones y variables de estado se encuentran detalladas en el Anexo E.

a) Salida de resultados.

$m_{r1} = 0,07521$ [kg/s]	$Q_{abs1} = 100$ [kW]
$m_{r2} = 0,07521$ [MPa]	$Q_{abs2} = 100$ [kW]
$P_{cond} = 1,549$ [MPa]	$Q_{rech} = 261$ [kW]
$P_{evap} = 0,1888$ [MPa]	$W_{comp2} = 61,01$ [kW]
$COP_{carnot} = 4,217$	$COP = 3,278$

En este caso $m_{r1} = m_5$ y $m_{r2} = m_4$, las cuales corresponde al flujo másico que circula por el evaporador.

Mediante el programa EES, fueron realizadas las tablas paramétricas que se detallan a continuación, realizando diversas variaciones.

a) Tablas paramétricas.

Tabla 3.16: Variación de flujo de calor absorbido (Q_{abs})

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
	m_{r1}	m_{r2}	m_1	m_2	m_3	m_4	m_5	P_{cond}	P_{evap}	Q_{abs1} [kw]	Q_{abs2} [kw]	Q_{rech}	W_{comp}	COP	COP_{carnot}
Run 1	0,06468	0,06468	0,1642	0,03483	0,1294	0,06468	0,06468	1,549	0,1888	86	86	224,5	52,48	3,278	4,217
Run 2	0,06585	0,06585	0,1672	0,03546	0,1317	0,06585	0,06585	1,549	0,1888	87,56	87,56	228,5	53,43	3,278	4,217
Run 3	0,06702	0,06702	0,1701	0,03609	0,134	0,06702	0,06702	1,549	0,1888	89,11	89,11	232,6	54,38	3,278	4,217
Run 4	0,06819	0,06819	0,1731	0,03672	0,1364	0,06819	0,06819	1,549	0,1888	90,67	90,67	236,7	55,32	3,278	4,217
Run 5	0,06936	0,06936	0,1761	0,03735	0,1387	0,06936	0,06936	1,549	0,1888	92,22	92,22	240,7	56,27	3,278	4,217
Run 6	0,07053	0,07053	0,179	0,03798	0,1411	0,07053	0,07053	1,549	0,1888	93,78	93,78	244,8	57,22	3,278	4,217
Run 7	0,0717	0,0717	0,182	0,03861	0,1434	0,0717	0,0717	1,549	0,1888	95,33	95,33	248,8	58,17	3,278	4,217
Run 8	0,07287	0,07287	0,185	0,03924	0,1457	0,07287	0,07287	1,549	0,1888	96,89	96,89	252,9	59,12	3,278	4,217
Run 9	0,07404	0,07404	0,1879	0,03987	0,1481	0,07404	0,07404	1,549	0,1888	98,44	98,44	257	60,07	3,278	4,217
Run 10	0,07521	0,07521	0,1909	0,0405	0,1504	0,07521	0,07521	1,549	0,1888	100	100	261	61,02	3,278	4,217

Tabla 3.17: Variación de temperatura ambiente con Q_{abs} constante.

1..10	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
	mr_1	mr_2	m_1	m_2	m_3	m_4	m_5	P_{cond}	P_{evap}	TA	Q_{abs1} [kw]	Q_{abs2} [kw]	Q_{rech}	w_{comp}	COP	COP _{carnot}
Run 1	0,07521	0,07521	0,1909	0,0405	0,1504	0,07521	0,07521	1,549	0,1888	308	100	100	261	61,02	3,278	4,217
Run 2	0,07521	0,07521	0,1914	0,041	0,1504	0,07521	0,07521	1,573	0,1888	308,6	100	100	261,7	61,74	3,239	4,178
Run 3	0,07521	0,07521	0,1919	0,0415	0,1504	0,07521	0,07521	1,597	0,1888	309,1	100	100	262,5	62,46	3,202	4,14
Run 4	0,07521	0,07521	0,1924	0,04201	0,1504	0,07521	0,07521	1,622	0,1888	309,7	100	100	263,2	63,19	3,165	4,103
Run 5	0,07521	0,07521	0,1929	0,04252	0,1504	0,07521	0,07521	1,647	0,1888	310,2	100	100	263,9	63,92	3,129	4,066
Run 6	0,07521	0,07521	0,1935	0,04304	0,1504	0,07521	0,07521	1,672	0,1888	310,8	100	100	264,7	64,65	3,093	4,03
Run 7	0,07521	0,07521	0,194	0,04355	0,1504	0,07521	0,07521	1,697	0,1888	311,3	100	100	265,4	65,39	3,059	3,995
Run 8	0,07521	0,07521	0,1945	0,04408	0,1504	0,07521	0,07521	1,723	0,1888	311,9	100	100	266,1	66,13	3,024	3,96
Run 9	0,07521	0,07521	0,195	0,0446	0,1504	0,07521	0,07521	1,749	0,1888	312,4	100	100	266,9	66,88	2,991	3,926
Run 10	0,07521	0,07521	0,1956	0,04513	0,1504	0,07521	0,07521	1,775	0,1888	313	100	100	267,6	67,63	2,957	3,892

Tabla 3.18: Variación en la temperatura del evaporador con Q_{abs} constante.

1..10	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
	mr_1	mr_2	m_1	m_2	m_3	m_4	m_5	P_{cond}	P_{evap}	T_{evap}	Q_{abs1} [kw]	Q_{abs2} [kw]	Q_{rech}	w_{comp}	COP	COP _{carnot}
Run 1	0,07305	0,07305	0,1944	0,04834	0,1461	0,07305	0,07305	1,549	0,1022	240	100	100	283,5	83,46	2,396	3,288
Run 2	0,07327	0,07327	0,194	0,04747	0,1465	0,07327	0,07327	1,549	0,1098	241,4	100	100	280,7	80,72	2,478	3,374
Run 3	0,0735	0,0735	0,1936	0,0466	0,147	0,0735	0,0735	1,549	0,1179	242,9	100	100	278	78,03	2,563	3,464
Run 4	0,07374	0,07374	0,1932	0,04573	0,1475	0,07374	0,07374	1,549	0,1264	244,3	100	100	275,4	75,42	2,652	3,558
Run 5	0,07397	0,07397	0,1928	0,04486	0,1479	0,07397	0,07397	1,549	0,1355	245,8	100	100	272,9	72,87	2,745	3,656
Run 6	0,07421	0,07421	0,1924	0,04399	0,1484	0,07421	0,07421	1,549	0,145	247,2	100	100	270,4	70,38	2,842	3,758
Run 7	0,07446	0,07446	0,192	0,04312	0,1489	0,07446	0,07446	1,549	0,1551	248,7	100	100	268	67,96	2,943	3,865
Run 8	0,0747	0,0747	0,1917	0,04224	0,1494	0,0747	0,0747	1,549	0,1658	250,1	100	100	265,6	65,59	3,049	3,977
Run 9	0,07496	0,07496	0,1913	0,04137	0,1499	0,07496	0,07496	1,549	0,177	251,6	100	100	263,3	63,28	3,161	4,094
Run 10	0,07521	0,07521	0,1909	0,0405	0,1504	0,07521	0,07521	1,549	0,1888	253	100	100	261	61,02	3,278	4,217

3.8 Conclusiones generales y específicas de tablas paramétricas.

3.8.1 Variación de flujo de calor absorbido (Q_{abs}).

Tal como se ilustra en la tabla 3.1, 3.4, 3.8, 3.12 y 3.16, se concluye que al modificar el flujo de calor absorbido (Q_{abs}), el cual se varió desde 86 a 100 kW solo para modo de estudio; es posible observar que no varía la eficiencia del ciclo, ya que para que COP varié se debe modificar datos relevantes o influyentes en él, como las entalpías, presiones, entre otros. Es por esto que se concluye finalmente que un mismo ciclo sirve para pequeños, medianos o grandes flujos de calor con un mismo COP.

A continuación se detalla la información expuesta en cada una de las tablas.

Tabla 3.1:

COP= 3,278

COP_{carnot}= 4,217

Tabla 3.16

COP = 3,278

COP_{carnot}= 4,217

Tabla 3.4:

COP= 3,265

COP_{carnot}= 4,217

Tabla 3.12:

COP= 3,692

COP_{carnot}= 4,217

Tabla 3.8:

COP= 3,433

COP_{carnot}= 4,217

El grafico que se encuentra en el anexo G, es posible apreciar la curva de variación del flujo de calor , la cual influye directamente en el valor del COP.

3.8.2 Variación de presión intermedia con Q_{abs} cte.

En los ciclos 3.4, 3.5, 3.6 se incorpora un separador de vapor, lo que implica tener una presión adicional además de las dos presiones bases, dicha presión intermedia resulta ser la ideal entre la P_{alta} y la P_{baja} , obteniéndose así una mejor eficiencia. Para el ciclo de refrigeración con enfriamiento intermedio de la compresión (punto 3.5) y el ciclo con enfriamiento intermedio de la compresión (punto 3.6) y simultáneamente separación de vapor en beneficio del evaporador, es posible calcularla mediante la ecuación 3.6, ya que en estos ciclos se genera el mayor ahorro de potencia y la mejor eficiencia con esta P_{int} ideal.

En el ciclo de refrigeración con separación de vapor en beneficio del evaporador, fue utilizada de igual manera la ecuación 3.6, solo para efectos de cálculos, ya que esta corresponde únicamente para enfriamiento intermedio de la compresión.

En las tablas 3.5, 3.9, 3.13 se ilustra la variación de la P_{int} basándose en la siguiente inecuación: $P_{cond} > P_{int} > P_{evap}$

Las variaciones se realizaron en un rango cercano a las presiones ya dispuestas, entre 0,2-1,5 MPa.

A continuación se detalla la información expuesta en cada una de las tablas.

Resultados obtenidos teóricamente.

$$P_{int} = 0,5408 \text{ MPa} \qquad \text{COP} = 3,265$$

$$Q_{abs} = 100 \text{ kW} \qquad \text{COP}_{Carnot} = 4,217$$

Resultados obtenidos con mejor COP.

Tabla 3.5:

$$P_{int} = 1,5 \text{ MPa}$$

$$Q_{abs} = 100 \text{ kW}$$

$$\text{COP} = 3,277$$

$$\text{COP}_{carnot} = 4,217$$

Tabla 3.9:

$$P_{int} = 0,4889 - 0,6333 \text{ MPa}$$

$$Q_{abs} = 100 \text{ kW}$$

$$\text{COP} = 3,432 - 3,43$$

$$\text{COP}_{carnot} = 4,217$$

Tabla 3.13:

$$P_{int} = 0,4889 - 0,6333 \text{ MPa}$$

$$Q_{abs} = 100 \text{ kW}$$

$$\text{COP} = 3,681 - 3,692$$

$$\text{COP}_{carnot} = 4,217$$

En las tablas 3.9 y 3.13 correspondiente a los ciclos 3.5 y 3.6, se afirma lo expuesto anteriormente, en donde la P_{int} calculada mediante la fórmula corresponde a la presión con mejor COP. Sin embargo en la tabla 3.5 correspondiente al ciclo 3.4, no concuerdan dichas P_{int} , ya que este valor obtenido mediante la ecuación 3.6, solo fue utilizado para efectos de cálculo.

En el gráfico ubicado en el anexo G, se ilustra las curvas de variación de la presión intermedia, la cual depende directamente en el valor del COP.

3.8.3 Variación de TA con Q_{abs} cte y P_{int} cte.

La TA juega un papel primordial al momento de efectuar un proceso de refrigeración, en época de invierno las condiciones climáticas resultan más favorables para el proceso. Muy por el contrario es en época de verano siendo esta la condición mas crítica debido a sus elevadas temperaturas en el ambiente siendo muy desfavorable para la fabricación de hielos en general.

Como ya se mencionó anteriormente, las variaciones en la temperatura ambiente causará un real impacto en el COP, siendo esta temperatura la que influye dentro de un proceso de fabricación de hielo, la cual responderá a las siguientes interrogantes: ¿en qué ciudad se llevaran a cabo las instalaciones, cuales son las temperaturas promedio a lo largo del año?, entre otras interrogantes que llevaran a demostrar si es factible implementar algún tipo de fábrica de hielo.

En las tablas 3.2, 3.6, 3.10, 3,14 y 3,17 se realizo una leve variación de temperatura ambiente, de 35°C (308 K) a 40°C (313K), pues se vario entre la temperatura ambiente y la del condensador, solo para modo de estudio, en donde es posible observas en dichas tablas que la temperatura aumenta y la eficiencia del ciclo disminuye. Por lo tanto es posible afirmar que la condición más favorable es a menor temperatura.

En la tabla 3.6, al igual que en las tablas anteriores se efectuó la variación de la tempera ambiente con flujo de calor absorbido constante y además dejando la presión intermedia constante, siendo esta la de mayor eficiencia (1,5), la cual fue obtenida de la tabla 3.5. Por esto es posible concluir que igual que en las tablas anteriores a menor temperatura mayor será la eficiencia del ciclo.

Resultados obtenidos con la temperatura más favorable:

Tabla 3.2	Tabla 3.6	Tabla 3.10
TA = 308 K	TA = 308 K	TA = 308 K
$Q_{abs}= 100$ kW	$Q_{abs}= 100$ kW	$Q_{abs}= 100$ kW
COP= 3,278	COP= 3,277	COP= 3,433
$COP_{carnot}= 4,217$	$COP_{carnot}= 4,217$	$COP_{carnot}= 4,217$

Tabla 3.17

TA= 308 K

COP =3,278

COP_{carnot}= 4,217

Tabla 3.14

TA = 308 K

Q_{abs}= 100 kW

COP= 3,692

COP_{carnot}= 4,217

En el gráfico ubicado en el anexo G, es posible observar la curva de variación de la temperatura ambiente, la cual influye directamente con el valor del COP.

3.8.4 Variación en la T_{evap} con Q_{abs} cte.

Para los 4 ciclos analizados, se realizaron variaciones en la T_{evap} con un flujo de calor absorbido de 100 kW constante.

En las tablas 3.3, 3.7, 3.11, 3.15 y 3.18 dichas variaciones en la T_{evap} , fueron hechas entre 240–253 K, este rango de temperaturas se realizó tomando como referencia lo siguiente.

- a) La Temperatura de cambio de fase en el evaporador, uniformada para los tres productos, -20 °C (253 K).
- b) La temperatura de cambio de fase en el evaporador, para la producción de hielo en escamas, -33 °C (240 K) (punto 2.2.3).

Para la confección de dichas tablas se considero esta última temperatura (b), ya que corresponde a la temperatura mas baja dentro de los tres procesos de fabricación de hielo en estudio.

Tabla 3.3:

$$T_{\text{evap}} = 253 \text{ K}$$

$$Q_{\text{abs}} = 100 \text{ kW}$$

$$\text{COP} = 3,278$$

$$\text{COP}_{\text{Carnot}} = 4,217$$

Tabla 3.7:

$$T_{\text{evap}} = 253 \text{ K}$$

$$Q_{\text{abs}} = 100 \text{ kW}$$

$$P_{\text{int}} = 1,5 \text{ MPa}$$

$$\text{COP} = 3,277$$

$$\text{COP}_{\text{Carnot}} = 4,217$$

Tabla 3.11:

$$T_{\text{evap}} = 253 \text{ K}$$

$$Q_{\text{abs}} = 100 \text{ kW}$$

$$\text{COP} = 3,433$$

$$\text{COP}_{\text{Carnot}} = 4,217$$

Tabla 3.15:

$$T_{\text{evap}} = 253 \text{ K}$$

$$Q_{\text{abs}} = 100 \text{ kW}$$

$$\text{COP} = 3,692$$

$$\text{COP}_{\text{Carnot}} = 4,217$$

Tabla 3.18

$$T_{\text{evap}} = 253 \text{ K}$$

$$\text{COP} = 3,278$$

$$\text{COP}_{\text{carnot}} = 4,217$$

Se observa en dichas tablas, que a mayor temperatura en el evaporador, mayor será el coeficiente de operación del ciclo y el coeficiente de operación de carnot; dejar además la presión intermedia constante, como es el caso de la tabla 3.7, no provoca una influencia en el COP, por lo tanto mientras mas baja sea la temperatura de cambio de fase en el evaporador, se exigirá en mayor medida el ciclo propiamente tal, lo que implica finalmente un COP deficiente.

En el gráfico ubicado en el anexo G, es posible observar la curva de variación de la temperatura del evaporador, la cual influye directamente con el valor del COP.

3.9 Análisis específico según flujo de calor absorbido de los hielos en estudio.

Como se mencionó anteriormente un mismo ciclo sirve para producir distintos tipos de hielos, es decir, no existe diferencia en la configuración termodinámica del ciclo, por lo tanto, se realizó un análisis específico de la fabricación de los hielos en estudio, considerando la cantidad de flujo de calor necesaria para generar la producción diaria.

Anterior a esto se efectuó un análisis general para cada ciclo de refrigeración, utilizando un flujo de calor absorbido equivalente a 100 kW, facilitando de esta forma un posterior análisis comparativo entre ellos.

Luego por simple proporcionalidad se obtienen la cantidad de refrigerante, la magnitud de la potencia de compresión, el flujo de calor rechazado y otros.

A continuación se detalla un ejemplo del cálculo realizado para la obtención de los valores expuestos en las siguientes tablas.

Ejemplo del cálculo realizado para el ciclo estándar y para absorber 86,32 kW (hielo en bloques) en vez de 100 kW, se tiene:

$$\frac{86,32}{100} = \frac{mr}{0,09546} \quad mr = 0,0824 \left[\frac{kg}{s} \right]$$

$$\frac{86,32}{100} = \frac{W_{comp}}{30,51} \quad W_{comp} = 26,33 [kW]$$

$$\frac{86,32}{100} = \frac{Q_{rech}}{130,5} \quad Q_{rech} = 112,64 [kW]$$

Dicha situación se presenta en las tablas siguientes, considerando los ciclos analizados y las magnitudes características según el tipo de hielo a fabricar.

Tabla 3.18 Considerando ciclo estándar por compresión de vapor.

	Hielo en bloques	Hielo en cubos	Hielo en escamas
mr [kg/s]	0,0824	0,00139	0,1357
Q_{abs} [kW]	86,32	1,466	142,16
Q_{rech} [kW]	112,64	1,913	185,5
W_{comp} [kW]	26,33	0,447	43,37
COP	3,278	3,278	3,278
COP_{Carnot}	4,217	4,217	4,217

Tabla 3.19 Considerando ciclo con separación de vapor en beneficio del evaporador.

	Hielo en bloques	Hielo en cubos	Hielo en escamas
mr [kg/s]	0,0714	0,001213	0,1176
m1 [kg/s]	0,0821	0,00139	0,1352
m2 [kg/s]	0,0714	0,001213	0,1176
m3 [kg/s]	0,0106	0,000181	0,0175
Q_{abs} [kW]	86,32	1,466	142,16
Q_{rech} [kW]	112,734	1,9145	185,667
W_{comp} [kW]	26,439	0,449	43,55
COP	3,265	3,265	3,265
COP_{Carnot}	4,217	4,217	4,217

Tabla 3.20 Considerando ciclo con enfriamiento intermedio de la compresión.

	Hielo en bloques	Hielo en cubos	Hielo en escamas
mr [kg/s]	0,0824	0,00139	0,1357
m1 [kg/s]	0,0908	0,00154	0,1495
m2 [kg/s]	0,00839	0,000142	0,0138
m3 [kg/s]	0,0824	0,00139	0,1357
Q_{abs} [kW]	86,32	1,466	142,16
Q_{rech} [kW]	111,43	1,892	183,53
W_{comp1} [kW]	11,627	0,196	19,14
W_{comp2} [kW]	13,5	0,229	22,24
COP	3,433	3,433	3,433

Tabla 3.21 Considerando ciclo con enfriamiento intermedio de la compresión y simultáneamente separación de vapor en beneficio del evaporador.

	Hielo en bloques	Hielo en cubos	Hielo en escamas
mr [kg/s]	0,07144	0,001213	0,1176
m1 [kg/s]	0,089	0,00152	0,147
m2 [kg/s]	0,07144	0,001213	0,1176
Q_{abs} [kW]	86,32	1,466	142,16
Q_{rech} [kW]	109,71	1,863	180,693
W_{comp1} [kW]	10,082	0,1712	16,605
W_{comp2} [kW]	13,302	0,226	21,907
COP	3,692	3,692	3,692

Tabla 3.22 Considerando ciclo de refrigeración para satisfacer dos temperaturas frías simultaneas.

Hielo en bloques y escamas	
mr1 [kg/s]	0,1069
mr2 [kg/s]	0,0649
m1 [kg/s]	0,2182
m2 [kg/s]	0,04628
m3 [kg/s]	0,1719
m4 [kg/s]	0,0649
m5 [kg/s]	0,1069
Q_{abs1} [kW]	142,16
Q_{abs2} [kW]	86,32
Q_{absneto} [kW]	228,48
Q_{rech} [kW]	298,3
W_{comp1} [kW]	69,74
COP	3,278
COP_{Carnot}	4,217

3.10 Gráficos: Curvas de variación de parámetros de ciclos de refrigeración.

Fuente: Autoras del proyecto.

Figura 3.14 Gráfico: Variación del flujo de calor absorbido

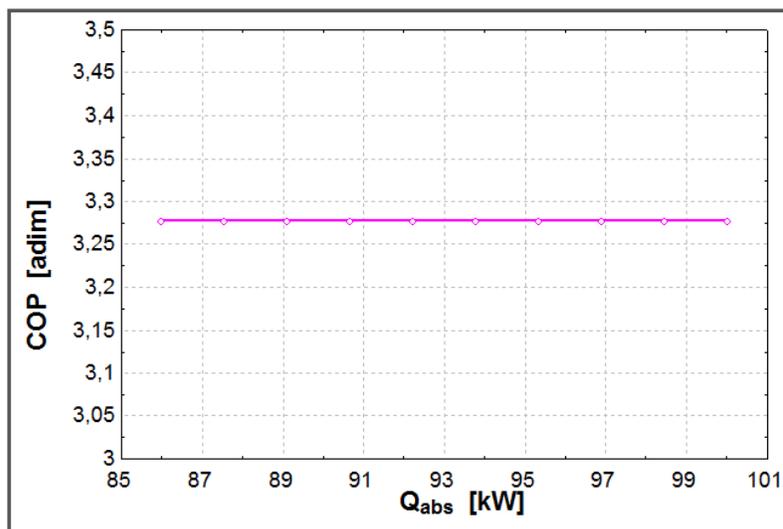
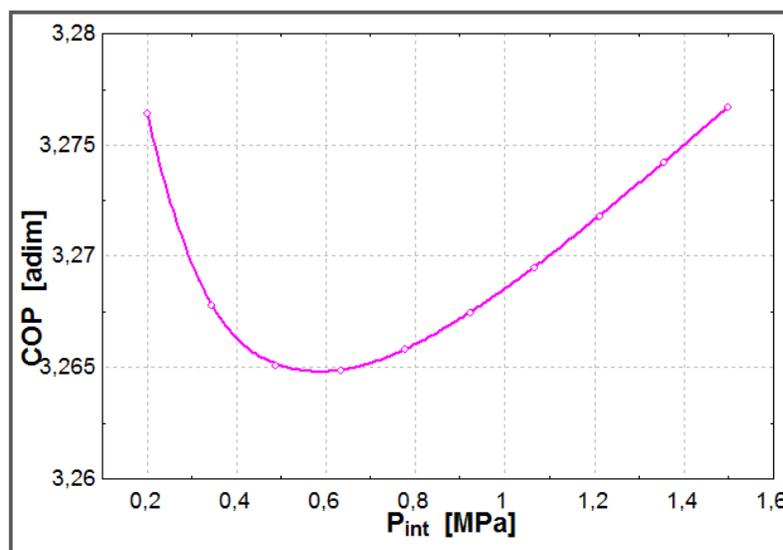
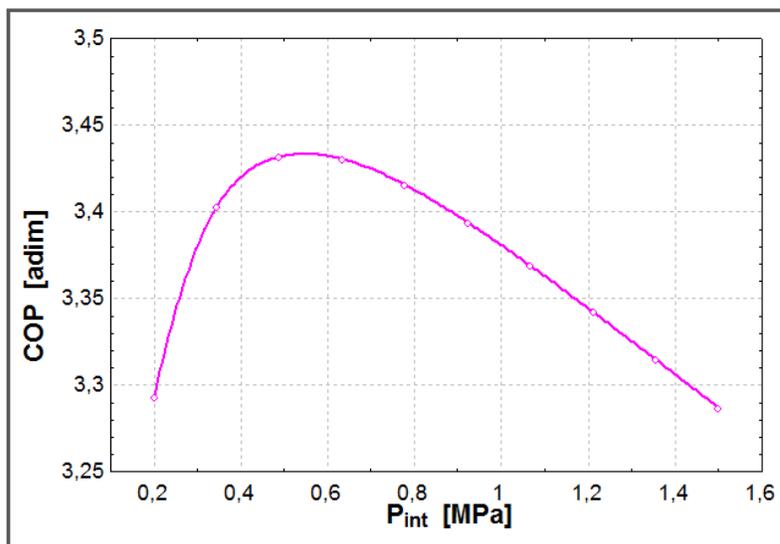


Figura 3.15 Gráfico: Variación de la presión intermedia con un flujo de calor absorbido constante.



Ciclo con separador de vapor en beneficio del evaporador.

Figura 3.16 Gráfico: Variación de la presión intermedia con un flujo de calor absorbido constante.



Ciclo con enfriamiento intermedio de la compresión.

Figura 3.17 Gráfico: Variación de la temperatura ambiente con un flujo de calor absorbido constante.

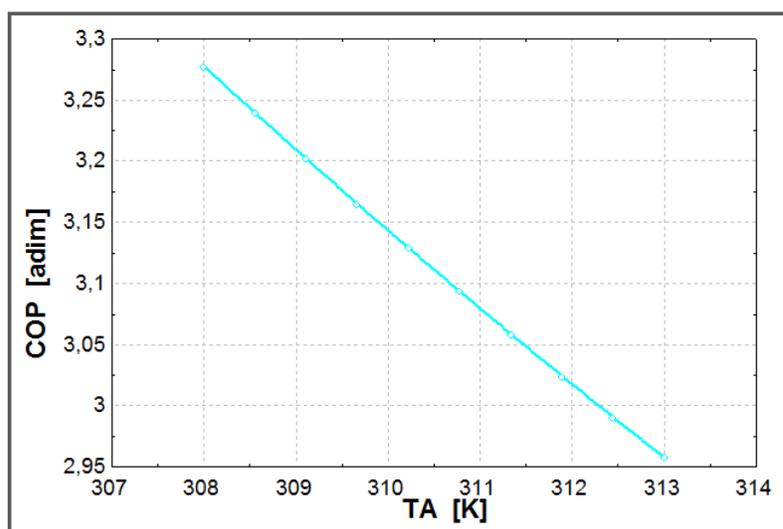
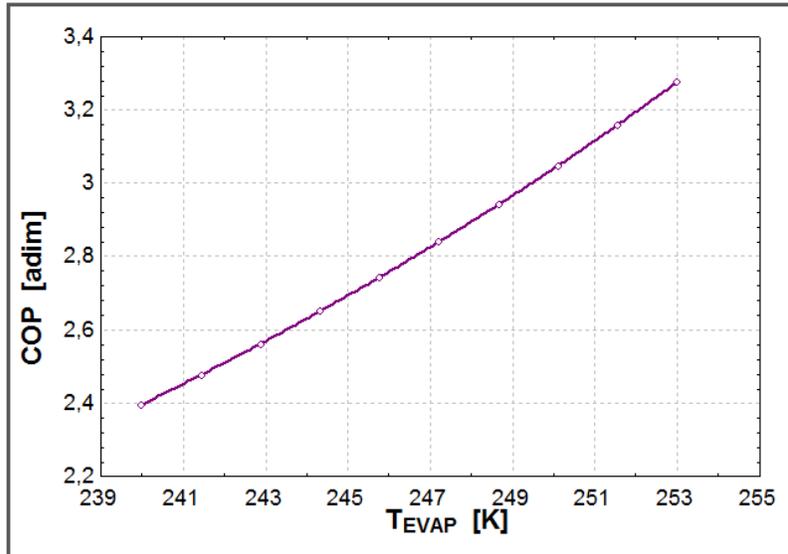


Figura 3.18 Gráfico: Variación de la temperatura del evaporador con un flujo de calor absorbido constante.



3.11 Resumen de los coeficientes de operación de los ciclos de refrigeración estudiados.

A continuación se presenta la Tabla 3.23 que incluye los mejores valores de COP en cada ciclo de refrigeración estudiado, para destacar y concluir finalmente, cual ciclo representa una mayor eficiencia.

Las letras A, B, C, D y E corresponden a los siguientes ciclos.

- A.** Ciclo estándar por compresión de vapor.
- B.** Ciclo con separación de vapor en beneficio del evaporador ($P_{int} = 1,5 \text{ MPa}$).
- C.** Ciclo con enfriamiento intermedio de la compresión.
- D.** Ciclo con enfriamiento intermedio de la compresión y simultáneamente separación de vapor en beneficio del evaporador.
- E.** Ciclo de refrigeración para satisfacer dos temperaturas frías simultáneas.

Tabla 3.23 Resumen de eficiencia (COP) de los ciclos estudiados

	P_{evap} [MPa]	P_{cond} [MPa]	m_r [kg/s]	W_{comp} [kW]	Q_{abs} [kW]	Q_{rech} [kW]	COP [adim]	COP_{Carnot} [adim]
A	0,1888	1,549	0,09546	30,51	100	130,5	3,278	4,217
B	0,1888	1,549	0,0827	30,63	100	130,6	3,277	4,217
C	0,1888	1,549	0,09546	29,12	100	129,1	3,433	4,217
D	0,1888	1,549	0,08277	27,09	100	127,1	3,692	4,217
E	0,1888	1,549	0,1069	69,74	100	298,3	3,278	4,217
			0,06497		100			

CONCLUSIÓN:

Se concluye que el ciclo de refrigeración con enfriamiento intermedio de la compresión y simultáneamente separación de vapor en beneficio del evaporador (D), es el que presenta la mayor eficiencia, debido que al tener un enfriamiento intermedio permite un mayor ahorro de potencia de la compresión.

C A P I T U L O I V

DESCRIPCION DE UNA PLANTA REAL.

4.1. Introducción.

En este capítulo se realizará una interpretación del plano de una instalación real, de la planta frigorífica Frigo Austral (ver anexo F), en donde se analizará la trayectoria del flujo refrigerante, pasando por sus diferentes elementos y accesorios, como por ejemplo: evaporador, compresor, condensador, dispositivos de expansión, separador de vapor, enfriamiento intermedio, visor, filtro secador, presostato, manómetros, termómetros, termostato, válvulas (de seguridad, corte, solenoide y globo), purgador de aceite. Estos no se describirán ni detallara su funcionamiento, pues son de conocimiento general.

4.2. Análisis de instalación frigorífica Frigo Austral (interpretación de plano).

En este punto se realizará un análisis descriptivo del recorrido del refrigerante, pasando por los diferentes sistemas y componentes.

Se adjunta al presente seminario un plano con la distribución de máquinas y equipos de la planta frigorífica. No obstante, en la figura 4.1 se muestra una versión reducida de dicho plano, sólo para dar una idea de conjunto. En las figuras siguientes se muestra segmentos ampliados de los sectores que son analizados.

Esta instalación consta de dos sistemas:

- Sistema inundado. → Pasillo 1 y 2.
 → Andén anterior.

- Sistema semi-inundado. → Cámara de congelado 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7 y 8.
 → Andén posterior.

La instalación comprende los siguientes compresores:

Compresor de simple etapa = compresor #1.

Compresor de doble etapa = compresor #2, #3, #4, #5.

Figura 4.1 Distribución de máquinas y equipos de la planta frigorífica.

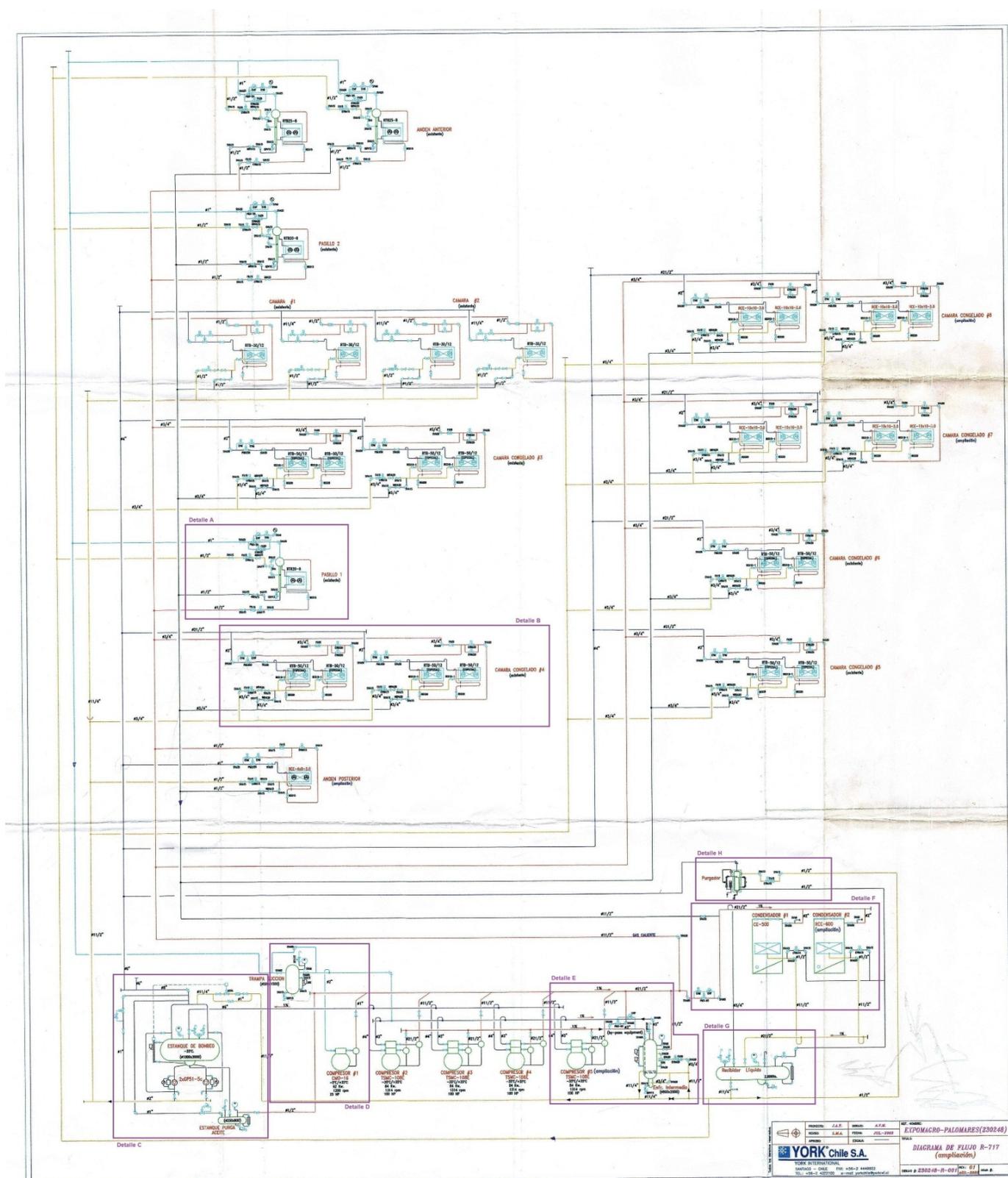
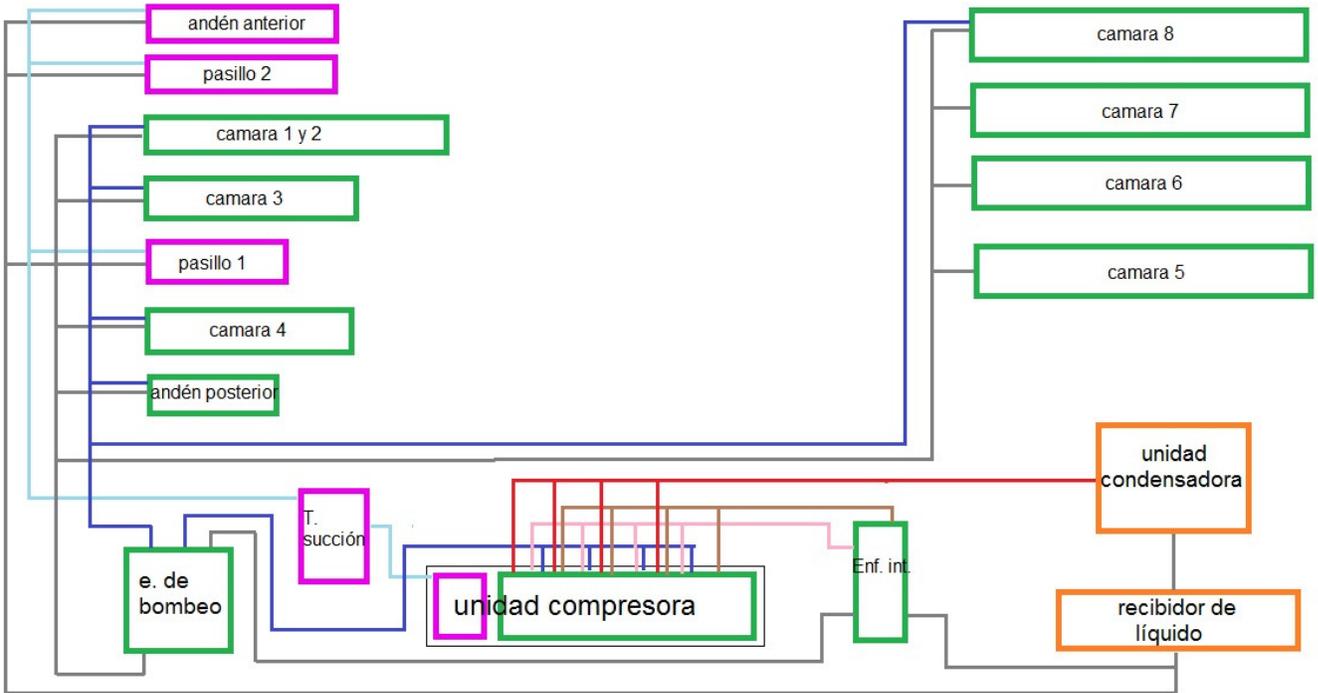


Figura 4.2: Esquema de distribución planta de hielo Frigo Austral.



A continuación se indica la consigna de colores para las líneas, el número y tipo de compresores que se encuentran y la designación de cada accesorio, a continuación se expresa detallado todo lo antes mencionado.

Consigna de colores:

- Amarillo = Línea de líquido.
- Celeste (s. inundado) ó azul (s. semi-inundado) = Línea de succión.
- Rojo = Línea de gas caliente.
- Negro = Línea de deshielo (retorno)

Accesorios.

- CVP = válvula eléctrica (automática).
- EVM = válvula mecánica (automática).
- EVRA = válvula solenoide.
- FA = filtro.
- NRVA = válvula de retención.
- PMLX = válvula automática (s. semi-inundado).
- PM3 = válvula automática (s. inundado).
- QDV = purga de aceite.
- REG = válvula de retención.
- REG-1 = válvula de expansión.
- SVA = válvula de corte.
- SV4 = válvula flotador.

El factor (número) que acompaña al código del accesorio, corresponde al diámetro de la misma que es equivalente al diámetro de la cañería, la cual se denota al comienzo de cada conducto.

4.2.1 Sistema inundado.

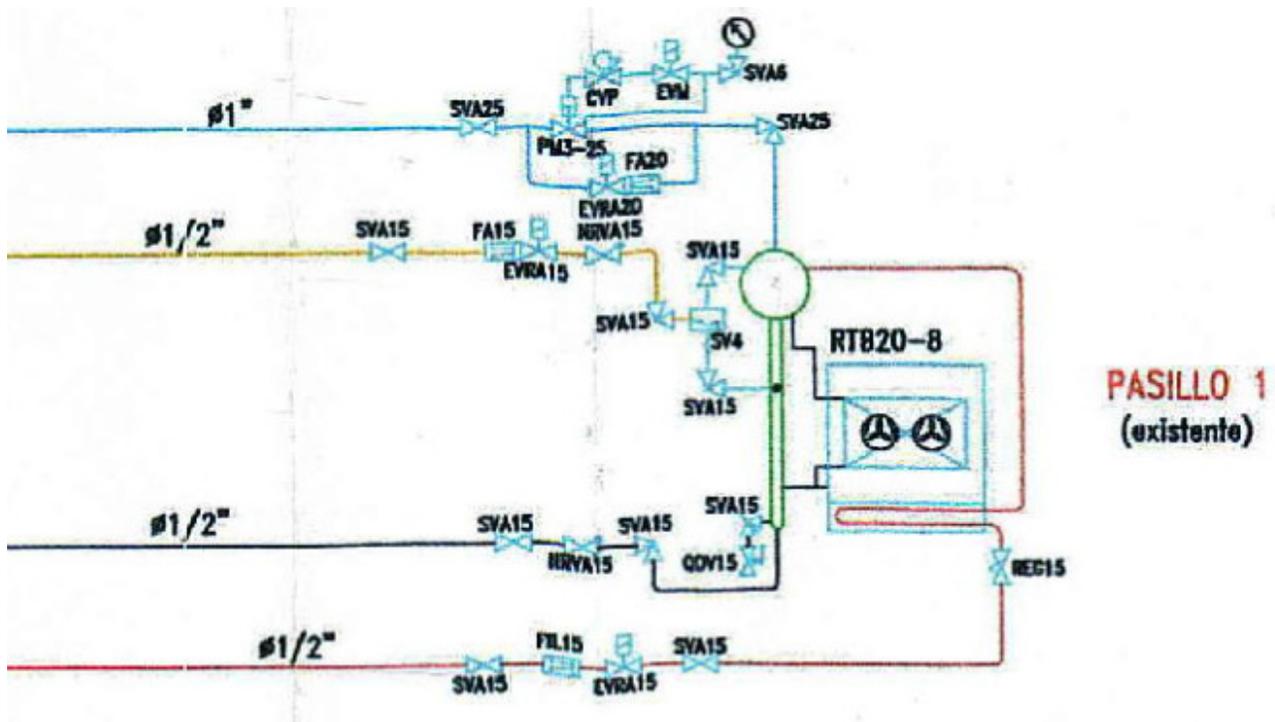
El ser un sistema inundado, significa que los evaporadores están llenos de líquido refrigerante y el nivel de líquido lo impone la válvula de flotador. Este sistema utiliza una trampa de succión que trabaja exclusivamente con el compresor #1.

Los pasillos 1, 2 y el andén anterior contemplan este sistema, por lo tanto, su funcionamiento es el mismo, sin embargo se interpretará su funcionamiento en base al pasillo 1 (detalle A), figura 4.1, además, en este lugar es en donde se reciben y almacenan los productos.

- Todo este sistema comienza en el recibidor de líquido (detalle G), de aquí sale una línea de líquido que se dirige hacia los evaporadores del andén y de los pasillos.
- Antes de llegar a los evaporadores, el fluido refrigerante pasa por una SVA15, un FA15, luego por una válvula solenoide, una NRVA15, llegando hasta la válvula de flotador (detalle A).
- Sobre la válvula de flotador, se encuentra una válvula de corte conectada con la parte alta del separador de vapor y otra ubicada en la parte baja que se encuentra conectada con la parte líquida del separador de vapor, para que pueda funcionar.
- Luego de pasar por estas válvulas, el líquido llega finalmente al evaporador ingresando a este desde la parte baja del separador de vapor.
- Todo este líquido se evapora para salir por la sección correspondiente al vapor en el separador de vapor, saliendo el vapor por la línea de succión ingresando así al sistema automático.
- En la entrada y salida del sistema automático, se encuentra una SVA15, las cuales están reguladas para que se trabaje a una cierta presión determinada, dentro de este sistema se encuentra la válvula PM3-25 y sobre ésta, están las válvulas CVP y CVM reguladas para que la PM3-25 trabaje en automático a dicha presión determinada de modo que se mantenga la temperatura que se necesita en el evaporador.

- Luego por la línea de succión, el fluido refrigerante se dirige hacia la trampa de succión (detalle D), pasando previamente por una SVA65, aquí es donde dicho fluido se separa, quedando en el fondo de la trampa las partículas mas densas y las menos densas en la parte superior del mismo.
- El vapor que sale de la trampa ingresa al compresor #1 dirigiéndose al condensador #1 por medio de la línea de gas caliente (detalle F), finalmente el fluido refrigerante vuelve al recipiente de líquido (por la línea de líquido), para comenzar el ciclo nuevamente (detalle G).

Figura 4.3 Detalle A. Pasillo 1.



Deshielo.

Es en este proceso donde la máquina comienza a saturarse de hielo, provocando así el deshielo de ésta.

- Al comenzar el deshielo la línea de líquido y succión (ya que tiende a devolverse), se cierran automáticamente sin dejar pasar líquido refrigerante al sistema.
- Comienza a entrar gas caliente a la cámara, pasando por una SVA15, un FA15 y activando la válvula solenoide eléctricamente y así dejar pasar gas caliente, el cual sale por una SVA15 (detalle A).
- El fluido refrigerante sigue su recorrido por la línea de gas caliente dirigiéndose al evaporador.
- Antes de llegar al evaporador se encuentra con una REG, la cual está situada para que no exista un retorno del fluido refrigerante cuando la máquina se encuentra en funcionamiento (detalle A).
- La REG solo se abre cuando la presión del gas caliente es mayor que la presión de la cámara, es decir, cuando la máquina se encuentra en deshielo.
- Al abrirse la REG deja pasar gas caliente a la bandeja de deshielo para temperarla, ya que al caer el agua a ésta, la bandeja se encuentra a muy baja temperatura congelando el agua y así tapándola dejando caer el agua en toda dirección.
- Para sacar el agua se encuentra un ducto por debajo de la bandeja (no está dibujado), el cual también tiene una resistencia que impide el congelamiento de ésta.
- Después de pasar por la bandeja el gas caliente entra por la parte superior del separador de vapor, empezando a cargar hacia abajo todos los posibles residuos del refrigerante que se encuentran en el evaporador y en la parte inferior del separador de vapor.
- Finalmente todo el excedente del líquido refrigerante sale por la línea general de deshielo pasando por la SVA15 y la NRVA15 dirigiéndose al condensador y así llegar al receptor de líquido a través de la línea general de líquido.
- Mientras que el gas sigue bajando por el evaporador a alta presión y temperatura comienza a sacar todos los residuos de hielo que se encuentran adheridos en las paredes, aletas y tubos, convirtiéndose en agua, cayendo a la bandeja para posteriormente ser vaciada.

4.2.2. Sistema semi-inundado.

Este sistema consiste en que el líquido refrigerante que ingresa al evaporador al momento de expandirse comienza a evaporarse inmediatamente. Este sistema trabaja con el estanque de bombeo que contiene dos bombas de amoniaco y con los compresores #2, #3, #4 y #5.

El andén posterior y las cámaras de congelado 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7 y 8 contemplan este sistema, por lo tanto, su funcionamiento es el mismo en estas cámaras, en las que se fabrica hielo en escamas.

- Este sistema también comienza en el recibidor de líquido (detalle G), de aquí el fluido refrigerante sale por la línea de líquido dirigiéndose al enfriador intermedio (detalle E), el cual lo subenfriaría por medio de un serpentín.
- El líquido ya subenfriado pasa por la válvula ARVA bajando su presión e inyectándolo al estanque de bombeo (detalle C).
- El estanque tiene un control de nivel, el que se encuentra conectado eléctricamente con la ARVA, el cual está programado para que entre una cierta capacidad de refrigerante y cesa su ingreso cuando haya llegado al máximo permitido, desactivando la válvula ARVA, ya que todo este sistema es automático.
- Este líquido impulsado mediante las bombas de amoniaco, pasa por la SVA15, el FA15, la EVRA15, la NRVA15 y una SVA15, entrando en el evaporador (detalle B).
- En la entrada del evaporador se encuentra un dispositivo de expansión (REG-1), el cual expande el líquido, y comienza a llenarse el evaporador.
- Al momento de expandirse el líquido, si se llegase a devolver un poco de éste (por la misma línea de líquido), volvería al estanque de bombeo, en donde las bombas de amoniaco lo impulsarían hacia todas las cámaras (detalle C).
- Luego de evaporarse el líquido en el evaporador sale por la línea de succión, ingresando al sistema automático de válvulas.
- En el sistema automático de válvulas (detalle B) se encuentra la PMLX50 que trabaja en conjunto con la EVM (normal abierto) y la EVM (normal cerrada), para que este proceso se realice es necesario una inyección de gas caliente a la entrada de la EVM normal cerrada e inmediatamente la PMLX50 comienza automáticamente a trabajar.

- Posterior a esto, el líquido refrigerante pasa por la SVA50 siguiendo la línea de succión llegando hasta el estanque de bombeo, el cual sale por la misma línea de succión hacia los compresores de dos etapas (detalle E).
- La primera etapa descarga al enfriador intermedio como gas caliente mezclándose con el líquido que se encuentra en su interior.
- Este líquido (que se encuentra en el interior del enfriador intermedio) viene del recibidor de líquido y por medio de la válvula flotadora entra pulverizado al enfriador, cesando de forma automática a través del control de nivel.
- El líquido que se encuentra dentro del enfriador está a baja presión y temperatura, por lo tanto, al mezclarse con el gas caliente que viene de la descarga de la primera etapa sale como gas frío a la succión de la segunda etapa (detalle E).
- El gas frío que sale del enfriador entra a los compresores y descargando éste a la línea general de gas caliente.
- Este gas caliente se dirige a los condensadores (detalle F) para finalmente volver al recibidor de líquido (detalle G) por la línea general de líquido y comenzar el ciclo nuevamente.

Es importante destacar que a medida que va aumentando la capacidad térmica de la planta y si se encuentran funcionando todas las cámaras, estarán trabajando todos los compresores y por ende los dos condensadores. Al comenzar a trabajar un compresor a la vez y a medida que se eleva su presión y temperatura de succión van entrando en apoyo los demás compresores, incorporándose al trabajo dependiendo de la necesidad térmica que se solicite y viceversa.

Deshielo.

Este proceso se realiza en forma similar al caso anterior (s. inundado), ya que este no posee un separador de vapor.

- Al comenzar el deshielo, se cierran las líneas de succión y general de líquido automáticamente, para que no exista retorno del fluido refrigerante (detalle B).
- Comienza a entrar gas caliente al sistema, el cual pasa por la bandeja de entrada de deshielo e inmediatamente al evaporador eliminando todos los residuos de hielo que pudieran encontrarse en las paredes, aletas y tubos.
- En el medio de la línea de descarga, antes de llegar a los condensadores (detalle F) se encuentra una PM3, la cual se activa para el deshielo dejando pasar solo la

diferencia de presiones existentes entre el compresor y el condensador (1 o 2 bar), para que salga el excedente de líquido refrigerante que esta en el evaporador.

- Este exceso de fluido refrigerante sale a la línea general de deshielo pasando por la SVA15, la NRVA15 y la SVA15 y así dirigirse al condensador (detalle F) para finalmente llegar al recipiente de líquido (detalle G) por medio de la línea general de líquido.

Figura 4.4 Detalle B. Cámara de congelados 4.

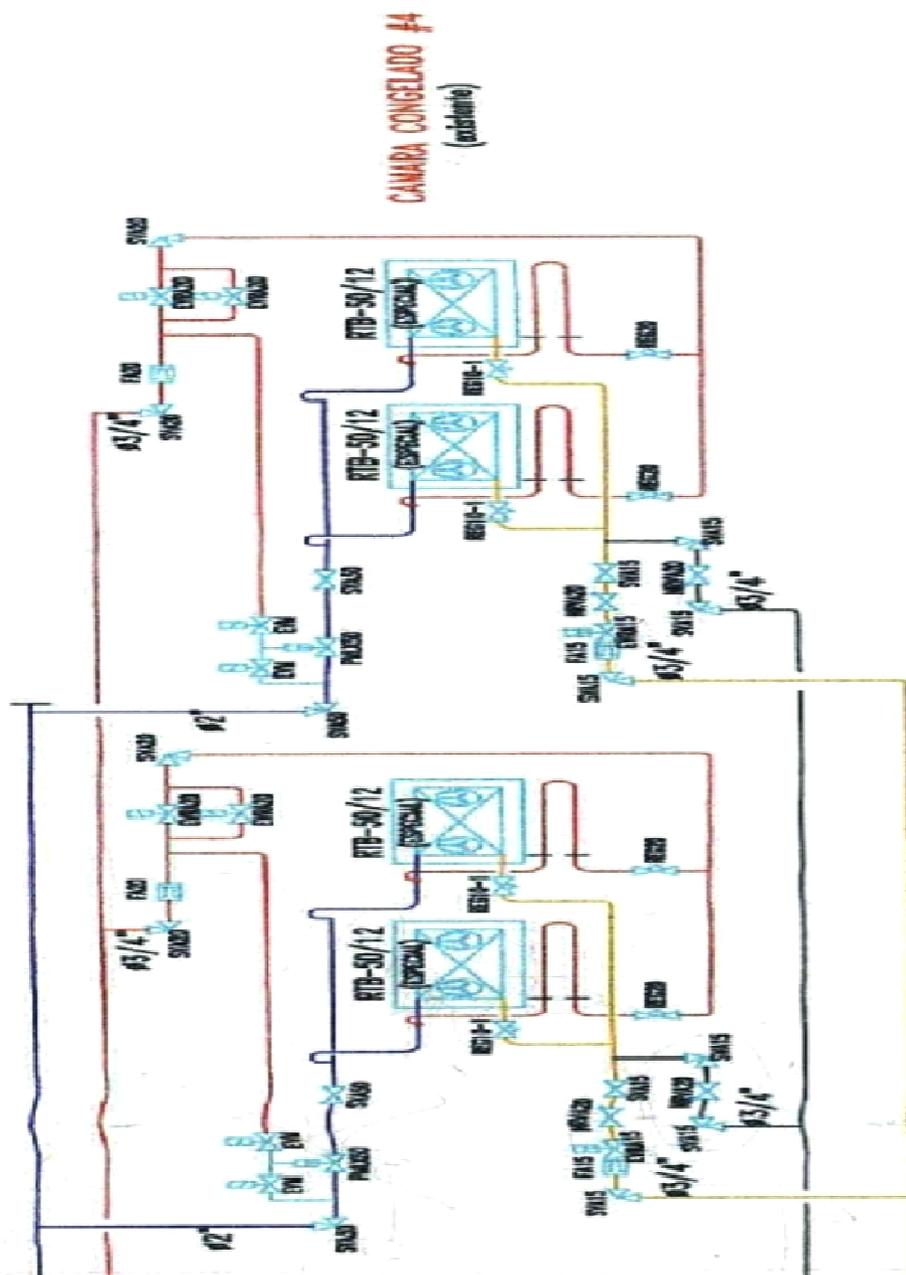


Figura 4.5 Detalle C. Estanque de bombeo.

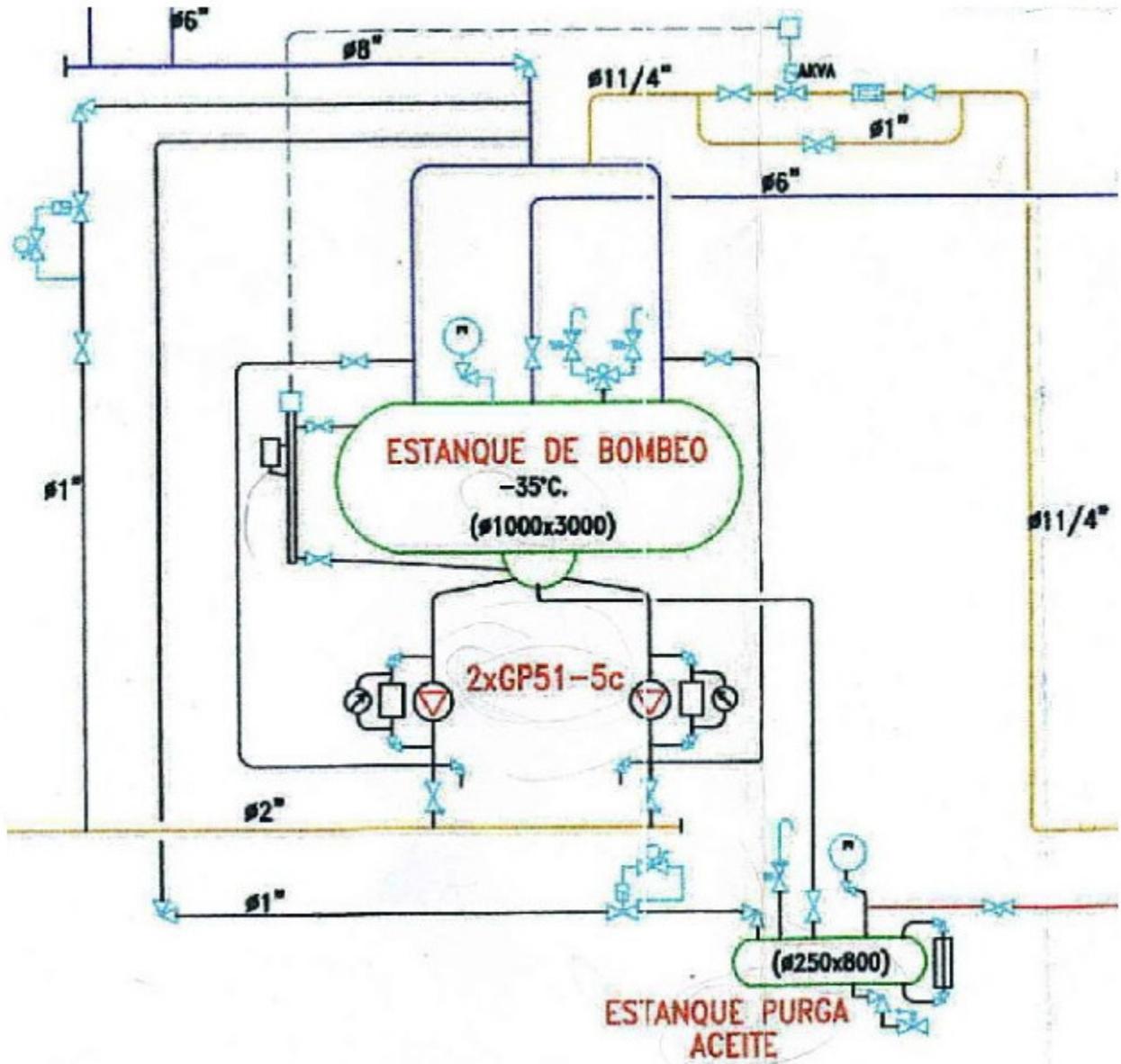


Figura 4.7 Detalle E. Compresor #5 y enfriador intermedio.

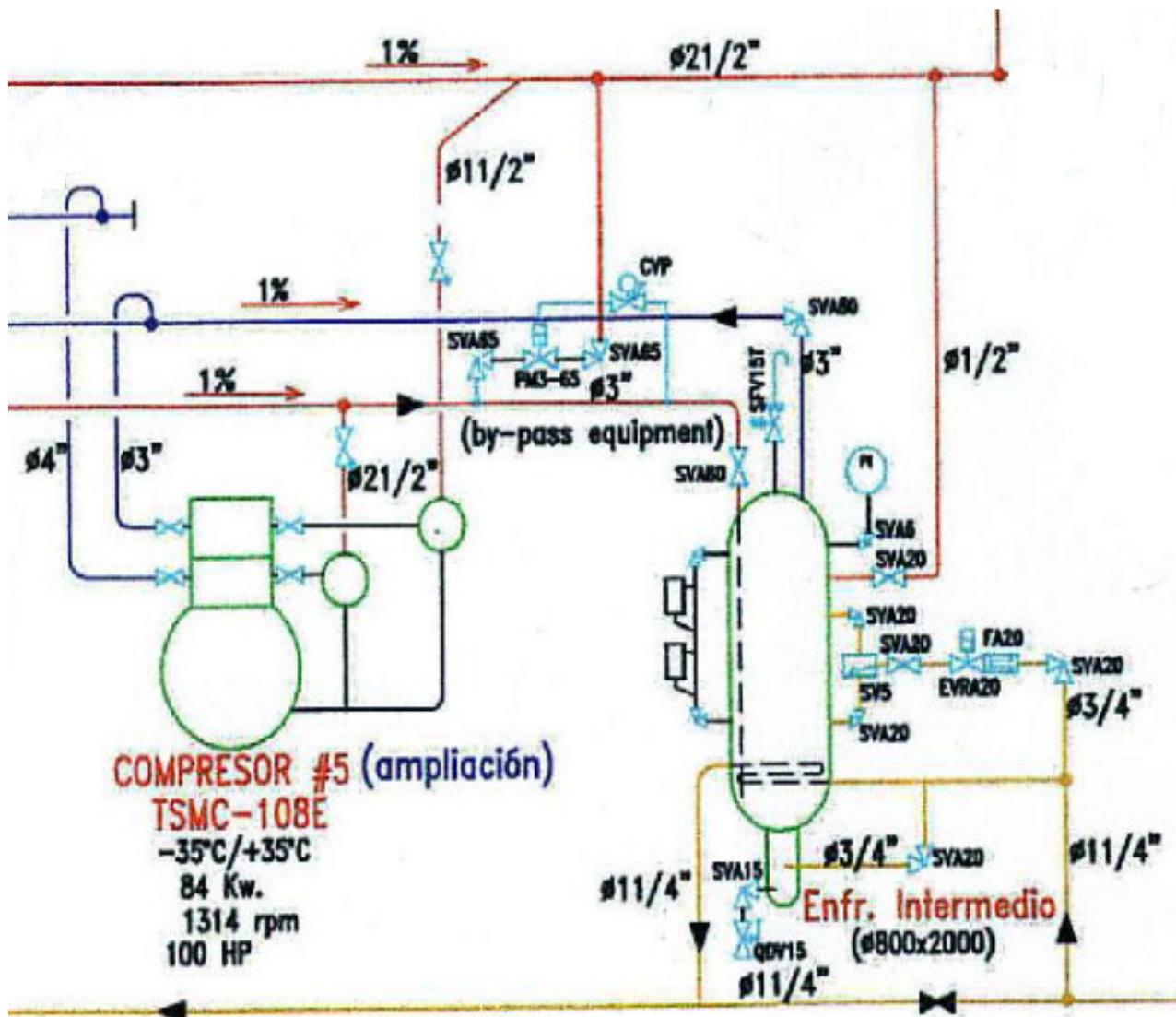


Figura 4.8 Detalle F. Condensadores.

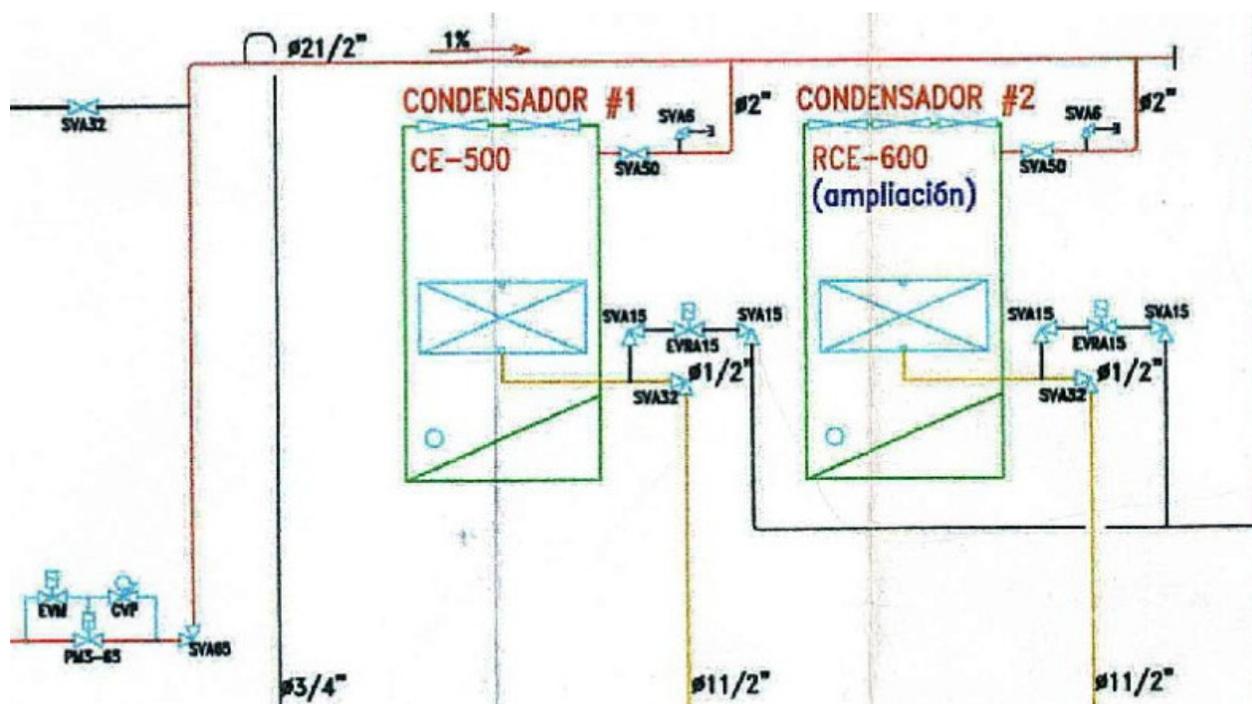
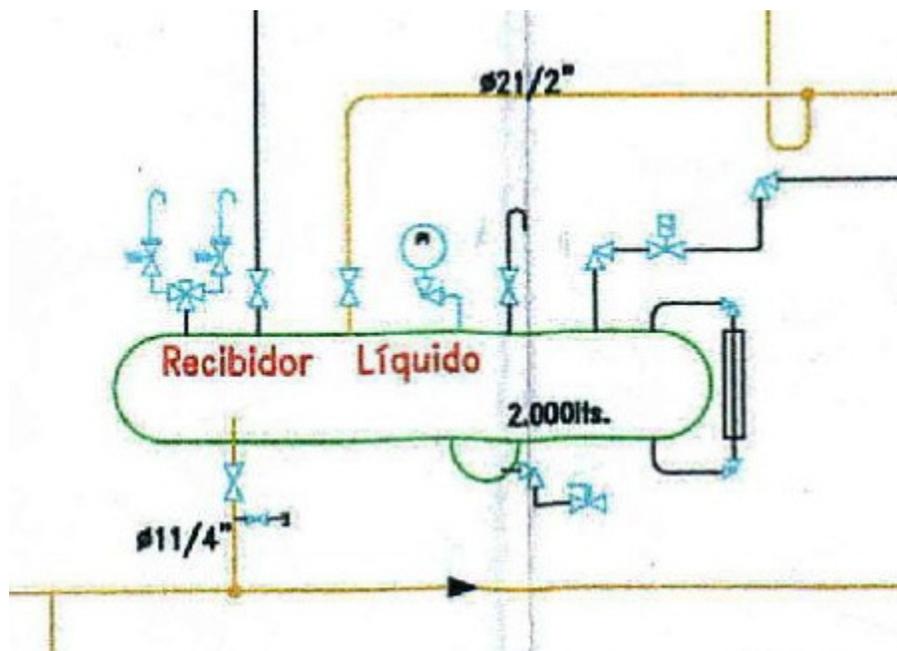


Figura 4.9 Detalle G. Recibidor de líquido.



CONCLUSIONES.

Con relación al primer objetivo específico del presente seminario, basado en realizar una reseña de los diferentes tipos de hielo se resume que, hasta el día de hoy, se han identificado 16 estructuras cristalinas diferentes de hielo. Sin embargo, solo puede existir en la superficie terrestre un solo tipo de hielo denominada como la fase cristalina (hielo I), debido a las condiciones de presión y temperatura existentes en la tierra; el resto de los hielos pueden encontrarse en otros planetas. Pese a esto, se tiene referencias de diferentes experimentos sobre éste único hielo existente, aplicando diferentes presiones y temperaturas, obteniendo así hielos de mayor densidad (hielo II, III, V, VI).

En cuanto a los hielos artificiales y a lo que se enfoca este trabajo, éstos pueden ser fabricados mediante máquinas que realizan procesos de desprendimiento o desescarchado del hielo sobre una superficie de enfriamiento.

En cuanto a la fabricación de hielo, en este trabajo se realizó un estudio en el que se abordó tres tipos de hielos: en bloques, cubos y escamas, los cuales fueron seleccionados por sus características y variadas aplicaciones industriales como las señaladas a continuación.

- En la industria pesquera los hielos en bloques y escamas son altamente utilizados para la conservación de pescados y mariscos, desde que son capturados hasta que son comercializados.
- En la industria alimenticia y banquetera son utilizados los tres tipos de hielo, para la conservación de alimentos y enfriamiento de líquidos (bebidas gaseosas, alcohólicas, jugos, otros).
- En la industria química y farmacéutica es frecuente el empleo de hielo en escamas.
- La capacidad de almacenamiento, manipulación y transporte, para estos tipos de hielos es fácil y sencilla, sobre todo en el hielo en bloques, pues éste es vendido por unidad, en comparación a los otros dos que se hacen en unidad de peso.
- Para fabricar estos tipos de hielo se emplea agua potable, es decir, directamente de la red de suministro, sin ningún tratamiento previo.

Mediante el uso del software EES, se realizó un análisis general de distintos ciclos de refrigeración por compresión de vapores, con el propósito de compararlos y verificar cuál de ellos es el más eficiente (valor del COP). Para efectos de comparación se consideró la misma temperatura final del producto a enfriar en los tres tipos de hielo, siendo ésta temperatura de $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$, usual en la industria de refrigeración. Se fijó además una temperatura de evaporación de $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ y de condensación de $40\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Para obtener resultados numéricos se consideró un flujo de calor absorbido de 100 [kW], para los tres tipos de hielo, lo que facilitó las comparaciones en un posterior análisis específico de cada uno de ellos, según la producción de toneladas diarias respectivas; ya que un mismo ciclo sirve para satisfacer distintas necesidades, pues termodinámicamente no existe diferencia en la configuración del ciclo, ni en el valor del COP. Por lo tanto, se puede concluir que si se desea absorber mayor o menor cantidad de flujo de calor, solo basta aumentar o disminuir la cantidad de refrigerante. En consecuencia, por simple proporcionalidad se puede obtener, entre otros, la magnitud de la potencia de compresión, el flujo de calor rechazado, con el consiguiente cambio de las capacidades de las máquinas y componentes correspondientes.

De este análisis de los ciclos de refrigeración se concluye que el ciclo con enfriamiento intermedio de la compresión y simultáneamente separación de vapor en beneficio del evaporador, es el que presenta mayor eficiencia, pues al tener un enfriamiento intermedio posibilita un mayor ahorro de potencia de compresión ($COP=3,692$).

Con relación al estudio de una planta real, se realizó varias visitas a la empresa Figroaustral, la que proporcionó uno de los planos de sus instalaciones y se realizó un análisis del recorrido del refrigerante, pasando por sus diferentes elementos y accesorios. Dicha instalación consta de dos sistemas, uno inundado y otro semi-inundado, los que permiten satisfacer necesidades de almacenamiento y de fabricación de hielo.

Cabe señalar que, el desarrollo de este tema permitió profundizar el uso y manejo del software EES, mejorando la calidad del trabajo, fortaleciendo tanto los conocimientos teóricos de esta ciencia, como la preparación para futuras actividades académicas y/o profesionales.

En resumen, las autoras estiman que se han cumplido los objetivos del presente seminario de título.

BIBLIOGRAFIA.

Juan Antonio Ramírez Miralles. Refrigeración. 3ª edición, mayo 1996, editorial Ceac S.A., España, Barcelona.

R. Warren Marsh y C. Thomas Olivo. Principios de la refrigeración. 2ª edición, editorial Diana, México, 1992.

Juan Manual Franco Lijó. Manual de la refrigeración. Editorial Reverté S.A., Barcelona, España, 2006.

L.T. Zambrano. Técnica de las instalaciones frigoríficas industriales. Ediciones G.Gili S.A., Buenos aires , Argentina, 1847.

LINKOGRAFIA.

Enciclopedia libre sobre hielo [en línea]. Disponible en: <<http://es.wikipedia.org/wiki/Hielo>>. [consulta: 15 septiembre 2015].

Physical Review letters. Publicado por Christoph G. Salzmann, Paolo G. Radaelli, Erwin Mayer, and John L. Finney, 2 septiembre 2009 [en línea]. Disponible en: <<http://www.experientiadocet.com/2009/09/hielo-xv-el-diagrama-de-fases-del-agua.html>>. [consulta: 17 septiembre 2014].

Dspace. Escuela superior politécnica del litoral. Tesis E. Guerrero mancheno, 2012. Disponible en: <[http://www.dspace.espol.edu.ec/bitstream/123456789/21127/2/TESIS%20FINAL%20E_GUERRERO\(1\).pdf](http://www.dspace.espol.edu.ec/bitstream/123456789/21127/2/TESIS%20FINAL%20E_GUERRERO(1).pdf)> [consulta: 20 octubre 2014].

Hielo cumbre.[en línea]. Disponible en: <<http://www.hieloscumbre.cl/>>. [consulta: 15 diciembre 2014].

Ramón Enrique Ariza Gamero y Nelson Fabián Florez Villamizar. Diseño y montaje de una maquina productora de hielo en bloques para demostración del ciclo de refrigeración aplicado en el laboratorio de refrigeración y aire acondicionado. Tesis (ingeniero mecánico). Bucaramanga, Colombia. Universidad industrial de Santander, 2008.[en línea]. Disponible en: <<http://repositorio.uis.edu.co/jspui/bitstream/123456789/5806/2/126223.pdf>>. [consulta: 29 diciembre 2014].

Frigoaustral. Fabricación de hielo en escamas y cubos. [en línea]. Disponible en: <<http://www.frigoaustral.cl/001.htm>>. [consulta: 7 enero 2015].

Anexos.

Los anexos se encuentran en la carpeta EES.

ANEXO A: CICLO ESTANDAR, MEDIANTE SOFTWARE EES.

ANEXO B: SEPARADOR DE VAPOR, MEDIANTE SOFTWARE EES.

ANEXO C: ENFRIAMIENTO INTERMEDIO DE LA COMPRESION.

ANEXOD: ENFRIAMIENTO INTERMEDIO DE LA COMPRESION Y SIMULTANEAMENTE SEPARACION DE VAPOR EN BENEFICIO DEL EVAPORADOR, MEDIANTE SOFTWARE EES.

ANEXO E: CICLO PARA SATISFACER DOS TEMPERATURAS SIMULTÁNEAS, MEDIANTE SOFTWARE EES.

ANEXO F: PLANO DE INSTALACION FABRICA FRIGO AUSTRAL.

Tabla de contenidos.

Objetivos	1
Nomenclatura	2
Introducción	4
Capítulo I: Aspectos generales y específicos sobre el hielo.	6
1.1. Introducción	7
1.2. Hielos naturales	8
1.2.1. Tipos de hielo	8
1.3. Hielos artificiales	12
1.3.1. Hielo en escamas	13
1.3.2. Hielo en placas	16
1.3.3. Hielo fundente	18
1.3.4. Hielo en bloques	19
1.3.5. Hielo en rollitos	24
1.3.6. Hielo en cubo	26
1.4. Selección	27
Capítulo II: Necesidades y requerimientos para la fabricación de hielo en bloques, cubos y escamas.	28
2.1. Introducción.	29
2.2. Características del producto.	30
2.2.1. Hielo en bloques.	30
2.2.2. Hielo en cubos.	32
2.2.3. Hielo en escamas.	32
2.2.4. Resumen características del producto.	33
2.3. Descripción del sistema.	33
2.3.1. Hielo en bloques.	33
2.3.2. Hielo en cubos.	36
2.3.3. Hielo en escamas.	37
2.4. Capacidad de producción.	38
2.4.1. Hielo en bloques.	38
2.4.2. Hielo en cubos.	38
2.4.3. Hielo en escamas.	38
2.5. Almacenamiento de hielo.	39
2.5.1. Hielo en bloques.	39
2.5.2. Hielo en cubos.	39

2.5.3. Hielo en escamas.	40
2.6. Selección del refrigerante.	40
2.7. Enfriamiento y Congelación.	41
2.7.1. Enfriamiento y congelación de los hielos en estudio.	42
Capítulo III: Análisis de ciclos de refrigeración.	45
3.1. Enfriamiento y congelación de los hielos en estudio.	46
3.2. Ciclo de Carnot (para refrigeración).	46
3.3. Ciclo estándar por compresión de vapor.	48
3.3.1. Diagramas termodinámicos.	48
3.3.2. Máquinas y equipos de un ciclo por compresión de vapores.	50
3.3.3. Análisis termodinámico del ciclo estándar, mediante el software EES.	53
3.3.4. Análisis general.	54
3.8. Ciclo con separación de vapor en beneficio del evaporador.	56
3.8.1. Diagrama de máquinas y equipos.	56
3.8.2. Análisis termodinámico mediante el software EES.	57
3.8.3. Análisis general.	59
3.9. Ciclo con enfriamiento intermedio de la compresión.	61
3.9.1. Diagrama de máquinas y equipos.	61
3.9.2. Análisis termodinámico mediante el software EES.	62
3.9.3. Análisis general.	63
3.10. Ciclo con enfriamiento intermedio de la compresión y simultáneamente separación de vapor en beneficio del evaporador.	65
3.10.1. Diagrama de máquinas y equipos.	65
3.10.2. Análisis termodinámico mediante el software EES.	66
3.10.3. Análisis general.	67
3.11. Ciclo de refrigeración para satisfacer dos temperaturas frías simultáneamente.	69
3.11.1. Diagrama de máquinas y equipos.	69
3.11.2. Análisis termodinámico mediante el software EES.	70
3.11.3. Análisis general.	71
3.9 Conclusiones generales y específicas de tablas paramétricas.	73
3.8.1. Variación de flujo de calor absorbido (Q_{abs}).	73
3.8.2. Variación de presión intermedia con Q_{abs} cte.	73
3.8.3. Variación de TA con Q_{abs} cte y P_{int} cte.	74

3.8.4. Variación en la T_{evap} con Q_{abs} cte.	76
3.10 Análisis específico según flujo de calor absorbido de los hielos en estudio.	78
3.11 Gráficos: Curvas de variación de parámetros de ciclos de refrigeración.	82
3.12 Resumen de los coeficientes de operación de los ciclos de refrigeración estudiados.	85
Capítulo IV: Análisis de una planta real.	86
4.1. Introducción.	87
4.2. Análisis de instalación frigorífica Frigo Austral (interpretación de plano).	87
4.2.1. Sistema inundado.	91
4.2.2. Sistema semi-inundado.	94
Conclusión.	101
Bibliografía.	103
Linkografía.	103
Anexos.	104

ANEXO A**CICLO DE REFRIGERACION ESTANDAR****DATOS.**

$$R\$ = 'R717' \text{ (REFRIGERANTE)}$$

$$T_{EVAP} = TF - \text{deltha} \text{ (TEMPERATURA DEL EVAPORADOR)}$$

$$T_{COND} = TA + \text{deltha} \text{ (TEMPERATURAD EL CONDENSADOR)}$$

$$\text{deltha} = 5$$

$$TF = 258 \text{ (TEMPERATURA FINAL PRODUCTO A ENFRIAR)}$$

$$TA = 308 \text{ (TEMPERATURA AMBIENTE)}$$

$$TC = 273 \text{ (TEMPERATURA DE CONGELACION)}$$

$$x_1 = 0$$

$$x_3 = 1$$

$$t_{cong} = 21600$$

[s]

(TIEMPO DE CONGELACION)

$$m = m_t / t_{cong}$$

(FLUJO MASICO)

$$a = 0,38$$

$$b = 0,16$$

$$c = 1,2$$

$$cp_{agua} = 4,184$$

$$kJ / kg * k$$

$$c_{cong} = 2,090$$

$$kJ / kg * K$$

$$v = (a * b * c)$$

[m³]

(VOLUMEN BLOQUE DE HIELO)

$$\rho = 1000$$

[kg/m³]

$$m_{agua} = \rho * v$$

(MASA DE AGUA)

$$m_t = m_{agua} * N^\circ$$

(MASA DE AGUA * NUMERO DE MOLDES)

$$N^\circ = 50$$

(NUMERO DE MOLDES)

$$P_{cond} = P_{sat} [R\$; T = T_{COND}] \text{ (PRESION DEL CONDENSADOR)}$$

$$P_{EVAP} = P_{sat} [R\$; T = T_{EVAP}] \text{ (PRESION DEL EVAPORADOR)}$$

HF=Enthalpy_{fusion}(Ice)

ESTADO 1

$$h_1 = h [R\$; P = P_1 ; x = x_1]$$

$$P_1 = P_{cond}$$

$$T_1 = T_{COND}$$

$$s_1 = s [R\$; P = P_1 ; x = x_1]$$

ESTADO 2

$$h_1 = h_2$$

$$P_2 = P_{EVAP}$$

$$T_2 = T_{EVAP}$$

$$s_2 = s [R\$; P = P_2 ; h = h_2]$$

ESTADO 3

$$h_3 = h [R\$; P = P_3 ; x = x_3]$$

$$P_3 = P_2$$

$$T_3 = T_2$$

$$s_3 = s [R\$; P = P_3 ; x = x_3]$$

ESTADO 4

$$P_4 = P_1$$

$$s_4 = s_3$$

$$h_4 = h [R\$; P = P_4 ; s = s_4]$$

$$T_4 = T [R\$; P = P_4 ; s = s_4]$$

ESTADO 5

$$P_5 = P_1$$

$$T_5 = T_1$$

$$x_5 = x_3$$

$$h_5 = h [R\$; P = P_5 ; x = x_5]$$

$$s_5 = s [R\$; P = P_5 ; x = x_5]$$

ESTADO 6

$$P_6 = P_1$$

$$h_6 = h_1$$

$$T_6 = T_1$$

$$s_6 = s_1$$

OTROS

$$Q_{abs} = m \cdot c_{p_{agua}} \cdot (T_A - T_C) + m \cdot HF + m \cdot c_{cong} \cdot (T_C - T_F)$$

(CALOR ABSORBIDO)

$$m_r = \frac{Q_{abs}}{h_3 - h_2} \quad (\text{MASA REFRIGERANTE})$$

$$Q_{rech} = m_r \cdot [h_4 - h_1] \quad (\text{CALOR RECHAZADO})$$

$$W_{comp} = m_r \cdot [h_4 - h_3] \quad (\text{POTENCIA DEL COMPRESOR})$$

$$Q_{abs} = 100 \quad [kW]$$

$$COP = \frac{Q_{abs}}{Q_{rech} - Q_{abs}} \quad (\text{COEFICIENTE DE OPERACION})$$

$$COP_{carnot} = \frac{T_{EVAP}}{T_{COND} - T_{EVAP}}$$

ANEXO B

CASO 1 SEPARACION DE VAPOR EN BENEFICIO DEL EVAPORADOR.

DATOS.

$$R\$ = 'R717' \text{ (REFRIGERANTE)}$$

$$T_{\text{evap}} = TF - \text{deltha} \text{ (TEMPERATURA DEL EVAPORADOR)}$$

$$T_{\text{cond}} = TA + \text{deltha} \text{ (TEMPERATURA DEL CONDENSADOR)}$$

$$\text{deltha} = 5$$

$$T_{\text{ref}} = 278 \text{ (TEMPERATURA DEL REFRIGERANTE)}$$

$$TF = 258 \text{ (TEMPERATURA FINAL PRODUCTO A ENFRIAR)}$$

$$TA = 308 \text{ (TEMPERATURA AMBIENTE)}$$

$$TC = 273 \text{ (TEMPERATURAD E CONGELACION)}$$

$$x_1 = 0$$

$$x_1 = x_3$$

$$x_5 = 1$$

$$x_5 = x_6$$

$$t_{\text{cong}} = 21600$$

$$[s]$$

$$\text{(TIEMPO DE CONGELACION)}$$

$$cp_{\text{agua}} = 4,186$$

$$[kJ/kg K]$$

$$cp_{\text{cong}} = 2,090$$

$$[kJ/kg * K]$$

$$N = 50$$

$$\text{(NUMERO DE MOLDES)}$$

$$a = 0,38$$

$$b = 0,16$$

$$c = 1,2$$

$$v = a * b * c$$

$$\text{(VOLUMEN EN m3)}$$

$$\rho = 1000$$

$$[kg/m3]$$

$$m_{\text{agua}} = \rho * v$$

$$\text{(MASA DE AGUA)}$$

$$m_T = m_{\text{agua}} * N$$

$$\text{(MASA DE AGUA * NUMERO DE MOLDES)}$$

$$\dot{m} = m_T / t_{\text{cong}}$$

$$\text{(FLUJO MASICO)}$$

$$Q_{\text{abs}} = 100 \text{ [kW]}$$

$$Q_{\text{abs}} = \dot{m} * cp_{\text{agua}} * (TA - TC) + \dot{m} * HF + \dot{m} * cp_{\text{cong}} * (TC - TF)$$

$$\text{(CALOR ABSORBIDO)}$$

$$m_r = \frac{Q_{\text{abs}}}{h_5 - h_4} \text{ (MASA REFRIGERANTE)}$$

$$Q_{\text{rech}} = m_1 \cdot [h_9 - h_1] \text{ (CALOR RECHAZADO)}$$

$$W_{\text{comp}} = m_1 \cdot [h_9 - h_8] \text{ (POTENCIA DEL COMPRESOR)}$$

$$\text{COP} = \frac{Q_{\text{abs}}}{Q_{\text{rech}} - Q_{\text{abs}}} \text{ (COEFICIENTE DE OPERACION)}$$

$$\text{COP}_{\text{carnot}} = \frac{T_{\text{evap}}}{T_{\text{cond}} - T_{\text{evap}}}$$

$$P_{\text{cond}} = P_{\text{sat}} [R\$; T = T_{\text{cond}}] \text{ (PRESION DEL CONDENSADOR)}$$

$$P_{\text{evap}} = P_{\text{sat}} [R\$; T = T_{\text{evap}}] \text{ (PRESION DEL EVAPORADOR)}$$

$$P_{\text{int}} = \text{sqrt}(P_{\text{cond}} * P_{\text{evap}})$$

(PRESION INTERMEDIA)

$$PSV = P_{\text{int}} \text{ (PRESION SEPARADOR DE VAPOR)}$$

$$HF = \text{Enthalpy}_{\text{fusion}} [\text{Ice}] \text{ (CALOR LATENTE DE FUSION)}$$

ESTADO 1

$$P_1 = P_{\text{cond}}$$

$$T_1 = T_{\text{cond}}$$

$$h_1 = h [R717 ; x = x_1 ; P = P_1]$$

$$s_1 = s [R\$; P = P_1 ; x = x_1]$$

ESTADO 2

$$h_2 = h_1$$

$$P_2 = PSV$$

$$T_2 = T_3$$

$$s_2 = s [R\$; P = P_2 ; h = h_2]$$

ESTADO 3

$$P_3 = P_2$$

$$T_3 = T [R717 ; P = P_3 ; x = x_3]$$

$$h_3 = h [R717 ; x = x_3 ; P = P_3]$$

$$s_3 = s [R\$; P = P_3 ; x = x_3]$$

ESTADO 4

$$h_4 = h_3$$

$$T_4 = T_{\text{evap}}$$

$$P_4 = P_{\text{evap}}$$

$$s_4 = s [R\$; P = P_4 ; h = h_4]$$

ESTADO 5

$$P_5 = P_{\text{evap}}$$

$$T_5 = T_4$$

$$h_5 = h [R717 ; x = x_5 ; P = P_5]$$

$$s_5 = s [R\$; P = P_5 ; x = x_5]$$

ESTRADO 6

$$P_6 = PSV$$

$$T_6 = T_3$$

$$h_6 = h [R717 ; x = x_6 ; P = P_6]$$

$$s_6 = s [R\$; P = P_6 ; x = x_6]$$

ESTADO 7

$$P_7 = P_{\text{evap}}$$

$$h_7 = h_6$$

$$T_7 = T_{\text{evap}}$$

$$s_7 = s [R\$; P = P_7 ; h = h_7]$$

ESTADO 8

$$P_8 = P_{\text{evap}}$$

$$T_8 = T_{\text{evap}}$$

$$s_8 = s [R717 ; h = h_8 ; P = P_8]$$

ESTADO 9

$$P_9 = P_1$$

$$s_9 = s_8$$

$$h_9 = h [R717 ; s = s_9 ; P = P_9]$$

$$T_9 = T [R\$; P = P_9 ; s = s_9]$$

ESTADO 10

$$P_{10} = P_1$$

$$T_{10} = T_1$$

$$x_{10} = x_5$$

$$h_{10} = h [R\$; P = P_{10} ; x = x_{10}]$$

$$s_{10} = s [R\$; P = P_{10} ; x = x_{10}]$$

ESTASDO 11

$$P_{11} = P_1$$

$$T_{11} = T_1$$

$$h_{11} = h_1$$

$$s_{11} = s_1$$

BALANCE DE MASAS

$$m_1 = m_3 + m_2$$

$$m_r = m_2$$

PRIMER PUNTO DE MEZCLA

$$m_1 \cdot h_2 = m_3 \cdot h_6 + m_2 \cdot h_3$$

SEGUNDO PUNTO DE MEZCLA

$$m_1 \cdot h_8 = m_3 \cdot h_7 + m_2 \cdot h_5$$

ANEXO C

CASO 2 : ENFRIAMIENTO INTERMEDIO DE LA COMPRESION

DATOS

R\$ = 'R717' (REFRIGERANTE)

$T_{\text{evap}} = TF - \text{deltha}$ (TEMPERATURA DEL EVAPORADOR)

$T_{\text{cond}} = TA + \text{deltha}$ (TEMPERATURA DEL CONDENSADOR)

deltha = 5

TF = 258 (TEMPERATURA FINAL PRODUCTO A ENFRIAR)

TA = 308 (TEMPERATURA AMBIENTE)

TC = 273 (TEMPERATURA CONGELACION)

$x_1 = 0$

$x_3 = x_1$

$x_5 = 1$

$x_5 = x_7$

$t_{\text{cong}} = 21600$

[s]

(TIEMPO DE CONGELACION)

$\dot{m} = m_t / t_{\text{cong}}$

(FLUJO MASICO DEL AGUA)

$a = 0,38$

$b = 0,16$

$c = 1,2$

$v = (a * b * c)$

[m³]

(VOLUMEN BLOQUE DE HIELO)

$cp_{\text{agua}} = 4,184$

[kJ/kg*K]

$cp_{\text{cong}} = 2,090$

[kJ/kg*K]

$\rho = 1000$

[kg/m³]

$m_{\text{agua}} = \rho * v$

(MASA DE AGUA)

$m_t = m_{\text{agua}} * N$

(MASA DE AGUA * NUMERO DE MOLDES)

$N = 50$

(NUMERO DE MOLDES)

$P_{\text{int}} = \sqrt{P_{\text{cond}} * P_{\text{evap}}}$ (PRESION INTERMEDIA)

$P_{\text{cond}} = P_{\text{sat}} [R\$; T = T_{\text{cond}}]$ (PRESION DEL CONDENSADOR)

$P_{\text{evap}} = P_{\text{sat}} [R\$; T = T_{\text{evap}}]$ (PRESION DEL EVAPORADOR)

$HF = \text{Enthalpy}_{\text{fusion}}(\text{Ice})$

(CALOR LATENTE DE FUSION)

$Q_{\text{abs}} = 100$

ESTADO 1

$h_1 = h [R\$; x = x_1 ; P = P_1]$

$P_1 = P_{\text{cond}}$

$$T_1 = T_{\text{cond}}$$

$$s_1 = s [R\$; P = P_1 ; x = x_1]$$

ESTADO 2

$$h_1 = h_2$$

$$P_2 = P_{\text{int}}$$

$$T_2 = T_3$$

$$s_2 = s [R\$; P = P_2 ; h = h_2]$$

ESTADO 3

$$P_2 = P_3$$

$$T_3 = T [R\$; P = P_3 ; x = x_3]$$

$$h_3 = h [R\$; P = P_3 ; x = x_3]$$

$$s_3 = s [R\$; P = P_3 ; x = x_3]$$

ESTADO 4

$$P_4 = P_{\text{evap}}$$

$$T_4 = T_{\text{evap}}$$

$$h_4 = h_1$$

$$s_4 = s [R\$; P = P_4 ; h = h_4]$$

ESTADO 5

$$P_5 = P_4$$

$$T_5 = T_4$$

$$h_5 = h [R\$; P = P_5 ; x = x_5]$$

$$s_5 = s [R\$; P = P_5 ; x = x_5]$$

ESTADO 6

$$P_6 = P_2$$

$$s_6 = s_5$$

$$h_6 = h [R\$; P = P_6 ; s = s_6]$$

$$T_6 = T [R\$; P = P_6 ; s = s_6]$$

ESTADO 7

$$P_7 = P_6$$

$$T_7 = T_3$$

$$h_7 = h [R\$; P = P_7 ; x = x_7]$$

$$s_7 = s [R\$; P = P_7 ; x = x_7]$$

ESTADO 8

$$P_8 = P_1$$

$$s_8 = s_7$$

$$h_8 = h [R\$; P = P_8 ; s = s_8]$$

$$T_8 = T [R\$; P = P_8 ; s = s_8]$$

ESTADO 9

$$P_9 = P_1$$

$$T_9 = T_1$$

$$x_9 = x_5$$

$$h_9 = h [R\$; P = P_9 ; x = x_9]$$

$$s_9 = s [R\$; P = P_9 ; x = x_9]$$

ESTADO 10

$$P_{10} = P_1$$

$$T_{10} = T_1$$

$$h_{10} = h_1$$

$$s_{10} = s_1$$

BALANCE DE MASAS

$$m_1 = m_2 + m_3$$

$$m_r = m_3$$

BALANCE DEL SEPARADOR DE VAPOR

$$m_2 = \frac{m_3 \cdot [h_7 - h_6]}{h_2 - h_7}$$

OTROS

$$Q_{abs} = \dot{m} \cdot c_{p_{agua}} \cdot (T_A - T_C) + \dot{m} \cdot H_F + \dot{m} \cdot c_{p_{cong}} \cdot (T_C - T_F)$$

(CALOR ABSORBIDO)

$$m_r = \frac{Q_{abs}}{h_5 - h_4} \quad (\text{MASA REFRIGERANTE})$$

$$Q_{rech} = m_1 \cdot [h_8 - h_1] \quad (\text{CALOR RECHAZADO})$$

$$W_{comp1} = m_3 \cdot [h_6 - h_5] \quad (\text{POTENCIA COMPRESOR 1})$$

$$W_{comp2} = m_1 \cdot [h_8 - h_7] \quad (\text{POTENCIA COMPRESOR 2})$$

$$W_{neto} = W_{comp1} + W_{comp2} \quad (\text{POTENCIA NETA})$$

$$COP = \frac{Q_{abs}}{W_{neto}} \quad (\text{COEFICIENTE DE OPERACION})$$

$$COP_{carnot} = \frac{T_{evap}}{T_{cond} - T_{evap}}$$

ANEXO D

CASO 3 : ENFRIAMIENTO INTERMEDIO DE LA COMPRESION Y SIMULTANEAMENTE SEPARACION DE VAPOR EN BENEFICIO DEL EVAPORADOR

DATOS

$$R\$ = 'R717' \text{ (REFRIGERANTE)}$$

$$T_{\text{evap}} = TF - \text{deltha} \text{ (TEMPERATURA DEL EVAPORADOR)}$$

$$T_{\text{cond}} = TA + \text{deltha} \text{ (TEMPERATURA DEL CONDENSADOR)}$$

$$\text{deltha} = 5$$

$$TF = 258 \text{ (TEMPERATURA FINAL DEL PRODUCTO A ENFRIAR)}$$

$$TA = 308 \text{ (TEMPERATURA AMBIERANTE)}$$

$$TC = 273 \text{ (TEMPERATURA DE CONGELACION)}$$

$$x_1 = 0$$

$$x_1 = x_3$$

$$x_5 = 1$$

$$x_7 = x_5$$

$$t_{\text{cong}} = 21600$$

[s]

(TIEMPO DE CONGELACION)

$$\dot{m} = m_t / t_{\text{cong}}$$

(FLUJO MASICO DEL AGUA)

$$a = 0,38$$

$$b = 0,16$$

$$c = 1,2$$

$$cp_{\text{agua}} = 4,184$$

[kJ/kg*K]

$$cp_{\text{cong}} = 2,090$$

[kJ/kg*k]

$$v = (a*b*c)$$

[m³]

(VOLUMEN BLOQUE DE HIELO)

$$\rho = 1000$$

[kg/m³]

$$m_{\text{agua}} = \rho * v$$

(MASA DE AGUA)

$$m_t = m_{\text{agua}} * N$$

(MASA DE AGUA * NUMERO DE MOLDES)

$$N = 50$$

(NUMEROS DE MOLDES)

$$P_{\text{cond}} = P_{\text{sat}} [R\$; T = T_{\text{cond}}] \text{ (PRESION DEL CONDENSADOR)}$$

$$P_{\text{evap}} = P_{\text{sat}} [R\$; T = T_{\text{evap}}] \text{ (PRESION EVAPORADOR)}$$

$$HF = \text{Enthalpy}_{\text{fusion}} [\text{Ice}] \text{ (CALOR LATENTE DE FUSION)}$$

$$P_{\text{int}} = \sqrt{P_{\text{cond}} * P_{\text{evap}}} \text{ (PRESION INTERMEDIA)}$$

$$Q_{\text{abs}} = 100 \text{ [kW]} \text{ (FLUJO DE CALOR ABSORBIDO)}$$

ESTADO 1

$$P_1 = P_{\text{cond}}$$

$$T_1 = T_{\text{cond}}$$

$$h_1 = h [R\$; P = P_1 ; x = x_1]$$

$$s_1 = s [R\$; P = P_1 ; x = x_1]$$

ESTADO 2

$$P_2 = P_{int}$$

$$h_2 = h_1$$

$$T_2 = T_3$$

$$s_2 = s [R\$; P = P_2 ; h = h_2]$$

ESTADO 3

$$P_3 = P_2$$

$$h_3 = h [R\$; P = P_3 ; x = x_3]$$

$$T_3 = T [R\$; P = P_3 ; x = x_3]$$

$$s_3 = s [R\$; P = P_3 ; x = x_3]$$

ESTADO 4

$$P_4 = P_{evap}$$

$$T_4 = T_{evap}$$

$$h_4 = h_3$$

$$s_4 = s [R\$; P = P_4 ; h = h_4]$$

ESTADO 5

$$P_5 = P_4$$

$$T_5 = T_4$$

$$s_5 = s [R\$; P = P_5 ; x = x_5]$$

$$h_5 = h [R\$; P = P_5 ; x = x_5]$$

ESTADO 6

$$P_6 = P_2$$

$$s_6 = s_5$$

$$h_6 = h [R\$; P = P_6 ; s = s_6]$$

$$T_6 = T [R\$; P = P_6 ; s = s_6]$$

ESTADO 7

$$P_7 = P_6$$

$$T_7 = T_3$$

$$h_7 = h [R\$; P = P_7 ; x = x_7]$$

$$s_7 = s [Ammonia ; P = P_7 ; x = x_7]$$

ESTADO 8

$$P_8 = P_1$$

$$s_8 = s_7$$

$$h_8 = h [R\$; P = P_8 ; s = s_8]$$

$$T_8 = T [R\$; P = P_8 ; s = s_8]$$

ESTADO 9

$$P_9 = P_1$$

$$T_9 = T_1$$

$$x_9 = x_5$$

$$h_9 = h [R\$; P = P_9 ; x = x_9]$$

$$s_9 = s [R\$; P = P_9 ; x = x_9]$$

ESTADO 10

$$P_{10} = P_1$$

$$T_{10} = T_1$$

$$h_{10} = h_1$$

$$s_{10} = s_1$$

BALANCE DE MASAS

$$m_r = m_2$$

BALANCE DEL SEPARADOR DE VAPOR

$$m_1 \cdot h_2 + m_2 \cdot h_6 = m_2 \cdot h_3 + m_1 \cdot h_7$$

OTROS

$$Q_{abs} = \dot{m} \cdot c_{p_{agua}} \cdot (T_A - T_C) + \dot{m} \cdot HF + \dot{m} \cdot c_{p_{cong}} \cdot (T_C - T_F)$$

(CALOR ABSORBIDO)

$$m_r = \frac{Q_{abs}}{h_5 - h_4} \quad (\text{MASA REFRIGERANTE})$$

$$Q_{rech} = m_1 \cdot [h_8 - h_1] \quad (\text{CALOR RECHAZADO})$$

$$W_{comp1} = m_2 \cdot [h_6 - h_5] \quad (\text{POTENCIA DEL COMPRESOR 1})$$

$$W_{comp2} = m_1 \cdot [h_8 - h_7] \quad (\text{POTENCIA DEL COMPRESOR 2})$$

$$W_{neto} = W_{comp1} + W_{comp2} \quad (\text{POTENCIA NETA})$$

$$COP = \frac{Q_{abs}}{Q_{rech} - Q_{abs}} \quad (\text{COEFICIENTE DE OPERACION})$$

$$COP_{carnot} = \frac{T_{evap}}{T_{cond} - T_{evap}}$$

ANEXO E**CICLO DE REFRIGERACION PARA SATISFACER DOS TEMPERATURAS SIMULTANEAMENTE****DATOS**

$$R\$ = 'R717'$$

$$T_{\text{cond}} = TA + \text{deltha}$$

$$T_{\text{evap}} = TF - \text{deltha}$$

$$\text{deltha} = 5$$

$$TA = 308$$

$$TC = 273$$

$$TF = 258$$

$$c_{p_{\text{agua}}} = 4,186 \text{ [kJ/kg*k]}$$

$$c_{p_{\text{cong}}} = 2,09 \text{ [kJ/kg*K]}$$

$$HF = \text{Enthalpy}_{\text{fusion}} \text{ [Ice]}$$

$$P_{\text{cond}} = P_{\text{sat}} [R\$; T = T_{\text{cond}}]$$

$$P_{\text{evap}} = P_{\text{sat}} [R\$; T = T_{\text{evap}}]$$

$$x_1 = 0$$

$$x_1 = x_3$$

$$x_4 = 1$$

$$x_5 = x_4$$

$$x_6 = x_5$$

ESCAMAS

$$m_a = 0,278 \text{ [kg/s]}$$

$$Q_{\text{abs1}} = 100 \text{ [kW]}$$

BLOQUES

$$m_b = 0,1689 \text{ [kg/s]}$$

$$Q_{\text{abs2}} = 100 \text{ [kW]}$$

ESTADO 1

$$P_1 = P_{\text{cond}}$$

$$T_1 = T_{\text{cond}}$$

$$h_1 = h [R\$; P = P_1 ; x = x_1]$$

$$s_1 = s [R\$; P = P_1 ; x = x_1]$$

ESTADO 2

$$P_2 = P_{\text{evap}}$$

$$T_2 = T_{\text{evap}}$$

$$h_2 = h_1$$

$$s_2 = s [R\$; P = P_2 ; h = h_2]$$

ESTADO 3

$$P_3 = P_2$$

$$T_3 = T_2$$

$$h_3 = h [R\$; P = P_3 ; x = x_3]$$

$$s_3 = s [R\$; P = P_3 ; x = x_3]$$

ESTADO 4

$$P_4 = P_3$$

$$T_4 = T_3$$

$$h_4 = h [R\$; P = P_4 ; x = x_4]$$

$$s_4 = s [R\$; P = P_4 ; x = x_4]$$

ESTADO 5

$$P_5 = P_4$$

$$T_5 = T_4$$

$$h_5 = h_4$$

$$s_5 = s_4$$

ESTADO 6

$$P_6 = P_4$$

$$T_6 = T_4$$

$$h_6 = h_4$$

$$s_6 = s_4$$

ESTADO 7

$$P_7 = P_1$$

$$s_7 = s_6$$

$$h_7 = h [R\$; P = P_7 ; s = s_7]$$

$$T_7 = T [R\$; P = P_7 ; s = s_7]$$

ESTADO 8

$$P_8 = P_1$$

$$T_8 = T_1$$

$$x_8 = x_6$$

$$s_8 = s [R\$; P = P_8 ; x = x_8]$$

$$h_8 = h [R\$; P = P_8 ; x = x_8]$$

ESTADO 8

$$P_9 = P_1$$

$$T_9 = T_1$$

$$h_9 = h_1$$

$$s_9 = s_1$$

BALANCE DE MASAS

$$m_1 = m_2 + m_3$$

$$m_3 = m_4 + m_5$$

$$mr_1 = m_5$$

$$mr_2 = m_4$$

BALANCE DEL SEPARADOR DE VAPOR

$$m_1 \cdot h_2 = m_3 \cdot h_3 + m_2 \cdot h_5$$

OTROS

$$Q_{abs1} = m_a \cdot cp_{agua} \cdot (TA - TC) + m_a \cdot HF + m_a \cdot cp_{cong} \cdot (TC - TF1)$$

$$mr_1 = \frac{Q_{abs1}}{h_4 - h_3}$$

$$Q_{abs2} = m_b \cdot cp_{agua} \cdot (TA - TC) + m_b \cdot HF + m_b \cdot cp_{cong} \cdot (TC - TF2)$$

$$mr_2 = \frac{Q_{abs2}}{h_4 - h_3}$$

$$Q_{rech} = m_1 \cdot [h_7 - h_1]$$

$$w_{comp} = m_1 \cdot [h_7 - h_6]$$

$$Q_{absneto} = Q_{abs1} + Q_{abs2}$$

$$COP_{carnot} = \frac{T_{evap}}{T_{cond} - T_{evap}}$$

$$\text{COP} = \frac{Q_{\text{absneto}}}{W_{\text{comp}}}$$