



Universidad de Valladolid



**ESCUELA DE INGENIERÍAS
INDUSTRIALES**

**UNIVERSIDAD DE VALLADOLID
ESCUELA DE INGENIERIAS INDUSTRIALES**

Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales

**Determinación del ciclo y del Coeficiente de Eficiencia
Energética (CEE) de una máquina de absorción de
difusión continuada de la casa TAVER modelo T242**

Autor:

Gallud Cano, Jorge

Tutora: Tejero González, Ana

Co-tutor: San José Alonso, Julio Francisco

**Departamento de Ingeniería
Energética y Fluidomecánica**

Valladolid, septiembre 2015

Resumen

En el presente trabajo se ha estudiado la máquina de absorción de difusión continuada de la casa TAVER modelo T242. Tras el estudio y descripción de las máquinas de absorción, se ha analizado un equipo existente en el laboratorio de Frío y Calor de la Escuela de Ingenierías Industriales de la Universidad de Valladolid. Como consecuencia de este estudio, se efectuaron modificaciones para mejorar su rendimiento y facilitar la realización de prácticas en las asignaturas impartidas por el departamento. También se ha elaborado un guion de prácticas con el mismo objetivo.

Palabras clave

Amoníaco, absorción, ciclo, refrigeración y CEE

Abstract

In this research has been studied an absorption refrigerator. A theoretical explanation has been developed in the first part of the document. After this, existing equipment from the hot and cold laboratory of the School of Industrial Engineering of the University of Valladolid has been analyzed. As a result of this study, changes were made to improve performance. With the purpose of fostering the work experience in the subjects taught by the department, a practice script has been also developed

Keywords

Refrigerator, absorption, cycle, ammonia, efficiency

Índice

Resumen	3
Palabras clave.....	3
Abstract	3
Keywords.....	3
Índice.....	5
Introducción y objetivos	9
Desarrollo del TFG.....	11
1. La máquina de absorción	11
1.1. Principio de funcionamiento	11
1.2. Tipos de máquinas de absorción	13
Máquinas de absorción continua simple etapa	13
Máquina de absorción de difusión continuada	14
Máquina de absorción resorción.....	14
Máquina de absorción continua de doble etapa	16
Máquina de absorción discontinua	20
Máquina de absorción en circuito abierto.....	21
2. Características del ciclo frigorífico y funcionamiento de la instalación....	24
3. Explicación y descripción de la máquina de absorción de difusión continuada de la casa Taver modelo T242 y su situación inicial	31
3.1. Introducción	31
3.2. Descripción de los componentes.....	32
a. Generador	33
b. Condensador.....	35
c. Evaporador.....	37

d. Absorbedor	41
e. Intercambiador de calor	44
3.3. Análisis termodinámico de los componentes	46
a. Condensador	46
b. Evaporador.....	48
c. Absorbedor	49
d. Generador y rectificador.....	50
e. Intercambiador de calor	51
4. Estudio del equipo existente y modificaciones.....	54
4.1. Mediciones y verificación	54
4.2. Modificaciones	57
5. Seguimiento del funcionamiento de la máquina y realización de la nueva práctica.....	59
5.1. Toma de datos	59
5.2. Ciclo termodinámico	59
5.3. Parámetros característicos.....	63
6. Guión de prácticas	66
Objetivos.....	66
Introducción	66
Equipo	72
Procedimiento.....	72
Cálculo del CEE y la eficacia.....	73
Anexos	75
Conclusiones	83
Bibliografía.....	84

Anexos	85
Anexo 1. Temperaturas superficiales	85
Anexo 2. Temperaturas aire	86
Anexo 3. Velocidad del aire	87
Anexo 4. Diseño del bastidor	88
Anexo 5. Propiedades del refrigerante R-717 (NH ₃)	89
Anexo 6. Diagrama presión-temperatura-concentración para la solución saturada NH ₃ /H ₂ O.....	93
Anexo 7. Diagrama entalpía-concentración para amoníaco/agua.	94
Anexo 8. Diagrama Temperatura-concentración para amoníaco/agua.....	95
Anexo 9. Imágenes de la máquina de absorción antigua.....	96
Anexo 10. Imágenes de la máquina de absorción nueva	97

Introducción y objetivos

El objetivo del presente trabajo Fin de Grado es modificar un banco de prácticas y estudiar una máquina de absorción de difusión continuada, existente en el laboratorio de Frío y Calor de la Escuela de Ingenierías Industriales de la Universidad de Valladolid. El proyecto surge al observar que el sistema de adquisición de datos de la máquina, utilizada en las sesiones de prácticas de la asignatura de Refrigeración Industrial, quedó obsoleto. Se plantea su modificación y mejora.

Para alcanzar el objetivo principal se han aplicado los conocimientos adquiridos a lo largo del Grado estudiado, aprovechando la oportunidad para avanzar más en esta materia e implementar mejoras en la máquina, de forma que pueda servir como medio de docencia para futuros alumnos de la Escuela. Se ha estudiado el funcionamiento y los distintos tipos de máquinas de absorción, de forma que, con una perspectiva global, se afronte el estudio de la máquina de absorción de difusión continuada de la casa TAVER modelo T242. Se han comprobado los instrumentos de medida e introducido las mejoras convenientes; se ha procedido a la comprobación del correcto funcionamiento de la máquina y de las mejoras que se han realizado, analizando los elementos y el rendimiento de la máquina. Por último, se ha trabajado en el aspecto docente, de forma que futuros alumnos puedan aprovechar el trabajo realizado.

Desarrollo del TFG

1. La máquina de absorción

Los antecedentes históricos del sistema de absorción se remontan a 1777. En 1748, William Cullen consiguió obtener en un laboratorio de la Universidad de Glasgow una pequeña cantidad de hielo evaporando éter etílico, y en 1777, Gerard Nairne introdujo ácido sulfúrico en la campana de Cullen para absorber el vapor; se establecieron entonces los principios de la absorción de un vapor por un líquido. En 1810, Sir John Leslie coloca dentro de una campana de vacío un recipiente con agua a evaporar, y en el fondo otro recipiente con ácido sulfúrico, logrando una producción de 3 kg de hielo por hora. Pocos años después, Edmond Carré patentó el primer aparato de uso comercial basado en este sistema, y en 1866, Ferdinand Carré patentó en Estados Unidos el sistema de refrigeración por absorción de amoníaco-agua. Ya en 1930, el prestigioso científico Albert Einstein, junto con su colaborador Leo Szilard, patenta en los Estados Unidos un equipo de absorción que utiliza como refrigerante el amoníaco y como absorbente el agua y sin consumo de energía mecánica. Esta patente fue comercializada inicialmente por el grupo norteamericano Electrolux. Por último, en 1945, Willis Carrier desarrolla la refrigeración por absorción de agua-bromuro de litio.

1.1. Principio de funcionamiento

En cualquier proceso de refrigeración, la energía que se extrae de la región fría debe ser transferida a otra región de temperatura más alta. Para ello, en las máquinas frigoríficas, un fluido de trabajo se evapora en el evaporador, absorbiendo calor del foco frío, se condensa en el condensador, cediendo energía a un foco caliente; el fluido debe pues cambiar desde las condiciones a las que se encuentra en el evaporador hasta las condiciones propias del condensador. Este cambio en los equipos de compresión lo realiza un compresor y en los equipos de absorción se realiza esencialmente por medio de 4 elementos: bomba, válvula, absorbente y generador. Ambos equipos, de absorción o de compresión, presentan pues una parte común formada por el evaporador y el condensador.

En el absorbente tiene lugar una operación de mezclado exotérmica, casi isóbara, entre la sustancia absorbente contenida en el absorbente y el vapor refrigerante que entra directamente desde el evaporador. El esquema de la operación de mezclado se indica en la figura 1.1, y representa gráficamente el diagrama de Dühring de las disoluciones. En este diagrama, las rectas inclinadas representan líneas de concentración constante; en ordenadas se representa la presión, y en abscisas, la temperatura de la solución.

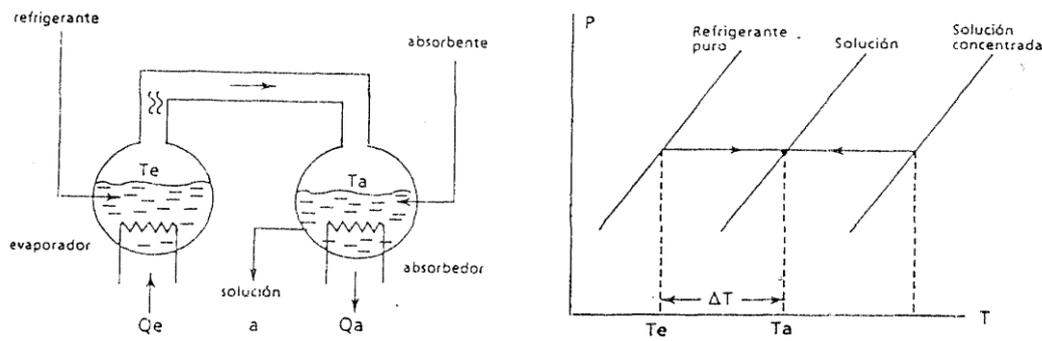


Figura 1.1. Esquema de la operación del mezclado del refrigerante y absorbente.

Como se ve, a medida que aumenta la temperatura de la disolución a presión constante, disminuye la concentración de refrigerante (NH_3) y aumenta la de absorbente (H_2O). Así, el refrigerante que sale del evaporador a baja temperatura T_e , se recoge en el absorbedor a mayor temperatura T_a ; de este modo el refrigerante en estado de vapor está disuelto después de pasar por el absorbedor con el agua, y una bomba con pequeño gasto de trabajo puede aumentar la presión.

En el generador, mediante un aporte de energía, la disolución procedente del absorbedor, ya presurizada, libera el refrigerante. El fundamento es el siguiente: cuando en una solución se presentan dos fases en equilibrio, la composición de un componente dado no es la misma en las dos fases a una temperatura dada; la fase de vapor contendrá mayor proporción del componente más volátil que la fase líquida que está en equilibrio con él. Por ejemplo: a una misma temperatura, el NH_3 es mucho más volátil que el agua y en una disolución de $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, la fase de vapor contiene más amoníaco que la fase líquida en equilibrio con el vapor. El funcionamiento de la máquina de absorción está basado en el empleo de una mezcla de constituyentes de muy diferente volatilidad; el más volátil es el refrigerante, y el otro, el absorbente, es de volatilidad despreciable frente al primero

Las limitaciones de un ciclo de absorción se deben, por una parte, al refrigerante, y los rangos de temperaturas y presiones en que puede trabajar. Por otra parte, están motivadas por la relación de solubilidad de la pareja refrigerante-absorbente, a distintas temperaturas y presiones. Las demás limitaciones vienen dadas por los requerimientos de la instalación para la que se utiliza la máquina, a saber: la temperatura deseada en el evaporador, la potencia frigorífica requerida, la temperatura disponible para el condensador (que vendrá

dada por el ambiente o el sistema al que deseamos evacuar el calor), la potencia que puede retirar el condensador (que vendrá impuesta por el tipo de intercambiador) y las características del foco al que evacuamos el calor.

1.2. Tipos de máquinas de absorción

Las máquinas frigoríficas de absorción se pueden clasificar en distintos tipos. A continuación se hace una breve descripción del funcionamiento y las ventajas e inconvenientes de cada tipo.

Máquinas de absorción continua simple etapa

En la figura 1.2 se puede observar el esquema de este tipo de máquina. La máquina se completa, con un depósito, que no siempre es necesario, y que almacena cierta cantidad de líquido refrigerante. Además se introducen válvulas de laminación entre condensador y evaporador, y entre generador y absorbedor. Finalmente el circuito lleva una bomba de circulación para salvar la diferencia de presión entre absorbedor y generador, y un rectificador, que no siempre es necesario, para separar refrigerante de absorbente.

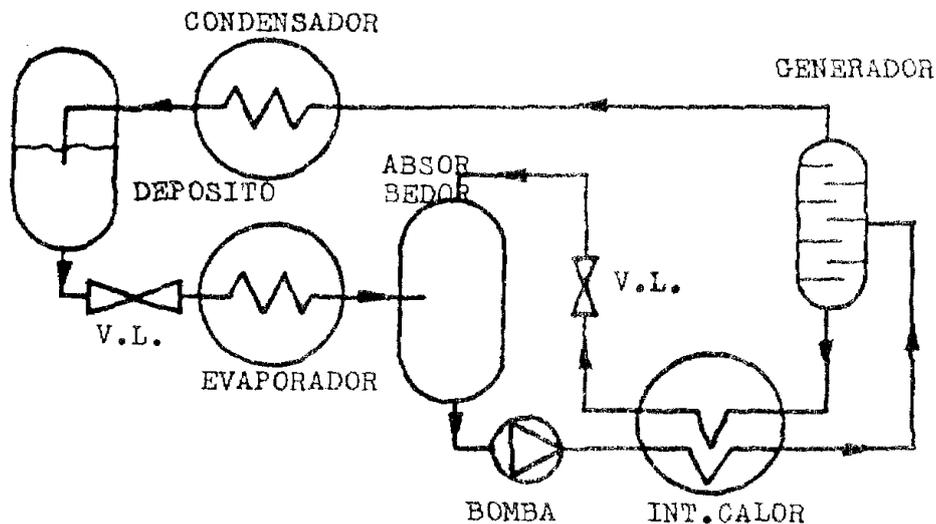


Figura 1.2. Esquema de la máquina de absorción continua de simple etapa

Máquina de absorción de difusión continuada

Es la máquina conocida como "Electrolux", objeto del presente trabajo, y es una máquina de absorción que prescinde de la pequeña bomba que comprime el líquido y le lleva del absorbedor al generador. La diferencia de presiones en los elementos de esta máquina se consigue mediante la presencia o no de un gas inerte, resultando variables las presiones parciales del refrigerante, aunque no varíe la presión total del sistema. Por otra parte, la circulación del refrigerante y de la mezcla se consigue por gravedad y por diferencia de densidades, obteniéndose la altura inicial necesaria por medio de un termo impulsor (calentamiento rápido).

La mezcla utilizada es amoníaco / agua y el gas inerte el hidrógeno, que se encuentra en el absorbedor y en el evaporador, zonas donde la presión del refrigerante debe ser menor. Esta máquina sólo consume calor para su funcionamiento lo cual es una ventaja importante a tener en cuenta en algunas aplicaciones. Los inconvenientes que presenta en relación con la máquina de simple etapa se pueden resumir en que el CEE es apreciablemente menor y la temperatura necesaria para el funcionamiento del termoimpulsor es más elevada. Además, este tipo de máquina de absorción se fabrica comercialmente sólo para pequeñas potencias frigoríficas, debido fundamentalmente a la complejidad de la circulación de la mezcla.

Máquina de absorción resorción

Es una variación de la máquina de absorción simple en la zona del condensador y evaporador. En lugar del condensador se coloca otro absorbedor (denominado reabsorbedor), y en vez del evaporador un generador (denominado desabsorbedor). En la figura 1.3 se esquematiza esta máquina. El absorbedor, intercambiador, generador y columna de rectificación tienen el mismo cometido que la máquina simple de absorción. Por contra, el amoníaco que sale de la columna de rectificación es absorbido en el reabsorbedor por una mezcla líquida de contenido de amoníaco-agua, pero con un contenido de amoníaco mucho mayor que el que se tiene en la denominada mezcla rica, es decir $X'_p > X_r$. Esta mezcla, al absorber el amoníaco procedente de la columna de rectificación, se enriquece aún más pasando a tener una concentración X'_r , atraviesa un intercambiador cediendo calor, pasando al desabsorbedor, donde disminuye su presión a través de una válvula de laminación que reduce su temperatura y se evapora parte del fluido refrigerante produciendo el efecto frigorífico deseado. La mezcla resultante, de concentración X'_p , vuelve a ser introducida (bombeándola), en el reabsorbedor atravesando el intercambiador antes citado. Por último, el refrigerante (amoníaco desprendido en el

desabsorbedor) se dirige al absorbedor principal, cerrándose con ello el ciclo de refrigerante de la máquina.

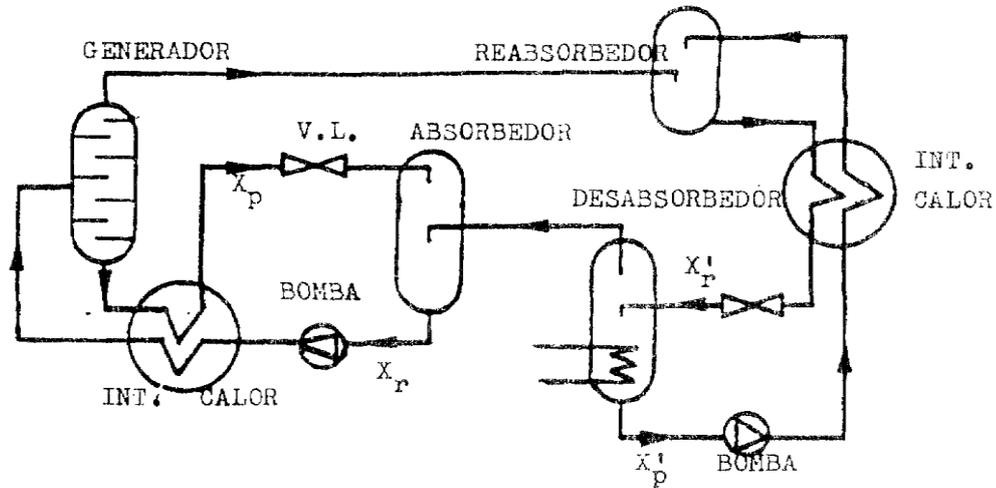


Figura 1.3. Esquema de la máquina de absorción resorción.

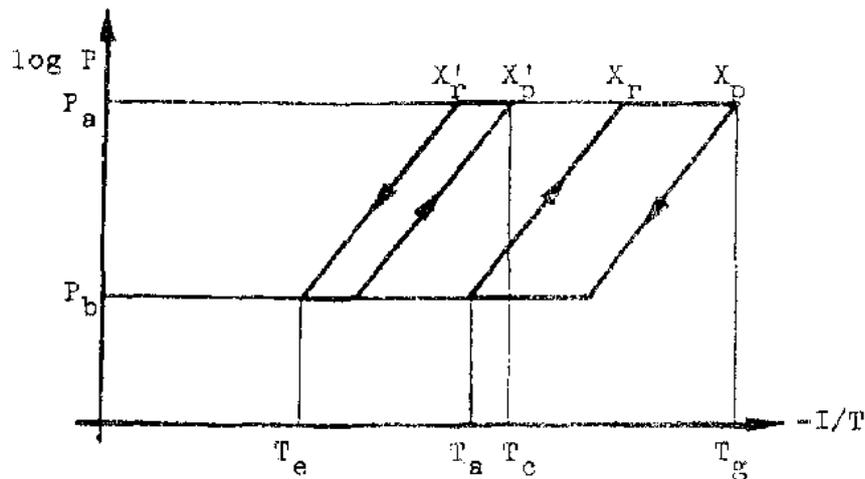


Figura 1.4. Diagrama de Oldham del ciclo de las soluciones de la máquina de absorción resorción.

La principal ventaja de la máquina consiste en que el fluido evoluciona con menor temperatura en el generador que en el caso de simple absorción, debido a que las presiones entre las que evoluciona el ciclo son más moderadas. El inconveniente principal proviene de la composición de la mezcla existente en el desabsorbedor (que hace las funciones de evaporador), ya que debido a la presencia del fluido absorbente, las temperaturas de evaporación son limitadas;

además la configuración física del desabsorbedor es más complicada ya que debe ser a la vez generador y evaporador. El CEE real de dicha máquina es algo menor, aunque de parecida magnitud, que el de una máquina simple de absorción.

Máquina de absorción continua de doble etapa

Existen varias máquinas de doble etapa de absorción, dependiendo de la finalidad que se persiga, tal como aumentar la capacidad de la máquina, bajar el nivel térmico del generador, disponer de varios niveles térmicos, etc. A continuación se describen los sistemas de doble etapa más representativos.

La doble etapa de absorción, simple evaporación, básicamente consiste en elevar la presión del fluido frigorígeno en dos etapas, lo que se consigue con dos generaciones y absorciones sucesivas. En principio el sistema de doble etapa de absorción puede parecer mucho más costoso. Representando el ciclo en el diagrama $\log P-1/T$, tal y como muestra la figura 1.5, podemos observar que la temperatura de generación del sistema (Tg') es mucho más baja que la correspondiente a la máquina de absorción simple (Tg). No obstante, el CEE baja con respecto al de la máquina de simple etapa, pero como también baja la temperatura de generación, esto conduce a tener un rendimiento exergético del mismo orden que el de la máquina simple. La línea de color verde de la figura representa el ciclo de una máquina de absorción simple. Los dos ciclos en azul representan los ciclos de baja (Xp' , Xr') y de alta (Xp'' , Xr''). También viene representada la temperatura del evaporador.

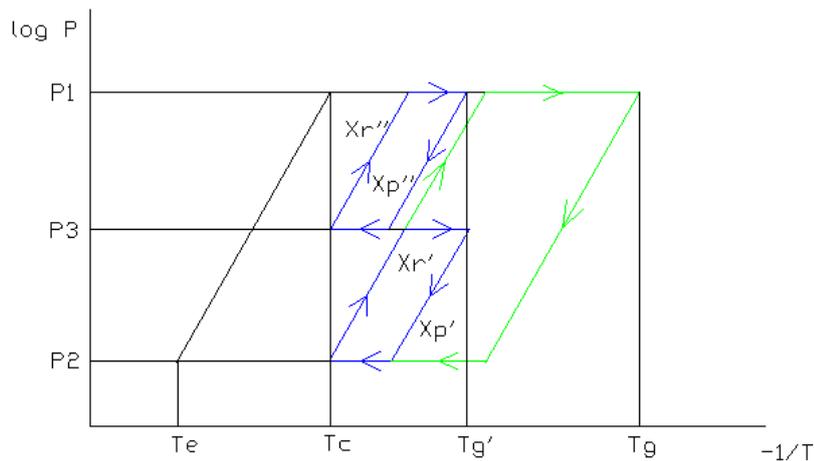


Figura 1.5. Diagrama de Oldham del ciclo de la solución de la máquina doble etapa de absorción, simple evaporación.

En estos sistemas no es aconsejable poner columna de rectificación en la sección de baja, ya que la concentración de vapor en equilibrio con el líquido del generador de baja es mucho más rica en amoníaco que en la solución rica de alta, y por lo tanto no es necesaria una posterior rectificación. Las secciones de alta presión y de baja deben estar comunicadas para equilibrar el balance de amoníaco en las dos secciones (línea de puntos de la figura 1.6).

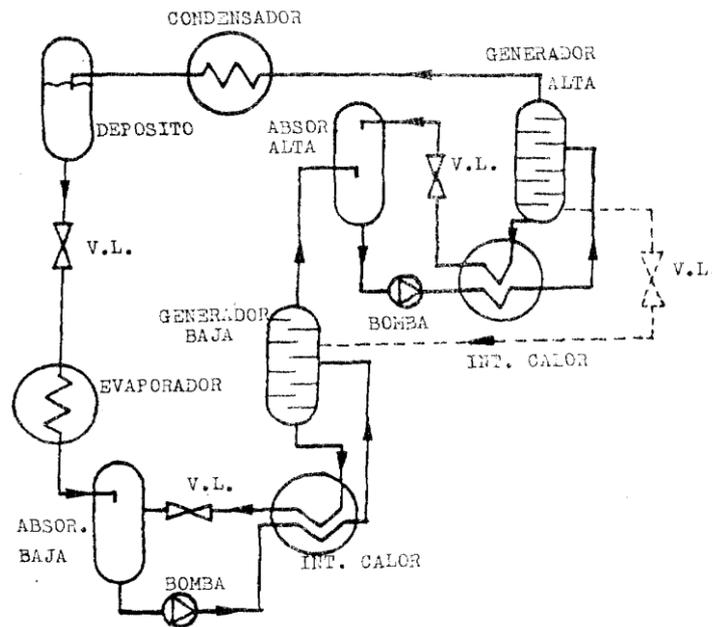


Figura 1.6. Esquema de la máquina doble etapa de absorción, simple evaporación

La doble etapa de absorción, doble evaporación, consiste fundamentalmente en realizar doble etapa de absorción (como en la máquina anterior) y doble evaporación obteniéndose con ello dos fuentes frías a distintas temperaturas y con distintas capacidades de refrigeración con la misma máquina. La representación del ciclo y el esquema del proceso se observa en la figura 1.7

Esta máquina es una variación de la anterior con la particularidad de presentar una proporción constante entre las capacidades de refrigeración producidas a distinta temperatura y tener una temperatura de generación algo mayor que la correspondiente a la máquina de doble etapa de absorción con simple evaporación, aún con la más baja temperatura de evaporación. Por

último, el CEE es algo inferior al que correspondería a dos máquinas simples que aportasen las mismas necesidades frigoríficas.

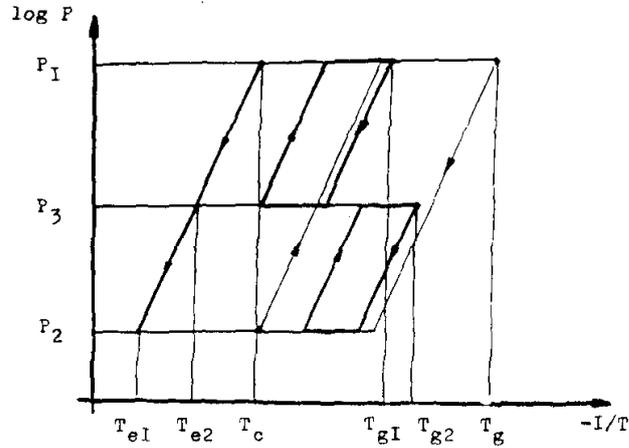


Figura 1.7. Diagrama de Oldham del ciclo de la solución de la máquina doble etapa de absorción, simple evaporación.

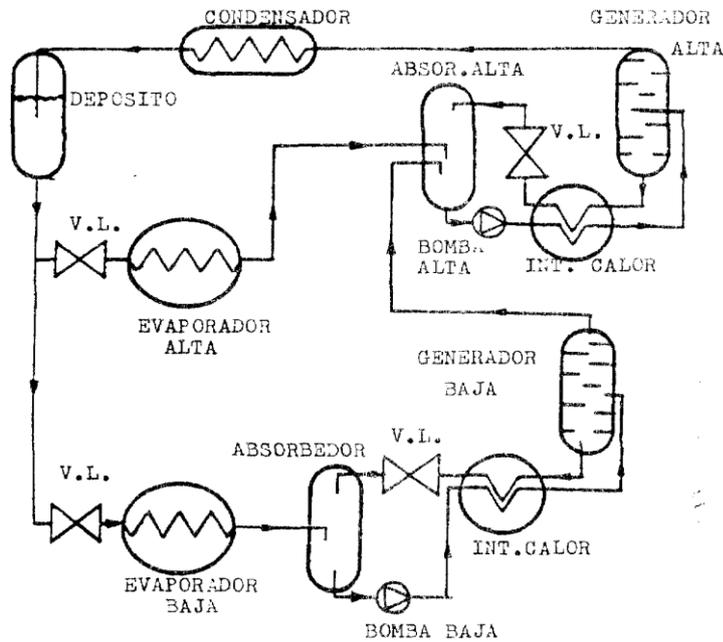


Figura 1.8. Esquema de la máquina doble etapa de absorción, doble evaporación.

La máquina de doble etapa de absorción, doble evaporación, doble capacidad, es una combinación de una máquina de absorción simple etapa con una máquina de resorción. En el diagrama de la figura 1.9 se representa el ciclo de comparación de la máquina, pudiéndose observar la existencia de la doble evaporación y la doble absorción. La doble capacidad es debida a que el fluido refrigerante que sale del evaporador de la simple etapa (NH_3) pasa al reabsorbedor donde vuelve a expansionarse y se obtiene mayor capacidad frigorífica que en la de simple etapa (se le añade una determinada cantidad de solución pobre de alta X'_p), aunque evidentemente la temperatura de evaporación es mayor, $T_{e2} > T_e$.

En comparación con la máquina de absorción de simple etapa se puede establecer que aumenta la capacidad frigorífica de la máquina a costa de elevar la temperatura de evaporación, manteniéndose la misma temperatura de generación.

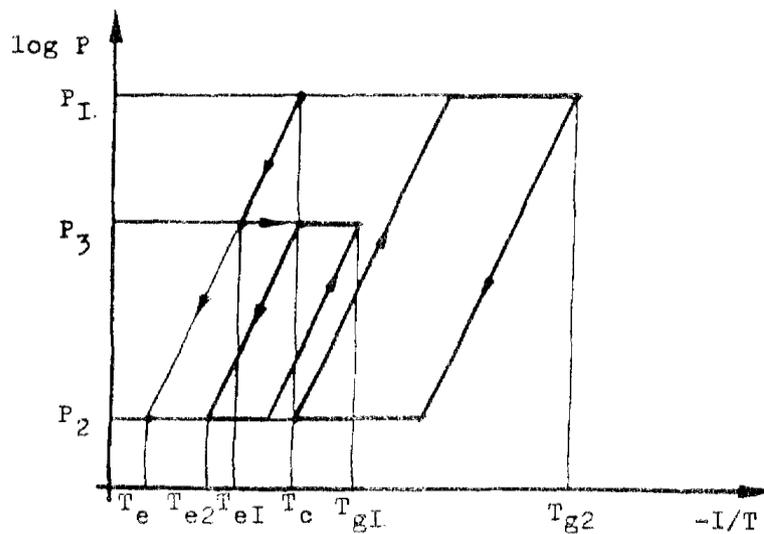


Figura 1.9. Diagrama de Oldham del ciclo de la solución de la máquina doble etapa de absorción, doble evaporación, doble capacidad

La máquina de absorción combinada de un condensador, dos absorbedores, dos evaporadores, se utiliza fundamentalmente cuando se necesitan dos niveles térmicos de refrigeración, presentando en general los mismos niveles térmicos de generador que en el caso de la máquina simple y

peor CEE, aunque posee dos evaporadores con dos niveles térmicos y de capacidades frigoríficas regulables independientemente. Por último, presenta la ventaja de poder funcionar como máquina de simple etapa. El ciclo se representa en el diagrama log P frente a $-1/T$ de la figura 1.10.

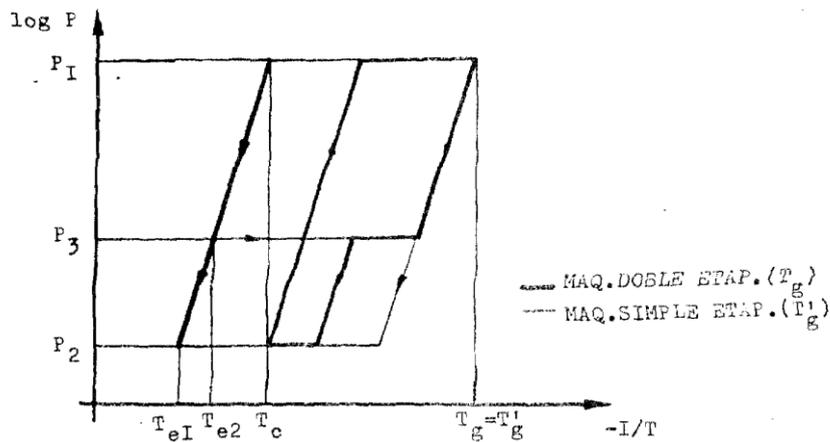


Figura 1.10. Diagrama de Oldham del ciclo de la solución de la máquina combinada, un condensador, dos absorbedores, dos evaporadores.

Máquina de absorción discontinua

La evolución del fluido en esta máquina tiene lugar en dos procesos cíclicos realizados en tiempos diferentes: absorción- evaporación y generación- condensación. Para la explicación de su funcionamiento se recurre a la figura 1.11, donde se distinguen los dos tiempos. En el de generación- condensación, la mezcla de refrigerante- absorbente contenida en el depósito "A" es calentada a la temperatura T_g (temperatura de generación), produciéndose vapores de refrigerante que son conducidos al depósito "B" donde condensa por encontrarse este refrigerante a una temperatura " T_c " (temperatura de condensación). Estos cambios de fase son posibles a estas temperaturas por estar sometidos a una presión " P_1 ". Una vez generado el refrigerante líquido requerido se pasa al tiempo "2", absorción- evaporación. Se invierten de posición los depósitos, con el fin de que las unidades de condensación y absorbedor estén siempre situadas en el mismo lugar, al exterior. En este tiempo "2" hay que reducir la presión del sistema hasta un valor " P_2 ", en el cual el líquido refrigerante se evapora del depósito "B" hasta alcanzar una temperatura " T_e " (temperatura de evaporación). A dicha presión la mezcla contenida en el

depósito "A" (mezcla empobrecida en refrigerante) va absorbiendo el vapor refrigerante producido en el otro depósito, por lo que se enriquecerá en refrigerante, estando la solución final en fase líquida. Al terminar de evaporarse, todo el líquido refrigerante contenido en el depósito "B" se reinicia el tiempo "1". Esta forma de operar no necesita el consumo de energía mecánica para producir frío, pero lo hace de manera discontinua. Cabe resaltar que presenta un coeficiente de efecto frigorífico menor que el de la máquina de absorción simple para idénticas temperaturas de generación, evaporación y condensación-absorción.

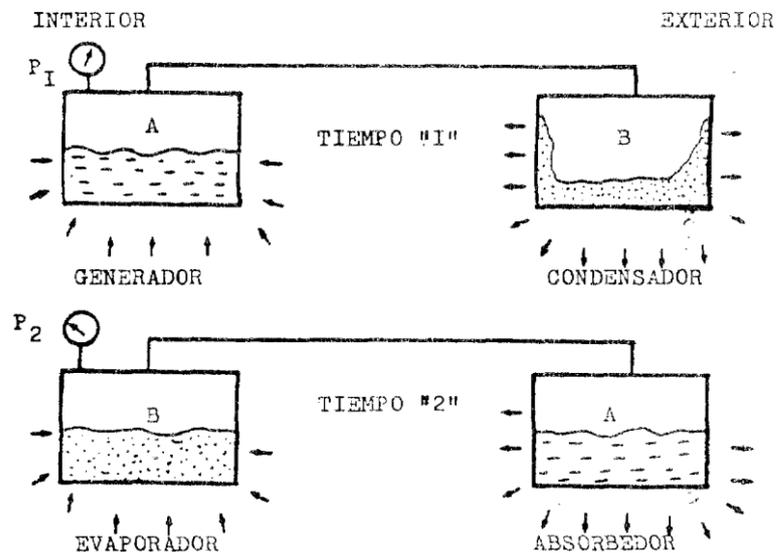


Figura 1.11. Esquema de los dos tiempos de la máquina de absorción discontinua.

Máquina de absorción en circuito abierto

Esta máquina se utiliza fundamentalmente para el acondicionamiento de aire, aunque en algunos países está prohibida su aplicación porque puede arrastrar el aire tanto refrigerante (normalmente el agua) como absorbente. La figura 1.12 sirve para describir el funcionamiento de la máquina.

En la figura se observa un punto "1" que corresponde a la toma de aire exterior de un circuito de aire acondicionado, que por mezcla de aire recirculado de la habitación "5", se transforma en unas condiciones "2". Este aire hay que enfriarlo y deshumidificarlo para llevarlo a las condiciones "4" de impulsión al recinto a acondicionar. Esta transformación se realiza en dos pasos: el primero

de "2" a "3" en el que se deshumecta y calienta. Esto se consigue haciendo pasar aire por el absorbedor de la máquina donde cede agua y se calienta. El segundo de "3" a "4" mediante una humectación con recirculación de agua y una disminución de temperatura (paso de agua líquida a vapor de agua).

Por otro lado, es necesario extraer el agua aportada a la máquina en el absorbedor en algún otro elemento de ella. Esto tiene lugar en el generador, donde hay una solución rica en refrigerante (agua), haciéndole atravesar un intercambiador de calor para recuperar energía. En el generador por medio de calor se evapora parte del fluido refrigerante que deberá coincidir con el absorbido en el absorbedor para equilibrar el sistema. Una vez empobrecida la solución vuelve a ser bombeada al absorbedor (atravesando el intercambiador anterior) y previo un enfriamiento para obtener la temperatura de funcionamiento deseada en el absorbedor.

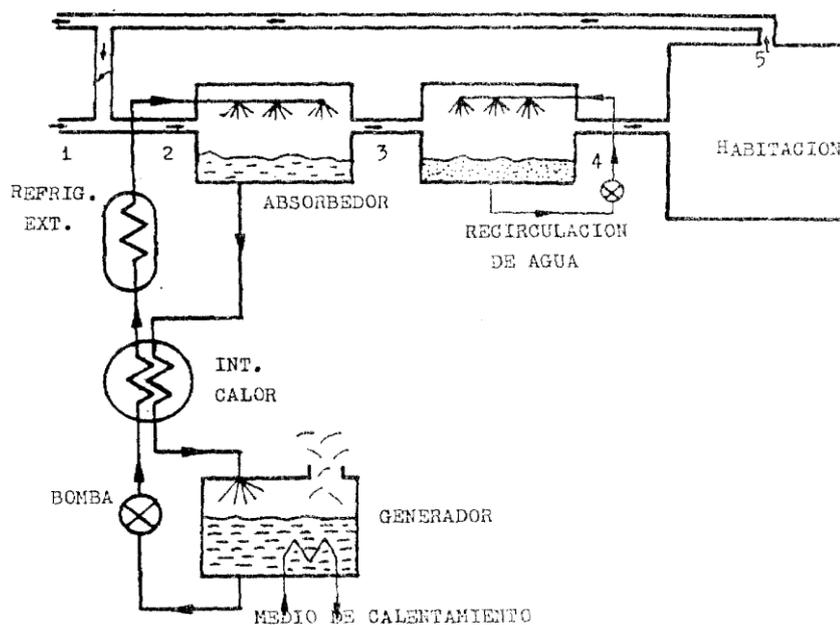


Figura 1.12. Esquema de la máquina de absorción en circuito abierto.

La mayor ventaja de esta máquina radica en la no existencia de condensador, ya que de ello se encarga la atmósfera, así como la falta de

intercambiadores cerrados (y por tanto menores efectividades) para alterar las condiciones psicométricas del aire a tratar. Las mezclas utilizadas en esta máquina son el agua / cloruro de litio y agua / cloruro de calcio.

El CEE de la máquina resulta ser inferior al de la máquina de absorción simple con amoníaco / agua. Debido a sus características posee un campo de aplicación muy limitado.

2. Características del ciclo frigorífico y funcionamiento de la instalación

El ciclo de absorción simple, del cual se muestra un esquema en la figura 2.1, se desarrolla de la siguiente manera: en el generador (H) se calienta la solución y el vapor formado es impulsado al condensador (C). Posteriormente, el absorbedor (A) aspira los vapores que llegan del evaporador (E). Entre el absorbedor y el generador se completa el ciclo con un intercambiador de calor (I) y una bomba (B), que permite salvar la diferencia de presiones e impulsa la solución enriquecida en refrigerante. La solución pobre que sale del generador pasa a su vez por el intercambiador de calor hacia el absorbedor.

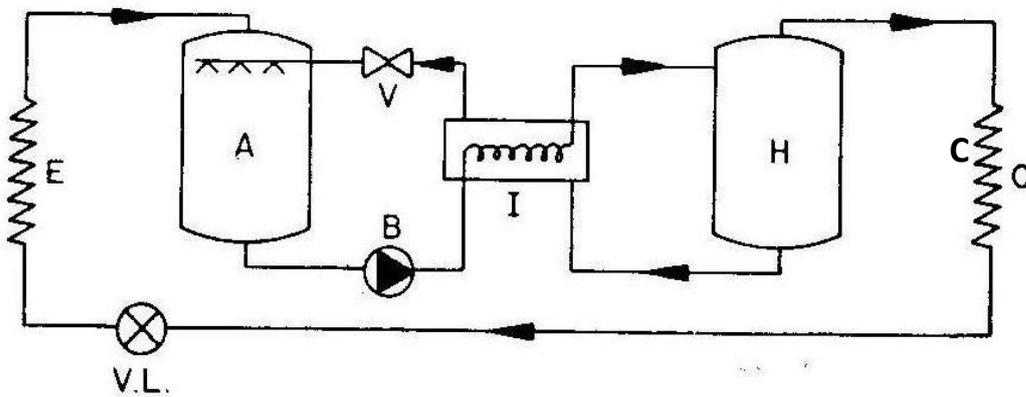


Figura 2.1. Ciclo de absorción simple

Cada aparato de la instalación tiene su misión. El evaporador, en el que tiene lugar la ebullición, se encarga de suministrar calor del entorno al fluido líquido. El refrigerante debe estar a baja presión y temperatura para producir frío. En el absorbedor, la solución pobre en refrigerante (procedente del generador) aspira los vapores del evaporador en una reacción exotérmica; este calor se suele eliminar mediante agua de enfriamiento. La solución rica que llega del absorbedor, tras pasar por el intercambiador de calor, se calienta en el generador formándose dos corrientes: una con vapores de refrigerante, que va al condensador, y otra con la solución pobre que va al absorbedor, pasando por el intercambiador. El intercambiador sirve para precalentar la corriente procedente del absorbedor, enfriando al mismo tiempo la solución que sale del generador. Los vapores de refrigerante se condensan en el condensador, desprendiendo calor. Entre el condensador y el evaporador hay una válvula de laminación que reduce la presión; para ello absorbe calor del refrigerante y, en consecuencia, baja también la temperatura. A su vez, sirve como regulador del

fluido que entra en el evaporador, de forma que la presión en éste se mantiene constante. La válvula de regulación reduce la presión de la solución pobre que llega al absorbedor (que está a baja presión); también regula el caudal. Por último, la bomba de circulación permite vencer la diferencia de presiones entre el absorbedor y el generador.

Algunos ciclos de refrigeración por absorción incluyen un gas inerte de baja densidad, como el hidrógeno, que se mezcla con el refrigerante. Esto permite mantener la presión total constante en todo el sistema sin necesidad de la bomba que se acaba de mencionar. No obstante, el refrigerante tiene distintas presiones parciales en el evaporador y en el condensador. La circulación tiene lugar por convección térmica y la absorción se realiza gracias al gradiente de presiones parciales del refrigerante (de vapor a líquido).

El cálculo de la instalación, mediante un balance de energía global, se expresa en la ecuación 2.1:

$$Q_e + Q_g + W = Q_a + Q_c \quad (2.1)$$

Donde:

Q_e es el calor absorbido en el evaporador

Q_g es el calor suministrado al generador

W es el trabajo de la bomba

Q_a es el calor a eliminar en el absorbedor

Q_c es el calor cedido en el condensador

Para calcular la instalación se define:

G caudal másico de vapor desprendido en el generador

R caudal másico de la solución rica en refrigerante

X_p concentración de la solución pobre

X_r concentración de la solución rica

X_g concentración del vapor desprendido en el generador

Dividiendo la ecuación 2.1 entre el caudal másico se tiene la ecuación 2.2, obteniendo los valores energéticos referidos a la unidad de masa de vapor desprendido en el generador:

$$q_e + q_g + w = q_a + q_c \quad (2.2)$$

Al realizar un balance de refrigerante en el generador se obtiene la ecuación 2.3:

$$R \cdot X_r = G \cdot X_g + (R-G) \cdot X_p \quad (2.3)$$

Dividiendo por G y definiendo la circulación específica de la solución rica $f=R/G$ queda la ecuación 2.4:

$$f \cdot X_r = X_g + (f-1) \cdot X_p \quad \Rightarrow \quad f = \frac{X_g - X_p}{X_r - X_p} \quad (2.4)$$

De donde se puede obtener la circulación específica de la solución pobre:

$$f - 1 = \frac{X_g - X_r}{X_r - X_p} \quad (2.5)$$

El balance energético al hervidor es el expresado en la ecuación (2.6):

$$Q_g + R i_1 = G i_5 + (R-G) i_2 \quad (2.6)$$

Donde:

i_1 es la entalpía de la corriente de solución rica que entra al generador

i_5 es la entalpía de la corriente de vapor que sale del generador y entra en el condensador

i_2 es la entalpía de la corriente de solución pobre que sale del generador

Agrupando los términos de entalpías y dividiendo por G se obtiene, en la ecuación 2.7, la cantidad de calor que hay suministrar al generador:

$$q_g = i_5 - i_2 + f \cdot (i_2 - i_1) \quad (2.7)$$

Análogamente, mediante balances energéticos a cada aparato, y dividiendo por G, se obtienen las ecuaciones 2.8 a 2.11:

$$w = f \cdot (i_1 - i_4) - (f-1) \cdot (i_3 - i_2) \quad (2.8)$$

$$q_a = i_8 - i_3 + f \cdot (i_3 - i_4) \quad (2.9)$$

$$q_c = i_5 - i_6 \quad (2.10)$$

$$q_e = i_8 - i_7 = i_8 - i_6 \quad (2.11)$$

Donde:

i_3 es la entalpía de la corriente de solución pobre que entra al absorbedor

i_4 es la entalpía de la corriente de solución rica que sale del absorbedor

i_6 es la entalpía de la corriente de líquido que sale del condensador

- i_7 es la entalpía de la corriente de líquido que entra en el evaporador
- i_8 es la entalpía de la corriente de vapor que sale del evaporador y entra al absorbedor

Normalmente, los diagramas que se utilizan para el cálculo de esta instalación son el de Oldham (figura 2.2) y el de Merkel-Bosnjakovic (figura 2.3). En ambos se respeta la numeración de las corrientes que acabamos de utilizar. El primero sirve para el cálculo del circuito de la solución:

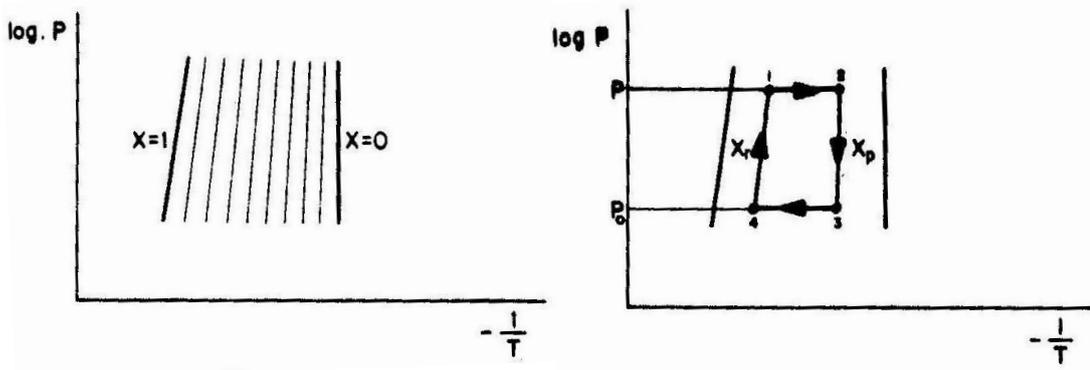


Figura 2.2. Diagramas de Oldham

La transformación 1-2 corresponde al calentamiento a presión constante del generador. La transformación 2-3 representa el decremento de presión, manteniendo el título X_p constante, durante la circulación de la solución desde el generador hasta el absorbedor. La transformación 3-4 corresponde al enriquecimiento a presión constante que tiene lugar en el absorbedor, mientras se va enfriando. Por último, la transformación 4-1 es el aumento de presión a título constante que tiene lugar entre el absorbedor y el generador.

El diagrama de Merkel-Bosnjakovic de la figura 2.3 se utiliza para el cálculo de la instalación frigorífica; representa el sistema amoníaco agua:

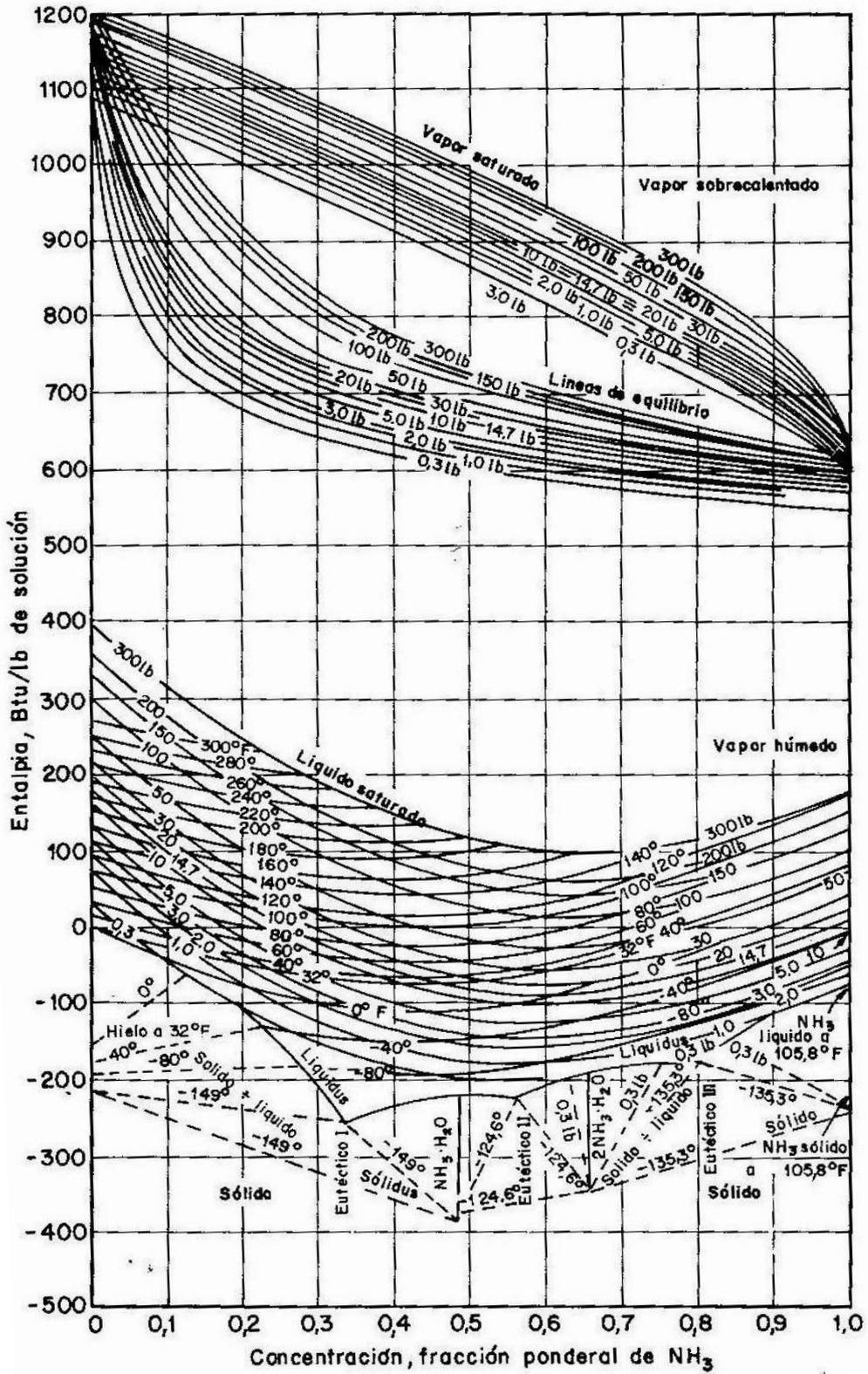


Figura 2.3. Diagrama de Merkel-Bosnjakovic

La figura 2.4 representa el ciclo de absorción en el mismo diagrama, donde:

El punto 1 se determina por la intersección X_r y P

El punto 2, por la intersección de p y t_2

El punto 3, por la intersección de X_p y p_0

El punto 4, por la intersección de p_0 y t_4

El punto 5, por la intersección de t_1 y p

El punto 6, por la intersección de p y X_g

El punto 7 coincide gráficamente con el 6

El punto 8 se determina por la intersección de X_g y t_e

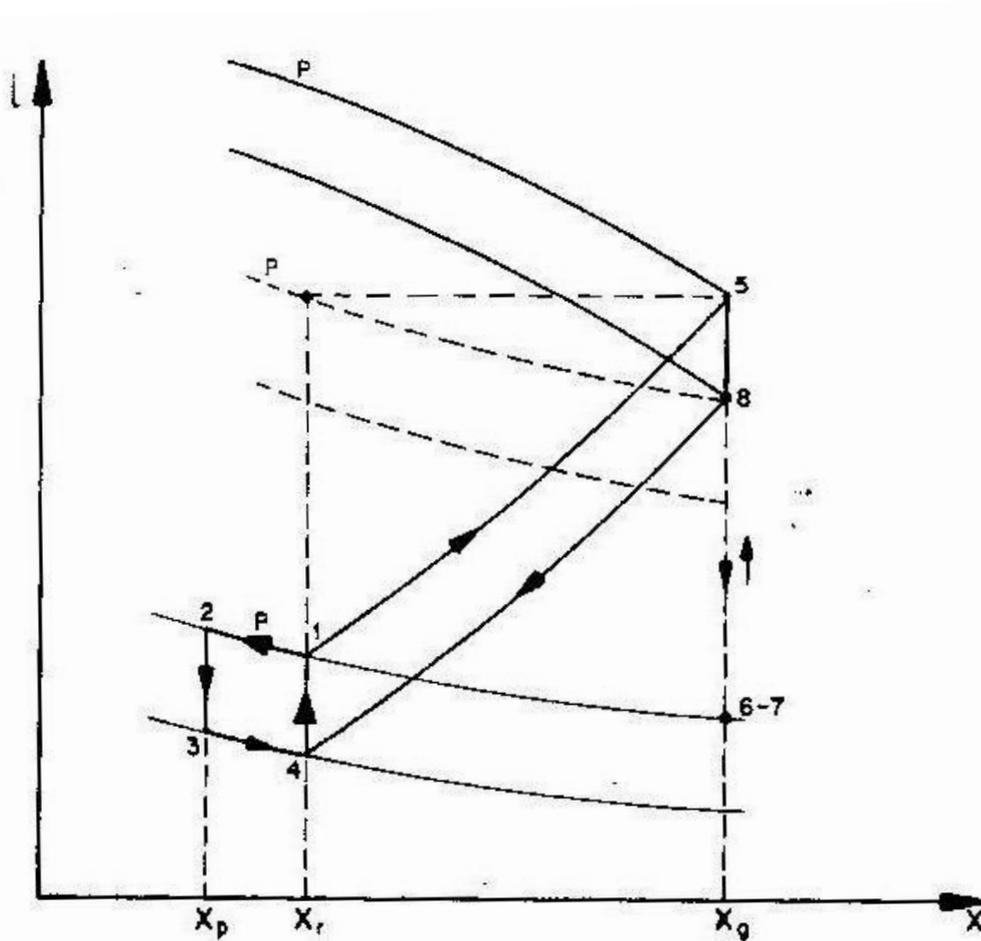


Figura 2.4. Ciclo de absorción en el diagrama de Merkel-Bosnjakovic

El principal inconveniente de estas instalaciones reside en su bajo coeficiente de efecto frigorífico. Éste se define como la relación entre el calor absorbido en el evaporador y el calor aportado en el generador. El efecto frigorífico de las máquinas de absorción agua-bromuro de litio alcanza valores del orden de 0.8 y en instalaciones de amoníaco-agua se encuentra en torno al 0.6. Esta diferencia se debe a que, en el primer caso, la temperatura del generador puede ser más baja que en el segundo (60-80 °C frente a 100-120 °C). Como consecuencia del bajo efecto frigorífico, estas máquinas no pueden competir con las de compresión mecánica. Sin embargo, su mayor ventaja se encuentra en la capacidad de aprovechar calores residuales de otros procesos sin costo de energía, con el aliciente de que el generador no precisa de temperaturas demasiado elevadas. Otro inconveniente importante es el tamaño del absorbedor y del generador. El volumen necesario es mucho mayor que el requerido por las instalaciones de compresión. Por el contrario, la máquina de absorción tiene la ventaja de no poseer más elementos mecánicos que la bomba, cuyo uso, como ya se indicó, puede evitarse mediante el citado procedimiento. Por último, añadir que el circuito de enfriamiento es más complicado que el de una instalación de compresión, debido a que hay que refrigerar tanto el condensador como el absorbedor.

Una mejora importante en el ciclo de absorción simple cuando trabaja con calores residuales de otro proceso consiste en tener la posibilidad de almacenar el refrigerante. En este caso, no tienen por qué coincidir las máximas aportaciones de calor con las máximas necesidades de frío y resulta conveniente almacenar cantidades del fluido que, enfriándose en el evaporador, suministra el frío producido a los distintos puntos que precisan refrigeración. A su vez, este fluido frío podría utilizarse en los momentos en que lo requieran las necesidades.

3. Explicación y descripción de la máquina de absorción de difusión continuada de la casa Taver modelo T242 y su situación inicial

3.1. Introducción

La máquina objeto de este TFG es una máquina de absorción, modelo "electrolux" de una sola etapa, por lo que el amoníaco se encuentra en dos niveles de presiones a lo largo del ciclo. La potencia calorífica se consigue en el generador directamente a través de una resistencia eléctrica.

Las máquinas industriales de absorción tienen siempre producciones frigoríficas muy elevadas (generalmente $\phi_o > 100$ KW). Buscando la forma de miniaturizar estas máquinas y, además, la manera de eliminar su único órgano mecánico (la bomba) a fin de equipar refrigeradores de muy pequeña capacidad (35 a 120 dm³) los ingenieros suecos Platen y Munters idearon, alrededor de 1926, introducir un gas inerte en el circuito que, al igualar las presiones en los lados de alta y baja presión, permitiesen cuando menos al amoníaco evaporarse a baja presión (ley de Dalton sobre la mezcla de gases). Siendo de esta forma iguales las presiones totales en todo el circuito, la circulación del fluido frigorígeno puede lograrse por gravedad, así como las de las soluciones pobre y rica. La producción frigorífica de esta máquina depende de la velocidad de difusión del amoníaco con el gas inerte (en este caso, hidrógeno). Se trata pues de máquinas de absorción-difusión más que de máquinas de absorción puras. La conducción de la solución rica a la parte superior del generador se obtiene por medio de un emulsor (o termoimpulsor) que, al provocar la evaporación parcial de la solución rica procedente del absorbedor, aligera ésta y permite la ascensión de la columna de líquido.

En esta máquina hay tres circuitos de fluido:

- Circuito de amoníaco puro: del generador al evaporador.
- Circuito de amoníaco-hidrogeno: del evaporador al absorbedor e hidrógeno puro desde el absorbedor hasta el evaporador;
- Circuito de solución amoniaca: alternativamente pobre y rico entre el generador-absorbedor y el absorbedor-generador, pasando por el intercambiador térmico

La fuente de calefacción utilizada en el generador puede ser indiferentemente eléctrica o de gas (gas ciudad, propano o butano), gasolina o petróleo. Para los refrigeradores domésticos destinados al caravaning o a la navegación de placer, puede obtenerse la alimentación eléctrica con una batería de 12 V, o bien por la acometida de la red a 220 V, con un inversor de punto neutro que permite pasar de uno a otro modo de alimentación.

3.2. Descripción de los componentes

El esquema de la máquina de absorción se ve en la figura 3.1 y consta de los siguientes elementos:

- Generador
- Condensador
- Evaporador
- Absorbedor
- Intercambiador de calor entre soluciones.

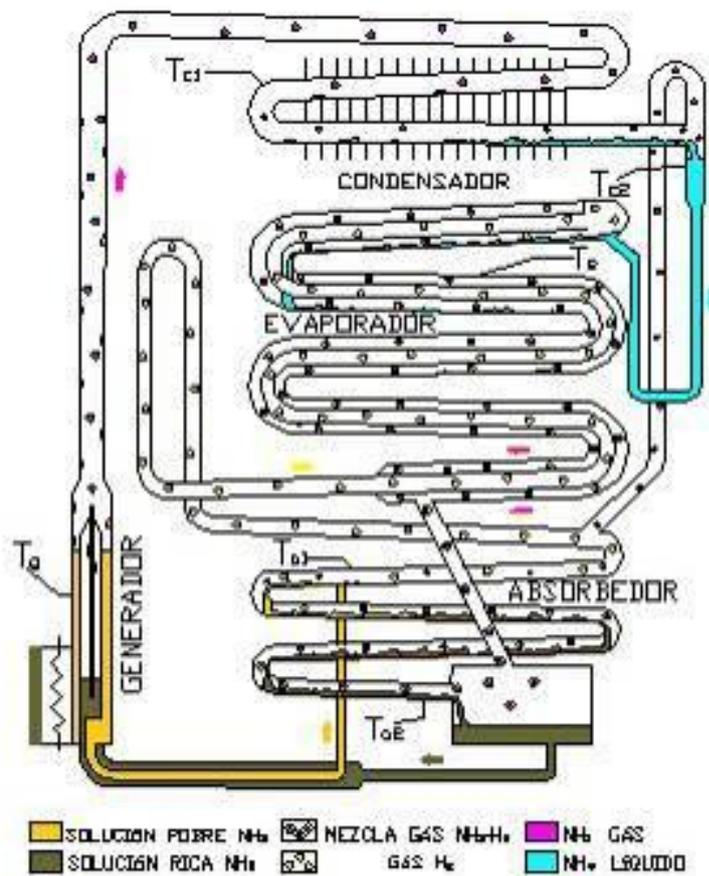


Figura 3.1. Esquema de funcionamiento de la máquina frigorífica "electrolux"

Es una máquina de reducidas dimensiones. Aproximadamente 1,30 m. de altura, 70 cm. de ancho y 20 cm. de profundidad.

A continuación se presenta una descripción de los componentes por separado.

a. Generador

En el generador es en la única parte de la máquina frigorífica donde hay un aporte exterior de energía. Esta máquina funciona con un aporte de energía en forma de calor, el cual, puede ser suministrado de muchas maneras. En este caso, este aporte de calor se realiza mediante energía eléctrica a través de una resistencia aprovechando la ley de Joule que define cómo la potencia eléctrica consumida por la resistencia es transformada en calor, a través de la ecuación 3.1:

$$\text{Potencia eléctrica} = V * I = R_T * I^2 = Q_{\text{aportado}} \quad (3.1.)$$

Siendo I la intensidad eléctrica medida en amperios; V la caída de tensión en la resistencia, que la hemos aproximado a la tensión monofásica de la red y que está medida en voltios; $R_T = R_1 + R_V$; y la potencia eléctrica, que medimos en vatios.

Se cuenta con un regulador de potencia para variar la resistencia. Como V es constante e igual a la tensión de la red, al ir aumentando la resistencia, según la ecuación 3.1, la intensidad que circula por el circuito disminuye y por tanto el calor liberado en la resistencia del generador disminuye, como se puede deducir del esquema de la figura 3.2:

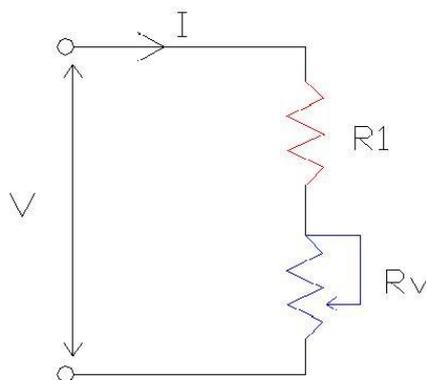


Figura 3.2. Regulador de potencia y resistencia del generador en serie

Por tanto, si R_V aumenta, R_T aumenta, e I disminuye por ser la potencia eléctrica constante, así pues, el Q_{aportado} también disminuye. El regulador de

potencia se controla desde el panel de control mediante una ruleta. Un vatímetro proporciona la potencia que consume la resistencia, siendo el máximo 243 W.

El funcionamiento del generador se puede observar en el esquema de la figura 3.3. Procedente del absorbedor, llega al generador una solución rica en amoníaco. En la figura 3.4 se puede ver una fotografía del mismo.

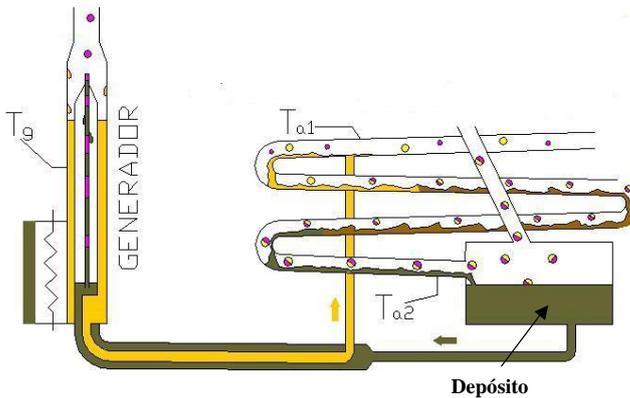


Figura 3.3. Esquema del generador



Figura 3.4. Fotografía del generador

En esta máquina la presión total es la misma en todas las partes de la máquina y por tanto el nivel de altura de la solución rica en el depósito es la misma que en el generador (vasos comunicantes). Cuando se aporta calor en el generador a través de la resistencia a la solución rica, provocamos la evaporación parcial de esta solución, aligerándola y permitiendo la ascensión de la columna de líquido a la parte alta del generador. Para mantener la superficie libre de la solución rica a la misma altura en el depósito y en el generador, se produce un movimiento del fluido del absorbedor al generador; mientras se siga aportando calor al generador se producirá este movimiento. De esta manera no se necesita una bomba para llevar la solución del absorbedor al generador.

Una vez que ha ascendido la mezcla vapor-líquido a la parte alta del generador, el líquido cae a la parte más periférica del generador mientras el vapor, debido a su densidad, sigue ascendiendo a la parte alta de la máquina donde se encuentra el condensador. Cabe recordar que la temperatura de

evaporación del agua es mayor que la del amoníaco y por tanto, la mayor parte del vapor que asciende del generador es amoníaco. Además, a medida que asciende el vapor a partes más altas va perdiendo temperatura y, por tanto, condensando el vapor de agua que, por gravedad y por la geometría del generador, cae hacia la zona donde se encuentra la solución pobre. De esta manera, la parte superior del absorbedor actúa como rectificador. El principio del movimiento de la solución pobre es el mismo que el explicado para la solución rica: por vasos comunicantes y debido a la llegada continua de solución pobre en la parte alta del generador, se produce una corriente de solución pobre hacia el absorbedor. En dibujos sobre esta máquina, la superficie libre está a más altura en el generador que en el absorbedor, esto es debido a que hay que compensar la pérdida de carga en el movimiento a costa de energía potencial.

b. Condensador

El vapor de amoníaco procedente del generador llega hasta el condensador. El vapor que circula solamente es amoníaco, y por tanto la presión total es igual que la presión parcial de este y es por esto por lo que se produce el cambio de estado a una temperatura mayor que en el evaporador. El condensador tiene la forma que se muestra en la figura 3.5.



Figura 3.5. Fotografía del condensador

Como puede verse en la figura 3.5, el condensador es un condensado por aire por convección natural con aletas; extrae el calor del amoníaco mediante convección natural al aire. Las aletas son numerosas ya que, debido a que es convección natural y el aire se mueve por diferencia de densidad, el coeficiente de película es bajo, la transmisión de calor es pequeña, y por tanto se necesita mucha superficie de intercambio. Además, las aletas están lo suficientemente separadas para facilitar el movimiento de aire haciendo pequeña la pérdida de carga a su paso.

Como se puede observar en el esquema de la figura 3.6, los tubos están ligeramente inclinados hacia abajo en el sentido del movimiento del refrigerante para que el amoníaco líquido, por gravedad, descienda hacia el final del condensador. A medida que va condensando el amoníaco, la concentración de vapor de amoníaco disminuye, se produce una depresión, y esto hace que para igualar las presiones, venga más vapor del generador, es decir, que se favorece el movimiento de vapor desde el generador hacia el condensador. A la salida del condensador se encuentra el separador de líquido. El amoníaco líquido cae hacia el evaporador mientras que el vapor de amoníaco queda sobre el líquido. Esta zona donde se encuentra el amoníaco vapor está conectada con el absorbedor, con lo que aseguramos que la presión total en la máquina permanezca constante.

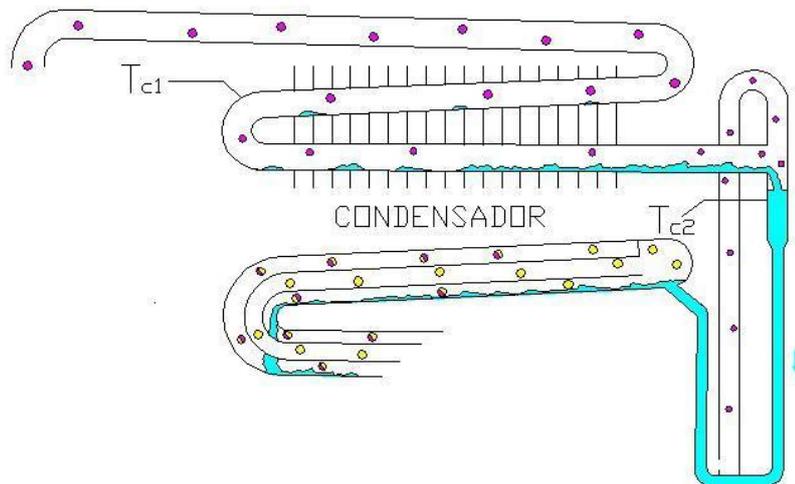


Figura 3.6. Esquema del condensador

El amoníaco líquido llega hasta el evaporador por vasos comunicantes. En el esquema de la figura 3.6 se ha exagerado un poco la diferencia de alturas entre la superficie libre en el separador de líquido y el evaporador.

En el condensador hay dos sondas de temperatura: T_{c1} que se encuentra situada en la parte del condensador donde se produce el cambio de estado y T_{c2} que se encuentra en el separador de líquido y da la temperatura del líquido subenfriado. Por las experiencias realizadas, es de unos 3 grados menor que la temperatura de condensación.

c. Evaporador

En el evaporador, el amoníaco líquido vuelve a estado de vapor tomando calor de su entorno, y de esta manera conseguir el efecto frigorífico buscado. Tiene el aspecto de un tubo pelado. No tiene aletas ni rugosidades. Es un tubo en forma de zig-zag inclinado siempre hacia abajo para favorecer el movimiento del amoníaco líquido a su paso por él.

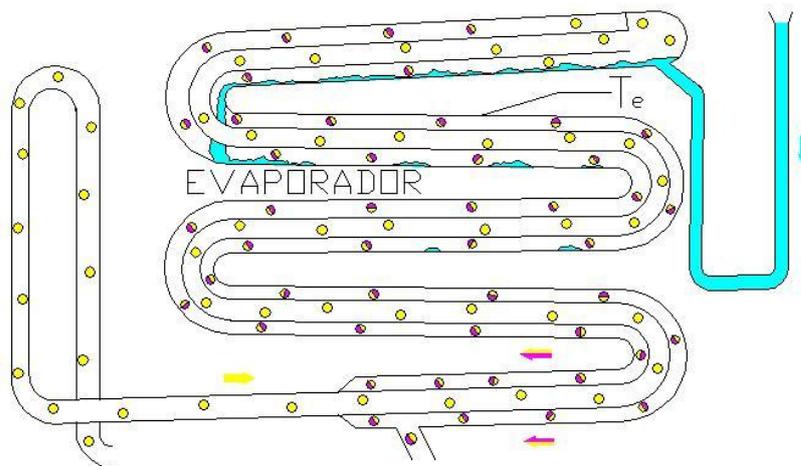


Figura 3.7 Esquema del evaporador

En el evaporador el amoníaco va a encontrarse con un gas inerte, el hidrógeno, representado en la figura 3.7 mediante círculos amarillos. Este gas es el que da a la máquina electrolux su identidad. Gracias a su presencia y a su efecto indiferente sobre la presión total del amoníaco quedan las ecuaciones 3.2 y 3.3:

$$P_T = P_{1\text{amoníaco}} \quad \text{en el condensador} \quad (3.2)$$

$$P_T = P_{2\text{amoníaco}} + P_{\text{hidrógeno}} \quad \text{en el evaporador} \quad (3.3)$$

De (3.2) y (3.3), resulta la inecuación 3.4:

$$P_{2\text{amoníaco}} < P_{1\text{amoníaco}} \quad (3.4)$$

En el evaporador la presión de vapor del amoníaco ha disminuido y, por tanto, el cambio de estado se producirá a temperatura más baja que en el condensador. En la figura 3.8, los círculos de dos colores, morado y amarillo, representan la mezcla gaseosa de amoníaco e hidrógeno. La sección del tubo del evaporador es un anillo. Por el interior del anillo se encuentra el hidrógeno gas, el cual procede del absorbedor y regresa al evaporador. Por el exterior del anillo es donde se encuentra el amoníaco líquido y la mezcla gaseosa amoníaco-hidrógeno. El amoníaco no solo va a enfriar el aire que introduzcamos, sino también el hidrógeno procedente del absorbedor hasta llevarlo a las condiciones de temperatura del evaporador. Si no se diera este último enfriamiento, se obtendría mayor potencia frigorífica. De todas formas el recorrido que hará el hidrógeno desde el absorbedor hasta el evaporador será tal, que pierde una parte del calor en el recorrido, con lo que desperdiciamos menos potencia frigorífica de lo que cabría esperar.

La mezcla gaseosa se moverá hacia el absorbedor debido al aumento de densidad, consecuencia del enfriamiento, y por ello tiende a ir hacia capas más bajas. Además, al irse evaporando el amoníaco, aumenta la presión del gas y el vapor se moverá hacia el absorbedor para mantener la presión constante. El evaporador está dentro de una caja de material aislante (figura 3.8). Por el frontal de la máquina se puede ver el evaporador y como se forma hielo sobre el tubo, como se muestra en la imagen de la figura 3.9. De esta forma también se controla la oxidación de la parte baja del tubo del evaporador, que viene motivada por la condensación del vapor de agua del aire que estamos enfriando; si llegara a perforarse, se perdería el hidrógeno y la máquina quedaría inútil.

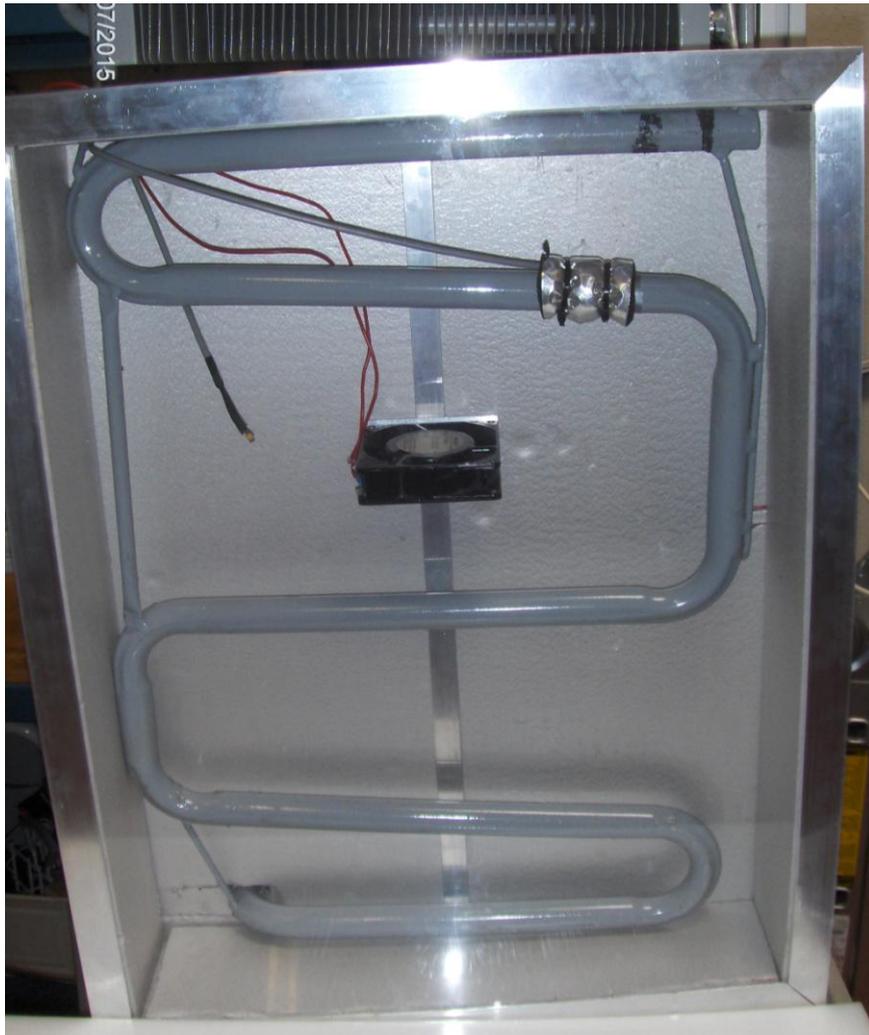


Figura 3.8. Fotografía evaporador



Figura 3.9. Escarcha formada en el evaporador

La razón de que se forme hielo es que se enfría el aire. Esta máquina se diseñó para funcionar como una nevera, es decir, que enfriaba por convección natural. Condensaría agua, pero solo del aire que le rodeara en un recinto cerrado sin posibilidades de renovación de este aire. Como ahora se está

renovando continuamente ese aire que le rodea, también continuamente se está condensando vapor de agua. No es deseable que se forme hielo, ya que se pierde eficacia del efecto frigorífico en congelar el vapor de agua, que se deposita sobre las paredes, dificultando además la transmisión de calor. Sería un efecto deseable, si buscáramos deshumidificar el aire, pero no es así porque la condensación del vapor de agua en las paredes del evaporador está provocando la oxidación de las paredes del mismo, disminuyendo la vida útil de la máquina.

En el evaporador hay una sonda de temperatura, T_E , colocada sobre la superficie aproximadamente a la mitad de su recorrido para poder obtener la temperatura de evaporación. Además, el evaporador posee un termostato, mostrado es la figura 3.10, para mantener constante la temperatura de los elementos que está enfriando la máquina frigorífica. Su funcionamiento es muy sencillo: en el panel de control hay una ruleta con la que se regula la temperatura de funcionamiento. Con un cable enrollado en la parte inferior del evaporador, se detecta la temperatura. Cuando ésta es igual o menor que la temperatura de referencia, interrumpe la corriente que pasa a través de la resistencia del generador, impidiendo el funcionamiento de la máquina hasta que la temperatura en el evaporador sea mayor que la temperatura dada.

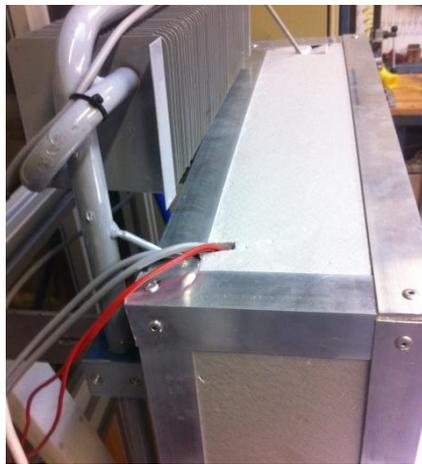


Figura 3.10. Entrada del cable del termostato a la caja del evaporador

Tras pasar por el evaporador, el amoníaco ya se ha evaporado y la mezcla amoníaco-hidrógeno llega a un depósito y luego asciende por el absorbedor, como podemos ver en la figura 3.11. En el depósito tenemos dos fases: una fase gaseosa formada por el amoníaco y el hidrógeno y una fase líquida formada por

amoníaco y agua. Al depósito llega la solución rica en amoníaco procedente del absorbedor, y del depósito, atravesando un intercambiador de calor, la solución rica va al generador. Las flechas moradas de la figura 3.11 representan el movimiento de la mezcla gas amoníaco-hidrógeno procedente del evaporador y que, pasando por el depósito, asciende por el absorbedor.

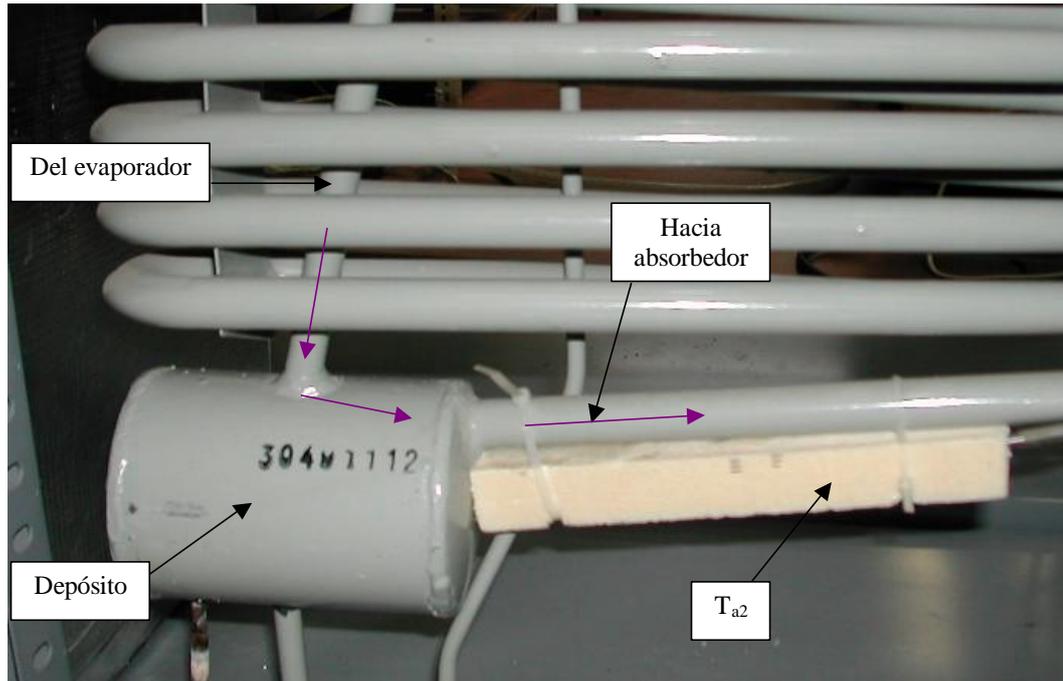


Figura 3.11. Movimiento de la mezcla amoníaco hidrógeno a través del depósito

d. Absorbedor

Aunque la presión parcial de amoníaco es baja, la temperatura en el depósito y en el absorbedor es relativamente baja (en torno a 35 °C frente a los 130 °C del generador). Se produce la absorción del amoníaco gas por la solución pobre (el proceso de absorción se ve favorecido por temperaturas bajas del agua y presiones altas del amoníaco). El absorbedor, geoméricamente, tiene el mismo aspecto que el evaporador, ya que en realidad no es más que otro intercambiador de calor. Cuando se pone en contacto la solución pobre en amoníaco con la mezcla amoníaco-hidrógeno, el agua de la solución pobre tiende a absorber el amoníaco que se encuentra en forma de vapor más rápidamente que el amoníaco líquido que se evapora, con lo que el resultado

final es que la solución pobre se enriquece y la mezcla amoníaco-hidrógeno termina siendo solo hidrógeno.

El proceso de absorción es un proceso exotérmico por lo que debemos evacuar ese calor si queremos que la absorción siga produciéndose. Este es el motivo de la geometría de un tubo en zig-zag, para eliminar el calor por convección natural al aire. El funcionamiento, esquematizado en la figura 3.12, es el siguiente: el color amarillo representa la solución pobre en amoníaco; esta llega procedente del generador a la parte alta del absorbedor, y desde allí por gravedad va descendiendo hasta el depósito. Por otro lado, la mezcla amoníaco hidrógeno procedente del evaporador, llega hasta el depósito y asciende por el absorbedor; de esta manera se produce un flujo a contracorriente entre el gas que asciende (al irse produciendo la absorción y ser un proceso exotérmico, el gas se calienta y tiende a elevarse) y la solución pobre que desciende. Es en ese momento cuando se produce la absorción. En el esquema se ha querido representar la absorción por parte de la solución pobre cambiando dos veces el color de la solución para indicar que a medida que desciende por el absorbedor el agua va absorbiendo el amoníaco hasta que esta solución, para esa presión y esa temperatura, se satura, cayendo al depósito la solución enriquecida.

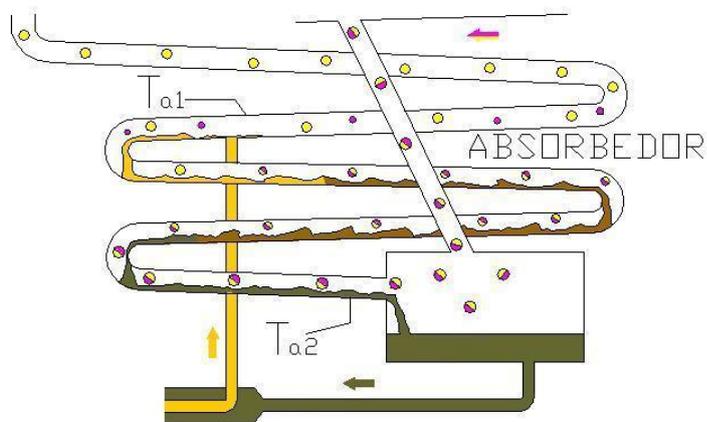


Figura 3.12. Esquema del absorbedor

Como se puede observar en la imagen de la figura 3.13, el aspecto del absorbedor es como el del evaporador: con los tubos ligeramente inclinados hacia abajo para favorecer el movimiento del líquido. Los tubos son más finos, ya que la sección del absorbedor es un círculo y no un anillo como en el caso del evaporador.

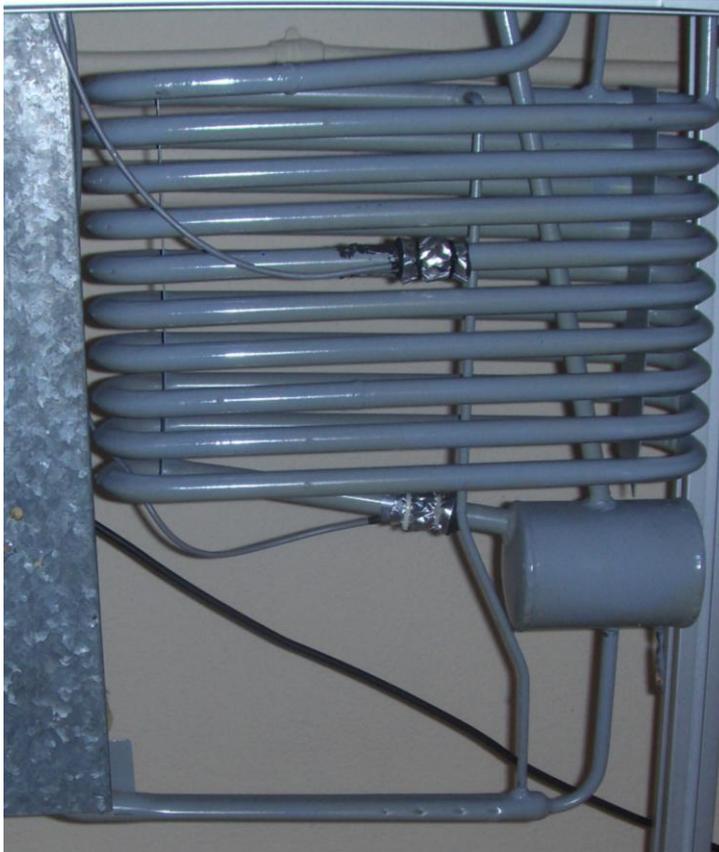


Figura 3.13. Fotografía del absorbedor

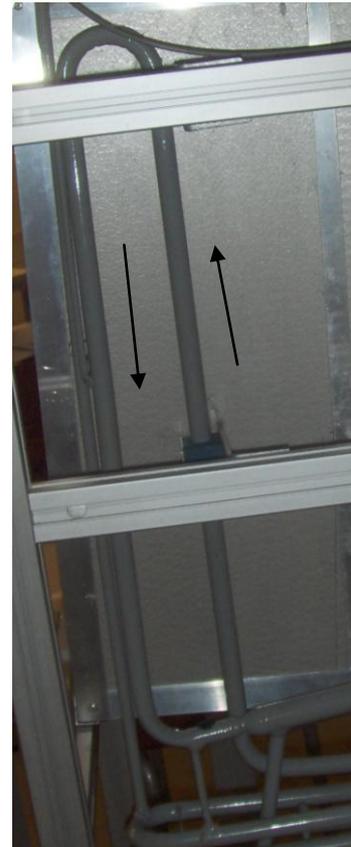


Figura 3.14. Recorrido del hidrógeno antes de retornar al evaporador

Todas las sondas superficiales se encuentran cubiertas de un material aislante para aislarlas del ambiente y que las mediciones sean lo más exactas posible. El absorbedor posee dos sondas superficiales de temperatura, T_{a1} y T_{a2} , una al comienzo y otra al final del absorbedor.

La mezcla gaseosa una vez perdido el amoníaco es ya un gas puro en hidrógeno, falta tan solo devolverlo al evaporador. Como este gas se encuentra a la temperatura del absorbedor (unos 35 °C) y el evaporador en torno, o por debajo de cero grados, antes de llevarlo de regreso al evaporador se hace que circule por un tubo en forma de U invertida para que baje su temperatura y así aumentar el rendimiento de la máquina. En la figura 3.14 se muestra una imagen del tubo.

En la foto de la figura 3.15 se puede ver como es el movimiento del hidrógeno gas, que sale del absorbedor y asciende para descender después por

el tubo en forma de U invertida y vuelve al evaporador por el diámetro interior de la sección del evaporador (representado por la flechas amarillas). El movimiento de la mezcla gaseosa es representado por las flechas moradas. La mezcla llega por la parte más exterior de la sección del evaporador y de ahí va al depósito.

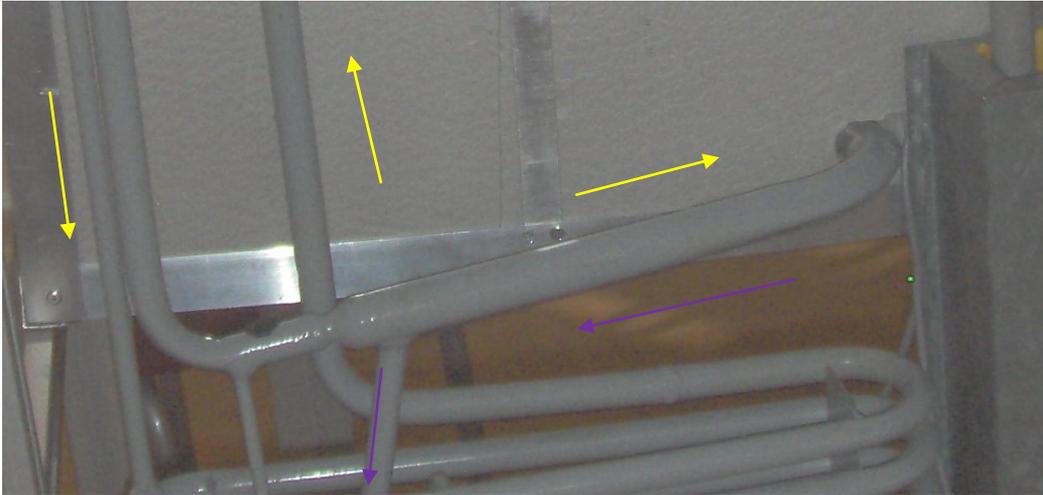


Figura 3.15. Recorrido del hidrógeno hacia el evaporador y recorrido de la mezcla amoníaco hidrógeno hacia el depósito

e. Intercambiador de calor

Entre el generador y el absorbedor existe un intercambiador de calor. En la figura 3.16 se muestra una fotografía de este elemento.

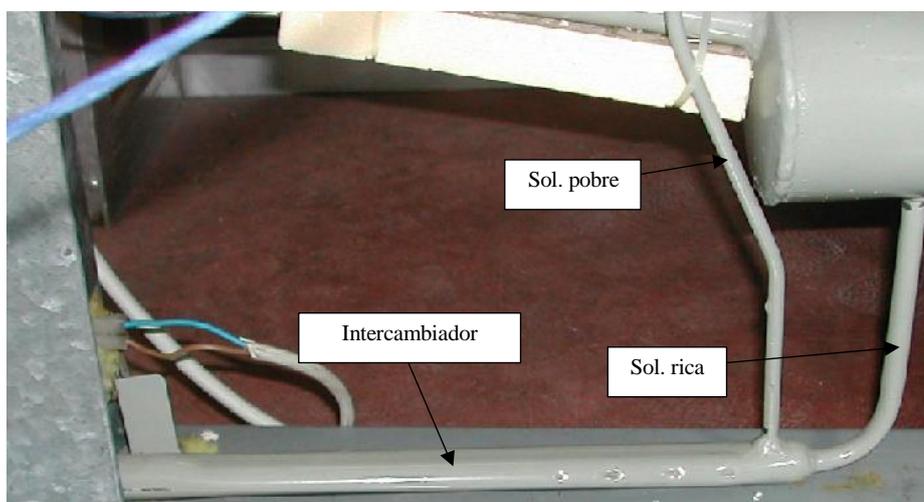


Figura 3.16. Fotografía del intercambiador de las soluciones

Con este intercambiador aumenta el rendimiento del sistema. Por una parte, la solución pobre procedente del generador se encuentra a alta temperatura y debe disminuir hasta la temperatura del absorbedor; por otro lado, la solución rica procedente del absorbedor hay que calentarla en el generador. Con el intercambiador se consigue bajar la temperatura de la solución pobre y dar un precalentamiento a la solución rica con el consiguiente ahorro de energía. Como se puede observar en el esquema de la figura 3.17, el intercambiador es un tubo doble concéntrico. Por el interior circula la solución más caliente, es decir, la solución pobre, y por el exterior la solución rica.

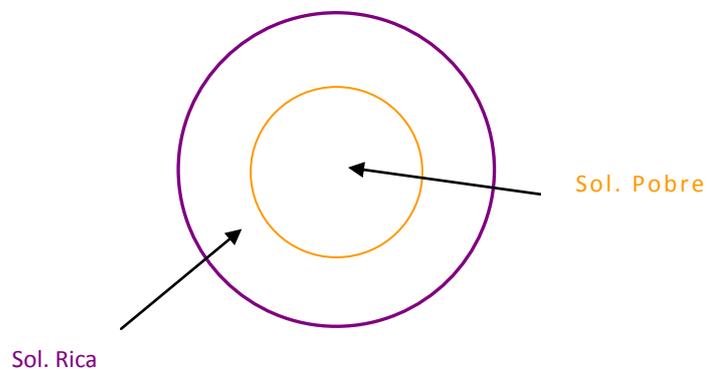


Figura 3.17. Sección del intercambiador

3.3. Análisis termodinámico de los componentes

El estudio de la máquina se basa en el análisis pormenorizado de cada elemento, comentando tanto su configuración física como las formulaciones matemáticas que corresponden a su comportamiento. En la figura 3.18 se representa cada elemento y los distintos puntos de análisis en el ciclo.

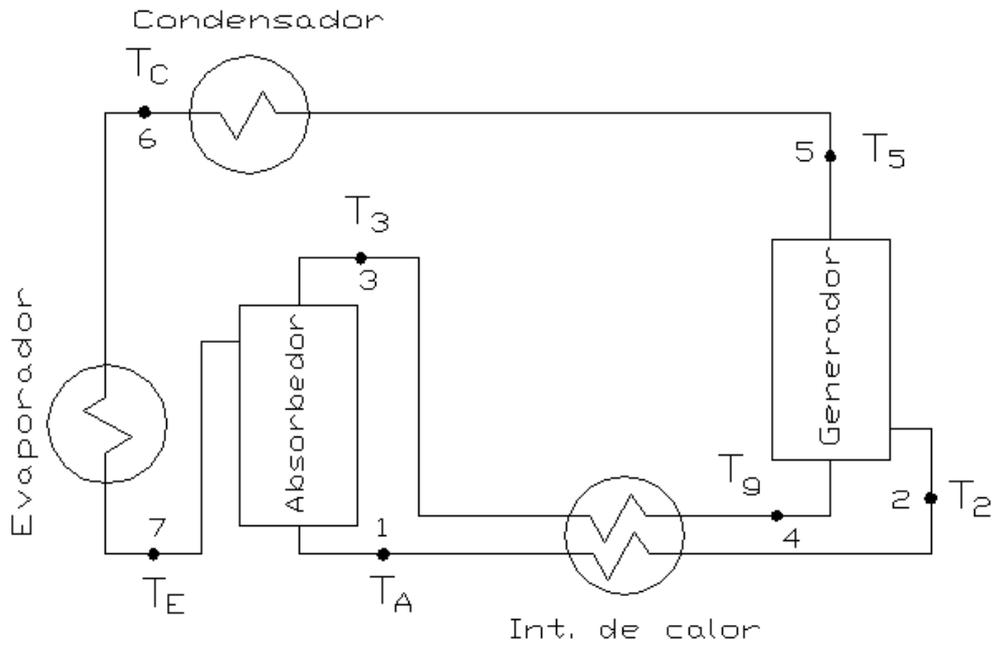


Figura 3.18. Puntos significativos de la máquina

a. Condensador

El condensador ideal es el elemento que, a partir de vapor refrigerante a su entrada, proporciona a la salida líquido saturado. El vapor a la entrada del condensador para las máquinas de absorción es saturado (coexisten líquido y vapor). La figura 3.19 esquematiza este elemento.

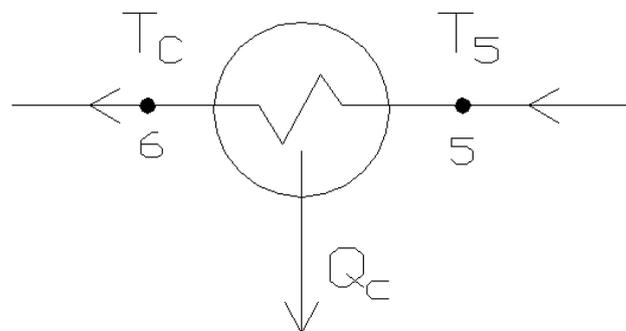


Figura 3.19. Esquema del condensador

En el caso de la máquina estudiada se trata de un intercambiador de calor de superficie y enfriado por aire. La circulación del aire a través el condensador es por convección natural y por lo tanto se necesita una gran superficie de intercambio al ser el caudal de aire bajo. Esta superficie grande de intercambio se consigue mediante aletas, que están lo suficientemente espaciadas para ofrecer poca resistencia a la circulación de aire y reducir la acumulación de suciedad que reduciría el intercambio térmico.

Debido a las posibles fluctuaciones de la temperatura de condensación (que depende del medio condensante) y a las pérdidas de carga existentes en el condensador, se escoge una presión real de funcionamiento superior a la que correspondería en condiciones ideales. Este posible subenfriamiento es deseable, y vendría producido por una disminución de la temperatura del medio condensante que aumentaría el CEE de la máquina.

Se denomina coeficiente de aumento de la presión de alta, CAPA, a la relación existente entre la presión real y la teórica, como se expresa en la ecuación 3.5:

$$CAPA = \frac{P_{alta\ real}}{P_{alta\ teorica}} \geq 1 \quad (3.5)$$

Para calcular las condiciones de salida del fluido refrigerante del condensador, se realizan los balances expresados en las ecuaciones 3.6 a 3.9:

- Balance de masa total del fluido

$$m_5 = m_6 \quad (3.6)$$

- Balance de masa de NH₃

$$m_5 * X_5 = m_6 * X_6 \quad \Rightarrow \quad X_5 = X_6 \quad (3.7)$$

- Balance de energía (sin pérdidas)

$$Q_c = m_5 * (h_5 - h_6) \quad (3.8)$$

Siendo:

h₆: Entalpía del líquido refrigerante (subenfriado o en saturación) a la temperatura y presión del condensador, despreciando las pérdidas de carga.

h₅: Entalpía del vapor saturado a la salida del generador.

Q_c: Calor cedido en el condensador por unidad de tiempo.

b. Evaporador

El evaporador utilizado en esta máquina es de expansión seca, de forma que todo el líquido se evapora a lo largo de su longitud, y sale de él saturado o, como ocurre generalmente, en estado de vapor recalentado. Se representa esquemáticamente en la figura 3.20. La configuración es del tipo de tubo desnudo en forma de zigzag plano.

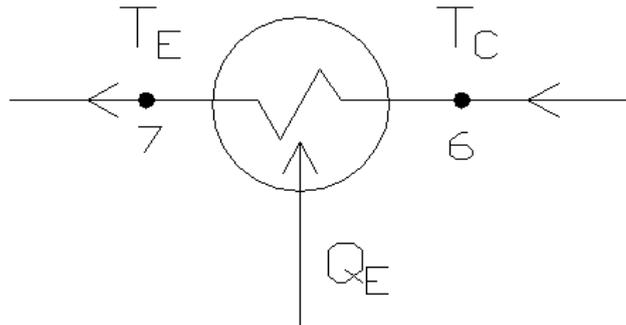


Figura 3.20. Esquema de evaporador

Como consecuencia de las posibles fluctuaciones de la temperatura del medio a refrigerar, de las pérdidas de carga existentes en el evaporador y de la necesidad de que la evaporación se lleve a cabo, se escoge una presión real de funcionamiento algo inferior a la que correspondería de forma teórica, definiendo por esta razón el coeficiente de disminución de la presión de baja según la ecuación 3.9. Los balances correspondientes se expresan en las ecuaciones 3.10 a 3.12

$$CDPB = \frac{P_{baja\ real}}{P_{bajateórica}} \leq 1 \quad (3.9)$$

- Balance de masa total del fluido

$$m_6 = m_7 \quad (3.10)$$

- Balance de masa de NH₃

$$m_6 * X_6 = m_7 * X_7 \quad \Rightarrow \quad X_6 = X_7 \quad (3.11)$$

- Balance de energía (sin pérdidas).

$$Q_E = m_7 * (h_7 - h_6) \quad (3.12)$$

Siendo:

h_6 : Entalpía del líquido refrigerante a la salida del condensador a la presión de baja y temperatura del evaporador (se supondrá una expansión isoentálpica desde la salida del condensador a la entrada del evaporador).

h_7 : Entalpía del vapor saturado a la presión y temperatura del evaporador.

Q_E : Calor absorbido en el evaporador por unidad de tiempo.

c. Absorbedor

En el absorbedor se produce la absorción del vapor refrigerante, procedente del evaporador, por parte de la mezcla líquida pobre en refrigerante, procedente del generador. La figura 3.21 es un esquema de este elemento. En la máquina estudiada, la configuración del absorbedor es del tipo de tubo desnudo, dispuesto en zig-zag plano vertical, al final del cual se encuentra el depósito de la solución rica en amoníaco. Para el buen funcionamiento de la máquina frigorífica, la mezcla resultante, enriquecida en vapor refrigerante, debe estar en fase líquida. La mezcla pobre en amoníaco desprende cierta cantidad de calor al absorber el vapor refrigerante. Este calor debe ser extraído para conseguir mezcla líquida a la entrada del depósito. En un absorbedor ideal se toman como condiciones de la mezcla a la salida (punto 1) las del líquido saturado, y la presión y temperatura del absorbedor (presión parcial del amoníaco).

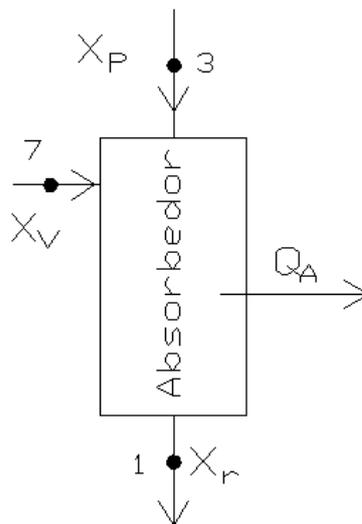


Figura 3.21. Concentraciones de entrada y salida del absorbedor

La temperatura depende del medio y del sistema empleado para eliminar el calor generado en el absorbedor, Q_A . En función del tipo de absorbedor

empleado, de sus dimensiones y de sus características concretas, la solución de salida se separa más o menos de las condiciones de salida. Las condiciones reales de salida (punto 1) son siempre de subenfriamiento. La relación existente entre la concentración real de refrigerante en la mezcla a la salida del absorbedor y la teórica se denomina rendimiento del absorbedor real, en tanto por uno, y se expresa en la ecuación 3.13:

$$R_{AR} = \frac{X_{4\text{real}}}{X_{4\text{ideal}}} \leq 1 \quad (3.13)$$

Al realizar los cálculos para un estado de funcionamiento de la máquina concreto, esta será la incógnita, el R_{AR} , o lo que es lo mismo, la concentración de amoníaco de la solución rica. Las ecuaciones 3.14 a 3.17 corresponden a los balances del absorbedor.

- Balance de masas

$$m_3 + m_7 = m_1 \quad (3.14)$$

- Balance de NH_3

$$m_3 * X_3 + m_7 * X_7 = m_1 * X_1 \quad (3.15)$$

- Balance de energía (sin pérdidas). Se tiene que:

$$Q_A + m_1 * h_1 = m_3 * h_3 + m_7 * h_7 \quad (3.16)$$

Utilizando la ecuación 3.18 llegamos a la 3.21:

$$Q_A = m_1 * (h_3 - h_1) + m_7 * (h_7 - h_3) \quad (3.17)$$

Siendo Q_A el calor a extraer del absorbedor por unidad de tiempo.

d. Generador y rectificador

En esta máquina, representada en la figura 3.22, el calor se aporta al generador mediante una resistencia eléctrica que rodea la tubería. El generador está convenientemente aislado mediante material aislante para procurar que la transmisión de calor sea la mayor posible. Se puede definir un rendimiento del generador real como la relación entre el calor que llega al fluido que circula por él y el calor que se disipa en la resistencia:

$$R_{GR} = \frac{Q_g}{W} \leq 1 \quad (3.18)$$

Cuando hagamos los cálculos para un caso real, a falta de datos experimentales, vamos a suponer un valor par $R_{GR} = 0,9$. La rectificación en esta

máquina se consigue simplemente aumentando la longitud de la tubería a la salida del generador, de forma que aumenta la superficie de intercambio y se produce la condensación de los restos de absorbente.

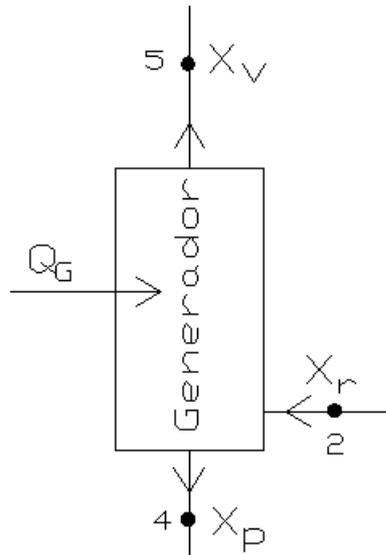


Figura 3.22. Concentraciones de entrada y salida del generador

Para los balances del generador, expresados en las ecuaciones 3.19 a 3.22, supongo una concentración de amoníaco (X_V) en los vapores refrigerantes que salen del generador del 99,5%.

- Balance de masas

$$m_2 + m_4 = m_5 \quad (3.19)$$

- Balance de NH_3

$$m_2 * X_2 + m_4 * X_4 = m_5 * X_5 \quad (3.20)$$

- Balance de energía (sin pérdidas)

$$Q_g + m_2 * h_2 = m_4 * h_4 + m_5 * h_5 \quad (3.21)$$

Y utilizando la ecuación 3.26:

$$Q_g = m_2 * (h_4 - h_2) + m_5 * (h_5 - h_4) \quad (3.22)$$

Donde Q_g es el calor que se aporta al generador por unidad de tiempo.

e. Intercambiador de calor

En esta máquina, el intercambiador está formado por dos tuberías concéntricas. En la tubería interior circula la solución pobre, del generador al absorbedor, enfriándose. En la exterior circula la solución rica en sentido contrario (intercambiador contracorriente) calentándose. El intercambiador se representa esquemáticamente en la figura 3.23:

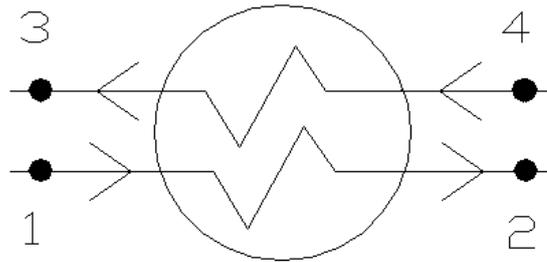


Figura 3.23. Esquema del intercambiador.

Los estados del fluido refrigerante a la salida se desconocen, pero dependen del producto $U \cdot A$ (U : coeficiente global de transmisión de calor; A : superficie de intercambio) y del producto $m \cdot C_p$ (flujo másico - capacidad térmica específica) de los fluidos, así como el tipo de intercambiador. El intercambiador real se caracteriza por un salto de temperaturas a conseguir en la corriente que tenga menor capacidad térmica, definido como una aproximación a la temperatura máxima o mínima alcanzable. Para este intercambiador, la corriente que presenta menor capacidad térmica es la que trasiega menor cantidad de fluido, ya que, al ser dos corrientes líquidas y de no muy diferentes concentraciones de refrigerante (solución pobre a solución rica), presentan valores de C_p parecidos.

$$m_1 = m_2 \qquad m_3 = m_4 \qquad (3.23)$$

Por el balance de masas establecido para el absorbedor, en la ecuación 3.14, sé que $m_1 > m_3$. Luego la corriente de menor capacidad térmica es la "4-3", que es la que se enfría. En el caso de utilizar un intercambiador ideal a contracorriente, que es el que proporciona mejor salto térmico, la temperatura del punto "3" sería como máximo igual a la temperatura del punto "1", pero en el intercambiador real siempre es mayor. Esto queda representado en la figura 3.24.

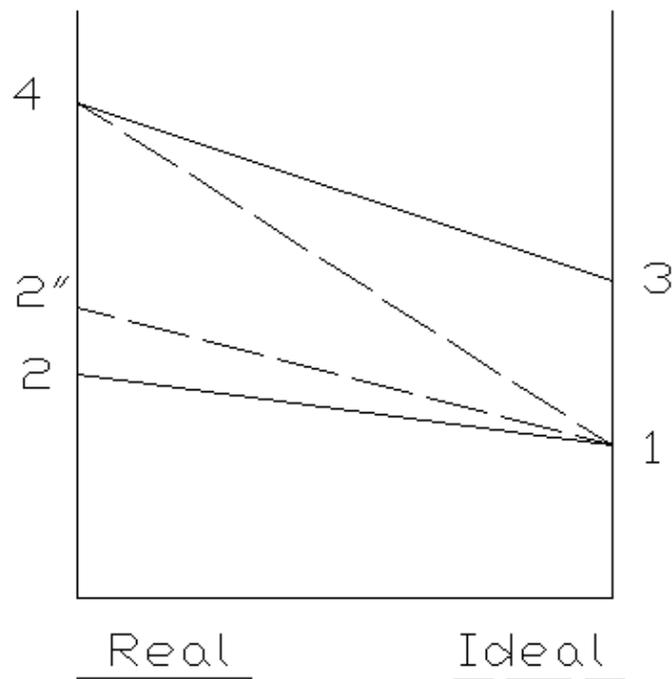


Figura 3.24. Evolución de la temperatura de las soluciones al paso por el intercambiador.

Como consecuencia de todo lo anterior, se caracteriza el intercambiador por una aproximación de temperaturas ΔT , que se utiliza para determinar la temperatura de salida de la corriente de menor capacidad térmica (punto 3). El valor que se ha tomado de ΔT ha sido $5\text{ }^{\circ}\text{C}$. El balance de energía se expresa en la ecuación 3.24.

➤ Balance de energía (sin pérdidas). El calor intercambiado es:

$$Q_1 = m_4 \cdot (h_4 - h_3) = m_2 \cdot (h_2 - h_1) \quad (3.24)$$

4. Estudio del equipo existente y modificaciones

4.1. Mediciones y verificación

Una vez estudiada la máquina de absorción con una visión general, vistas las características del equipo de que dispongo, he comprobado los equipos y medidas. Para ello utilicé dos instrumentos de medida: el *testo 435* (figura 4.1) me ha servido para obtener las temperaturas superficiales y compararlas con las lecturas de las sondas integradas en el circuito; para comprobar la temperatura de entrada y salida del aire he usado un anemómetro, en concreto el *RS 327-0640*, cuya medida me sirvió para verificar la lectura de la sonda correspondiente; por último, medí la velocidad del aire a través del mismo anemómetro.



Figura 4.1. Fotografía del *testo 435*



Figura 4.2. Fotografía del anemómetro *RS 327-0640*

Los puntos en que están situadas las sondas de temperatura quedan reflejados en el esquema de la figura 4.3. Las medidas de temperatura con el *testo 435* las realicé en puntos cercanos, de forma que la comparación fuera real.

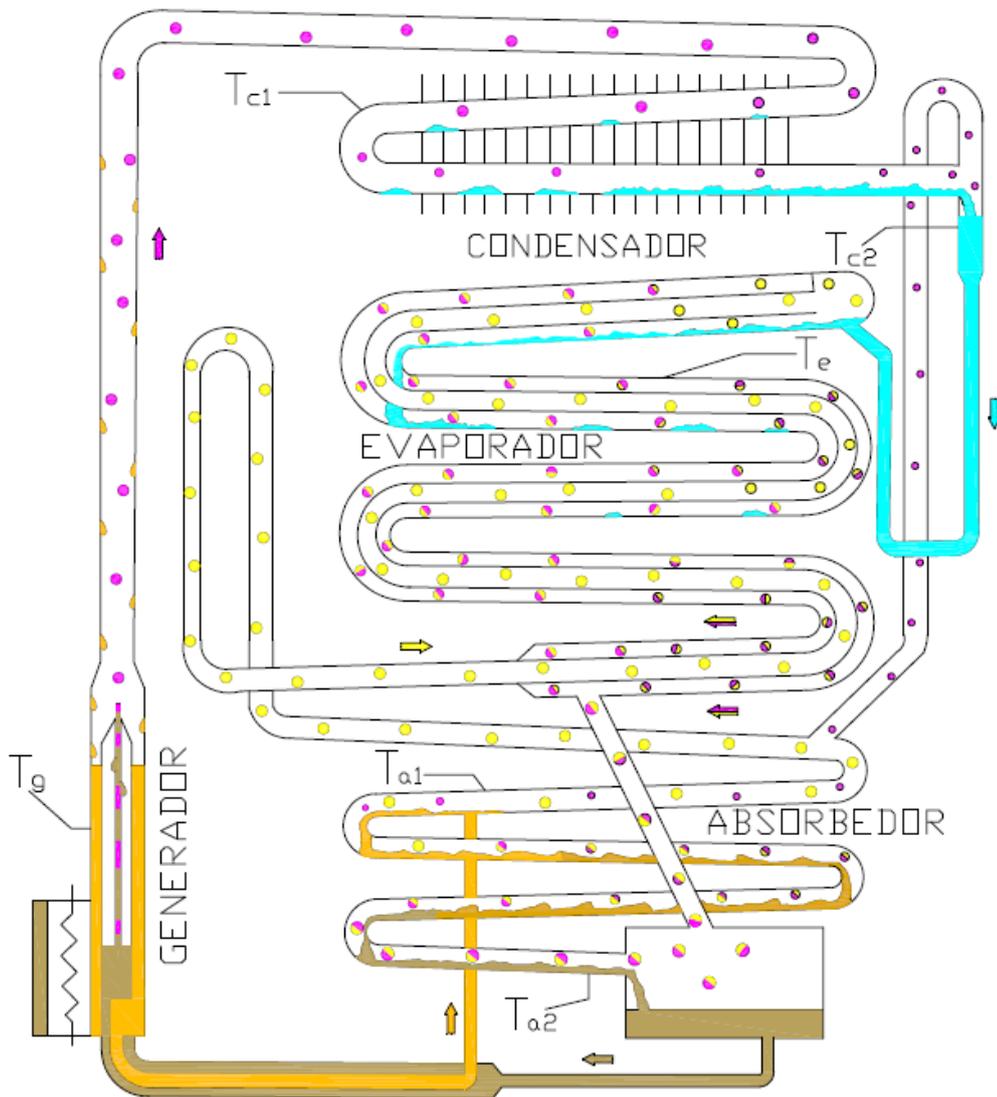


Figura 4.3. Esquema de la máquina que muestra los puntos de medición

La comparación de medidas de las temperaturas superficiales se muestra en la tabla 4.1. Estos valores son los resultados estadísticos de la toma de datos que se refleja en el anexo 1, que contiene 10 medidas para cada punto.

Tabla 4.1. Temperaturas del ciclo

Punto	a1	a2	e	g	c1	c2
Sonda (°C)	34,0	32,5	18,0	89,0	36,5	29,0
Testo 435 (°C)	30,58	28,39	18,04	135,84	33,15	29,13

En la tabla 4.2 están los resultados estadísticos de la temperatura de entrada y salida del aire. El conjunto de valores obtenidos en la toma de datos se encuentra en el anexo 2.

Tabla 4.2. Temperatura del aire

	T _{entrada}	T _{salida}
Sonda (°C)	23,44	19,95
Anemómetro (°C)	23,80	19,11

La tabla 4.3 contiene los resultados del caudal de aire, obtenido como producto de la velocidad por la superficie. Las medidas de velocidad registradas para calcular la media final se encuentran en el anexo 3. Además de medir la velocidad con el anemómetro *RS 327-0640*, también he tomado los valores con el *Testo 435*, ya que las medidas de la velocidad del aire tienen gran dificultad y que la precisión del anemómetro *RS 327-0640* no permite medir la velocidad a la salida. Los valores obtenidos corresponden al caudal máximo que, según el indicador de la máquina, es 5,1 m³/h, es decir, 1,417 L/s. Las medidas experimentales no corresponden con esta lectura.

Tabla 4.3. Caudal de aire

	Entrada			Salida		
	V (dm/s)	A (dm ²)	Q (L/s)	V (dm/s)	A (dm ²)	Q (L/s)
RS 327-0640	19,70	0,35	6,963	-	6,46	-
Testo 435	26,070		9,214	1,190		7,687

4.2. Modificaciones

Tras el estudio realizado se decidió diseñar un nuevo bastidor que asegure una mayor estabilidad de la máquina y garantice la ligera inclinación que se necesita en el condensador para que el fluido se desplace por gravedad hacia el evaporador. El plano del diseño del bastidor se encuentra en el anexo 4. El nuevo bastidor incluye también una nueva placa de resultados.

Junto con lo anterior, a la vista de los resultados que se muestran en las tablas 4.1 y 4.2, se ha procedido a sustituir todas las sondas y cambiar la posición de algunas de ellas, ya que los valores que registraban no eran exactos. En las figuras 4.5 y 4.6 se muestran las nuevas sondas.

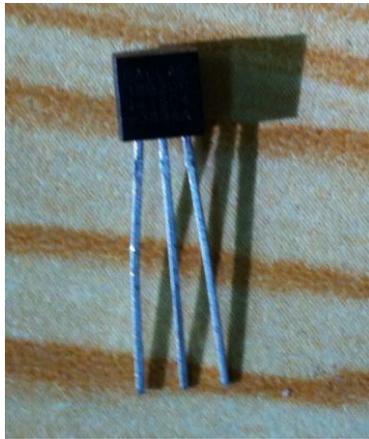


Figura 4.4. Sonda de temperatura **Figura 4.5.** Sonda de temperatura y humedad

Como consecuencia de los resultados de la tabla 4.3, se ha quitado el difusor. Los valores obtenidos para el caudal de aire deberían ser los mismos, tanto para la entrada como para la salida, ya que el sistema de ventilación no tiene pérdidas. En cualquier caso, la lectura que se hacía en la entrada era incorrecta, ya que las sondas no registraban bien la humedad relativa.

En la nueva caja de la máquina de absorción se ha eliminado el caudal de aire, de forma que el enfriamiento es mucho mayor. También se ha renovado el aislamiento del evaporador, incluyendo una placa en la parte frontal que permite verlo. De esta manera se observa a simple vista la formación de escarcha en el evaporador, como se muestra en la figura 3.9.

También se ha instalado una nueva pantalla para la lectura de las sondas. Desde ahí se controla también la temperatura de la resistencia. La pantalla muestra un esquema de la máquina de absorción e indica en los puntos

correspondientes la temperatura y, si es el caso, la humedad. En la figura 4.6 se muestran imagen de la pantalla.

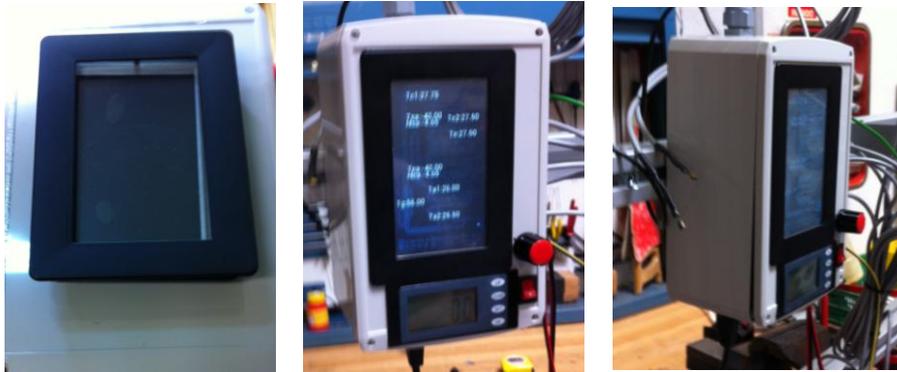


Figura 4.6. Imágenes del display

Por último, se ha procedido a la mejora del sistema de regulación. El anterior se servía de una ruleta de potencia, con la que se controlaba la potencia eléctrica aportada al generador, y del regulador del aire de entrada. Para mejorar la precisión del sistema de regulación, la potencia eléctrica se controlará desde la nueva pantalla. Para obtener la potencia eléctrica suministrada se ha instalado un vatímetro.

5. Seguimiento del funcionamiento de la máquina y realización de la nueva práctica

Una vez lista la nueva máquina de absorción, se realiza una práctica, similar a la que llevarán a cabo futuros alumnos, para comprobar el funcionamiento de la misma y el buen estado para su uso.

5.1. Toma de datos

En primer lugar se recopilan los datos, según se muestra en la tabla 5.1

Tabla 5.1. Toma de datos

P (W)	Ventilador	T _{c1} (°C)	T _{c2} (°C)	T _e (°C)	T _{a1} (°C)	T _{a2} (°C)	T _g (°C)	T _{sa} (°C)	H _{sa} (%)	T _{ea} (°C)	H _{ea} (%)
248	Apagado	53,50	34,00	-8,75	41,75	35,75	180,00	7,68	38,94	29,24	34,90
248	Encendido	54,00	34,25	2,00	42,50	36,00	182,25	11,64	52,92	28,99	34,98
152,2	Apagado	50,50	33,35	6,50	36,50	32,00	173,75	14,91	38,70	29,34	34,91
152,2	Encendido	50,25	33,00	20,00	36,00	31,75	177,00	21,26	60,70	29,06	35,27

Los valores obtenidos, a primera vista, parecen adecuados y coherentes. A continuación, se tratarán los datos de la primera fila de la tabla 5.1.

5.2. Ciclo termodinámico

Se trata ahora de caracterizar el ciclo termodinámico. Para ello, a través de las correspondientes tablas y diagramas, se caracteriza cada uno de los puntos de interés del ciclo. Se considera que en el condensador y en el evaporador sólo hay amoníaco.

El condensador viene dado por la temperatura $T_c = 34 \text{ °C}$ y la fracción molar $X_c = 1$. Con estos datos, se obtiene la presión de alta (suponiendo $CAPA = 1$) a través de la tabla de propiedades del refrigerante R717, recogida en el anexo 7: $P_c = P_{ALTA} = 13,3778 \text{ kg/cm}^2$. También se obtienen, de la misma tabla, las entalpías¹: $h_c(v) = 351,30 \text{ kcal/kg} = 1470,47 \text{ kJ/kg}$ y $h_c(l) = 81,80 \text{ kcal/kg} = 342,40 \text{ kJ/kg}$.

Análogamente, en el evaporador, se obtiene la presión de baja (suponiendo $CDPB = 1$) a partir de la temperatura $T_e = -8,75 \text{ °C}$ y la fracción molar $X_e = 1$, interpolando en la misma tabla: $P_e = P_{BAJA} = 3,119875 \text{ kg/cm}^2$. Y la entalpía: $h_e(v) = 342,60 \text{ kcal/kg} = 1434,05 \text{ kJ/kg}$ y $h_e(l) = 33,655 \text{ kcal/kg} = 140,90 \text{ kJ/kg}$.

En el absorbedor, la temperatura es $T_a = 35,75 \text{ °C}$ y la presión es la de baja, por tanto, $P_a = 3,119875 \text{ kg/cm}^2$. Utilizando el diagrama del anexo 10, según se muestra en la figura 5.1, se obtiene la fracción en peso de vapor $w_a = 0,42$.

¹ 1 kcal = 4,1858 kJ

Conocidos los pesos moleculares², se calcula la fracción molar, obteniendo $X_a = 0,434$. Por último, se calcula la entalpía a través del anexo 9³, según se muestra en la figura 5.2, y se tiene que $h_a (l) = -300\text{kJ/kg}$.

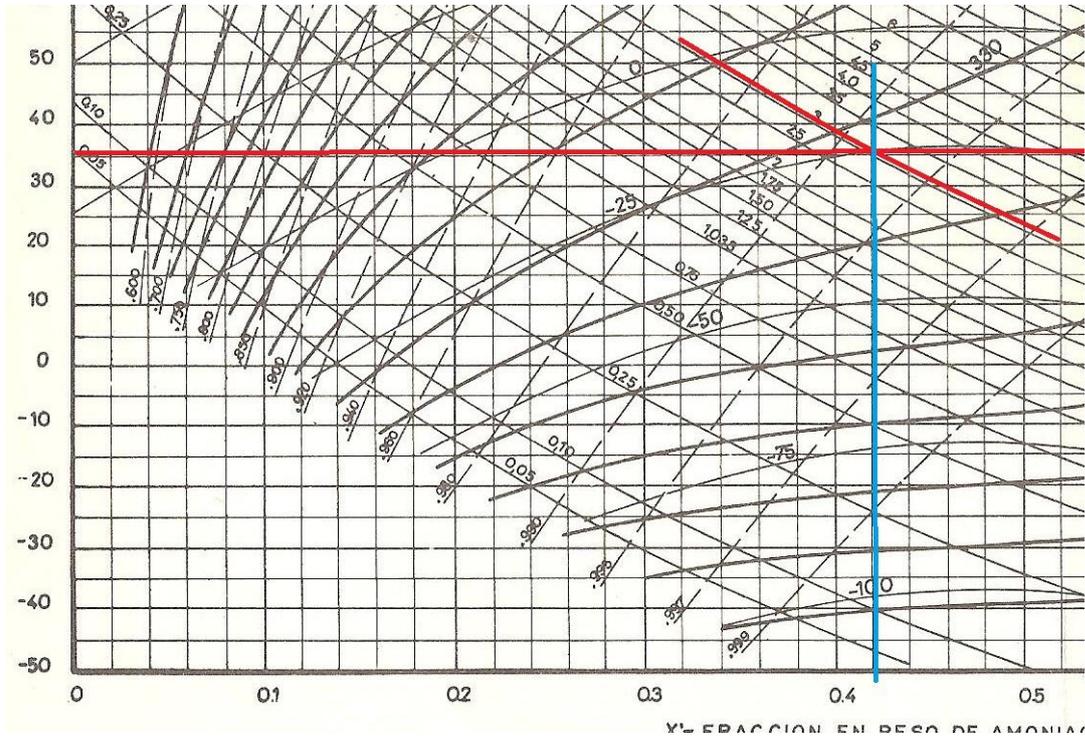
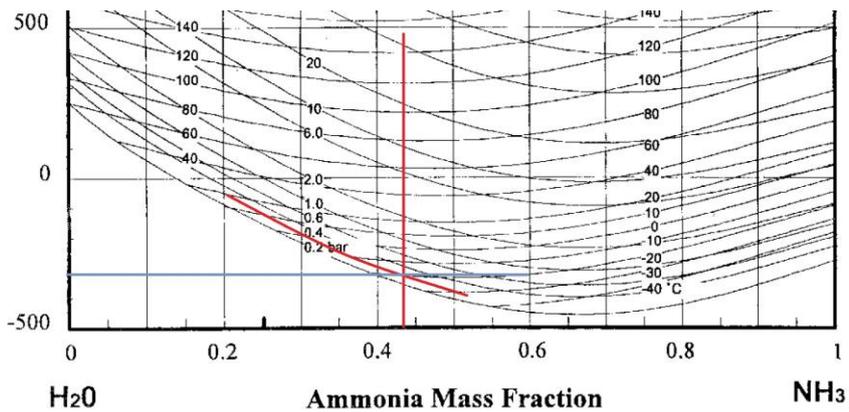


Figura 5.1. Fracción en peso en el absorbedor.



² $P_m (\text{NH}_3) = 17,031 \text{ g/mol}$. $P_m (\text{H}_2) = 2,016 \text{ g/mol}$. $P_m (\text{H}_2\text{O}) = 18,015 \text{ g/mol}$.

³ $P_{\text{BAJA}} = 3,1198 \text{ kg/cm}^2 = 0,306 \text{ bar}$

Figura 5.2. Entalpía en el absorbedor.

Sabiendo que en el generador la temperatura asciende a $T_g = 180\text{ °C}$ y que la presión es $P_g = P_{ALTA} = 13,3778\text{ kg/cm}^2$, de la misma manera que con el absorbedor, se obtiene la fracción másica $w_g = 0,04$ (figura 5.3) y, teniendo en cuenta que el resto de la mezcla es agua, la fracción molar $X_g = 0,0422$. Asimismo, como se aprecia en la figura 5.4, la entalpía⁴ queda $h_g(l) = 400\text{ kJ/kg}$.

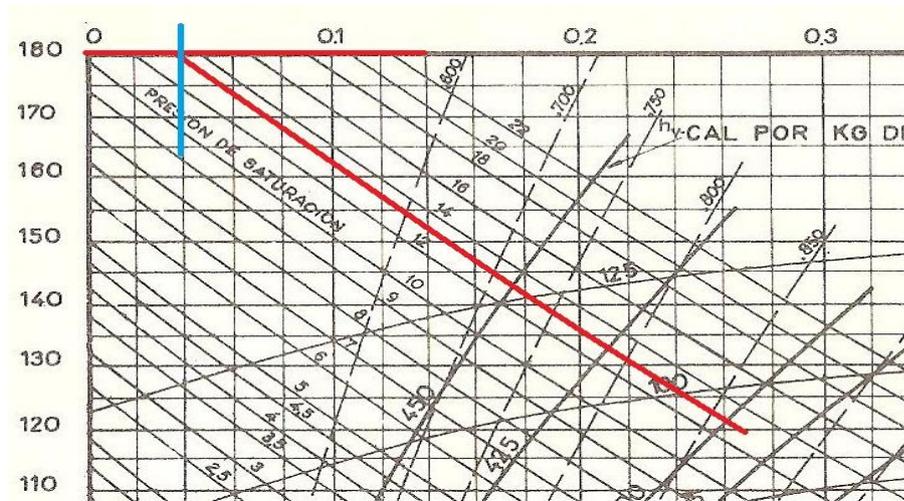


Figura 5.3. Fracción en peso en el generador.

⁴ $P_{ALTA} = 13,3778\text{ kg/cm}^2 = 1,311\text{ bar}$

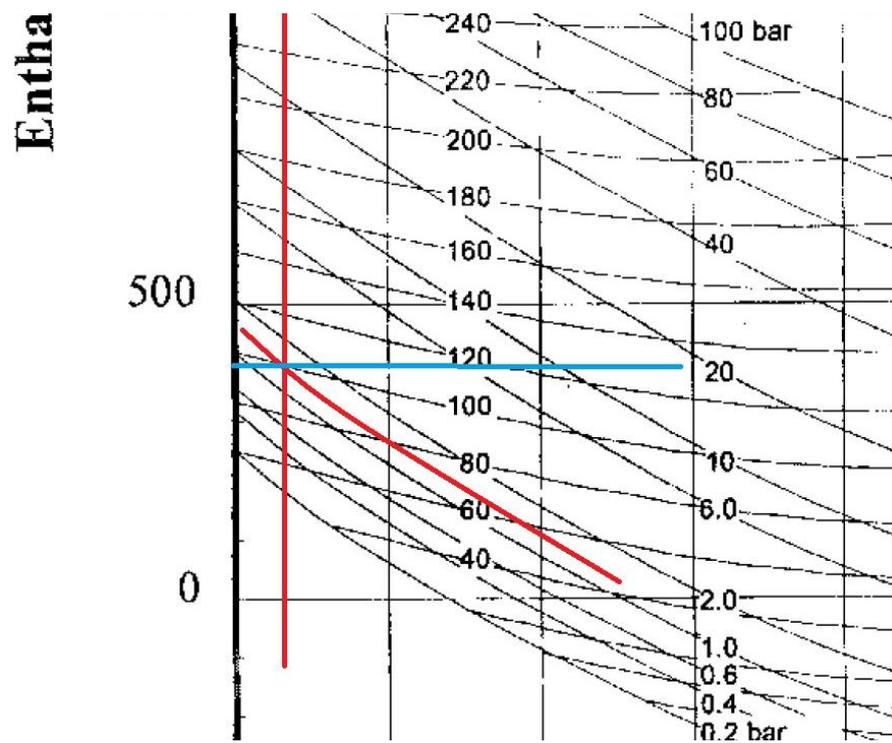


Figura 5.4. Entalpía en el generador.

En la tabla 5.2 se recogen los resultados:

Tabla 5.2. Resultados

	T (°C)	P (kg/cm ²)	w (g/g)	X (mol/mol)	h (v) (kJ/kg)	h (l) (kJ/kg)
Condensador	34,00	13,3778		1,000	1470,47	342,40
Evaporador	-8,75	3,1199		1,000	1434,05	140,90
Absorbedor	35,75	3,1199	0,420	0,434		-300,00
Generador	180,00	13,3778	0,040	0,042		400,00

En la figura 5.5⁵ se muestra el ciclo representado en el diagrama de Dühring (anexo 8):

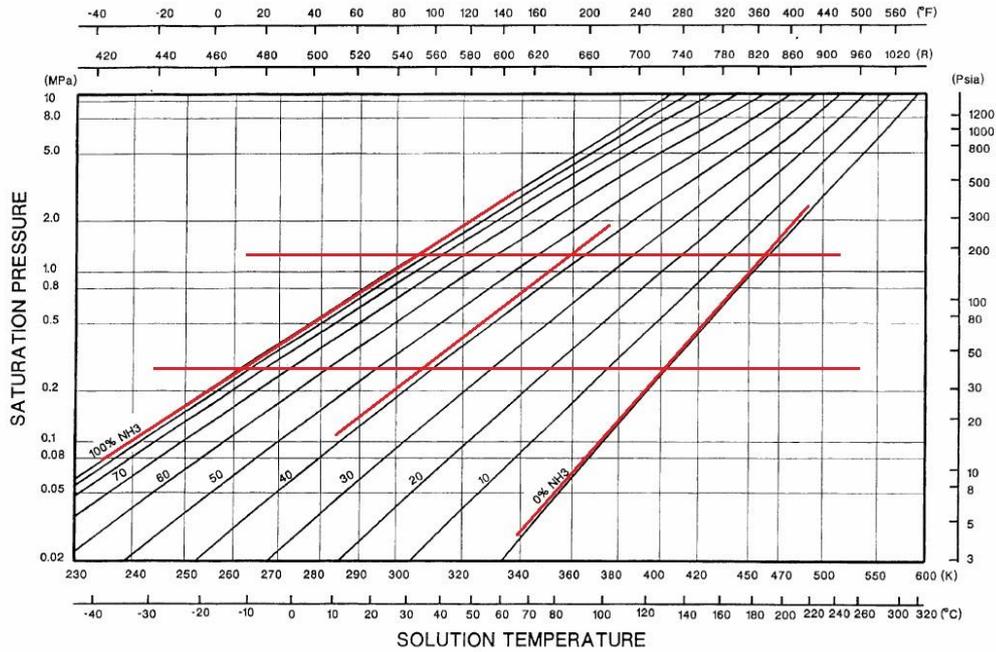


Figura 5.5. Diagrama de Dühring del ciclo.

5.3. Parámetros característicos

Se calcula a continuación el CEE según la ecuación 1, en la cual la energía debida al termoimpulsor que conduce la solución rica a la parte superior del generador se desprecia:

$$CEE = \frac{\dot{m}_{ref} \cdot (h_1 - h_8)}{Q_g} \quad (1)$$

Dónde:

- m_{ref} es el caudal másico de refrigerante
- h_1 es la entalpía de la corriente de líquido que sale del evaporador.
- h_8 es la entalpía de la corriente de vapor que entra en el evaporador.
- Q_g es la potencia suministrada con la resistencia eléctrica

⁵ $P_{ALTA} = 13,3778 \text{ kg/cm}^2 = 1,311 \text{ MPa}$

$P_{BAJA} = 3,1198 \text{ kg/cm}^2 = 0,306 \text{ MPa}$

Previamente se calcula el flujo másico de refrigerante mediante balance al generador. El balance energético se establece según la ecuación 2 y el balance al disolvente según la ecuación 3:

$$Q_g + m_2 h_2 = m_{ref} h_6 + (m_2 - m_{ref}) h_4 \quad (2)$$

$$m_2 X_2 = m_{ref} + (m_2 - m_{ref}) X_4 \quad (3)$$

Dónde:

m_2 es el caudal másico de la disolución rica que llega al generador

h_4 es la entalpía de la corriente de solución pobre que sale del generador

h_6 es la entalpía de la corriente de vapor recalentado que sale del generador

X_2, X_4 son las fracciones másicas de la solución rica y la pobre, respectivamente.

Al despejar m_2 de la ecuación 3 y sustituir en la ecuación 2, queda la ecuación 4:

$$m_{ref} = \frac{Q_g}{h_6 - h_4 + \frac{1 - X_4}{X_2 - X_4} \cdot (h_4 - h_2)} \quad (4)$$

Y resolviendo:

$$m_{ref} = \frac{243}{1470,47 - 400 + \frac{1 - 0,0422}{0,434 - 0,0422} \cdot (400 - (-300))} = 0,087356646 \frac{kg}{s}$$

Y el coeficiente de eficiencia energética queda:

$$CEE = \frac{0,08736 \cdot (1434,05 - 140,90)}{243} = 0,464877556$$

Para calcular la eficacia primero se tiene que resolver la ecuación 5, con las temperaturas en grados Kelvin:

$$CEE_{max}(maq.tritérmica) = \frac{T_e}{T_x - T_e} \cdot \frac{T_g - T_x}{T_g} \quad (5)$$

Donde T_x se calcula como la media de las temperaturas del condensador y el absorbedor, según la ecuación 6:

$$T_x = \frac{T_{c1} + T_{c2} + T_{a1} + T_{a2}}{4} \quad (6)$$

Siendo $T_x = \frac{326,65 + 307,15 + 314,9 + 308,9}{4} = 314,4 \text{ K}$ se obtiene

$$CEE_{\max} = \frac{264,4}{314,4 - 264,4} \cdot \frac{453,15 - 314,4}{453,15} = 1,619132738$$

La eficacia, expresada en la ecuación 7, se calcula a partir de los resultados anteriores:

$$\text{Eficacia} = \frac{CEE_{\text{real}}}{CEE_{\text{ideal}}} = \frac{0,464877556}{1,619132738} = 0,287115161 \quad (7)$$

Y se obtiene una eficacia del 28,7115%

6. Guión de prácticas

A continuación se ha desarrollado un guión de prácticas para facilitar a futuros alumnos el aprendizaje a través de esta máquina de absorción.

Práctica de máquina frigorífica de absorción Electrolux

Estudio termodinámico, CEE y eficacia

Objetivos

Conocimiento de la geometría y funcionamiento de la máquina frigorífica electrolux.

Calcular las variables termodinámicas en los puntos más significativos del ciclo frigorífico.

Estudiar el ciclo termodinámico y calcular el CEE y la eficacia en distintas situaciones y extraer conclusiones.

Introducción

Las máquinas industriales de absorción tienen siempre producciones frigoríficas muy elevadas. Buscando la forma de miniaturizar estas máquinas y, además, la manera de eliminar su único órgano mecánico (la bomba) a fin de equipar refrigeradores de muy pequeña capacidad, los ingenieros suecos Platen y Munters idearon, alrededor de 1926, introducir un gas inerte en el circuito que, al igualar las presiones en los lados de alta y baja presión, permitiesen cuando menos al amoniaco evaporarse a baja presión (ley de Dalton sobre la mezcla de gases). Siendo de esta forma iguales las presiones totales en todo el circuito, la circulación del fluido frigorígeno puede lograrse por gravedad, así como las de las soluciones pobre y rica. La producción frigorífica de esta máquina depende de la velocidad de difusión del amoniaco con el gas inerte (en este caso, hidrógeno). Se trata pues de máquinas de absorción-difusión más que de máquinas de absorción puras. La conducción de la solución rica a la parte superior del generador se obtiene por medio de un termoimpulsor que, al provocar la evaporación parcial de la solución rica procedente del absorbedor, aligera ésta y permite la ascensión de la columna de líquido

A continuación se describe cada uno de los elementos que forman la máquina electrolux, cuyo esquema se puede observar en la figura 1.

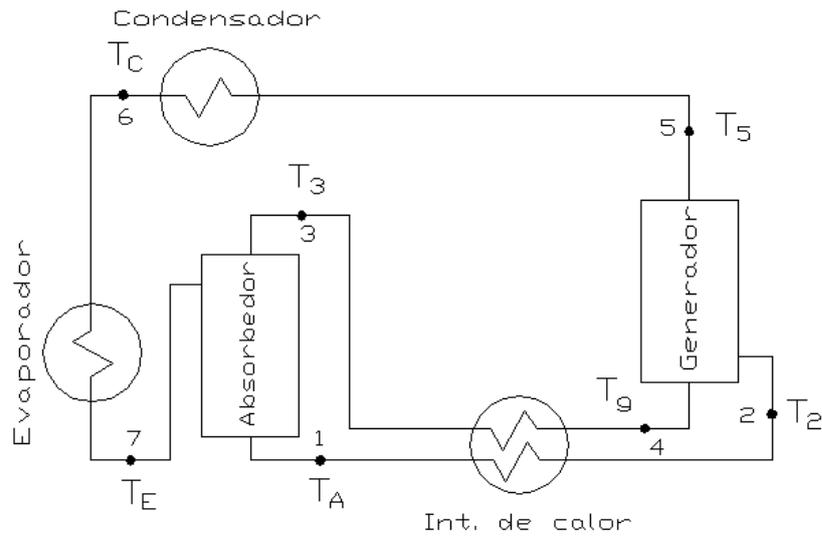


Figura 1. Esquema de la máquina electrolux.

Generador

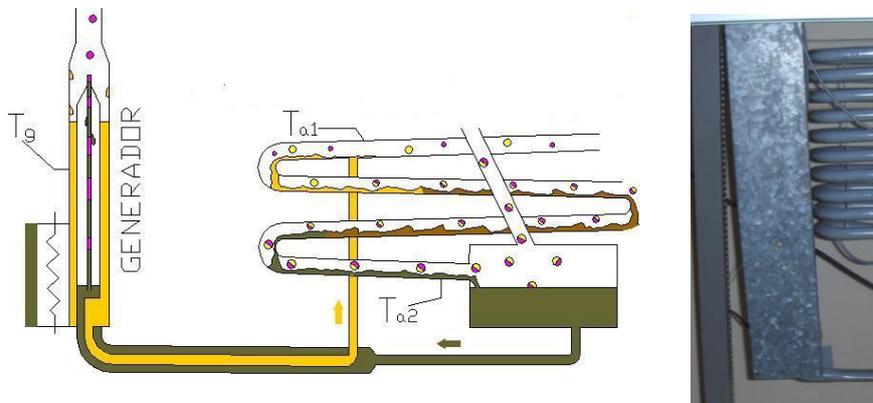


Figura 2. Esquema y fotografía del generador.

Al generador llega la solución rica en amoníaco procedente del absorbedor por vasos comunicantes y previo paso por intercambiador (está representada la solución rica en color verde oscuro). Mediante una resistencia eléctrica calentamos la solución rica. Este calentamiento hace que se evapore parte de la solución, arrastrando en su ascenso gotitas de la solución a la parte alta del generador. En el ascenso del vapor al condensador, el vapor de agua condensa,

cayendo hacia la periferia del generador. Tenemos por tanto un vapor de amoniaco prácticamente puro que va hacia el condensador y una solución pobre en amoniaco (representado en color naranja) que retorna al absorbedor.

Esta separación puede hacerse gracias a que la temperatura de evaporación del amoniaco es menor que la del agua.

En la práctica se podrá, con un regulador de potencia, variar el calor suministrado en el generador.

Este vapor al ser solo amoniaco tiene una presión parcial igual que la presión total de la máquina.

Condensador

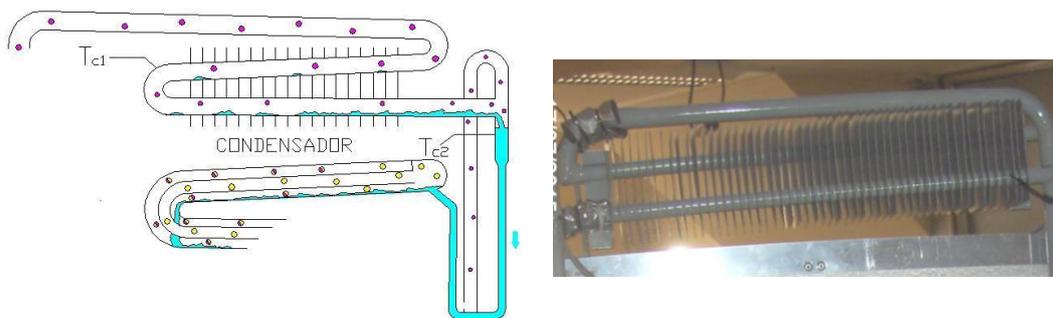


Figura 3. Esquema y fotografía del condensador.

El refrigerante vapor llega al condensador donde se produce el cambio de estado. Es un condensador de placas con convección natural al aire. Los tubos están ligeramente inclinados para que, por gravedad, los condensados lleguen a un depósito a la salida del condensador y de allí, por vasos comunicantes, hasta el evaporador. Hay una comunicación entre este depósito y el absorbedor. Con ello se consigue mantener la misma presión total en todo el sistema.

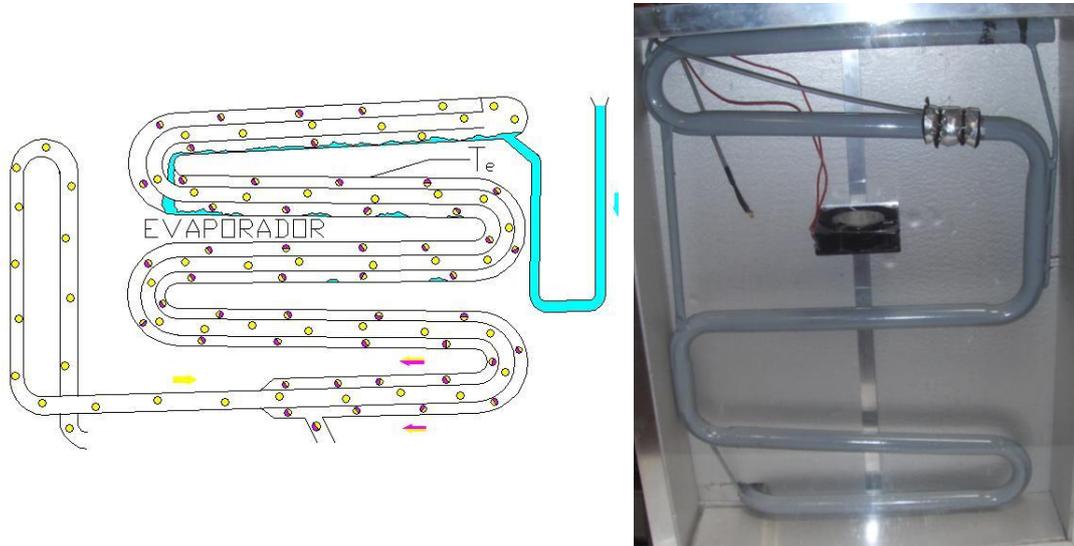
Evaporador

Figura 4. Esquema y fotografía del evaporador.

El evaporador es un tubo desnudo helicoidal con una sección en forma de anillo. Por el interior del anillo circula el gas hidrógeno (en la figura 4, representado en amarillo), y por el exterior circula la mezcla gas amoníaco hidrógeno. Debido a la presencia del hidrógeno, la presión parcial del amoníaco disminuye. Con el hidrógeno se consigue la diferencia de presiones del refrigerante entre el condensador y el evaporador necesaria para producir el ciclo frigorífico.

Al producirse la evaporación del NH_3 , la mezcla $\text{NH}_3\text{-H}_2$ desciende hacia el depósito en la parte baja de la máquina y de aquí asciende por el absorbedor.

Absorbedor

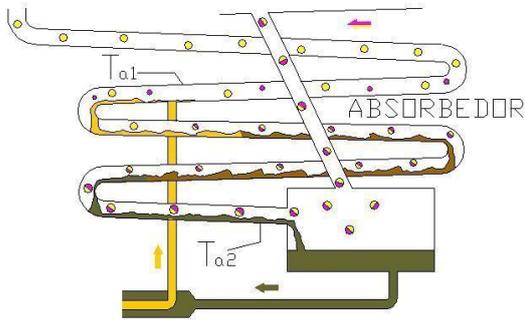


Figura 5. Esquema y fotografía del absorbedor

La solución pobre procedente del generador desciende por el absorbedor hacia el depósito. En el absorbedor se produce la absorción por parte de la solución pobre del amoníaco vapor, proceso que es exotérmico por lo que hay que evacuar el exceso de calor (a mayor temperatura, menor es el amoníaco que puede absorber la solución pobre). La forma del absorbedor es la de un tubo desnudo helicoidal. Actúa como un intercambiador de calor con el ambiente por convección natural. La solución enriquecida en amoníaco se recoge en el depósito y de este va al generador. La mezcla gas amoníaco hidrógeno que asciende por el absorbedor, una vez perdido el amoníaco, es devuelta al evaporador por un camino que le permita bajar al hidrógeno su temperatura y mejorar el rendimiento total.

Intercambiador de calor

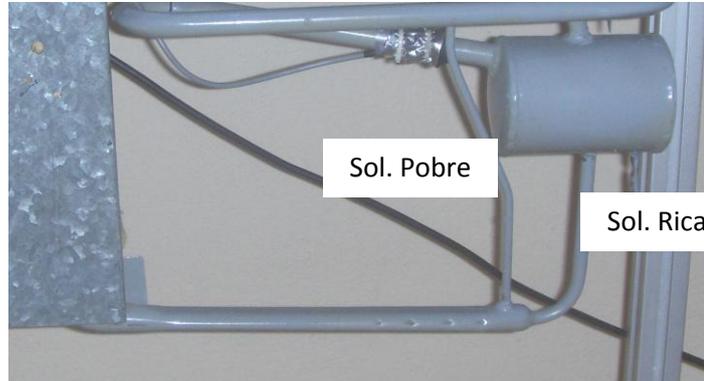


Figura 6. Fotografía del intercambiador.

Entre el absorbedor y el generador, se tiene un intercambiador de calor. Se da un precalentamiento a la solución rica que va hacia el generador, y se baja la temperatura de la solución pobre para dejarla a temperatura cercana a la del absorbedor.

Equipo

Banco de ensayos de la máquina electrolux que incluye lectores de temperatura y humedad, regulador de potencia y ventilador.

Anexos para recogida y tratamiento de datos.

Procedimiento

Encender la máquina con el interruptor general y conectar el display. Fijar la potencia de la resistencia a través del regulador y el estado del ventilador. Esperar a que la máquina se estabilice y enfríe.

Rellenar el anexo 1. Modificar la potencia y el estado del ventilador para poder sacar conclusiones.

Una vez acabada la toma de datos, apagar el ventilador, el display y desenchufar la máquina.

Trabajo posterior. Realizadas varias prácticas por grupos diferentes, estudiar el CEE y la eficacia para distintas potencias y estado del ventilador. Realizar el análisis termodinámico para la potencia y el caudal utilizado y comentar los resultados.

Cálculo del CEE y la eficacia.

Antes de comenzar a hacer la práctica, hay que elegir dos parámetros: la potencia de la resistencia, mediante el regulador, y el estado del ventilador del evaporador, encendido o apagado.

Al realizar la práctica, se obtendrán los datos indicados en la tabla 1.

Tabla 1. temperaturas registradas

T_{c1}	T_{c2}	T_e	T_{a1}	T_{a2}	T_g
----------	----------	-------	----------	----------	-------

Donde:

T_{c1} es la temperatura a la entrada del condensador

T_{c2} es la temperatura a la salida del condensador

T_e es la temperatura del evaporador

T_{a1} es la temperatura a la entrada del absorbedor

T_{a2} es la temperatura a la salida del absorbedor

T_g es la temperatura del generador

A continuación, utilizando los anexos facilitados, se caracterizan los puntos característicos. Para ello se asume en el condensador y en el evaporador únicamente hay amoníaco.

Con la temperatura del condensador (T_{c2}) se obtiene la presión de alta (tomando $CAPA = 1$) y las entalpías utilizando el anexo 2. Análogamente se procede con el evaporador, obteniendo la presión de baja y las entalpías.

Conocida la presión de baja y la temperatura del absorbedor (T_{a2}), a través del diagrama del anexo 5 se obtiene la fracción másica, y con el anexo 4, la entalpía. Análogamente con el generador, ya que la presión de alta ha sido calculada previamente.

Antes de calcular el CEE, según la ecuación 2, se necesita el flujo másico de refrigerante. Para ello se realiza un balance de energía al generador.

$$CEE = \frac{\dot{m}_{ref} \cdot (h_1 - h_8)}{Q_g} \quad (2)$$

Dónde:

m_{ref} es el caudal másico de refrigerante

h_1 es la entalpía de la corriente de líquido que sale del evaporador.

h_g es la entalpía de la corriente de vapor que entra en el evaporador.

Q_g es la potencia suministrada con la resistencia eléctrica

Para calcular la eficacia primero se tiene que resolver la ecuación 3, con las temperaturas en grados Kelvin:

$$CEE_{max}(maq.tritérmica) = \frac{T_e}{T_a - T_c} \cdot \frac{T_g - T_a}{T_g} \quad (3)$$

Donde:

T_g es la temperatura generador

T_a se calcula como la media de las temperaturas del condensador y absorbedor, según la ecuación 4:

$$T_a = \frac{T_{C1} + T_{C2} + T_{A1} + T_{A2}}{4} \quad (4)$$

La eficacia se calcula a partir de las ecuaciones 2 y 3:

$$Eficacia = \frac{CEE_{real}}{CEE_{ideal}} \quad (5)$$

Estos cálculos, realizados para distintas situaciones de funcionamiento de la máquina, permitirán observar cómo influyen la potencia aportada y el estado del ventilador del evaporador en el CEE y la eficacia de la máquina electrolux.

2. Propiedades del refrigerante R-717 (NH₃)

Temperatura (°C)	Presión (kg/cm ²)	Densidad (kg/m ³)	V. específico del vapor (m ³ /kg)	Entalpía origen -40 °C		Entropía origen -40 °C	
				Líquido (kcal/kg)	Vapor (kcal/kg)	Líquido [kcal/(kg - K)]	Vapor [kcal/(kg - K)]
-70	0,1133	725,3	9,2224	-31,67	319,52	0,1453	1,5841
-69	0,1212	724,1	8,5636	-30,62	319,96	0,1401	1,5777
-68	0,1290	723,0	7,9049	-29,57	320,40	0,1350	1,5713
-67	0,1394	721,9	7,4287	-28,51	320,83	0,1299	1,5653
-66	0,1506	720,8	7,0046	-27,45	321,26	0,1248	1,5593
-65	0,1617	719,6	6,5805	-26,39	321,69	0,1198	1,5534
-64	0,1728	718,5	6,1564	-25,33	322,12	0,1147	1,5474
-63	0,1810	717,4	5,7324	-24,27	322,55	0,1096	1,5414
-62	0,1960	716,2	5,3404	-23,21	322,98	0,1046	1,5356
-61	0,2112	715,1	5,0607	-22,16	323,41	0,0997	1,5300
-60	0,2264	713,9	4,7810	-21,11	323,84	0,0948	1,5244
-59	0,2416	712,7	4,5013	-20,06	324,27	0,0899	1,5189
-58	0,2568	711,5	4,2216	-19,01	324,70	0,0850	1,5133
-57	0,2719	710,3	3,9419	-17,96	325,13	0,0800	1,5078
-56	0,2906	709,2	3,7219	-16,91	325,55	0,0752	1,5024
-55	0,3110	708,0	3,5318	-15,86	325,96	0,0704	1,4972
-54	0,3313	706,8	3,3417	-14,81	326,37	0,0656	1,4920
-53	0,3517	705,6	3,1515	-13,76	326,78	0,0608	1,4868
-52	0,3721	704,4	2,9614	-12,71	327,19	0,0560	1,4815
-51	0,3932	703,2	2,7779	-11,66	327,60	0,0512	1,4764
-50	0,4200	702,0	2,6469	-10,60	328,01	0,0465	1,4715
-49	0,4465	700,8	2,5160	-9,54	328,42	0,0418	1,4666
-48	0,4737	699,6	2,3851	-8,48	328,83	0,0371	1,4617
-47	0,5005	698,4	2,2542	-7,42	329,24	0,0324	1,4568
-46	0,5273	697,2	2,1233	-6,36	329,65	0,0277	1,4519
-45	0,5573	696,0	2,0094	-5,30	330,04	0,0230	1,4471
-44	0,5897	694,8	1,9092	-4,24	330,42	0,0183	1,4425
-43	0,6220	693,5	1,8090	-3,18	330,80	0,0137	1,4378
-42	0,6580	692,4	1,7210	-2,12	331,60	0,0091	1,4333
-41	0,6949	691,2	1,6365	-1,06	331,60	0,0046	1,4287
-40	0,7319	690,1	1,5520	0,00	332,00	0,0000	1,4242
-39	0,7718	688,8	1,4772	1,05	332,35	0,0046	1,4198

Máquina de absorción de difusión continuada

Temperatura (°C)	Presión (kg/cm ²)	Densidad (kg/m ³)	V. específico del vapor (m ³ /kg)	Entalpía origen -40 °C		Entropía origen -40 °C	
				Líquido (kcal/kg)	Vapor (kcal/kg)	Líquido [kcal/(kg - K)]	Vapor [kcal/(kg - K)]
-38	0,8139	687,5	1,4060	2,14	332,74	0,0091	1,4154
-37	0,8577	686,3	1,3391	3,21	333,14	0,0136	1,4110
-36	0,9033	685,0	1,2760	4,26	333,51	0,0181	1,4067
-35	0,9506	683,8	1,2164	5,33	333,89	0,0226	1,4025
-34	1,0000	682,7	1,1600	6,41	334,27	0,0270	1,3983
-33	1,0519	681,5	1,1067	7,46	334,61	0,0315	1,3941
-32	1,1055	680,2	1,0563	8,52	334,98	0,0360	1,3900
-31	1,1609	679,0	1,0088	9,62	335,37	0,0408	1,3859
-30	1,2191	677,7	0,9633	10,67	335,72	0,0488	1,3818
-29	1,2799	676,4	0,9211	11,77	336,07	0,0496	1,3778
-28	1,3429	675,1	0,8810	12,82	336,42	0,0535	1,3738
-27	1,4081	673,9	0,8424	13,87	336,77	0,0579	1,3699
-26	1,4760	672,6	0,8061	14,96	337,12	0,0623	1,3660
-25	1,5464	671,4	0,7716	16,06	337,46	0,0666	1,3622
-24	1,6193	670,1	0,7389	17,13	337,82	0,0709	1,3583
-23	1,6950	688,9	0,7080	18,20	338,17	0,0747	1,3545
-22	1,7737	667,5	0,6786	19,29	338,51	0,0781	1,3508
-21	1,8556	666,2	0,6506	20,34	338,82	0,0838	1,3470
-20	1,9398	665,1	0,6237	21,44	339,17	0,0880	1,3433
-19	2,0277	663,8	0,5984	22,49	339,47	0,0923	1,3397
-18	2,1185	662,5	0,5744	23,89	339,81	0,0966	1,3360
-17	2,2121	661,1	0,5514	24,69	340,12	0,1008	1,3324
-16	2,3093	659,8	0,5296	25,77	340,42	0,1050	1,3288
-15	2,4094	658,5	0,5088	26,83	340,72	0,1092	1,3253
-14	2,5138	657,1	0,4890	27,93	341,02	0,1133	1,3218
-13	2,6215	656,0	0,4701	29,03	341,38	0,1176	1,3184
-12	2,7326	654,7	0,4521	30,13	341,68	0,1217	1,3149
-11	2,8472	653,4	0,4349	31,23	341,98	0,1259	1,3114
-10	2,9655	652,1	0,4185	32,33	342,28	0,1300	1,3081
-9	3,0882	650,7	0,4085	33,38	342,52	0,1341	1,3047
-8	3,2149	649,4	0,3879	34,48	342,82	0,1383	1,3014
-7	3,3452	648,1	0,3736	35,58	343,12	0,1424	1,2980
-6	3,4799	646,7	0,3599	36,68	343,17	0,1465	1,2947
-5	3,6187	645,4	0,3468	37,78	343,67	0,1505	1,2951

Temperatura (°C)	Presión (kg/cm ²)	Densidad (kg/m ³)	V. específico del vapor (m ³ /kg)	Entalpía origen -40 °C		Entropía origen -40 °C	
				Líquido (kcal/kg)	Vapor (kcal/kg)	Líquido [kcal/(kg - K)]	Vapor [kcal/(kg - K)]
-4	3,7644	644,1	0,3344	38,88	343,92	0,1546	1,2883
-3	3,9096	642,7	0,3224	39,98	344,21	0,1587	1,2850
-2	4,0615	641,4	0,3110	41,08	344,46	0,1627	1,2818
-1	4,2179	639,9	0,3000	42,18	344,74	0,1668	1,2787
0	4,3794	638,5	0,2895	43,28	345,00	0,1708	1,2755
1	4,5451	637,2	0,2795	44,38	345,24	0,1748	1,2732
2	4,7163	635,8	0,2699	45,48	345,49	0,1788	1,2693
3	4,8922	634,5	0,2606	46,60	345,73	0,1828	1,2662
4	5,0734	633,2	0,2517	47,73	345,98	0,1867	1,2632
5	5,2590	631,8	0,2433	48,83	346,22	0,1908	1,2602
6	5,4506	630,3	0,2351	49,93	346,47	0,1948	1,2571
7	5,6476	628,9	0,2273	51,03	346,68	0,1987	1,2542
8	5,8497	627,4	0,2198	52,19	346,93	0,2027	1,2512
9	6,0572	626,2	0,2126	53,29	347,13	0,2066	1,2483
10	6,2707	624,7	0,2056	54,39	347,33	0,2105	1,2453
11	6,4900	623,3	0,1990	55,54	347,59	0,2145	1,2424
12	6,7150	621,8	0,1926	56,64	347,79	0,2184	1,2395
13	6,9463	620,4	0,1864	57,77	347,99	0,2223	1,2367
14	7,1840	619,0	0,1805	58,90	348,19	0,2261	1,2338
15	7,4244	617,5	0,1748	60,06	348,39	0,2301	1,2310
16	7,6775	616,1	0,1693	61,16	348,59	0,2340	1,2281
17	7,9306	614,6	0,1641	62,31	348,79	0,2379	1,2253
18	8,1936	613,2	0,1590	63,41	348,93	0,2417	1,2225
19	8,4664	611,7	0,1541	64,57	349,13	0,2455	1,2198
20	8,7392	610,3	0,1494	65,72	349,33	0,2494	1,2170
21	9,0232	608,9	0,1448	66,82	349,48	0,2533	1,2143
22	9,3143	627,4	0,1405	67,98	349,64	0,2571	1,2116
23	9,6082	605,8	0,1363	69,13	349,82	0,2609	1,2089
24	9,9133	604,4	0,1322	70,24	349,97	0,2647	1,2062
25	10,2226	602,9	0,1283	71,39	350,11	0,2685	1,2035
26	10,5446	601,3	0,1245	72,54	350,27	0,2724	1,2009
27	10,8666	599,9	0,1208	73,70	350,42	0,2761	1,1982
28	11,2055	598,3	0,1173	74,86	350,58	0,2799	1,1956
29	11,5416	596,7	0,1139	76,02	350,73	0,2837	1,1930

Máquina de absorción de difusión continuada

Temperatura (°C)	Presión (kg/cm ²)	Densidad (kg/m ³)	V. específico del vapor (m ³ /kg)	Entalpía origen -40 °C		Entropía origen -40 °C	
				Líquido (kcal/kg)	Vapor (kcal/kg)	Líquido [kcal/(kg - K)]	Vapor [kcal/(kg - K)]
30	11,8959	595,2	0,1106	77,17	350,83	0,2875	1,1904
31	12,2503	593,7	0,1075	78,82	350,99	0,2913	1,1878
32	12,6159	592,2	0,1044	79,48	351,09	0,2950	1,1852
33	12,9927	590,6	0,1014	80,63	351,21	0,2987	1,1826
34	13,3778	589,0	0,0986	81,80	351,30	0,3025	1,1801
35	13,7661	587,4	0,0958	83,00	351,44	0,3062	1,1775
36	14,1640	585,8	0,0931	84,14	351,53	0,3100	1,1750
37	14,5732	584,3	0,0905	85,31	351,61	0,3137	1,1725
38	14,9909	582,7	0,0880	86,49	351,69	0,3174	1,1700
39	15,4169	581,1	0,0856	87,68	351,79	0,3211	1,1674
40	15,7769	579,5	0,0833	88,83	351,89	0,3248	1,1649
41	16,2958	577,8	0,0787	90,03	351,93	0,3285	1,1624
42	16,7485	576,2	0,0788	91,20	352,00	0,3322	1,1599
43	17,2097	574,7	0,0766	92,38	352,06	0,3359	1,1574
44	19,0912	572,9	0,0746	93,58	352,11	0,3396	1,1549
45	18,1673	571,4	0,0726	94,78	352,17	0,3433	1,1524
46	18,6595	569,6	0,0706	95,98	352,17	0,3470	1,1500
47	19,1587	567,9	0,0688	97,18	352,22	0,3507	1,1475
48	19,6747	566,4	0,0670	98,38	352,22	0,3543	1,1449
49	20,1950	564,6	0,0652	99,58	352,22	0,3580	1,1424
50	20,7265	562,9	0,0635	100,78	352,22	0,3618	1,1400
51	21,2707	561,2	0,0618	102,02	352,22	0,3655	1,1375

3. Diagrama presión-temperatura-concentración para la solución saturada NH₃/H₂O

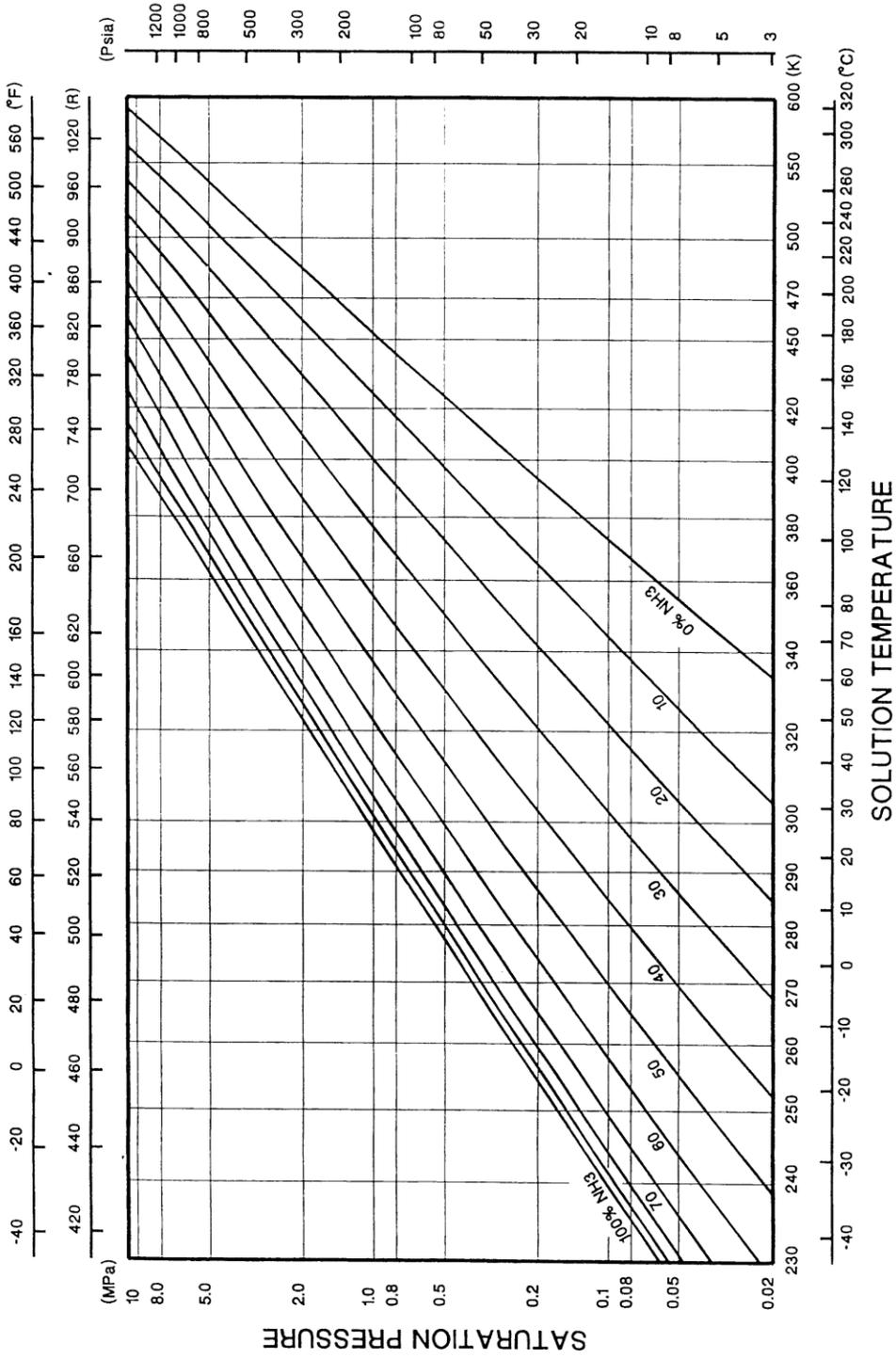
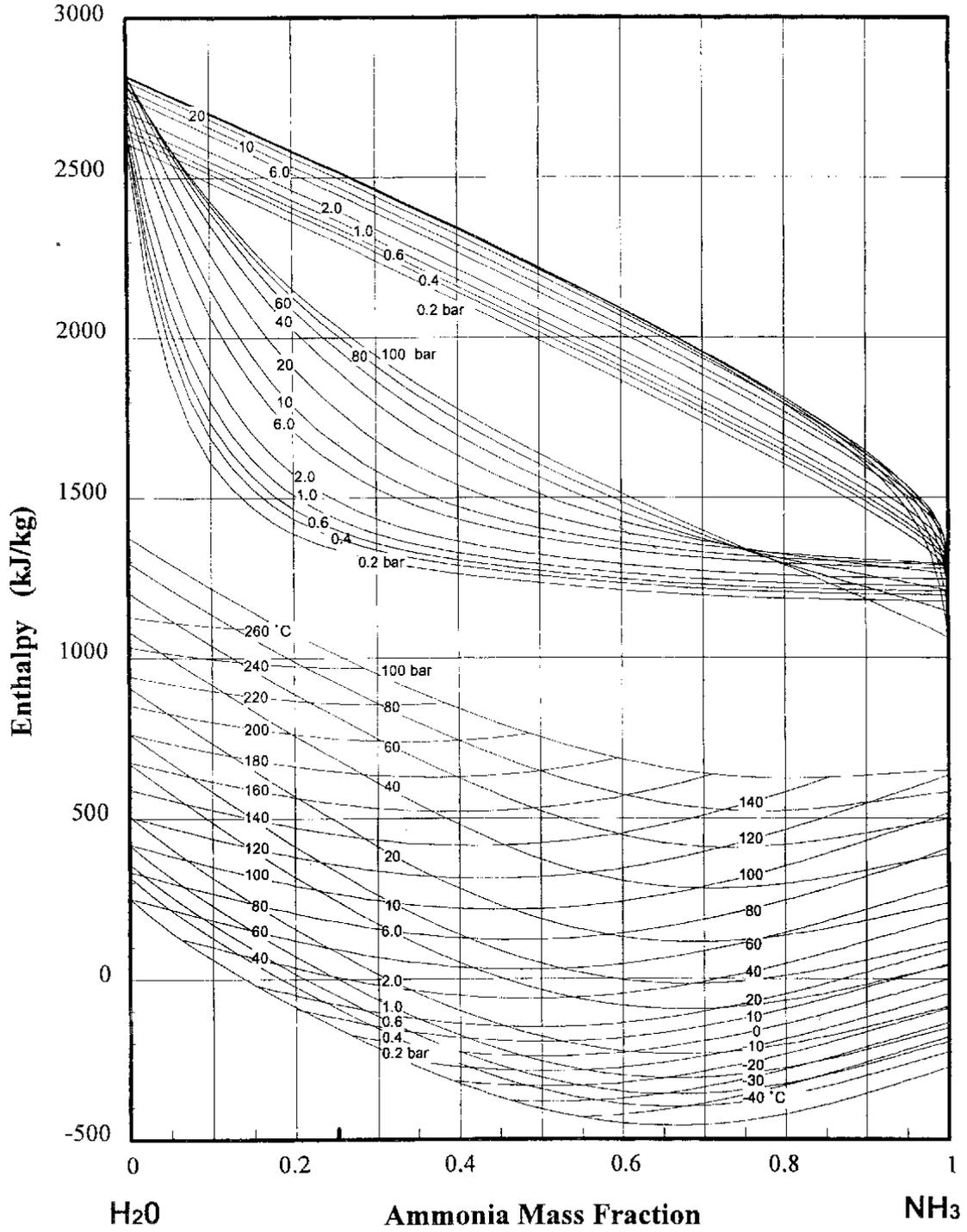


Figure 3.19 Pressure-temperature diagram for ammonia/water

4. Diagrama entalpía-concentración para amoniaco/agua.



5. Diagrama Temperatura-concentración para amoniaco/agua.

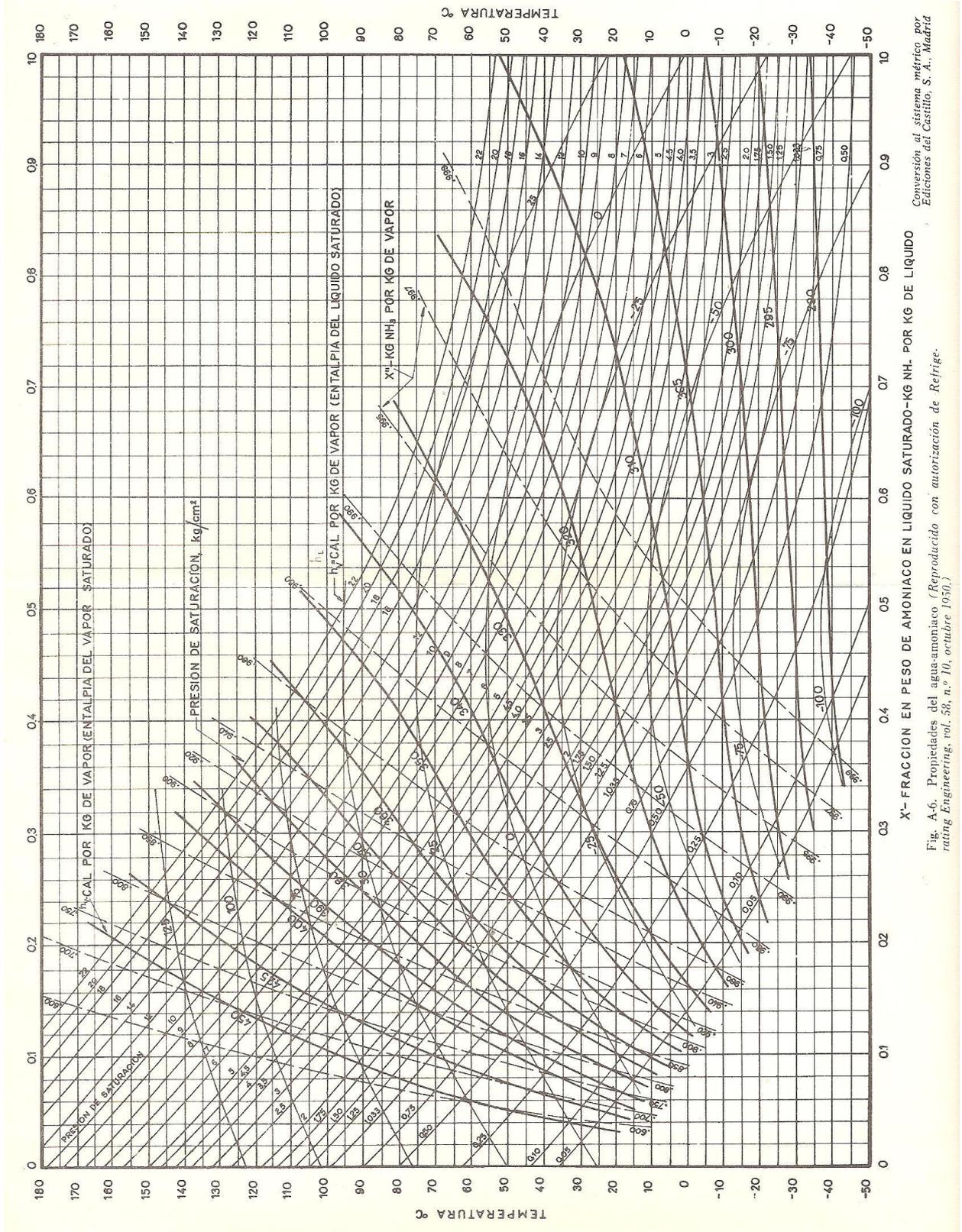


Fig. A-6. Propiedades del agua-amoniaco (Reproducido con autorización de Refrigerating Engineering, vol. 58, n.º 10, octubre 1950.)

Conversión al sistema métrico por Ediciones del Castillo, S. A., Madrid

Conclusiones

Al finalizar el trabajo, a la vista de los objetivos planteados, habiendo profundizado en las características y funcionamiento de las máquinas de absorción y estudiado la máquina Electrolux de la casa TAVER modelo T242, se pueden extraer las siguientes conclusiones:

1. Se ha modificado el sistema de adquisición de medidas de la máquina, sustituyendo las sondas y facilitando la toma de datos a través de un arduino; las medidas se muestran de forma simultánea en el esquema de la pantalla.
2. Se mejoró el sistema de regulación mediante la instalación de un vatímetro. La potencia se fija desde la nueva pantalla.
3. Se ha prescindido del caudal de aire en favor de un mayor enfriamiento; con el mismo fin, se renovó el aislamiento.
4. Se obtuvieron las expresiones para calcular el Coeficiente de Eficiencia Energética (CEE) y la Eficacia de la máquina.
5. Se ha redactado un guión para la realización de prácticas de la asignatura Refrigeración Industrial, impartida por el departamento de Ingeniería Energética y Fluidomecánica.

Bibliografía

La enumeración de las referencias responde al orden alfabético según el título de la obra.

- ❖ "Acondicionamiento del aire y refrigeración: [Teoría y Cálculo de las instalaciones]"; Madrid: Bellisco 1991. CARLO PIZZETTI
- ❖ "Análisis del funcionamiento de diferentes ciclos de absorción en el seno de una instalación solar". J. M. PINAZO, J. A. VILLENA, P. J. MARTÍNEZ (Dpto. de Termodinámica Aplicada. E. T. S. I. I. Universidad Politécnica Valencia)
- ❖ "Calor y frío industrial I, II"; Universidad Nacional de Educación a Distancia, Madrid, Octubre 1990. JUAN A. DE ANDRÉS y RODRÍQUEZ-POMATTA
- ❖ "Cámaras frigoríficas"; Ediciones CEAC. ANGEL LUIS MIRANDA BARRERAS y MARIANO MONLEÓN CAMPOS
- ❖ "Guión de transparencias Máquinas de absorción YAZAKI". Equipos y Servicios, S.A. ; Departamento Técnico Curso 1998
- ❖ "Instalaciones frigoríficas. 1, Elementos de física aplicados a la teoría de las instalaciones frigoríficas"; Barcelona: Marcombo, 1978. RAPIN, P.J. ; traducción de JOSÉ ALARCÓN CREUS
- ❖ "Manual de producción de frío por absorción a gas natural". <http://www.gasnatural.com/grupo/espanol/tecnologia/img/absorcion2001.pdf>
- ❖ "Montaje y puesta a punto de una máquina frigorífica de absorción-difusión continua para prácticas de laboratorio"; Proyecto fin de carrera de la ETSII de Valladolid 1993. PEDRO A. DE MIGUEL ELICES
- ❖ "¿Por qué seleccionar un enfriadora de absorción?"; Catálogo publicitario. Empresa CARRIER
- ❖ "Prácticas de laboratorio de calor y frío industrial". FCO. REY MARTINEZ y JULIO FRANCISCO SAN JOSÉ ALONSO (Dpto. de Ingeniería Energética y Fluidomecánica. E.T.S.I.I. Universidad Valladolid)
- ❖ "Sistemas no convencionales de producción de frío"; Curso de Ingeniería Frigorífica. E. TORRELLA ALCARAZ y J. M. PINAZO OJER.

Anexo 2. Temperaturas aire

Medidas correspondientes a las sondas, en °C		Medidas correspondientes al anemómetro, en °C	
T _{entrada}	T _{salida}	T _{entrada}	T _{salida}
23,4	19,9	23,4	19,9
23,3	19,9	23,5	19,8
23,4	19,9	23,8	19,7
23,2	20,1	24,0	19,6
23,4	20,0	23,8	19,0
23,5	20,0	23,9	18,8
23,5	19,9	23,9	18,7
23,5	19,9	23,8	18,6
23,6	19,9	24,0	18,6
23,6	20,0	23,9	18,4

Anexo 3. Velocidad del aire

Medidas correspondientes al anemómetro RS 327-0640, en m/s		Medidas correspondientes al anemómetro Testo 435, en m/s	
V _{entrada}	V _{salida}	V _{entrada}	V _{salida}
2,1	0,0*	2,42	0,11
1,8		2,56	0,12
1,9		2,87	0,11
1,7		2,70	0,12
2,0		2,46	0,14
2,1		2,78	0,12
1,9		2,51	0,13
1,9		2,70	0,12
2,2		2,45	0,11
2,1		2,62	0,11

*La precisión del anemómetro *RS 327-0640* no permite registrar la velocidad de salida.

Anexo 4. Diseño del bastidor

Anexo 5. Propiedades del refrigerante R-717 (NH₃)

Temperatura (°C)	Presión (kg/cm ²)	Densidad (kg/m ³)	V. específico del vapor (m ³ /kg)	Entalpía origen -40 °C		Entropía origen -40 °C	
				Líquido (kcal/kg)	Vapor (kcal/kg)	Líquido [kcal/(kg - K)]	Vapor [kcal/(kg - K)]
-70	0,1133	725,3	9,2224	-31,67	319,52	0,1453	1,5841
-69	0,1212	724,1	8,5636	-30,62	319,96	0,1401	1,5777
-68	0,1290	723,0	7,9049	-29,57	320,40	0,1350	1,5713
-67	0,1394	721,9	7,4287	-28,51	320,83	0,1299	1,5653
-66	0,1506	720,8	7,0046	-27,45	321,26	0,1248	1,5593
-65	0,1617	719,6	6,5805	-26,39	321,69	0,1198	1,5534
-64	0,1728	718,5	6,1564	-25,33	322,12	0,1147	1,5474
-63	0,1810	717,4	5,7324	-24,27	322,55	0,1096	1,5414
-62	0,1960	716,2	5,3404	-23,21	322,98	0,1046	1,5356
-61	0,2112	715,1	5,0607	-22,16	323,41	0,0997	1,5300
-60	0,2264	713,9	4,7810	-21,11	323,84	0,0948	1,5244
-59	0,2416	712,7	4,5013	-20,06	324,27	0,0899	1,5189
-58	0,2568	711,5	4,2216	-19,01	324,70	0,0850	1,5133
-57	0,2719	710,3	3,9419	-17,96	325,13	0,0800	1,5078
-56	0,2906	709,2	3,7219	-16,91	325,55	0,0752	1,5024
-55	0,3110	708,0	3,5318	-15,86	325,96	0,0704	1,4972
-54	0,3313	706,8	3,3417	-14,81	326,37	0,0656	1,4920
-53	0,3517	705,6	3,1515	-13,76	326,78	0,0608	1,4868
-52	0,3721	704,4	2,9614	-12,71	327,19	0,0560	1,4815
-51	0,3932	703,2	2,7779	-11,66	327,60	0,0512	1,4764
-50	0,4200	702,0	2,6469	-10,60	328,01	0,0465	1,4715
-49	0,4465	700,8	2,5160	-9,54	328,42	0,0418	1,4666
-48	0,4737	699,6	2,3851	-8,48	328,83	0,0371	1,4617
-47	0,5005	698,4	2,2542	-7,42	329,24	0,0324	1,4568
-46	0,5273	697,2	2,1233	-6,36	329,65	0,0277	1,4519
-45	0,5573	696,0	2,0094	-5,30	330,04	0,0230	1,4471
-44	0,5897	694,8	1,9092	-4,24	330,42	0,0183	1,4425
-43	0,6220	693,5	1,8090	-3,18	330,80	0,0137	1,4378
-42	0,6580	692,4	1,7210	-2,12	331,60	0,0091	1,4333
-41	0,6949	691,2	1,6365	-1,06	331,60	0,0046	1,4287
-40	0,7319	690,1	1,5520	0,00	332,00	0,0000	1,4242
-39	0,7718	688,8	1,4772	1,05	332,35	0,0046	1,4198

Temperatura (°C)	Presión (kg/cm ²)	Densidad (kg/m ³)	V. específico del vapor (m ³ /kg)	Entalpía origen -40 °C		Entropía origen -40 °C	
				Líquido (kcal/kg)	Vapor (kcal/kg)	Líquido [kcal/(kg - K)]	Vapor [kcal/(kg - K)]
-38	0,8139	687,5	1,4060	2,14	332,74	0,0091	1,4154
-37	0,8577	686,3	1,3391	3,21	333,14	0,0136	1,4110
-36	0,9033	685,0	1,2760	4,26	333,51	0,0181	1,4067
-35	0,9506	683,8	1,2164	5,33	333,89	0,0226	1,4025
-34	1,0000	682,7	1,1600	6,41	334,27	0,0270	1,3983
-33	1,0519	681,5	1,1067	7,46	334,61	0,0315	1,3941
-32	1,1055	680,2	1,0563	8,52	334,98	0,0360	1,3900
-31	1,1609	679,0	1,0088	9,62	335,37	0,0408	1,3859
-30	1,2191	677,7	0,9633	10,67	335,72	0,0488	1,3818
-29	1,2799	676,4	0,9211	11,77	336,07	0,0496	1,3778
-28	1,3429	675,1	0,8810	12,82	336,42	0,0535	1,3738
-27	1,4081	673,9	0,8424	13,87	336,77	0,0579	1,3699
-26	1,4760	672,6	0,8061	14,96	337,12	0,0623	1,3660
-25	1,5464	671,4	0,7716	16,06	337,46	0,0666	1,3622
-24	1,6193	670,1	0,7389	17,13	337,82	0,0709	1,3583
-23	1,6950	688,9	0,7080	18,20	338,17	0,0747	1,3545
-22	1,7737	667,5	0,6786	19,29	338,51	0,0781	1,3508
-21	1,8556	666,2	0,6506	20,34	338,82	0,0838	1,3470
-20	1,9398	665,1	0,6237	21,44	339,17	0,0880	1,3433
-19	2,0277	663,8	0,5984	22,49	339,47	0,0923	1,3397
-18	2,1185	662,5	0,5744	23,89	339,81	0,0966	1,3360
-17	2,2121	661,1	0,5514	24,69	340,12	0,1008	1,3324
-16	2,3093	659,8	0,5296	25,77	340,42	0,1050	1,3288
-15	2,4094	658,5	0,5088	26,83	340,72	0,1092	1,3253
-14	2,5138	657,1	0,4890	27,93	341,02	0,1133	1,3218
-13	2,6215	656,0	0,4701	29,03	341,38	0,1176	1,3184
-12	2,7326	654,7	0,4521	30,13	341,68	0,1217	1,3149
-11	2,8472	653,4	0,4349	31,23	341,98	0,1259	1,3114
-10	2,9655	652,1	0,4185	32,33	342,28	0,1300	1,3081
-9	3,0882	650,7	0,4085	33,38	342,52	0,1341	1,3047
-8	3,2149	649,4	0,3879	34,48	342,82	0,1383	1,3014
-7	3,3452	648,1	0,3736	35,58	343,12	0,1424	1,2980
-6	3,4799	646,7	0,3599	36,68	343,17	0,1465	1,2947
-5	3,6187	645,4	0,3468	37,78	343,67	0,1505	1,2951

Máquina de absorción de difusión continuada

Temperatura (°C)	Presión (kg/cm ²)	Densidad (kg/m ³)	V. específico del vapor (m ³ /kg)	Entalpía origen -40 °C		Entropía origen -40 °C	
				Líquido (kcal/kg)	Vapor (kcal/kg)	Líquido [kcal/(kg - K)]	Vapor [kcal/(kg - K)]
-4	3,7644	644,1	0,3344	38,88	343,92	0,1546	1,2883
-3	3,9096	642,7	0,3224	39,98	344,21	0,1587	1,2850
-2	4,0615	641,4	0,3110	41,08	344,46	0,1627	1,2818
-1	4,2179	639,9	0,3000	42,18	344,74	0,1668	1,2787
0	4,3794	638,5	0,2895	43,28	345,00	0,1708	1,2755
1	4,5451	637,2	0,2795	44,38	345,24	0,1748	1,2732
2	4,7163	635,8	0,2699	45,48	345,49	0,1788	1,2693
3	4,8922	634,5	0,2606	46,60	345,73	0,1828	1,2662
4	5,0734	633,2	0,2517	47,73	345,98	0,1867	1,2632
5	5,2590	631,8	0,2433	48,83	346,22	0,1908	1,2602
6	5,4506	630,3	0,2351	49,93	346,47	0,1948	1,2571
7	5,6476	628,9	0,2273	51,03	346,68	0,1987	1,2542
8	5,8497	627,4	0,2198	52,19	346,93	0,2027	1,2512
9	6,0572	626,2	0,2126	53,29	347,13	0,2066	1,2483
10	6,2707	624,7	0,2056	54,39	347,33	0,2105	1,2453
11	6,4900	623,3	0,1990	55,54	347,59	0,2145	1,2424
12	6,7150	621,8	0,1926	56,64	347,79	0,2184	1,2395
13	6,9463	620,4	0,1864	57,77	347,99	0,2223	1,2367
14	7,1840	619,0	0,1805	58,90	348,19	0,2261	1,2338
15	7,4244	617,5	0,1748	60,06	348,39	0,2301	1,2310
16	7,6775	616,1	0,1693	61,16	348,59	0,2340	1,2281
17	7,9306	614,6	0,1641	62,31	348,79	0,2379	1,2253
18	8,1936	613,2	0,1590	63,41	348,93	0,2417	1,2225
19	8,4664	611,7	0,1541	64,57	349,13	0,2455	1,2198
20	8,7392	610,3	0,1494	65,72	349,33	0,2494	1,2170
21	9,0232	608,9	0,1448	66,82	349,48	0,2533	1,2143
22	9,3143	627,4	0,1405	67,98	349,64	0,2571	1,2116
23	9,6082	605,8	0,1363	69,13	349,82	0,2609	1,2089
24	9,9133	604,4	0,1322	70,24	349,97	0,2647	1,2062
25	10,2226	602,9	0,1283	71,39	350,11	0,2685	1,2035
26	10,5446	601,3	0,1245	72,54	350,27	0,2724	1,2009
27	10,8666	599,9	0,1208	73,70	350,42	0,2761	1,1982
28	11,2055	598,3	0,1173	74,86	350,58	0,2799	1,1956
29	11,5416	596,7	0,1139	76,02	350,73	0,2837	1,1930

Temperatura (°C)	Presión (kg/cm ²)	Densidad (kg/m ³)	V. específico del vapor (m ³ /kg)	Entalpía origen -40 °C		Entropía origen -40 °C	
				Líquido (kcal/kg)	Vapor (kcal/kg)	Líquido [kcal/(kg - K)]	Vapor [kcal/(kg - K)]
30	11,8959	595,2	0,1106	77,17	350,83	0,2875	1,1904
31	12,2503	593,7	0,1075	78,82	350,99	0,2913	1,1878
32	12,6159	592,2	0,1044	79,48	351,09	0,2950	1,1852
33	12,9927	590,6	0,1014	80,63	351,21	0,2987	1,1826
34	13,3778	589,0	0,0986	81,80	351,30	0,3025	1,1801
35	13,7661	587,4	0,0958	83,00	351,44	0,3062	1,1775
36	14,1640	585,8	0,0931	84,14	351,53	0,3100	1,1750
37	14,5732	584,3	0,0905	85,31	351,61	0,3137	1,1725
38	14,9909	582,7	0,0880	86,49	351,69	0,3174	1,1700
39	15,4169	581,1	0,0856	87,68	351,79	0,3211	1,1674
40	15,7769	579,5	0,0833	88,83	351,89	0,3248	1,1649
41	16,2958	577,8	0,0787	90,03	351,93	0,3285	1,1624
42	16,7485	576,2	0,0788	91,20	352,00	0,3322	1,1599
43	17,2097	574,7	0,0766	92,38	352,06	0,3359	1,1574
44	19,0912	572,9	0,0746	93,58	352,11	0,3396	1,1549
45	18,1673	571,4	0,0726	94,78	352,17	0,3433	1,1524
46	18,6595	569,6	0,0706	95,98	352,17	0,3470	1,1500
47	19,1587	567,9	0,0688	97,18	352,22	0,3507	1,1475
48	19,6747	566,4	0,0670	98,38	352,22	0,3543	1,1449
49	20,1950	564,6	0,0652	99,58	352,22	0,3580	1,1424
50	20,7265	562,9	0,0635	100,78	352,22	0,3618	1,1400
51	21,2707	561,2	0,0618	102,02	352,22	0,3655	1,1375

Anexo 6. Diagrama presión-temperatura-concentración para la solución saturada NH₃/H₂O

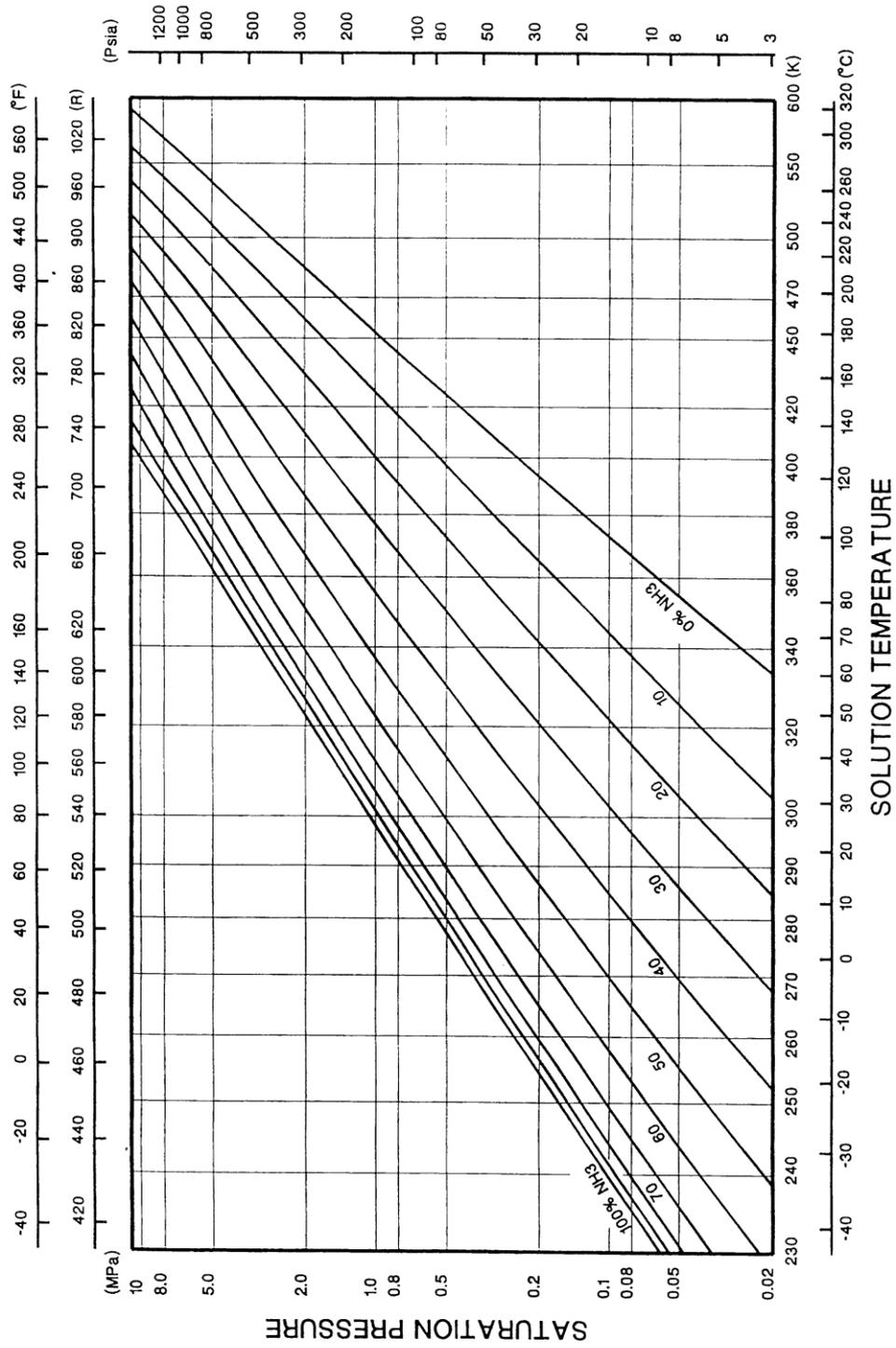
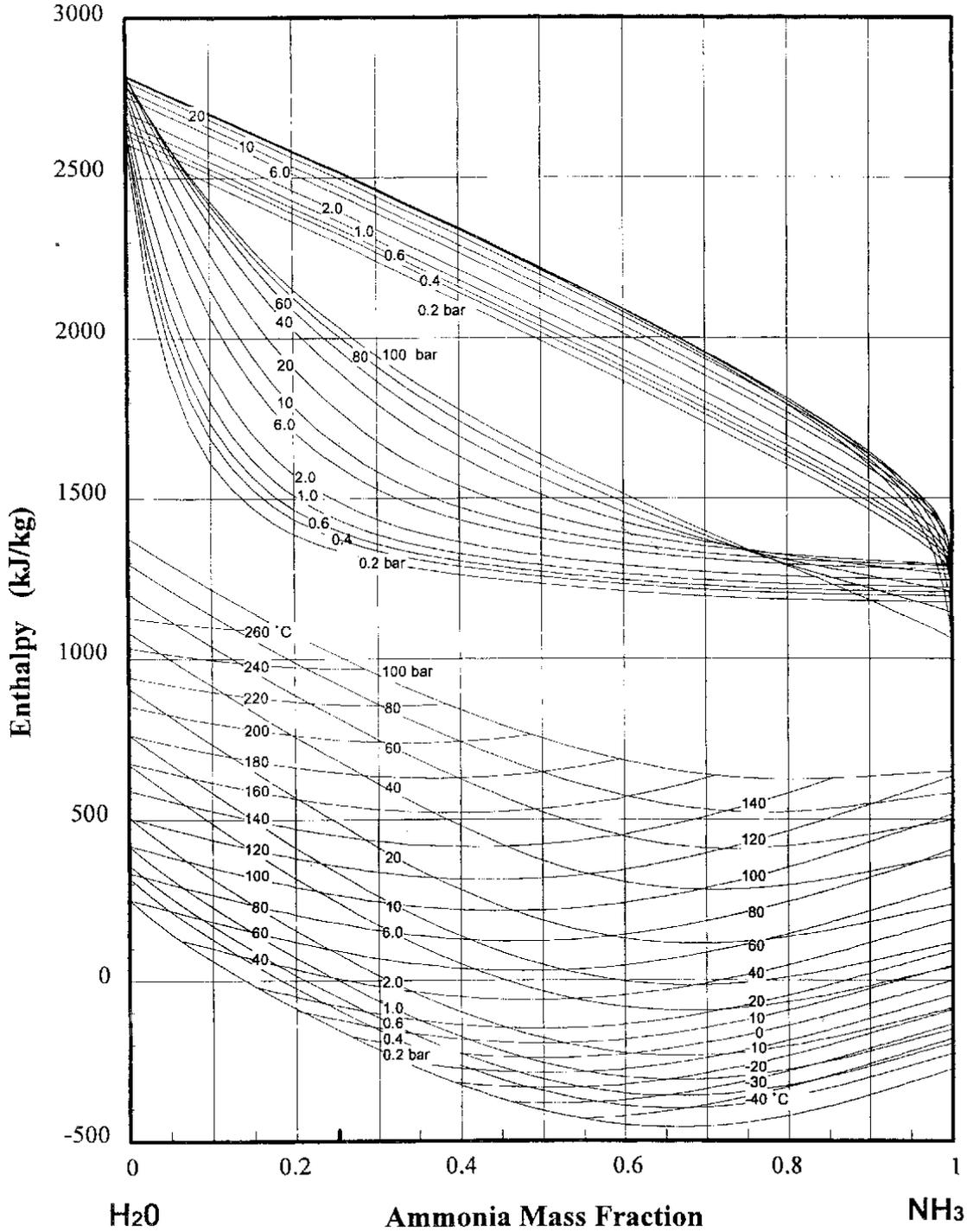
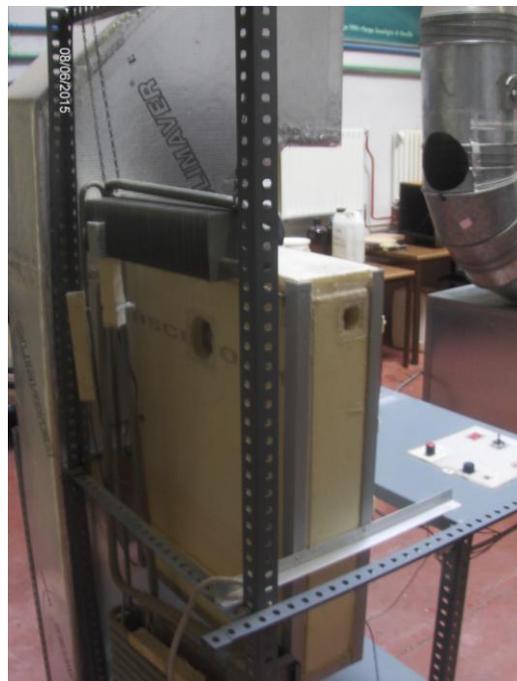


Figure 3.19 Pressure-temperature diagram for ammonia/water

Anexo 7. Diagrama entalpía-concentración para amoníaco/agua.



Anexo 9. Imágenes de la máquina de absorción antigua



Fotografías del 8 de junio de 2015

Anexo 10. Imágenes de la máquina de absorción nueva



Fotografías del 17 de julio de 2015

