



**UNIVERSITAT JAUME I**

**ESCOLA SUPERIOR DE TECNOLOGIA I CIÈNCIES**

**EXPERIMENTALS**

**GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS**

**INDUSTRIALES**

***MODELIZACIÓN DE UNA MÁQUINA DE  
REFRIGERACIÓN CON EES QUE OPERA  
MEDIANTE EL PRINCIPIO DE  
ABSORCIÓN DIFUSIÓN***

**TRABAJO FIN DE**

**GRADO**

**AUTOR**

Ignacio Cipoletta

**DIRECTOR**

Ramón Cabello

# ÍNDICE

1.	INTRODUCCIÓN .....	3
2.	DESCRIPCIÓN DEL CICLO .....	4
2.1	PROPIEDADES Y DINÁMICA DEL FLUJO .....	7
3.	ELEMENTOS DE LA MÁQUINA Y RELACIONES ENERGÉTICAS .....	10
3.1	BOMBA TERMOSIFÓN Y TUBO DE ASCENSO .....	11
3.1.1	CONFIGURACIÓN BOMBA SIBIR .....	12
3.1.2	ECUACIONES DEL GENERADOR.....	16
3.1.3	ECUACIONES DE TRANSFERENCIA DE CALOR DEL GENERADOR...	21
3.2	RECTIFICADOR .....	21
3.3	CONDENSADOR .....	24
3.4	EVAPORADOR-INTERCAMBIADOR DE CALOR DE GASES, <i>GHX</i> .....	30
3.4.1	FLUJO EN EL INTERIOR DEL TUBO .....	35
3.5	ABSORBEDOR.....	36
3.5.1	ECUACIONES DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL ABSORBEDOR .....	41
3.6	INTERCAMBIADOR DE CALOR DE SOLUCIONES LÍQUIDAS LHX .....	43
4.	MODELO DEL CICLO Y <i>EES</i> .....	44
4.1	SOFTWARE <i>EES</i> .....	44
4.2	PROPIEDADES TERMODINÁMICAS.....	46
4.2.1	MEZCLA $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$ .....	46
4.2.2	CÁLCULO DE PROPIEDADES TERMODINÁMICAS .....	47
4.3	MODELO <i>EES</i> .....	48
4.3.1	VARIABLES DE ENTRADA.....	48
4.3.2	DESARROLLO DEL MODELO .....	49
5.	DATOS EXPERIMENTALES .....	55
5.1	INSTRUMENTACIÓN .....	55
5.2	TEMPERATURAS.....	55
5.3	MEDIDAS CON CÁMARA TERMOGRÁFICA.....	58
5.4	RESULTADOS DE OTROS AUTORES.....	59
6.	CONCLUSIONES .....	65
7.	BIBLIOGRAFÍA.....	67
8.	ANEXO 1 - <i>MODELO EES</i> .....	68

## 1. INTRODUCCIÓN

El ciclo que se presenta, objeto de este TFG, al de una máquina de refrigeración que opera según el principio absorción difusión (DAR). A groso modo, se basa en la producción de frío sirviéndose de una fuente de calor. La idea resulta paradójica para quién no esté muy familiarizado con el mundo de la ingeniería o la ciencia en general, pero como todo en la naturaleza, el cambio y la conservación de la energía son los protagonistas, una vez más, en la explicación del porqué.

Fue en 1859 el ingeniero francés Ferdinand Carré utilizó las propiedades del amoníaco como refrigerante, vía el mecanismo de absorción que no requiere compresor como sucede en los casos de compresión de vapor (patentado ya en 1834) por Jacob Perkins. Las máquinas de refrigeración por absorción dominaron el mercado durante los años previos a 1875, aun siendo su diseño de carácter empirista. No sería hasta 1913 cuando aparece una teoría sólida sobre el funcionamiento de un ciclo de absorción. En esa época previa a la introducción de los compresores eléctricos, los ciclos de compresión de vapor estaban ligados a la gran industria, pues obtenían el trabajo mecánico con el uso de máquinas de vapor o motores de combustión. A nivel doméstico la refrigeración se había basado en rudimentarias neveras que operaban con un bloque de hielo, hasta que se introdujo el sistema de refrigeración por absorción

El ciclo DAR, patentado por Platen y Munters en 1928, utiliza amoníaco como refrigerante, agua como absorbente y un gas auxiliar inerte que reduce la presión parcial del refrigerante en el absorbedor, de acuerdo con la ley de Dalton, y que permite que tengan lugar la evaporación y la absorción. Este trabajo se ha centrado en el modelado de una máquina en concreto de la que se dispone en los laboratorios de térmica.

Una de las características de esta máquina es que no tiene partes móviles ni la necesidad de utilizar tecnología adicional. Puede operar bien con una fuente eléctrica o por calor proporcionado desde una caldera. Incluso pueden plantearse otras fuentes de calor tales como la residual en un determinado proceso o la utilización de la energía solar, etc.

El ingeniero Adam Grosser y su equipo, han diseñado un sistema en forma de pequeño artilugio que se activa con la ayuda de un camping gas. Puede refrigerar por debajo de los cero grados durante 24 horas. Su objetivo es mantener vacunas refrigeradas en zonas de donde no se dispone de una fuente de corriente eléctrica y su destino es el tercer mundo.

*No sabemos mucho, queda tanto por descubrir, pero lo poco que sabemos podemos aplicarlo. La ingeniería dependerá del sentido que queramos darle y los sentidos los dicta la segunda ley.*

## **2. DESCRIPCIÓN DEL CICLO**

La principal desventaja es la baja eficiencia, COP, definida como el cociente entre la potencia frigorífica y la energía consumida o potencia calorífica suministrada al generador. No suele sobrepasar un valor de 0.3. Esto se debe a que entre otras pérdidas, el rectificador disipa al ambiente una cantidad no despreciable de energía suministrada.

Tomando como guía la *figura 2.1* empezamos el recorrido del ciclo por el punto 7a. En este punto se encuentra la mezcla de amoníaco y agua, refrigerante y absorbente respectivamente, estando el amoníaco en concentración de solución fuerte. El movimiento de fluido, lo proporciona una bomba de burbujas, que calienta el punto 7a evaporando parcialmente la mezcla y consiguiendo con esto un estado bifásico. La temperatura de evaporación es menor para el amoníaco con lo que el refrigerante se evapora antes que el absorbente, de otra manera el ciclo no funcionaría para su propósito. El gas no contiene puramente refrigerante, sino que contiene agua que se ha evaporado en el proceso de aportación de calor. De este modo a la salida del tubo de ascenso se encuentra en estado bifásico, punto 1c. Por un lado se encuentra la mezcla de amoníaco con agua sin evaporar, con una concentración menor en amoníaco. Por el otro el amoníaco que ha pasado a estado gaseoso junto con parte del agua. Aquí se dividen los caminos. El gas asciende hacia el rectificador y la solución débil marcha hacia la parte superior de la espiral de absorción. Continuamos con el camino que toma el gas, ya encontraremos más adelante, la solución débil.

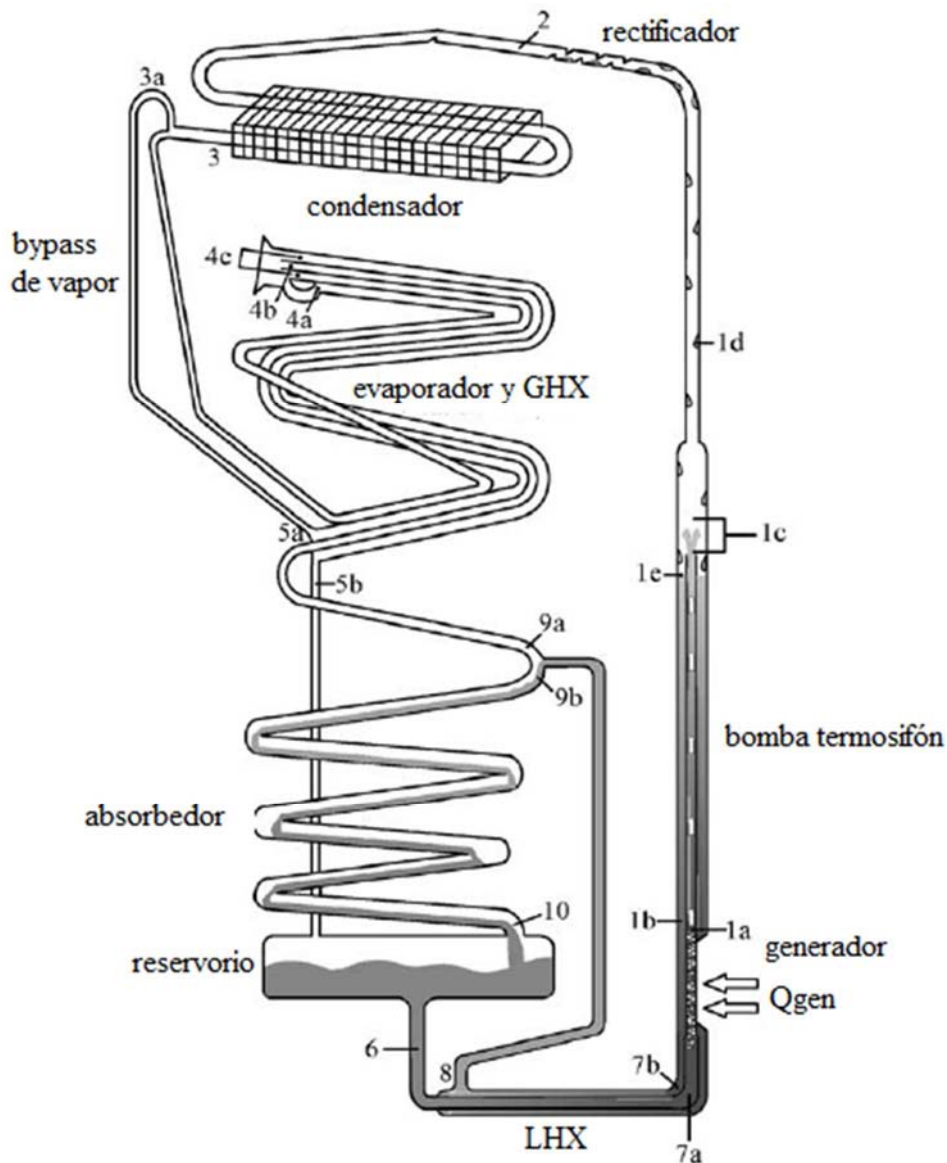


Figura 2.1 Sistema DAR

Llegado al rectificador, este elemento de la máquina se ocupa de condensar parcialmente el gas mezclado, de manera que se pueda condensar el agua y alcanzar una mayor pureza en amoníaco. Dependerá del caudal másico de amoníaco el poder refrigerante de la máquina, y en definitiva el COP. El agua condensada en el rectificador, caudal en el punto 1d, cae junto con la solución débil, 1e; fluyendo en contra dirección con el gas ascendente desde la zona de bombeo térmico.

En el condensador, el gas refrigerante libera parte del calor concentrado al ambiente desde su entrada 2, a la salida 3. Debido a las limitaciones de un condensador real, parte del

refrigerante no se condensa y se evacua por un bypass 3a, que se recircula por la parte inferior de la espiral de absorción.

El amoníaco líquido sigue su curso hacia el intercambiador de calor de gases, GHX. Fluyen en contrasentido por un lado el amoníaco líquido y por el otro la mezcla de gases amoníaco e hidrógeno saliente del evaporador a baja temperatura. Este intercambiador está a su vez conectado con los gases que ascienden del absorbedor. La finalidad es tanto enfriar el líquido condensado como los gases ascendentes, previamente al encuentro de estos dos fluidos en 4c. .

En los sistemas habituales de refrigeración por compresión, la caída de presión previa al evaporador se lleva a cabo mediante una válvula de expansión. En esta máquina, se juega con la ley de Dalton de las presiones parciales, reduciendo la presión parcial del amoníaco con el uso de hidrógeno como gas auxiliar.

El amoníaco líquido saturado entra en el evaporador en el punto 4c, donde se encuentra con la mezcla gaseosa amoníaco-hidrógeno que sube desde la espiral de absorción. Siendo la presión parcial del amoníaco baja en la mezcla, empieza a producirse la evaporación del amoníaco líquido sirviéndose del calor del espacio refrigerado. De esta manera se enfría la cámara y se evapora progresivamente el refrigerante que circula por el evaporador.

A la salida del evaporador, la mezcla de gases hidrógeno y amoníaco se sobrecalienta en el GHX anteriormente descrito. Este aporte de calor asegura el estado de vapor saturado en 5b para la mezcla gaseosa que desciende hacia el reservorio de absorción. Este se comunica con la entrada inferior de la espiral de absorción donde la mezcla en estado gaseoso asciende encontrándose en contracorriente con la solución débil que entra desde 9b. Ésta última viene a ser la solución débil generada en el proceso de bombeo térmico, donde parte del amoníaco en la solución fuerte ha sido evaporado.

El contraflujo de la mezcla gaseosa y la solución débil favorece el proceso de absorción, donde el amoníaco de la mezcla gaseosa, por diferencia de presiones, pasa a la solución débil condensándose en ésta y liberando calor de absorción disipado a través de las paredes del absorbedor al ambiente. Esta separación permite que la presión parcial de

amoniaco disminuya nuevamente en la mezcla de gases. Además, al aligerarse de amoniaco se favorece que el gas fluya nuevamente hacia la entrada al GHX 5a. Por otro lado, la solución débil, amoniaco y agua, se enriquece en amoníaco y fluye hacia el reservorio 6, que acumulará finalmente una solución fuerte en amoniaco. Desde el reservorio la solución rica fluye hacia el generador, recalentándose previamente en el intercambiador de calor de líquidos LHX. Se recalienta con el calor aportado desde la solución débil que viene del generador 7b, y que fluye a contracorriente.

## 2.1 PROPIEDADES Y DINÁMICA DEL FLUJO

La gráfica inferior **P-T- $\alpha$**  muestra las relaciones presión de vapor, temperatura para distintas concentraciones en amoniaco de la mezcla.

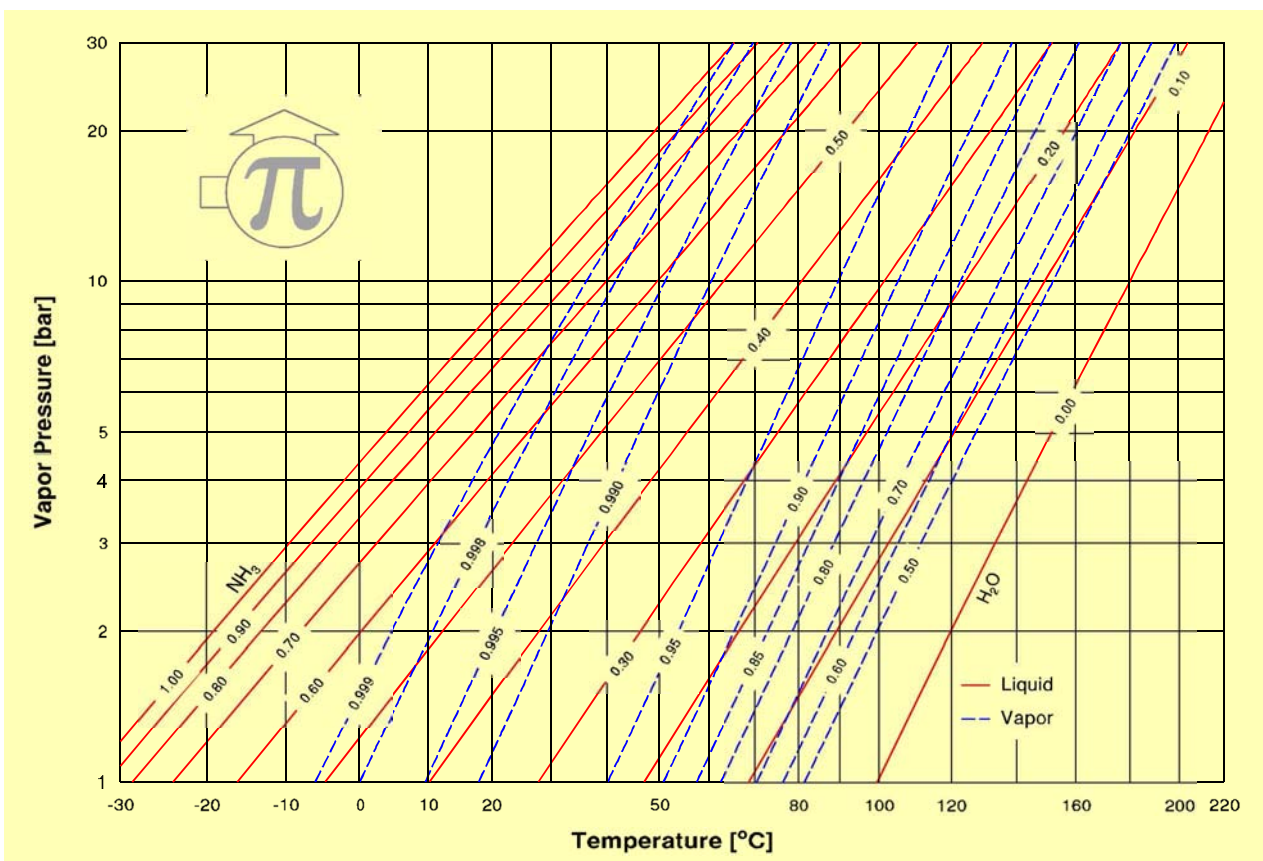


Figura 2.1.1

Sin embargo es interesante plantearse cómo predecir la temperatura a la salida del generador del vapor que asciende. Al ser un circuito totalmente interconectado, va a

dependen de muchos parámetros, empezando por la difusión térmica teniendo en cuenta la geometría de la bomba termosifón. Cómo se aporta este calor a los fluidos y en qué fronteras se puede enmarcar el análisis para poder establecer una relación entre la potencia aportada y el cambio, por ejemplo, de concentración y temperatura del vapor generado. El problema a tratar se vuelve más complejo de lo deseado. No sabemos el material del que está hecha la bomba termosifón. No conocemos diámetros interiores aunque podemos

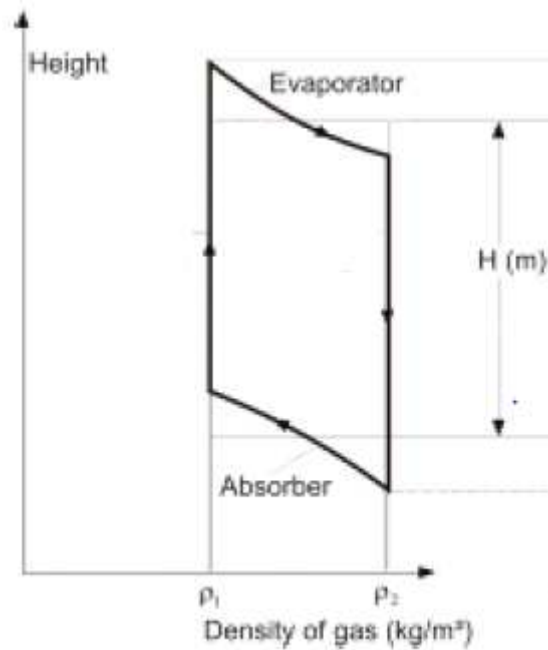
De estas ecuaciones deducimos que en el generador encontraremos una vez llevada a ebullición la mezcla rica en amoníaco, un aumento energético desde 7a a 1a. En 1a, el fluido se encuentra en estado bifásico y se considera que a lo largo del tubo de ascenso hasta el punto 1c, la cantidad de líquido y de vapor se mantienen constantes. En cuanto a las temperaturas presentes en ambos tubos, suponiendo régimen de ebullición igualmente en la solución débil, haciendo una lectura de la gráfica 2.1.1, podemos observar rápidamente que las temperaturas serán mayores en la solución débil. Realizar esta suposición nos obliga a suponer que parte de ese amoníaco en la columna de líquido débil se evapora también.

*En este caso el flujo es siempre laminar muy estable y las turbulencias son inconcebibles a lo largo del circuito que recorre el gas (Carl G Almén).*

Cuánto gas tiene que circular para evaporar 1 kg de amoníaco en el evaporador y la posterior absorción en el absorbedor. Entre qué dos presiones se mueve el ciclo que corresponde a la mezcla gaseosa que circula de evaporador a absorbedor y de absorbedor a evaporador. El esquema inferior muestra la relación densidad que tiene el gas según la altura, que representa la posición del gas en el ciclo. La diferencia de alturas H se toma entre los puntos medios de evaporador y absorbedor para establecer la diferencia de presiones que mueve el fluido. Tomaremos la densidad del centro de masas en el absorbedor y evaporador como la media entre la densidad rica y débil.

$$\Delta P_d = 0,5(\rho_r + \rho_w)gH$$





Las relaciones entre las presiones parciales y los flujos de amoníaco e hidrógeno se establecen siguiendo la ley de Dalton para las presiones parciales. Se considera una mezcla de gases ideales y se obtienen las relaciones siguientes

$$P_r = P_k \frac{\frac{(m + m_v)}{M_{NH_3}}}{\frac{m_H}{M_{H_2}}}$$

$$P_{rw} = P_k \frac{\frac{m_v}{M_{NH_3}}}{\frac{m_H}{M_{H_2}}}$$

$$p_w = P_{sat}(ammonia; T = T4c)$$

$$p_r = P_{sat}(ammonia; T = T5b)$$

Las temperaturas  $T4c = -20\text{ C}$  y  $T5b = -5\text{ C}$  determinan unas presiones  $p_w = 1,90\text{ bar}$  y  $p_r = 3,54\text{ bar}$  respectivamente. La temperatura  $T4c$  la conocemos por la medida experimental. Sin embargo  $T5b$  la hemos considerado así porque es la temperatura que suele encontrarse según A. Zohar en su estudio, para máquinas de esta envergadura. Representa la temperatura en el punto donde todo el amoníaco se ha evaporado.

El gradiente de densidades que se genera en el evaporador tiene como consecuencia un gradiente de presiones, que en definitiva provoca el movimiento del fluido en el evaporador. Como hemos dicho, el proceso de evaporación también forma un gradiente de energía absorbida en la evaporación, debido a que el aporte energético desde el exterior

disminuye longitudinalmente. Esta resistencia se debe al aumento en la presión de vapor del amoniaco.

### 3. ELEMENTOS DE LA MÁQUINA Y RELACIONES ENERGÉTICAS

En los siguientes apartados se describen los elementos de la máquina. Por un lado he recopilado información extraída de estudios similares sobre máquinas similares a esta. En general estudios realizados sobre máquinas que operan sobre el principio Platen-Munters a modo de explicar e intentar comprender uno mismo, en la medida de lo posible, cómo funciona el ciclo. *Todas las ecuaciones describen el ciclo en régimen estacionario.*

En lo que concierne a las relaciones de transferencia de masa y calor a lo largo del ciclo, antes de comenzar con las descripciones de las distintas partes, me gustaría indicar una simplificación que he decidido implementar en lo referente a los caudales másicos a la hora de introducirlo en el modelo del EES. Esto es, en base a que los caudales que se tienen a lo largo del ciclo están determinados por la siguiente manera, en [kg/s]:

$\dot{m}$  : amoniaco puro

$\dot{m}_v$ : amoniaco residual

$\dot{m}_r$ : solución rica

$\dot{m}_w$  : solución débil

$\dot{m}_H$  : hidrógeno

$\dot{m}_a$  : agua rectificada

$\dot{m}_e$  : amoniaco evaporado en mezcla adiabática

Llamaremos a la concentración de amoniaco en líquido  $\alpha$  y a la concentración de amoniaco en gas  $\beta$ .

Para la concentración fuerte utilizaremos el subíndice r y para la débil el subíndice w, en relación a los términos utilizados generalmente del inglés *rich* y *weak* respectivamente. Con esto podemos establecer los balances másicos que se cumplen a lo largo del ciclo.

$$\dot{m} = \dot{m}_r - \dot{m}_w \quad [3.1]$$

$$\dot{m} = \dot{m}_r \alpha_r - \dot{m}_w \alpha_w \quad [3.2]$$

$$\dot{Q}_{evap} + \dot{Q}_{gen} = \dot{Q}_{rec} + \dot{Q}_{abs} + \dot{Q}_k + \dot{Q}_{perd_{LHX}} + \dot{Q}_{perd_{asc}} + \dot{Q}_{perd_{tk}} \quad [3.3]$$

$\dot{Q}_{evap}$  : Potencia absorbida en el evaporador

$\dot{Q}_{gen}$  : Potencia aportada en el generador

$\dot{Q}_{rec}$  : Potencia disipada en el rectificador

$\dot{Q}_{abs}$  : Potencia disipada en el absorbedor

$\dot{Q}_k$  : Potencia disipada en el condensador

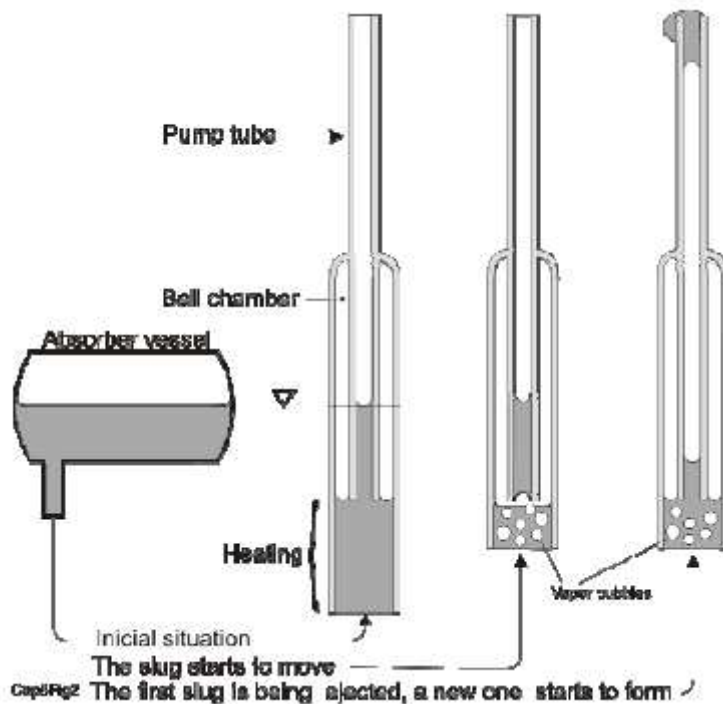
$\dot{Q}_{perd_{LHX}}$  : Pérdidas en el LHX

$\dot{Q}_{perd_{asc}}$  : Pérdidas en el tubo de ascenso

$\dot{Q}_{perd_{tk}}$  : Pérdidas en el reservorio del absorbedor

### 3.1 BOMBA TERMOSIFÓN Y TUBO DE ASCENSO

La caldera es un aparato de destilación. Recibe líquido, rico en amoníaco, desde el reservorio del sistema de absorción y devuelve líquido débil en amoníaco al extremo superior del circuito de absorción. En una planta típica de destilación el líquido se circula mediante bombas mecánicas. En una unidad P-M, toda la circulación debe ser conducida por diferencia de densidades y diferencias de alturas entre las partes de la unidad. Para conducir esta circulación hay un elemento dinámico, esta bomba térmica. Permite elevar el líquido desde la base del absorbedor hasta la parte superior, a la vez que separa el amoníaco de la solución rica para su uso como refrigerante.



La cámara está conectada al reservorio de absorción. Como se muestra en el esquema el líquido alcanza la parte inferior del tubo de bombeo, mientras que por el tubo un tramo de longitud  $h$  alcanza el nivel en el reservorio de absorción. Cuando se aporta calor a la cámara, comienza a formarse vapor que inicialmente no puede escapar. Debido a esta restricción al flujo del gas formado, la presión en la cámara se incrementa (unos pocos mm.c.a.). En el momento que la tensión superficial del líquido en el tubo es inferior al empuje que propicia el vapor, el líquido empieza a ascender por el tubo. Cuando el líquido comienza desbordar por la parte superior, la presión en la cámara desciende y entra un poco de líquido en la parte inferior del tubo y la cierra. Cuando la última gota del líquido primero termina de salir, la situación inicial se reestablece.

### 3.1.1 CONFIGURACIÓN BOMBA SIBIR

Esta caldera, o las versiones más antiguas de él, aparecieron en las unidades de enfriamiento Sibir desde los principios de la compañía en 1950 (Patente alemana de H. Stierlin 1958) y hasta que en 1964 llegó a su forma final. Fue copiada por Electrolux más tarde durante los años sesenta. Hoy sigue usándose en las unidades Electrolux, además de en otras de pequeños competidores. Por lo que he podido observar la máquina objeto de este trabajo, totalmente hermética cabe decirlo, presenta esta configuración. En la *figura*

3.1.1a podemos apreciar las siguientes características. Por un lado vemos que la altura de bombeo  $W$  deberá ser siempre mayor a la altura de entrada al absorbedor de la solución débil, o sea,  $C$ . Esta diferencia  $W-C$  se debe a una diferencia en las densidades de la solución débil en el retorno. Podemos apreciar una diferencia considerable de temperatura entre el punto  $T_{1c}=130\text{ C}$  (superficie de líquido en el retorno) y el punto  $9b$ ,  $T_{9b}=24\text{ C}$  (entrada al absorbedor). Esta variación de temperaturas causa un gradiente de densidades que provoca esta diferencia de alturas. Dicho de otro modo, si las densidades fueran las mismas, no obtendríamos tal  $W>C$ . Además, en el tubo de retorno también se está produciendo ebullición de la solución débil generando burbujas que aumentan aún más esta diferencia de densidades.

Será importante pues que para la recirculación de la solución débil exista un cociente  $W/C>1$ . La experiencia señala que un valor aceptable puede ser  $W/C>1,4$ . Sin embargo existe un límite superior que no puede sobrepasar esta  $W$ , y es la altura a la que se encuentra la salida del tubo de ascenso. Si lo hiciera el proceso de bombeo se interrumpiría.

$$W - C = d \quad [3.1.1a]$$

$$\frac{W}{C} \geq 1 \quad [3.1.1b]$$

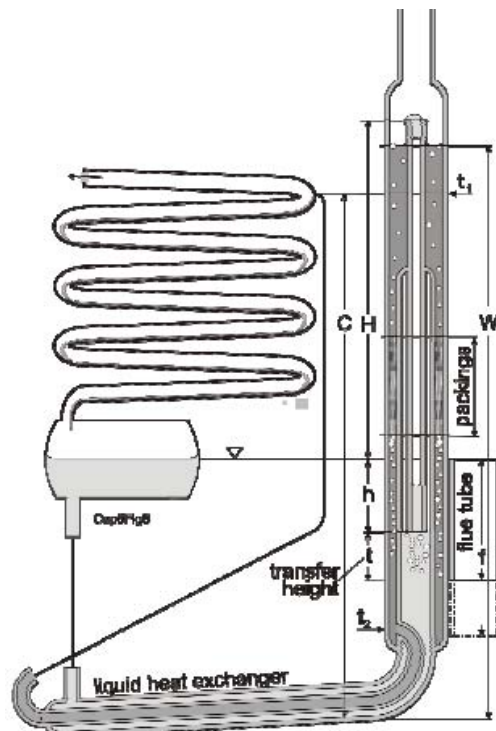
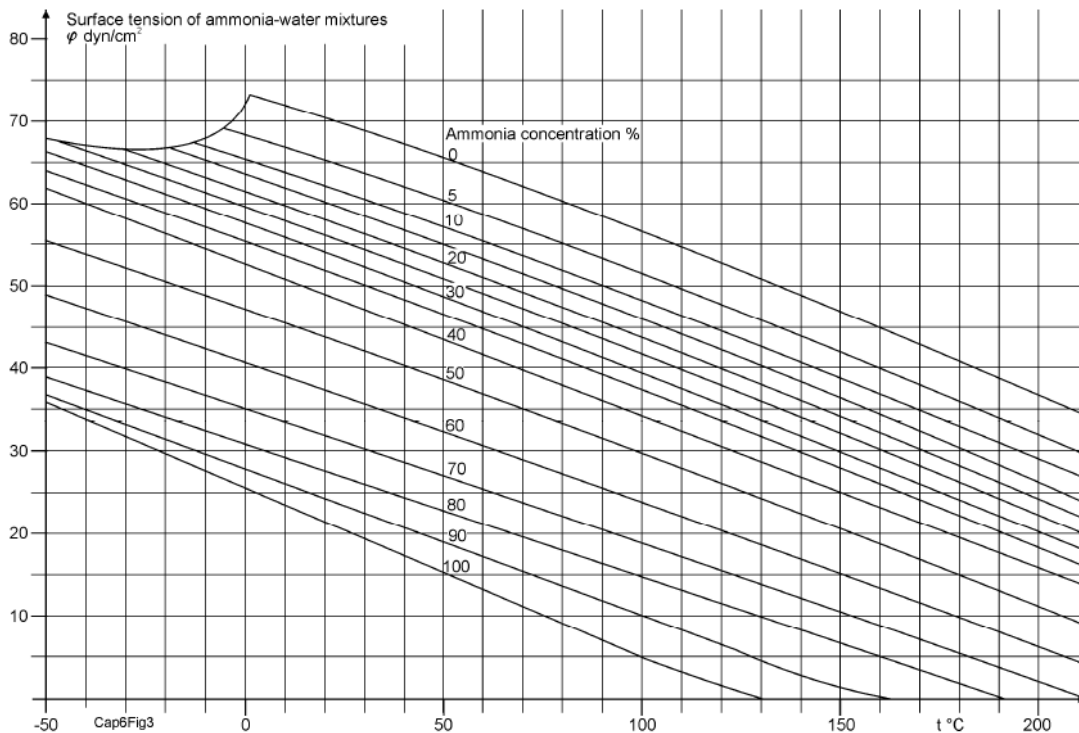


Figura 3.1.1a

Observemos también en nivel en el reservorio, que deberá estar situado a una mayor altura que el punto de ebullición de solución rica. Es decir el cociente  $t/f$  es quien marca esta diferencia de niveles, y deberá ser alrededor de 0,3.

La presión del vapor generado en la cámara de generación puede calcularse asumiendo que la burbuja formada toma una forma esférica al estar rodeada de un líquido con una tensión superficial  $\sigma$ . Dentro de la burbuja la presión es mayor que en el líquido y se obtiene de la expresión [3.1.0] donde  $d$  es el diámetro de la burbuja.

$$p = \frac{2\sigma}{d} \quad [3.1.0]$$



Si tomamos como datos  $T=140^\circ\text{C}$ , con una concentración en el líquido semirico que asciendo por el tubo de 25% de amoniaco obtenemos unos  $37 \text{ dyn/cm} = 37 \cdot 10^{-5} \text{ N/cm}$

$$p = \frac{2 \cdot 37 \cdot 10^{-5}}{0,35} = 21,1 \text{ Pa} = 2,11 \cdot 10^{-4} \text{ bar}$$

Las burbujas toman una forma cilíndrica en su avance por el tubo, empujando al líquido que tienen delante. Este en su avance humedece el tubo y se pega a él. En orden de

arrastrar el líquido, la burbuja debe apretar por así decirlo la fina capa de líquido residual en las paredes. La presión en el interior de la burbuja es  $p$ , pero en la zona cilíndrica de la tensión superficial es la misma pero ejerce una presión como mucho la mitad de  $p$ . La diferencia es la presión entre el tubo y la pared y esto influye en el grosor de la capa de líquido residual.

La pérdida por fricción puede reducirse disminuyendo el diámetro porque la presión será mayor dentro de la burbuja, pero la velocidad de flujo de vapor también será mayor con lo que el efecto de compresión del fluido pegado a las paredes tendrá menor tiempo para desarrollarse. De la experiencia, señala Carl G. Almén, valores de diámetro de 3,5 mm son los utilizados para máquinas de 30 W de potencia frigorífica, mientras que para una de 60 W un diámetro de 4 mm y para una de 100 W barajaríamos valores en torno a 4,5 y 5 mm de diámetro, en orden de reducir las pérdidas de carga por rozamiento.

Por otro lado los parámetros  $H$  y  $h$  que corresponderán al denominado tubo de ascenso. Estas dos variables representan,  $h$  la porción de fluido en estado líquido que circula por este tubo de ascenso, empujado o dirigido por una burbuja de longitud  $H$ . Autores señalan que el cociente entre estos dos valores sería de  $H/h$  entre 4 y 4,5. Si como de un pistón perfecto se tratase y toda la burbuja arrastrase el líquido podría calcularse el ratio entre los volúmenes de vapor y líquido mediante la relación  $H/h$ . Pero como hemos explicado no es así, debido a la parte del líquido que queda en forma de capa residual pegada a las paredes del tubo. De aquí que entre otros parámetros de diseño se debe tener en cuenta una superficie lisa en el interior del tubo sin perturbaciones, para evitar esta pérdida por rozamiento. Pérdidas dinámicas que en definitiva contribuyen a reducir la velocidad de la masa de vapor, en otras palabras, la potencia del evaporador en última instancia.

En cuanto a la potencia del generador, existe un valor mínimo por debajo del cual no llega a desarrollarse el bombeo por burbujas. A partir de este valor, conforme se aumente el valor de la potencia aportada lo harán los caudales que circulan por la bomba, y en consecuencia el COP (Chen et al 1998). Sin embargo, cuando este aporte se vuelve demasiado alto, el flujo bifásico en la bomba pierde la capacidad de arrastre y disminuye el COP (Delano 1998).

### 3.1.2 ECUACIONES DEL GENERADOR

Por un lado el balance másico en generador plantea un reto partiendo de la base que no conocemos las características reales de los fluidos a nivel de concentración. Sin embargo, partiré con dos parámetros que son bien aceptados en la mayoría de estudios realizados al respecto. Los valores que normalmente se barajan son 15% de amoniaco en la solución débil y 30% en la solución rica. No los conocemos simplemente porque no contamos con una hoja de características de la máquina del laboratorio. Así que se plantea como parte del objetivo hallar estas concentraciones porque son parámetros característicos del ciclo termodinámico. Por otro lado tenemos la concentración de amoniaco en la mezcla gaseosa, otra incógnita que tendremos que inferir de las ecuaciones y las temperaturas que hayamos medido. Sin embargo de esta variable podemos prescindir en mayor medida si tomamos la frontera del cálculo pasado el rectificador, donde se supone (aunque en la realidad no vaya a ser puramente cierto) que el agua no está presente.



Figura 3.1.2a Flujo tapón

Otra cuestión importante a tratar es el aporte térmico del generador. La potencia de la resistencia eléctrica será uno de los datos de entrada del modelo. Podemos estar seguros que toda la electricidad será convertida en calor y que por tanto si medimos con un potenciómetro sabremos el aporte térmico bruto de la resistencia. Lo interesante sería, en función de un valor de potencia de entrada, predecir el estado termodinámico del vapor a la salida de la bomba termosifón. Podemos establecer balances másico y energético tomando en primer lugar como volumen de control la parte que muestra la figura 3.1.2b. A su derecha se muestra la imagen correspondiente a este tramo en la máquina real.



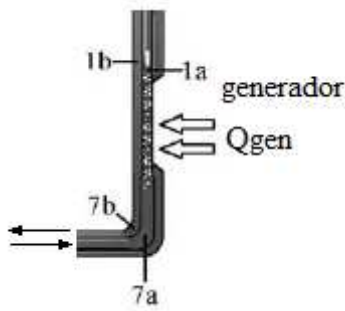


Figura 3.1.2b

La solución rica entrante por el punto 7a, absorbe el calor del generador y se evapora parcialmente en el proceso de bombeo como hemos explicado. De modo que en el punto 1a, donde comienza el ascenso de la burbuja y de parte del líquido tenemos por tanto un flujo bifásico. Así, nos quedan las ecuaciones [3.1.1] y [3.1.2]

$$m_{7a} = m_{1a,l} + m_{1a,g} = m_r \quad [3.1.1]$$

$$\alpha_{7a} = [(1 - x_{1a})\alpha_{1a} + x_{1a}\beta_{1a}] \quad [3.1.2]$$

Por el otro lado, en contraflujo y por efecto de diferencia de alturas, fluye hacia el absorbedor la solución débil [3.1.3]

$$m_{7b} = m_{1b} = m_w \quad [3.1.3]$$

El aporte térmico podríamos considerarlo sin pérdidas suponiendo el tubo bien aislado [3.1.4]. En la experiencia del laboratorio pude observar que el salto térmico entre la temperatura en la superficie del aislante y del ambiente era al menos de 15°C. Podemos incluir un término  $Q_{gen,p}$  para nombrar estas pérdidas. Son pérdidas que se producen por transferencia a un fluido ambiente que en este caso envuelve el tubo con corrientes de convección natural.

$$\dot{Q}_{gen} - \dot{Q}_{gen,p} = m_r(x_{1a}h_{1a,v} + (1 - x_{1a})h_{1a,f} - h_{7a}) + \dot{m}_w(h_{7b} + h_{1b}) \quad [3.1.4]$$

Donde  $x_{1a}$  es el título de vapor a la salida del generador. Cabe indicar que si paramos el proceso en un instante determinado, puede que justo en el punto de salida tengamos o bien vapor o líquido según la fase en la que se encuentre el proceso de bombeo. Sin embargo, como es un proceso rápido y cíclico, a efectos de cálculo podemos decir que el fluido que asciende tiene un título de vapor determinado en ese punto. Si suponemos que

todo el vapor es el que forma la burbuja en el tubo de ascenso, podemos relacionar directamente esa cantidad de vapor con el título [3.1.5]. Sí es cierto que en el proceso real habrán pequeñas burbujas en el líquido que asciende, pero se consideran frente a la masa de vapor.

$$x_{1a} = \frac{\dot{m}_{1a,g}}{\dot{m}_r} \quad [3.1.5]$$

$$\beta_{1c} = \frac{\dot{m}}{\dot{m} + \dot{m}_a} \quad [3.1.6]$$

Hemos nombrado ya, que la bomba térmica es el motor dinámico del ciclo. Es decir, los fluidos a lo largo de la máquina se mueven, porque aquí se transforma el calor exterior en empuje gracias a las burbujas formadas.

En el tramo de la zona de ascenso, supondremos un sistema adiabático. De aquí podemos hacer varios balances. En primer lugar, que ocurre entre los dos tubos principales en el ascenso. Hacia dónde se produce el flujo térmico. La zona más baja, es decir, la que se encuentra junto al generador estará afectada térmicamente en su conjunto, cabe esperar que 1b esté a una temperatura muy parecida que lo está 1a [A. Zohar] asumen en su estudio que 1a se encuentra 2°C más caliente que 1b, así como 5°C más que 1c. Se puede suponer también, que si el punto 1b llega al punto de ebullición la temperatura será mayor

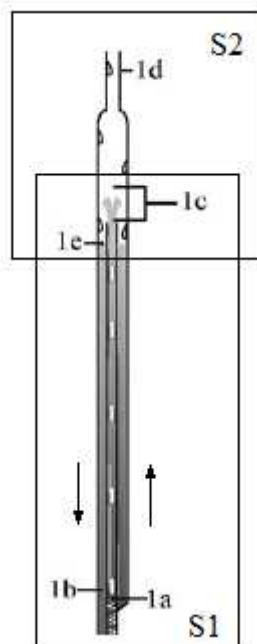


Ilustración 3.1.2c

que en la zona de solución rica. Si observamos la gráfica P-T para las dos concentraciones, para una presión de funcionamiento de unos 11 bar,  $T_{1a} =$  Por otro lado, el punto 1e, recibe caudal del tubo en forma de solución semirica y el caudal de agua rectificada, 1d. De todo esto, deduzco que podemos plantear una transferencia de calor hacia el fluido débil.

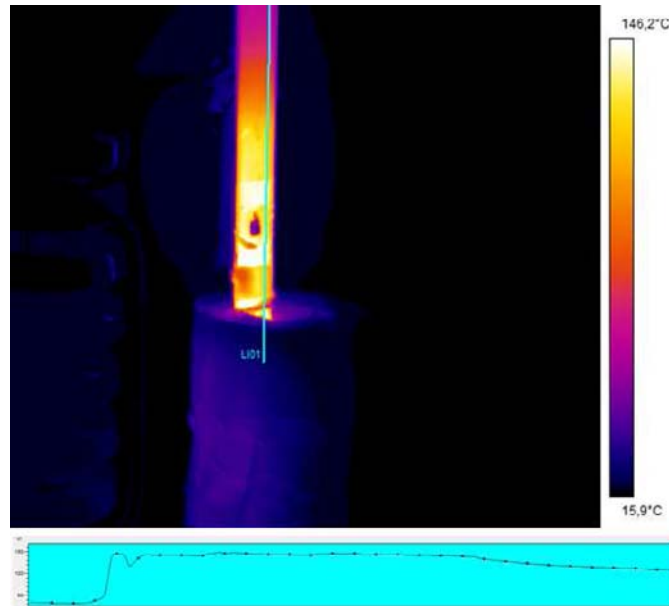


Figura 3.1.2d

Supondremos que a lo largo del tubo de ascenso las proporciones de vapor y líquido se mantienen constantes, así como las respectivas concentraciones en masa de amoníaco, y que sólo disminuirán su temperatura.

Tomaremos en este tramo dos marcos distintos. Por un lado el que concierne a la transferencia de calor entre el tubo de ascenso 1a-1c y el retorno de solución débil 1c-1b, S1 de la figura 3.1.2 b. El otro al que engloba la salida del tubo de ascenso 1c, la superficie del líquido débil 1e, el caudal de vapor ascendente 1c,g y el retorno de agua rectificada 1d, en el marco S2.

Ecuaciones para S1:

$$m_{1a,g} = m_{1c,g} \quad [3.1.6]$$

$$m_{1a,l} = m_{1c,l} \quad [3.1.7]$$

$$x_{1a} = x_{1c} \quad [3.1.8]$$

$$\alpha_{1a} = \alpha_{1c} \quad [3.1.9]$$

$$\beta_{1a} = \beta_{1c} \quad [3.1.10]$$

$$T_{1c} = T_{1a} - \Delta T \quad [3.1.11]$$

$$\dot{m}_{1a,l}h_{1a,f} + \dot{m}_{1a,g}h_{1a,v} = \dot{m}_{1c,l}h_{1c,f} + \dot{m}_{1c,g}h_{1c,v} \quad [3.1.12]$$

La ecuación [3.1.12] escrita en función de los caudales generales queda:

$$\dot{m}_r[(1 - x_{1a})(h_{1a,f} - h_{1c,f}) + x_{1a}(h_{1a,v} - h_{1c,v})] = \dot{m}_w(h_{1b} - h_{1e}) \quad [3.1.13]$$

Ecuaciones para S2:

$$\dot{m}_{1e} = \dot{m}_w = \dot{m}_{1c,l} + \dot{m}_{1d} \quad [3.1.13]$$

$$\dot{m}_{1e}\alpha_{1e} = \dot{m}_w\alpha_w = \dot{m}_{1c,l}\alpha_{1c} \quad [3.1.14]$$

$$\dot{m}_{1e}h_{1e} = \dot{m}_{1c,l}h_{1c,f} + \dot{m}_{1d}h_{1d} \quad [3.1.15]$$

Donde en [3.1.14]  $\alpha_{1c}$  es la fracción de masa de amoníaco en la solución líquida bombeada al proceso. Lo llamaremos a este caudal  $\dot{m}_{1c,l}$  solución semirica.

Por otro lado en esta misma ecuación no se ha incluido el término correspondiente al amoníaco en  $\dot{m}_{1d}$ , porque aunque sí que es cierto que inevitablemente parte del amoníaco se condensa en el rectificador, en la medida de disminuir el número de variables, se supone que no es así. Explicaremos más adelante en la sección 4. *Modelo del ciclo y EES*, los problemas derivados de incluir un gran número de variables. Además deberían reescribirse las ecuaciones energéticas que componen el caudal  $\dot{m}_{1d}$  contando con el aporte energético del amoníaco. Realmente como la concentración de agua será mucho mayor, la de amoníaco puede despreciarse.

En la figura 3.1.2d podemos ver una toma termográfica de parte del tubo de ascenso. Más adelante se comentará la necesidad de haber aislado este tubo, y en esta sección correspondiente al generador se contemplan las pérdidas a lo largo de este tramo.

### 3.1.3 ECUACIONES DE TRANSFERENCIA DE CALOR DEL GENERADOR

Ya hemos repetido en el transcurso del proyecto, que el régimen de flujo que encontramos en el generador es un flujo llamado tapón. La resistencia eléctrica se apoya a lo largo del tubo del generador. Este tubo mide 12 cm de largo y en la máquina se encuentra dentro de otro tubo de unos 15 cm de diámetro por el cual fluyen separadamente la solución rica y débil. El fluido entra a unos 50°C hasta alcanzar la temperatura de ebullición que para una presión de funcionamiento de 10 bares está en torno a 105°C para una concentración de amoníaco del 30%. El tramo de aporte de calor tiene que ser tal que se alcance el punto de ebullición y además se genere la suficiente cantidad de vapor para impulsar al fluido. En las ecuaciones del generador descritas anteriormente, se contempla en el balance energético este cambio. La temperatura en el punto de salida del generador 1a es la temperatura de ebullición, y en el software EES se puede sacar con la función temperatura para la concentración, presión y título igual a cero o se bien se puede obtener de las gráficas P-T-concentración propuestas en el apartado correspondiente a propiedades termodinámicas.

El recalentamiento del líquido hasta la temperatura de ebullición depende del coeficiente de película sobre la pared del tubo. El líquido fluye por el efecto de arrastre de la bomba termosifón ya comentada, de modo que tiene una velocidad de flujo proporcional al caudal másico  $m_r$  que se calculará con el programa. Alcanzada la temperatura de ebullición se comienza a dar la ebullición nucleada que deriva en el flujo tapón, responsable del movimiento del fluido.

Hemos comentado que el tubo de ascenso debería haber estado aislado, así que calcularemos las pérdidas en este tramo con la correlación que propone Morgan para tubos verticales en régimen de transferencia de calor por convección natural

$$Nu_{asc} = 0,59Ra_{asc}^{0,25}$$

### 3.2 RECTIFICADOR

En el rectificador, al igual que ocurrirá en el condensador, como su propio nombre indica, se produce el fenómeno de condensación. El vapor en contacto con una superficie más fría que la temperatura de saturación de vapor cede calor y se condensa en forma de

líquido. Sabemos que es posible que los vapores se condensen en forma de película o gotas. Este segundo conlleva una mayor transferencia de calor, debido a que en el primero la capa de líquido condensado que se genera ofrece una resistencia térmica adicional. De los dos fenómenos, el que posiblemente ocurrirá en el rectificador será la condensación en gotas. Teniendo en cuenta que la cantidad de agua que se tiene que condensar supone al rededor del 10% de los vapores ascendentes. De modo que no debería haber problemas en la transferencia de ese calor de condensación al ambiente.

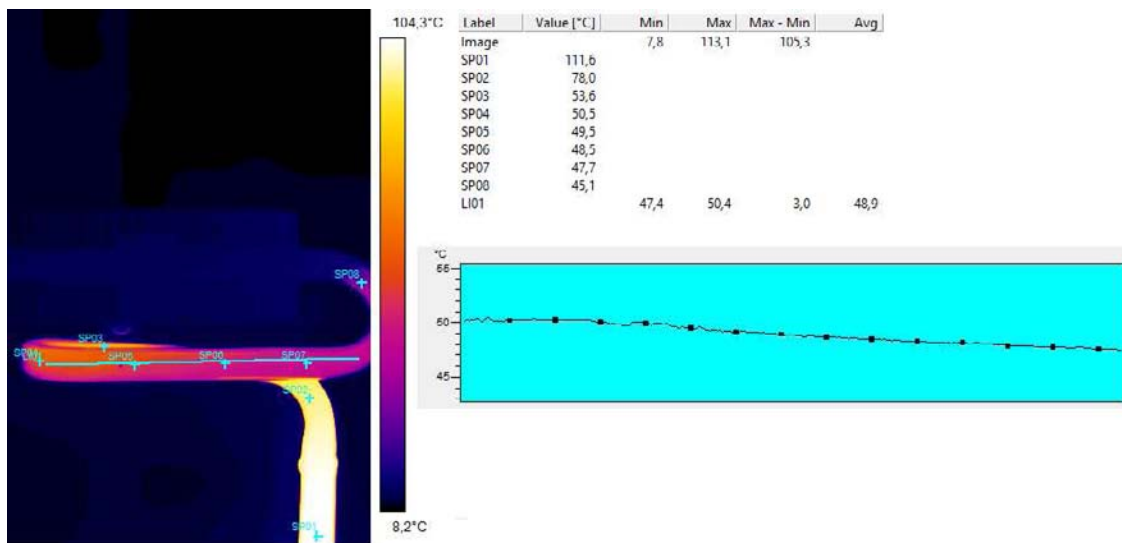


Figura 3.2.1 Análisis termográfico para el rectificador

La figura 3.2.1 muestra de forma más visual, la distribución de temperaturas a lo largo de este elemento de la máquina. Se ve en la imagen que en el tubo posicionado horizontalmente se encuentra a una temperatura que oscila entre 50 y 45 °C en la parte visible de la foto. La parte anterior, y más caliente vemos como comienza en unos 78 °C en el punto visible de la foto. Sin embargo al comienzo del tramo horizontal, la temperatura ya está por debajo de los 60°C. Digamos que es en el tramo horizontal donde se produce la rectificación principalmente.

El vapor fluirá en régimen laminar y en la base del tubo condensará el agua según lo descrito. Por una parte tenemos la transferencia de calor de los propios vapores en contacto con el tubo, y por otra el calor aportado en la propia condensación. Por otro lado la transferencia al ambiente se realiza mediante convección natural. La temperatura media

podemos tomarla de 50 °C. Asumiremos la misma temperatura para el reflujo del líquido rectificado que fluye por la base del tubo.

En definitiva, el objetivo del rectificador es aumentar la pureza de  $\text{NH}_3$  en el vapor. En el proceso de rectificación no solo se condensa el agua, sino también parte de amoníaco. En los puntos más fríos del rectificador se condensa mayor parte de amoníaco y consecuentemente las gotas rectificadas contienen una mayor parte de amoníaco que aquellas en las zonas más calientes. Sin embargo, las gotas al descender en contra corriente con el vapor caliente, absorben parte de su energía y nuevamente el amoníaco se evapora incorporándose al flujo ascendente.

Aquí deben hacerse varias suposiciones para simplificar el cálculo. Por un lado, vamos a suponer que este líquido rectificado no vuelve a evaporarse. Y si lo hiciera volvería a rectificarse. Además este líquido rectificado supondremos que es agua pura y no contiene amoníaco. Sí es cierto que parte del amoníaco se rectifica, pero como hemos explicado, vuelve a incorporarse al flujo de vapor.

Una cantidad determinada  $Q_{\text{rec}}$  que hemos aportado en la caldera es expulsada al ambiente. Cuánto mayor energía sea necesaria para un rectificado ideal, más energía estaremos tirando o dicho de otro modo, pagando por el rectificado. Si recordamos lo dicho en la sección de la caldera, es necesario elevar la temperatura de modo que el fluido circule. En parte, en vista que para un correcto funcionamiento del ciclo será inevitable tener agua en el vapor ascendente, la energía expulsada en la rectificación será un peaje inevitable a pagar, porque de otra manera el ciclo no se pondrá en marcha.

La cantidad de reflujo que se genera se ve afectado por la temperatura ambiente. Si la temperatura ambiente es baja, condensará más cantidad de amoníaco del deseado y por tanto este amoníaco vuelve a la caldera. Si es así habremos desperdiciado esa energía que inicialmente usamos para evaporarlo. Si es demasiado alta, el salto térmico puede no ser suficiente para proporcionar un potencial térmico que consiga purificar el vapor y restos de agua lleguen al evaporador. Si es así, en la zona final del evaporador, una vez evaporado gran parte del amoníaco, el agua seguiría estando presente reduciendo el potencial de evaporación del amoníaco. En el peor de los casos el agua podría congelarse

dejando inoperativa la unidad. En nuestro caso, el salto térmico es de unos 22°C, tomando como referencia una  $T_{amb}=18^{\circ}\text{C}$  registrada en el momento que se tomaron las fotografías.

$$\dot{m}_{1c,g} = \dot{m}_2 + \dot{m}_{1d} \quad [3.2.1]$$

$$\beta_{1c} = \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_{1c,g}} = \frac{\dot{m}}{\dot{m} + \dot{m}_a} \quad [3.2.2]$$

$$\dot{Q}_{rec} = \dot{m}_{1c,g}h_{1c,v} - (\dot{m}_2h_2 + \dot{m}_{1d}h_{1d}) \quad [3.2.3]$$

$$\dot{Q}_{rec} = (\dot{m} + \dot{m}_a)h_{1c,v} - (\dot{m}h_2 + \dot{m}_ah_{1d}) \quad [3.2.4]$$

La potencia disipada en el rectificador se calcula también mediante el calor transferido al ambiente por convección natural. Se modela como un tubo horizontal usando la correlación

$$10^9 > Ra_L > 10^4 \quad Nu_D = 0,59Ra_D^{0,25}$$

### 3.3 CONDENSADOR

El condensador en cuestión, es un tubo de 15,25 mm de diámetro y 25,8 cm de longitud, con 38 aletas de 6,8x5,3x0,08 cm. Se localiza en la parte superior de la máquina ligeramente inclinado, con caída a favor de la salida del mismo, de modo que el flujo condensado caiga por gravedad.

Por un lado condensa el refrigerante para su posterior evaporación. Por otra, es importante en tanto que utilizaremos la temperatura a la salida para hallar la presión de funcionamiento de la máquina.

En la figura 3.3.1 se presenta tanto la foto termográfica como una gráfica y una tabla de datos correspondiente al análisis de la misma foto que se comenta a continuación. Vemos marcados en la imagen el punto 2 de entrada al condensador y a la salida 3 a la salida del mismo. El punto 3 se divide en 3b, por el que fluye el amoníaco líquido condensado y en



3a. Este segundo punto, es un conducto de ventilación por el que se conduce el amoniaco no condensado. Es importante plantearse si considerar o no condiciones de saturación a la salida. Si así lo hacemos todo el caudal que entre al condensador irá directo al evaporador. Sin embargo, no dudo que en el proceso real parte del amoniaco quede sin condensarse. De modo que podemos incluir el título a la salida del condensador como variable del programa,  $x_3$ . Podemos fijarla en cero en un primer momento y variarla, como veremos más adelante en la sección 4. *Modelo del ciclo y EES*. Aunque en el siguiente punto se propone una ecuación auxiliar para hallar esta variable. Habrá que tener en cuenta también cuando se escriban las ecuaciones en el absorbedor, la entrada de esta parte de amoniaco vapor residual.

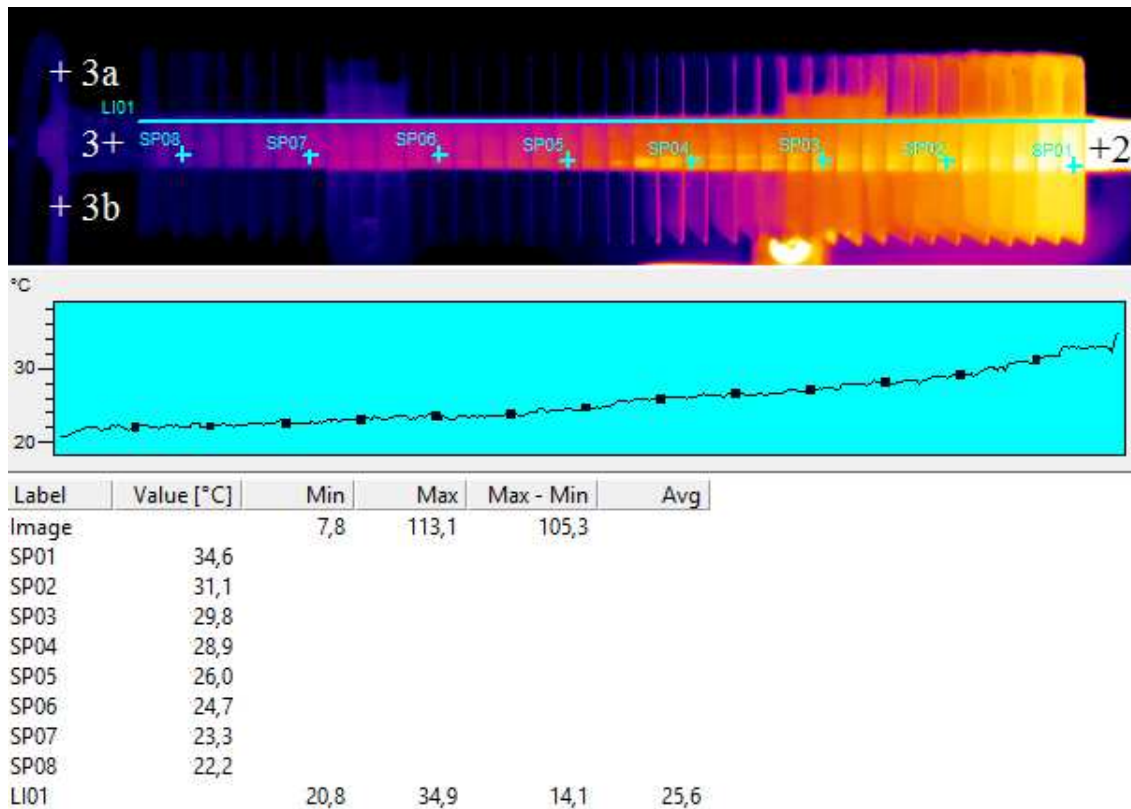


Figura 3.3.1 Análisis termográfico del condensador

La temperatura  $T_k$ , determina la presión a la que opera la máquina. Recordemos que se trata de una unidad monopresión, por tanto utilizaremos esta presión de funcionamiento para calcular propiedades termodinámicas en otros puntos del ciclo. En un principio se consideraría  $T_k$

$$P_k = P_{sat}(ammonia; T = T_k) \quad [3.3.1]$$

Donde  $P_{sat}$  es la función para la presión saturación a una temperatura dada. La temperatura varía a lo largo del tubo, por efectos de difusión térmica longitudinales y porque la condensación se presenta en la primeras fases del tubo. A velocidades de flujo de vapor bajas en tubo horizontal, como ocurre en este caso, condensa en forma de película alrededor del tubo. Depositándose en la base y aumentando el grosor de la capa de fluido condensado a medida que se avanza en el tubo. Esto provoca un aumento de la resistencia a la transferencia térmica, lo que reduce la cantidad de vapor condensado.

A efectos prácticos, la temperatura  $T_3$ , La temperatura medida en laboratorio ha sido de  $T_3=24^\circ\text{C}$  quedándose una presión de funcionamiento de 9,72 bar. La temperatura del ambiente a la que expulsa calor el condensador no es precisamente la ambiente real, sino que se ve envuelto por una masa de aire caliente que asciende desde el absorbedor, que está a unos  $25^\circ\text{C}$  de media. Este aire estará unos grados por encima de la temperatura ambiente, lo cual recorta el salto térmico. Esto puede afectar a la reducción del amoniaco líquido.

Autores como Carl.G Almén señalan que para un funcionamiento correcto se debería tener un salto de al entre  $20$  y  $25^\circ\text{C}$  del condensador al ambiente. En nuestro caso sin contar a priori el incremento de temperatura provocado por el absorbedor, para la temperatura ambiente medida tan solo tenemos  $\Delta T = 6^\circ\text{C}$ , lo que limita bastante la capacidad del condensador a la hora de disipar esa potencia térmica. Sin embargo estas indicaciones técnicas se realizan para neveras de absorción que funcionan a presiones de entre  $23$  y  $25$  bar. Tengamos en cuenta que esta pequeña máquina de estudio es de baja potencia y la entrada de calor en el generador se requiere menor. Como se aporta menor calor la presión en el condensador disminuye. La presión la marca el vapor que está llegado con una temperatura determinada y que ejerce una presión debido al momento del mismo vapor.

La potencia necesaria a disipar en el condensador la marca el balance energético [3.3.2]

$$\dot{Q}_k = \dot{m}(h_2 - h_3) \quad [3.3.2]$$

$$\dot{m} = \dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad [3.3.3]$$

$$h_2 = f(NH_3-H_2O; T_2; P_k; x = 1)$$

$$h_3 = f(NH_3-H_2O; T_3; P_k; x = 1)$$

La distribución de temperaturas disminuye frente a una temperatura ambiente que supondremos mayor porque el aire se calienta en su paso por el absorbedor.

En cuanto a la modelización del condensador, hecho un repaso a las ecuaciones de conservación de materia y energía, una de las dudas que se tienen es el título  $x_3$  a la salida del tubo del condensador. Este parámetro, en los primeros modelos desarrollados se incluía en función de resultados obtenidos por otros investigadores. Sin embargo, la mayoría de las máquinas que se estudian operan entre 20 y 25 bares. Con intención de proponer un estudio más personalizado para esta máquina en concreto, me propuse realizar un análisis térmico del condensador para estimar este valor.

En primer lugar, se ha de fijar qué régimen de flujo se da en este elemento. Para caudales bajos como es el caso, la condensación es estratificada, porque el flujo de vapor no tiene la suficiente fuerza para mantener un espesor anular del líquido, sino que en la base del tubo se acumula mayor cantidad de condensado por efecto de la fuerza gravitatoria.

Se parte de la ecuación general de transmisión de calor para el condensador, que se iguala a la liberada por el amoníaco en la condensación. De esta ecuación se puede despejar  $h_3$  de la que se deduce  $x_3$ .

$$\dot{Q}_K = \frac{\Delta T_{LM}}{R_{conv}} = \dot{m}(h_2 - h_3) \quad [3.3.4]$$

$$x_3 = \text{quality}(\text{ammonia}; T_{sat}; h_3) \quad [3.3.5]$$

La resistencia térmica se calcula para un salto térmico entre la temperatura de la base del tubo y el ambiente de la siguiente manera

$$R_{conv} = \frac{R_{conv,a} R_{conv,t}}{R_{conv,a} + R_{conv,t}} = 1/h_{ext}(A_{tubo,libre} + E_a A_{T,a}) \quad [3.3.6]$$

Para la evaluación de la resistencia por convección, se procede a calcular el diámetro exterior equivalente para aletas anulares, por el método ASHRAE

$$r_e = r_k 1,28 \gamma \sqrt{\varepsilon - 1} \quad [3.3.7]$$

$$\gamma = \frac{M}{r_k} \quad [3.3.8]$$

$$\varepsilon = \frac{L}{M} \quad [3.3.9]$$

Con este diámetro se calculan las áreas de transferencia de calor

$$A_{tubo,libre} = 2\pi r_e (L_k - e_a) \quad [3.3.10]$$

$$A_{T,a} = 2N_a \pi (r_e^2 - r_k^2) \quad [3.3.11]$$

El rendimiento de la aleta se calcula mediante el método ASHRAE teniendo en cuenta tanto la conductividad del material de la aleta, que en este caso se ha tomado aluminio.

$$n = \sqrt{\frac{2h_{ext}}{ke_a}} \quad [3.3.12]$$

$$\alpha = \frac{r_i}{r_e} \quad [3.3.13]$$

$$\beta = nr_e \quad [3.3.14]$$

$$E_a = G_2(\alpha, \beta) = 0,94 \quad [3.3.15]$$

El coeficiente de convección externa,  $h_{ext}$ , se ha obtenido de calcular por un lado, el coeficiente de convección para una placa plana vertical y por otro lado para un tubo horizontal. Por un lado para la placa plana vertical, primero se ha estudiado la relación entre estudiar una placa sola y en conjunto, donde la separación entre ellas, es importante porque puede haber interferencias entre las capas límite. Elenbaas propuso una correlación para el cálculo de la distancia óptima, que representa la mínima separación sin que se produzcan interferencias.

$$b_{opt} = 2,659 \left[ \frac{\mu k L}{g \beta C_p \Delta T} \right]^{0,25} \rho^{-0,5} \quad [3.3.16]$$

En nuestro caso veremos cómo se cumple que la separación entre las placas es mayor a esta distancia. En este caso se puede utilizar la expresión de Nusselt correspondiente a

una placa vertical única. Para esta se proponen varias correlaciones para temperatura constante.

$$Gr = \frac{g\beta L^3 \Delta T}{\nu^2} \quad [3.3.17]$$

$$10^9 > Ra_L > 10^4 \quad Nu_L = 0,59 Ra_L^{0,25} \quad [3.3.18]$$

Es cierto que no estamos considerando los efectos que pueda provocar el tubo que atraviesa las aletas. Se probará también en ese caso, la expresión de Nusselt corregida que propone Elenbaas en su trabajo. Las propiedades se evalúan de la misma manera que para la placa vertical.

$$Nu_b = \frac{hb}{k} = \frac{Ra_b}{24} (1 - e^{-35/Ra})^{0,75} \quad [3.3.19]$$

$$Ra_b = Gr_b Pr = \frac{\rho^2 g \beta C_p b^4 \Delta T}{\mu k L} \quad [3.3.20]$$

Para un tubo horizontal el coeficiente de convección natural puede obtenerse del cálculo del Nusselt

$$10^9 > Ra_L > 10^4 \quad Nu_D = 0,525 Ra_D^{0,25} \quad [3.3.21]$$

Calculadas los coeficientes de convección, se ha propuesto hallar un coeficiente medio

$$h_{ext} = \frac{(h_L A_{T,a} + h_D A_{tubo,libre})}{A_{ext}} \quad [3.3.22]$$

Para el fluido en el interior del tubo también se puede estudiar el coeficiente de película con la correlación que propone Chato

$$\bar{h}_D = 0,555 \left[ \frac{k_i^3 \rho l (\rho_l - \rho_v) g h'_{fv}}{D_i \mu_l \Delta T} \right]^{0,25} \quad [3.3.23]$$

$$h'_{fv} = h_{fv} + 3C_{pl} \frac{\Delta T}{8} \quad [3.3.24]$$

Para evaluar las propiedades de los fluidos se ha partido de la hipótesis de temperatura constante durante un cambio de estado. La temperatura en la pared exterior del tubo presenta una variación respecto a la longitud del tubo de unos 10 °C entre cada extremo. Si incluimos la resistencia por conducción tanto del tubo y las aletas se puede establecer la transferencia de calor unidireccional entre la temperatura del fluido y la temperatura ambiente.

Si tomamos la resistencia térmica del tubo despreciable frente a las resistencias por convección encontramos que entre el flujo y nos queda

$$Q_k = \frac{\Delta T_{lm}}{R_T} \quad [3.3.25]$$

Donde  $R_T = R_{conv_{ext}} + R_{conv_{int}}$  [3.3.26]

$$R_{conv_{int}} = \frac{1}{A_{int} h_{D,int}} \quad [3.3.27]$$

$\Delta T_{lm}$  es la diferencia de temperaturas logarítmica media entre el fluido y el ambiente, de esta forma, despejando la diferencia de temperaturas en la ecuación [3.3.25] podemos despejar una temperatura sea  $T_2$  o  $T_3$  para realizar comprobaciones del modelo.

### 3.4 EVAPORADOR-INTERCAMBIADOR DE CALOR DE GASES, *GHX*

El evaporador consiste en una tubería de metal, de diámetro exterior 22,8 mm. No sabemos con exactitud el grosor, pero por lo general estas máquinas suelen tener un diámetro interior de 18 mm. Concéntrico a éste se encuentra otro tubo, por el que circula la mezcla  $NH_3-H_2$  que asciende desde el absorbedor. Este ducto tiene un diámetro exterior de 12,2 mm. Junto a la superficie exterior del tubo mayor, en un tubo de 6,3 mm, fluye el amoníaco líquido que viene del condensador.

En el extremo frío, entra el gas débil, es decir, hidrógeno con baja concentración de vapor de amoníaco (baja presión parcial del  $NH_3$ ). A este flujo másico se le suma en la “cámara de expansión” el amoníaco líquido proveniente del condensador, a un ritmo de unas pocas gotas por segundo. Recordemos que la circulación del líquido se debe únicamente a la diferencia de alturas entre el condensador y la entrada al evaporador.

El líquido humedece la superficie del tubo y adquiere la temperatura de la pared del mismo. La temperatura determina la presión de vapor del amoniaco cerca de la superficie líquida. Si la presión parcial del amoniaco en el gas alejado de la pared es menor, entonces el vapor tiende a moverse de mayor a menor concentración en un proceso de difusión. Debido a que hay un suministro constante de gas débil, la diferencia de presión de vapor entre la pared y en el gas se mantiene, lo que causa la evaporación constante del líquido. Las moléculas evaporadas son las que tienen mayor energía/velocidad y las que se quedan atrás tienen, de media, menor energía (están más frías). De modo que la evaporación causa una caída de temperatura en el líquido y por tanto, en la pared del tubo. Esto es, el efecto refrigerante de la evaporación.

Es importante destacar que este elemento es a su vez evaporador e intercambiador de calor. No solo con el exterior, sino que tanto el amoniaco líquido condensado como el gas débil que retorna del absorbedor son enfriados previamente al encuentro en la cámara de expansión como se muestra en la figura 3.4.1.

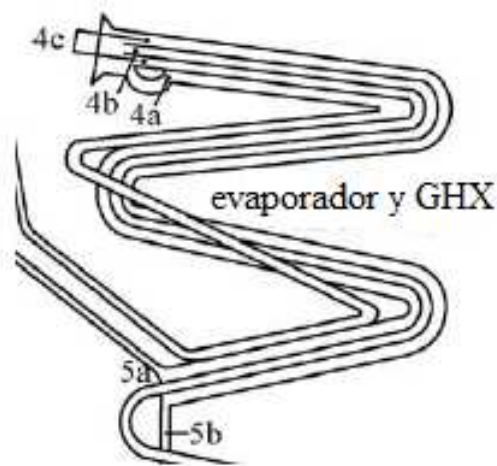


Figura 3.4.1 Esquema evaporador y GHX

Hay que tener en cuenta, que esta evaporación del amoníaco provoca que el gas inicialmente débil en amoniaco, vaya aumentando su concentración en el mismo. Al ser el amoniaco ocho veces más pesado que el hidrógeno aumenta la densidad del gas, que tiende a fluir por efecto gravitatorio dirección hacia el absorbedor favoreciendo el flujo del vapor en el evaporador.

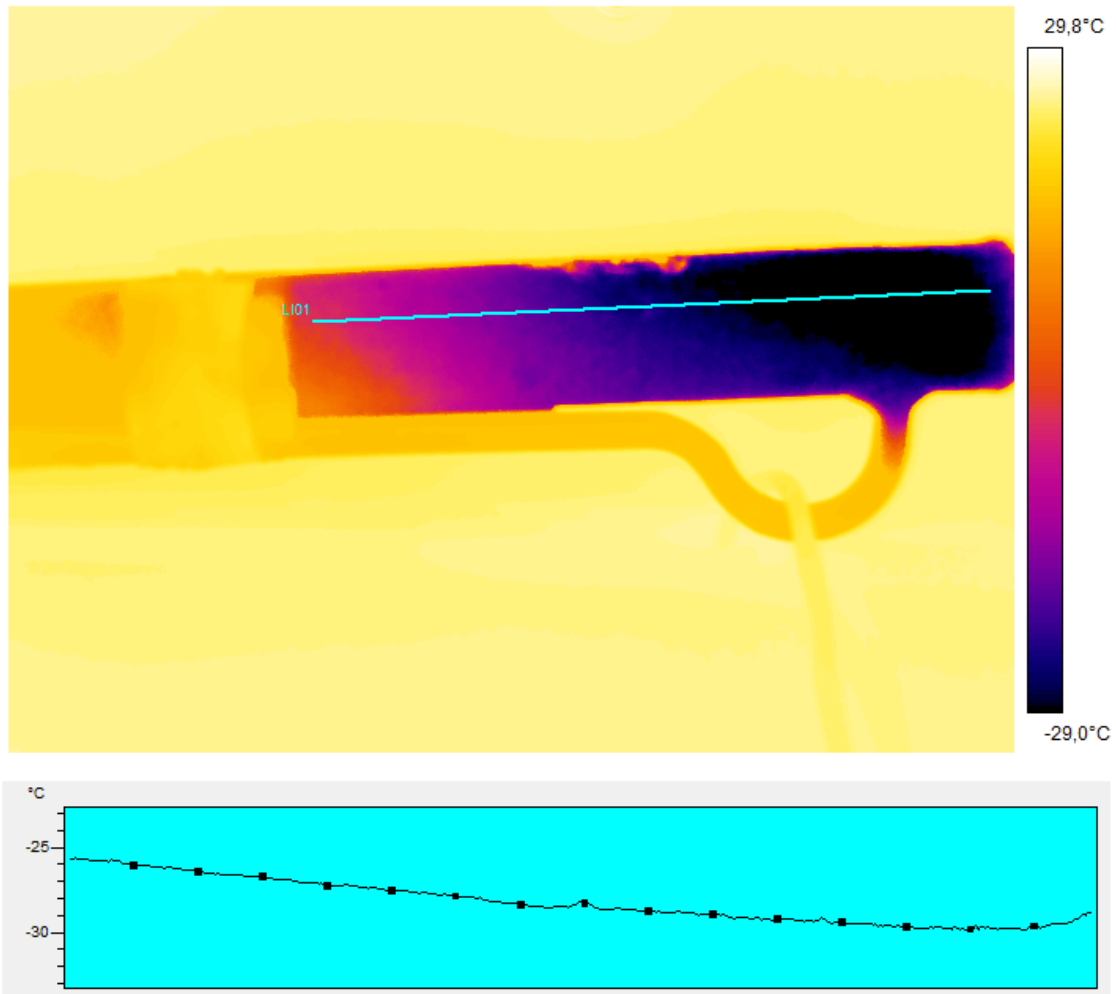


Figura 3.4.2 Análisis termográfico en el evaporador

La primera parte del evaporador, que está más fría porque la presión parcial del amoníaco es menor, suele utilizarse en unidades de mayor tamaño a la producción de hielo, pero esta unidad es demasiado pequeña y las temperaturas se mantienen por debajo de  $0^{\circ}\text{C}$  antes de llegar a la curva que describe el tubo del evaporador. En la figura 3.4.2 se presenta una imagen termográfica en el comienzo del evaporador. Dejaremos de lado por un momento los valores de las temperaturas que aparecen en la imagen porque en realidad las temperaturas no son tan bajas, pero esto se comenta con mayor detalle en la sección 5.2. Si vemos bien como la distribución de temperaturas vuelve a tener un carácter gradual y el punto más frío se encuentra justo en la punta donde existe un espacio al que el tubo interior no llega. Podría decirse que esta es la cámara de expansión en la máquina (figura 3.4.3), pero lo cierto es que no sabemos con seguridad hasta qué punto del tubo encontramos amoníaco. Puede que el líquido fluya por la parte en la que ya se encuentra



el intercambiador, pero sabemos que el caudal de líquido entrante al evaporador será bajo. De esto puede pensarse que seguramente se evaporará en un espacio reducido y la distribución de temperaturas que observamos a lo largo del tubo se deba a que este gas a  $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$  vaya calentándose y a su vez enfriando las paredes del tubo.

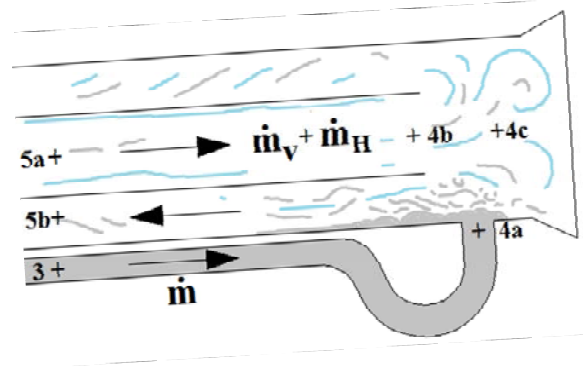


Figura 3.4.3

La presión parcial se rige por la cantidad de amoníaco que hay en la mezcla. La duda sería si considerar que la masa equivale a la cantidad de amoníaco residual, o si también se le añade parte del vapor generado en el encuentro del amoníaco líquido con esta atmósfera de baja presión. Intuitivamente se me ocurre pensar, en contra de los procesos ideales, que se acumula un poco de este vapor en el extremo, de modo que cabría la opción de considerar el título de vapor en este extremo 4c, como una suma entre esa cantidad de amoníaco residual,  $m_v$  y el amoníaco evaporado en ese extremo. Sin embargo, sabemos por lo leído de diferentes autores, que coinciden en que el amoníaco evaporado es arrastrado por la mezcla gaseosa que entra en el evaporador. De modo que consideraremos el título de vapor en el punto 4c como la cantidad de amoníaco residual proveniente del condensador. Para entender mejor el análisis, separaremos el evaporador del intercambiador de calor, como se muestra en la *figura 3.4.4*.

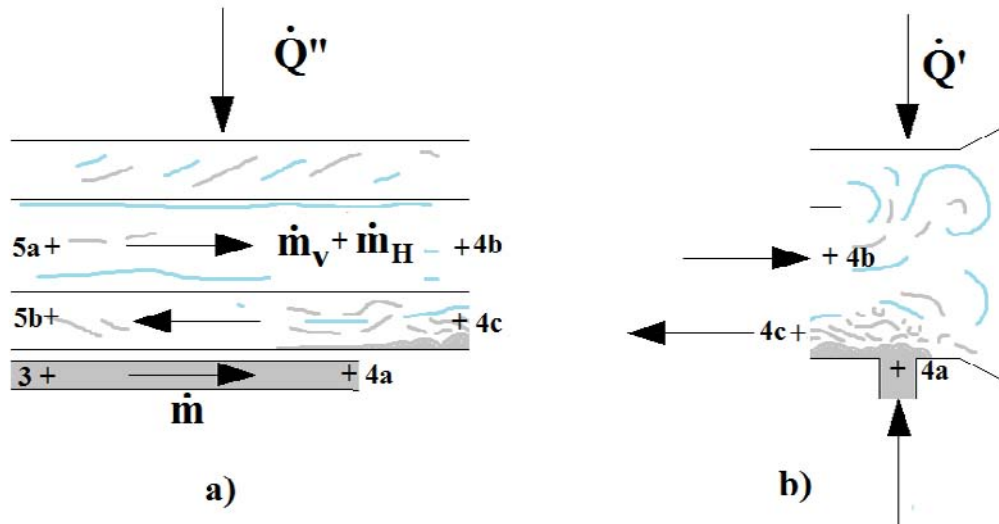


Figura 3.4.4

En un primer momento se consideraba un análisis energético como el que se describe en la ecuación [3.4.1], pero se modificó esta ecuación para incluir el caudal evaporado en la expansión del líquido.

$$\dot{Q}_{evap} = (\dot{m} + \dot{m}_v)(h_{5b} - h_{4c})_R + \dot{m}_H(h_{5b} - h_{4c})_H - [\dot{m}(h_3 - h_{4a})_R + \dot{m}_v(h_{5a} - h_{4b})_R + \dot{m}_H(h_{5a} - h_{4b})_H] \quad [3.4.1]$$

Si tanto el amoníaco líquido como la mezcla gaseosa débil entran a mayor temperatura que el punto más frío del evaporador, esto es, porque parte del líquido se evapora para mantener esa baja temperatura. Si se supone que este proceso es adiabático, la ecuación [3.4.1] queda combinada de la forma [3.4.2] y [3.4.3], donde  $m_e$  es el caudal de amoníaco evaporado en este proceso. El título de vapor en el punto 4c quedará definido como [3.4.4]

$$m_e \Delta h_{fv,R} = m(1 - x_3)(h_{4a,R} - h_{4c,R,f}) + m_v(h_{4b,R} - h_{4c,R,v}) + m_H(h_{4b,H} - h_{4c,H}) \quad [3.4.2]$$

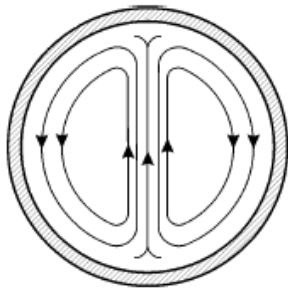
$$\dot{Q}_{evap} = [m(1 - x_3) - m_e](h_{5b,R} - h_{4c,R,f}) + (m_v + m_e)(h_{5bR} - h_{4cRv}) + m_H(h_{5bH} - h_{4cH}) - m(1 - x_3)(h_{3Rf} - h_{4aR}) + m_v(h_{5aR} - h_{4bR}) + m_H(h_{5aH} - h_{4bH}) \quad [3.4.3]$$

$$x_{4c} = \frac{\dot{m}_v + \dot{m}_e}{\dot{m} + \dot{m}_v} \quad [3.4.4]$$

Este valor del título de vapor en el punto 4c es importante porque marca qué cantidad de amoníaco líquido tenemos disponible para la refrigeración. Es determinante en el COP, porque la potencia de evaporación se reduce cuando  $x_{4c}$  aumenta.

### 3.4.1 FLUJO EN EL INTERIOR DEL TUBO

En el modelo del ciclo no se han considerado los coeficientes de convección internos. Sin embargo creo que es importante introducir cómo funcionan las corrientes en su interior.



Si no se toman medidas específicas, el líquido fluye con un caudal bajo en la base del tubo y por encima se forma una capa de gas rico [Carl G. Almén]. Debido a que el vapor de  $\text{NH}_3$  es 8,5 veces más denso que el de  $\text{H}_2$ , el gas rico es más pesado que la media de la mezcla en el tubo y se desarrolla una estratificación del gas en la base, reduciendo la evaporación. Cuando esto ocurre en la práctica, el

rendimiento de la unidad de enfriado es mucho peor.

En esta situación, unos golpes ligeros aplicados al tubo con un martillo, pueden servir para que el amoníaco humedezca toda la pared del tubo y aumentar la refrigeración de forma considerable. Esto se debe a que al humedecerse el techo y evaporarse, se crean unas corrientes que descienden pegadas al tubo y ascienden por el centro del mismo, tal y como se muestra en la figura. Lo que ocurre es que el tramo en el que solo está el tubo del evaporador es más bien corto en esta máquina. La distancia real en la que se encuentra sólo el tubo no está clara en esta máquina, pero será de unos 30 mm. De modo que lo que vamos a encontrar en la mayor parte del evaporador son dos tubos concéntricos. Lo que ocurre entonces con las corrientes de convección, es parecido pero en un espacio más confinado. En este caso, los fenómenos de calentamiento y enfriamiento del fluido en un proceso de convección natural, se resuelven en la agrupación de ambos. En lo que respecta a este TFG no se contempla el cálculo.

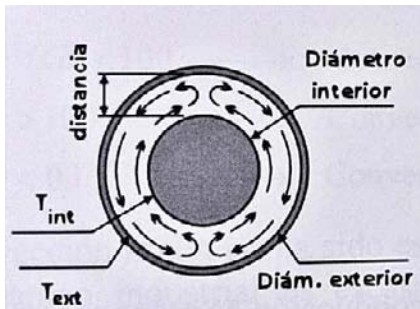


Figura 3.4.1 Corrientes en el evaporador-GHX

### 3.5 ABSORBEDOR

El absorbedor constituye otra de las partes fundamentales del circuito. Es un tubo que describe una especie de espiral por la cual fluyen en contrasentido vapor y líquido. Es en este elemento donde se recicla el amoníaco evaporado previamente, siendo absorbido en la solución débil que entra por un tubo de menor diámetro conectado a la parte superior de éste. El amoníaco vapor del que se habla, llega desde la salida del evaporador al reservorio situado bajo del absorbedor en forma de mezcla gaseosa con hidrógeno. Se

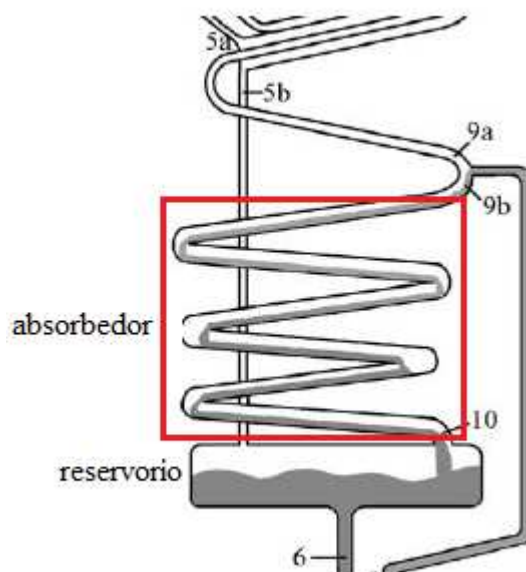


Figura 3.5.1 Absorbedor

supone que en el absorbedor no se produce transferencia másica hacia el la solución fuerte allí contenida. La mezcla gaseosa fluye en sentido ascendente por el tubo del absorbedor.

Para conseguir un transporte de amoníaco vapor, se necesita una diferencia en la presión parcial entre la superficie del líquido y de la masa de gas en el absorbedor. Este gradiente de presiones (figura 3.5.2) provocará la absorción al ser “empujado” el vapor de amoníaco contra la superficie líquida en un proceso de difusión másico. En la figura 3.5.2 se tiene un ejemplo extraído de la descripción de Carl G Almen. En él se tienen

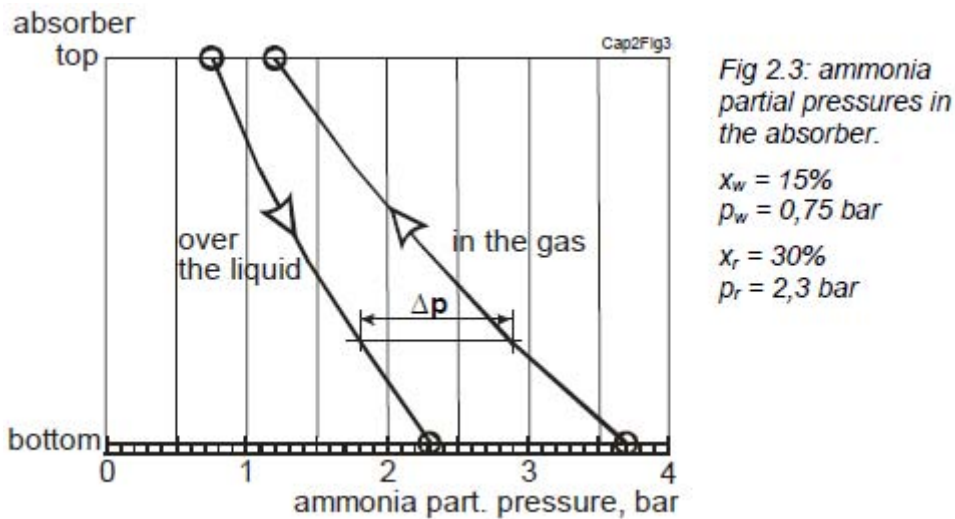


Figura 3.5.2

concentraciones débil y fuerte de 15 y 30% respectivamente y se asume una temperatura del absorbedor a 50°C (suposición razonable de una unidad trabajando a temperatura ambiente de 32 °C).

El proceso en el absorbedor es similar al del evaporador pero en sentido opuesto. Por 9b entra un flujo pequeño de solución agua-amoníaco, y en contracorriente desde la base del mismo absorbedor, punto 10 hacia su parte superior 9a y desde ahí a 5a fluye la mezcla gaseosa hidrógeno-amoníaco. La presión parcial en el gas es menor cerca de la superficie del fluido que en el resto del gas de modo que el amoníaco se mueve hacia la superficie donde se absorbe en el líquido. La absorción es un tipo de condensación donde el gas se diluye en un líquido. El calor de absorción puede tomarse como la diferencia de entalpías entre vapor sobrecalentado y líquido saturado a temperatura del absorbedor. Este calor aparece como una fuente térmica sobre la superficie de líquido, que se disipa a través de las paredes del tubo al ambiente. Podemos ver en la imagen termográfica 3.5.3, como en la parte inferior tenemos temperaturas más altas que en la superior. Se debe a que hay una mayor cantidad de calor aportado al tubo en esa zona, fruto de mayor cantidad de amoníaco absorbido simplemente porque es en la entrada del tubo donde más amoníaco se encuentra presente en el gas. Esto provoca que el gradiente de presiones en la masa gaseosa sea mayor y el proceso difusivo esté más acentuado.

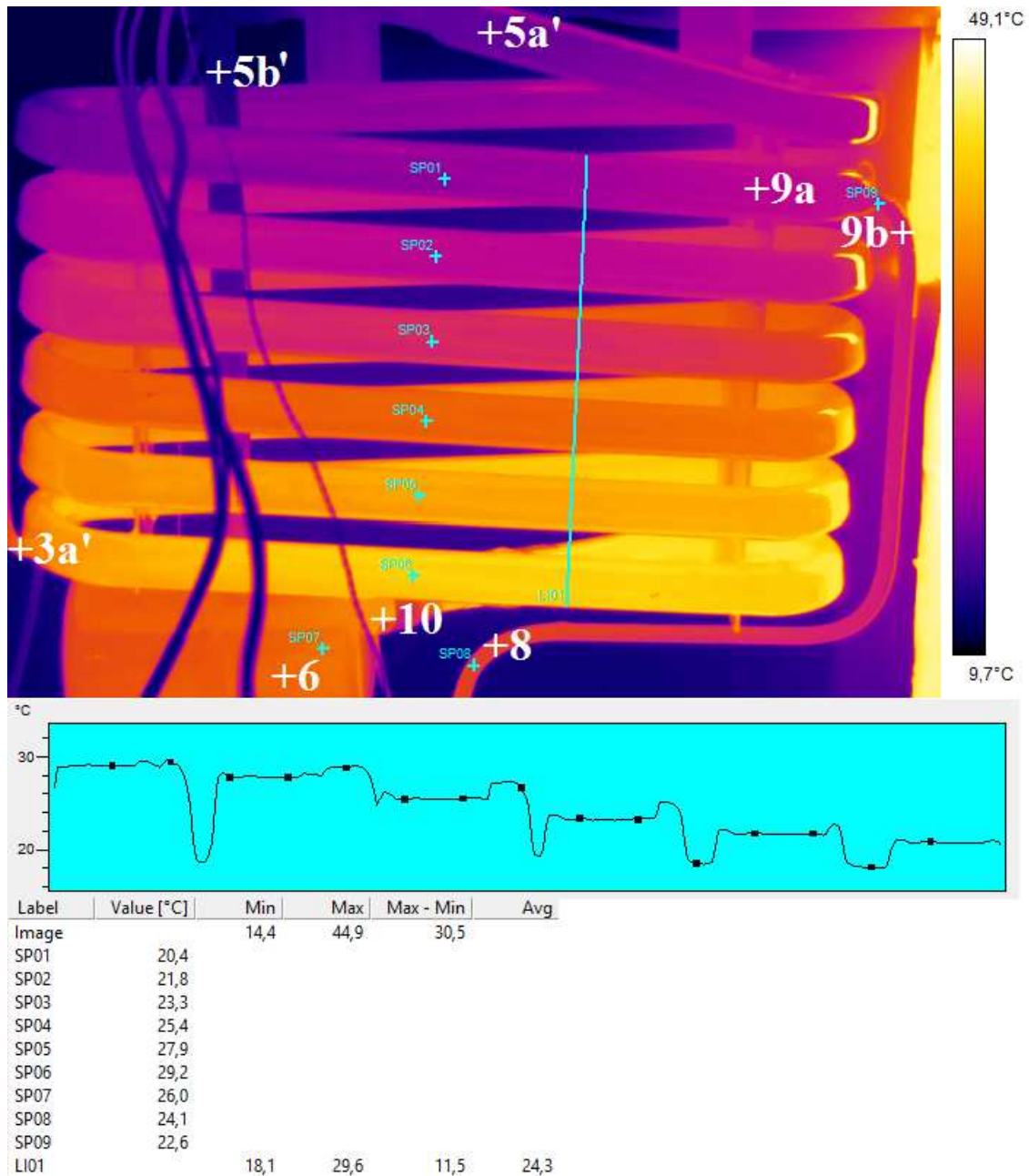


Figura 3.5.3

Como aclaración, añadir que en esta figura 3.5.3 se han marcado los puntos 3a', 5b' y 5a' porque tomaremos los puntos 3a, 5b y 5a como referencia en los estados termodinámicos que se van a marcar en los balances. Sin embargo, en la fotografía no aparecen los puntos físicos, por un tema simple de encuadre fotográfico.

Otra cuestión a tratar es la incorporación del flujo por 3a'. Recordemos que este tubo conecta con la evacuación de vapores a la salida del condensador. Seguramente a lo largo del tubo que conecta condensador y absorbedor, pueda producirse nuevamente condensación, pero como simplificación no consideraremos que se produzca, y que por

tanto el amoníaco no condensado llegue al absorbedor en el estado termodinámico del punto 3a. Al incorporarse al absorbedor, será arrastrado por la mezcla gaseosa que asciende por él.

Por otro lado podemos intuir en qué punto cesa o empieza, según se mire, la absorción. Vemos en la imagen 3.5.3, que con la ayuda del programa de tratamiento de datos termográficos hemos localizado unos puntos, señalados en color azul claro, de los que tenemos un recopilatorio en forma de tabla localizada bajo la imagen. Vemos que el líquido débil entra en 9b a una temperatura de 22,6 °C y que en el punto SP02 la temperatura indicada es 21,8 °C. Es decir, el líquido se ha enfriado, por lo que no ha habido absorción posible. Si continuamos descendiendo por el tubo, en SP03 ya se encuentra una temperatura mayor que en 9b de 23,3 °C, con lo que podemos intuir que la absorción ha comenzado a producirse.

Se ha comentado en el apartado correspondiente al evaporador, haciendo nuevamente referencia a los estudios de *Carl G. Almén*, que un tubo mecanizado con estrías helicoidales ayuda a la hora de humedecer la superficie total del tubo del evaporador, sino el vapor de amoníaco más pesado formaría una estratificación estable en la base del tubo y empeoraría la evaporación.

En el absorbedor la situación es diferente. El gas en contacto con el líquido en la base del tubo se vuelve débil y ligero provocando corrientes por convección. Análogo a lo que sucede en el evaporador (en el que se mejora la evaporación), pero esta vez solo sobre la superficie del líquido. Si se mecaniza el tubo como se hizo en el evaporador, con el objetivo de extender la superficie humedecida no se obtiene el mismo resultado que antes. Se debe a que el fluido asentado en la pared, en contacto con el gas pronto se satura de amoníaco, se vuelve más rico y ligero (el amoníaco es más ligero que el agua), se vuelve estable y la absorción cesa. Para aumentar esta superficie en la manera de lo posible, humedecer el tubo por el líquido es importante.

La difusión es mayor en términos relativos a las fuerzas de convección, que en el evaporador. Existe por tanto otra cuestión que debe tenerse en cuenta en el absorbedor, irrelevante en el evaporador. La absorción se da en la superficie del líquido, donde forma una capa estable rica en  $\text{NH}_3$  más ligera que el conjunto. El amoníaco de esta capa sí se mezcla con las capas inferiores en un proceso difusivo, pero en los líquidos este proceso es lento por lo que habrá un gradiente de concentraciones.

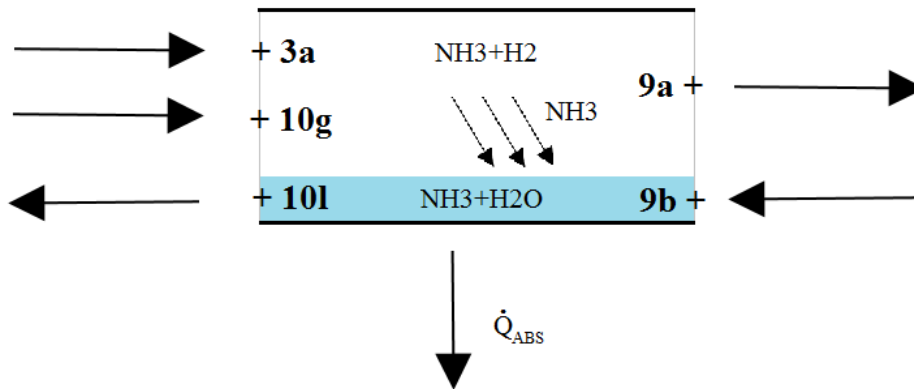


Figura 3.5.4 Esquema absorbedor

La figura 3.5.4 muestra de forma esquematizada el volumen de control sobre el que se plantea el análisis energético del absorbedor. Tenemos los puntos 10g y 10l que están a la misma temperatura  $T_{10}$ , representado 10g el caudal de la mezcla gaseosa  $NH_3+H_2$  y 10l el caudal de la solución líquida  $NH_3+H_2O$  con una concentración rica en amoníaco  $\alpha_r$ . En el punto 9a situamos la salida del absorbedor de la mezcla gaseosa donde el amoníaco que queda lo llamaremos  $m_v$  o amoníaco residual. Por el punto 9b, entra solución débil como ya hemos comentado.

El primer balance de masa que podemos establecer a queda de la forma:

$$\dot{m}_{9b} + \dot{m}_{10g} + \dot{m}_{3a} = \dot{m}_{10l} + \dot{m}_{9a} \quad [3.5.1]$$

Al principio, en la introducción de esta sección 3, introdujimos una serie de caudales que son los que se mantienen a lo largo del ciclo, y que aunque ahora hayamos utilizado subíndices para situarnos mejor sobre los puntos por los que entra y sale cada caudal, escribiremos a continuación a partir de esta ecuación [3.5.1] como quedarían las relaciones con estos caudales genéricos.

$$\dot{m}_w + \dot{m}(1 - x_3) + \dot{m}_v + \dot{m}_H + \dot{m}x_3 = \dot{m}_r + \dot{m}_H + \dot{m}_v \quad [3.5.2]$$

De la que nos queda simplificando, la ecuación [3.1] planteada al inicio de la sección 3.

$$\dot{m} = \dot{m}_r - \dot{m}_w$$



De lo que se deduce que el caudal absorbido, como diferencia entre el caudal rico y débil, es el mismo que el caudal circulante por el condensador. Y tiene sentido que se así sea, de manera que el ciclo pueda reiniciarse.

La ecuación que rige el balance energético en el absorbedor queda de la forma:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{abs} = \dot{m}(1 - x_3)h_{10,vR} + mx_3h_{3R} + \dot{m}_V(h_{10} - h_9)_{v,R} + \dot{m}_w h_{9,f} - \dot{m}_r h_{10,f} \\ + \dot{m}_H(h_{10} - h_9)_H \quad [5.1.3] \end{aligned}$$

$$h_{10,gR} = h(NH_3-H_2O; T_{10}; P_r; x = 1)$$

$$h_{9,gR} = h(NH_3-H_2O; T_9; P_w; x = 1)$$

$$h_{9,l} = h(NH_3-H_2O; T_9; \alpha_w; q = 0)$$

$$h_{10,l} = h(NH_3-H_2O; T_{10}; P_r; x_r)$$

$$h_{10,gH} = h(H_2; T_{10})$$

$$h_{9,gH} = h(H_2; T_9)$$

Según lo descrito podemos hallar otra ecuación del absorbedor donde el calor o potencia disipada por el absorbedor equivale a la energía que se disipa en el paso de vapor a líquido del amoníaco en la mezcla gaseosa. Como la absorción se produce a lo largo del elemento, tendríamos considerar una temperatura media de absorción para la cual estableceremos ese salto entálpico. Según el balance de masas, será  $m$  kg/s, la misma cantidad de refrigerante que circula por el condensador la que se absorbe.

$$\dot{Q}_{abs} = \dot{m} \cdot \Delta h_{fv}(T = T_{abs})$$

Esta ecuación no equivale a toda la potencia disipada en el absorbedor, sino que parte equivale a la energía transportada por los fluidos se disipa al ambiente. Esta transferencia al ambiente puede modelarse igual que se hizo con el condensador. En el siguiente punto se explica con más detalle.

### 3.5.1 ECUACIONES DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL ABSORBEDOR

Al igual que se ha hecho con el condensador, es interesante plantear un análisis para el absorbedor. Es interesante obtener otra ecuación, a través del análisis de la transferencia

de calor de manera que podamos corroborar el modelo comprobando temperaturas reales con las obtenidas a través del análisis

El líquido en el absorbedor entra con una velocidad equivalente a la diferencia de alturas entre dicha entrada y la superficie libre de la solución débil en el tubo de ascenso, cae por gravedad y se hace más pesado a medida que absorbe amoníaco. Por su parte, el gas asciende al aligerarse de amoníaco a medida que este se absorbe en el líquido. Dentro del tubo del absorbedor tendremos dos coeficientes de película, para el gas y para el líquido respectivamente. Las temperaturas se conocen con seguridad para la pared exterior del tubo. Podríamos suponer que dentro del tubo gas y líquido están a la misma temperatura, pero el líquido al absorber amoníaco aumentará su temperatura y dado que las corrientes de convección del gas afectan solo a la parte de la interfase líquido-gas, no se llegará a alcanzar la misma temperatura para los dos. Además, el gas al disminuir su presión parcial en amoníaco, la temperatura descenderá igualmente aunque puede verse compensada por la transmisión de calor desde el líquido.

Como a priori, el flujo interno se complica un poco, se ha optado por comenzar con el análisis para el flujo por convección natural exterior de la misma manera que se ha hecho en el condensador. Conocemos las temperaturas superficiales y la temperatura ambiente, de modo que se puede establecer una ecuación para la potencia disipada en el absorbedor. La cuestión a plantear es nuevamente como evaluar esta potencia.

Una opción sería tomar todo el absorbedor y establecer un salto logarítmico medio con las temperaturas  $T_{10}$  y  $T_9$  como entrada y salida, y la temperatura ambiente. Aunque se debe corregir la temperatura ambiente de manera que se tenga en cuenta el calentamiento progresivo del aire a medida que asciende. Esta temperatura es importante porque determina las propiedades del aire.

En primer lugar realizaremos se realiza el cálculo del grosor del absorbedor y se evalúa si los resultados son coherentes. La relación entre el cambio de la temperatura del absorbedor en sentido ascendente y la del aire que fluye a través de él se establece como un salto de temperaturas logarítmico medio. Se supone la entrada de aire a temperatura ambiente y la salida a  $2^\circ\text{C}$  por encima de ésta. Hay que tener en cuenta que en realidad el coeficiente de película aumenta porque se generan turbulencias en el ascenso del fluido.

$$\Delta T_{abs} = \frac{(T_{10} - T_{amb}) - (T_9 - T'_{amb})}{\ln \left[ \frac{(T_{10} - T_{amb})}{(T_9 - T'_{amb})} \right]}$$

La temperatura de película para la que se evalúan los fluidos se toma como

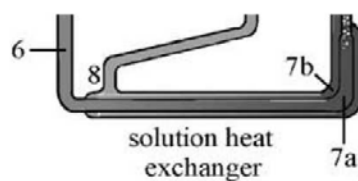
$$T_f = 0,25[(T_{10} + T_9) + (T_{amb} + T'_{amb})]$$

$$T'_{amb} = T_{amb} + \Delta T_{recalentamiento}$$

### 3.6 INTERCAMBIADOR DE CALOR DE SOLUCIONES LÍQUIDAS LHX

Cuando en el generador o bomba termosifón se separa parte del amoniaco de la solución rica, se bombea parte de fluido en estado líquido. Este fluido se calienta considerablemente. Este líquido en concentración débil fluye hasta el absorbedor, pero antes se aprovecha la energía captada por este en su paso por el generador. Se transfiere a la solución rica proveniente del absorbedor y se recalienta ésta en la medida de lo posible para acelerar el proceso de bombeo ahorrando energía y en definitiva aumentando el COP.

El intercambiador de calor, apoya a la resistencia eléctrica del generador en tanto que calienta la solución rica que entra. Se aprovecha el calor absorbido por la solución débil que fluye en sentido contrario.



Hay que tener en cuenta que a lo largo del intercambiador se producirán pérdidas al ambiente. De modo que la ecuación que rige el balance energético en el LHX queda de la manera

$$m_r(h_8 - h_6) + \dot{Q}_{p,LHX} = m_w(h_{7b} - h_8)$$

Donde  $\dot{Q}_{p,LHX}$  se puede calcular al igual que se ha hecho en los demás tubos evaluando el coeficiente de convección natural. Para este caso tomaremos las temperaturas

$T_{e,LHX} = 53^{\circ}C$  y  $T_{s,LHX} = 26^{\circ}C$  medidas con el termómetro de contacto en el laboratorio porque no se colocaron termopares en esta sección. Con estas dos temperaturas se puede hallar la temperatura de pared, con la media de ambas y para el salto térmico al ambiente se tomará la diferencia logarítmica media.

## 4. MODELO DEL CICLO Y EES

El modelo que se presenta a continuación procura establecer las relaciones termodinámicas descritas a lo largo del ciclo. En un principio, antes de comenzar a escribir cualquier ecuación, el objetivo era poder buscar mejoras en el COP a través del modelo. Sin embargo, como detallaré más adelante en el apartado de conclusiones, la máquina estudiada en cuestión se ha convertido en un acertijo termodinámico a resolver.

### 4.1 SOFTWARE EES

*Engineering Equation Solver o EES* es un software de resolución de sistemas de ecuaciones que además incluye un gran y potente paquete de propiedades termodinámicas. Una vez tengamos un sistema de ecuaciones compatible determinado, el programa se encarga de resolverlo y lo hace en un intervalo de tiempo instantáneo en lo que refiere al menos a este caso.

El programa además cuenta con la posibilidad de calcular las demás incógnitas del circuito en función de una variable con el uso de las *Parametric Tables*. Constituye una opción potente a la hora de jugar con ciertas variables que veamos dudosas. En este caso por ejemplo, al ser una máquina totalmente hermética es posible que los valores utilizados como parámetros de entradas sean erróneos en un primer momento. Estas tablas nos permiten iterar de una manera un tanto rudimentaria pero efectiva las variables del circuito. Más adelante se hace referencia a esta cuestión con ejemplos.

Además cuenta con las llamadas Property Plots, en las que podemos ver gráficas para un determinado fluido, sean gráficas presión vs entalpía, temperatura vs entropía, etc. Son de gran ayuda a la hora de ver ilustrados los puntos del ciclo. Podemos hacer que se vean

con la herramienta *overlay plot* mediante la cual sacaremos los valores de los puntos de las *array table* y los plasmaremos en la gráfica de las propiedades en cuestión. Es importante elaborar estas *array tables* con la utilización de corchetes envolviendo un número. Estos números comienzan desde el 1 hasta el número  $i$  de propiedades que deseamos calcular. Por ejemplo, si deseamos dibujar la entalpía vs la presión denotaremos  $h[i]$  y  $P[i]$  (no importa si escribimos en mayúsculas o minúsculas pues el software no distingue) y escribiremos los puntos correspondientes entre corchetes.

Utilizaremos también herramientas como la ventana *variable info* que permite establecer valores límites tanto por encima como por debajo al valor de las variables. Permite también fijar un valor *guess*, o valor esperado para determinada variable, que ayuda al programa en el cálculo. El algoritmo de resolución crea paquetes o bloques de ecuaciones en los que aparecen tantas incógnitas como números de ecuaciones del bloque, creando así subsistemas compatibles determinados. Lanzado un cálculo, el programa muestra en la *residual window*, se muestran los bloques con sus ecuaciones, y en formato negrita las incógnitas. Se da información sobre el tiempo de resolución para cada ecuación, así como los valores de los residuales absolutos y relativos. Los residuales absolutos representan la diferencia entre los valores a cada lado de la ecuación, y el relativo es el cociente entre el relativo absoluto y el valor del lado izquierdo de la ecuación. En definitiva, representan la precisión en el cálculo. Además se presenta un indicador en lo referente a la coherencia de las unidades en el cálculo, representado por “OK” si ha habido concordancia o “?” en caso contrario.

El programa es una herramienta de cálculo y es importante conocer cómo resuelve las ecuaciones, implementadas desde nuestra interpretación de un modelo termodinámico real. Veremos en la sección correspondiente al modelo en sí, donde se explican tanto la elaboración del mismo como el análisis de los resultados, la importancia de interpretar correctamente estas fuentes adicionales de información que ofrece el programa EES.

El problema lo tenemos en uno de los fluidos que utilizamos. Se trata de la mezcla amoníaco-agua. El EES no cuenta con las gráficas para este fluido, pero sí que se ha representado de forma manual los valores energéticos como veremos en el apartado de resultados y conclusiones. Sí que permite calcular sus propiedades termodinámicas como se explica a continuación.

El programa también cuenta con una opción sencilla de representación gráfica, llamada *Diagram Window* en la que se puede dibujar un esquema del ciclo y añadir en forma de ventanas las variables de salidas que deseemos del ciclo. También pueden incluirse botones para el cálculo y gráficas, así como casillas para el input de datos. En este caso me ha ayudado a visualizar mejor el proceso, a la vez que mostrar las variables de interés. El botón de cálculo no es muy cómodo mientras se desarrolla el modelo porque el programa no permite tener las variables que se usen dentro del *diagram window* activas al mismo tiempo en la *equation window*. Lo mismo ocurre con las *parametric tables*, aunque para el uso de éstas últimas sí conviene tomarse un momento para anular las variables necesarias en la *equation window*.

## **4.2 PROPIEDADES TERMODINÁMICAS**

Había adelantado ya en el apartado anterior que el software contiene una gran librería con las propiedades termodinámicas de un gran número de fluidos. Los fluidos a estudiar en este proyecto y sus propiedades a evaluar, son la mezcla amoníaco-agua, el amoníaco puro y el gas hidrógeno. La mezcla gaseosa hidrógeno y amoníaco se considera de gases ideales para simplificar el cálculo.

Una cuestión importante a la hora de plantear los balances energéticos ha sido ser cauto con las entalpías de referencia para cada fluido. En lo que respecta a la aparición del hidrógeno no ha habido problema porque siempre se encuentran saltos entálpicos, y tratándose de variaciones se puede trabajar sin problemas. El asunto se vuelve más delicado en las zonas donde encontramos la mezcla amoníaco-agua, porque seguramente tendremos variaciones en cuanto a la concentración de amoníaco. De hecho en el generador se apuesta por considerar la salida del gas como amoníaco puro en el cálculo. Si bien al final no he considerado esta simplificación, es de remarcar que en estos balances cuando aparezca o bien el amoníaco o el agua en estados puros, consideraremos el cálculo de la propiedad que se desee utilizando la fórmula para la mezcla y jugando con el parámetro que concierne a la pureza de la mezcla.

### **4.2.1 MEZCLA NH<sub>3</sub> – H<sub>2</sub>O**

Vemos en la imagen inmediatamente inferior la información que el programa EES nos ofrece sobre la mezcla. Una de las diferencias que se observan a priori, es que a diferencia de una sustancia pura, no encontraremos las funciones de presión y temperatura de saturación.

### NH3H2O (Ammonia-Water)

NH3H2O provides the thermodynamic properties of ammonia water mixtures in subcooled, saturated and superheated conditions. Since NH3H2O is a mixture, its implementation differs somewhat from that for the pure substances. First, it requires 3 independent properties to fix the state. Second, there is a new property function called MassFraction that returns the mass fraction of ammonia. Third, property designators X and Q are used for NH3H2O, which differs from their use for real fluids. These properties are identified by a single case-insensitive letter followed by an equal sign. The property designators that are applicable to NH3H2O and their meanings are:

I=specific enthalpy  
P=pressure  
Q=quality (Saturated states,  $0 \leq Q \leq 1$ ; Subcooled.  $Q=0.001$ ; Superheated  $Q=1.001$ ).  
S=specific entropy  
T=temperature  
U=specific internal energy  
V=specific volume (=1/density)  
X=mass fraction (Note that X designates quality for real fluids)

The property functions available for fluid NH3H2O are:

Conductivity  
Density  
Enthalpy  
Entropy  
IntEnergy  
MassFraction  
Pressure  
Quality  
SurfaceTension  
Temperature  
Viscosity  
Volume

Figura 4.2.1

Como detalle, indicar que en esta fórmula (se explica en la descripción de la imagen) se utiliza  $x$  (*MassFraction*) para indicar la concentración en amoníaco mientras que en una sustancia pura la  $x$  señala el título de vapor. El título de la mezcla se indica con  $q$  (*Quality*).

## 4.2.2 CÁLCULO DE PROPIEDADES TERMODINÁMICAS

A excepción de variables como la presión de saturación o temperatura de saturación, para un líquido puro como el amoníaco se requieren dos parámetros termodinámicos para describir una tercera variable termodinámica. Para el amoníaco el programa reconoce la entrada *ammonia*.

Por otro lado para el hidrógeno se ha utilizado la referencia *H2* aunque también se puede utilizar *hydrogen*. Este segundo ofrece propiedades termodinámicas basadas en un comportamiento de fluido real. El programa recomienda utilizar *H2* para propiedades del hidrógeno como gas ideal.

Es importante tener cuidado en el cálculo de entalpías principalmente, porque los valores de referencia varían de un fluido a otro. De modo que se ha optado por utilizar el formato NH<sub>3</sub>H<sub>2</sub>O en todos los casos, con una concentración al 100% para los casos en los que se trata de amoníaco puro.

### **4.3 MODELO EES**

Llegamos al apartado clave en lo que se refiere a los objetivos que pretende cumplir este trabajo de fin de grado. El EES, como ya hemos dicho, es una herramienta de cálculo verdaderamente útil si se aplican correctamente las relaciones termodinámicas que representan un modelo real. La elaboración del modelo ha ido evolucionando a medida que mi comprensión sobre la naturaleza del ciclo también lo hacía, de modo que ha habido varios modelos desechados en el camino. Se ha planteado elaborar un modelo siguiendo las ecuaciones energéticas descritas en los apartados anteriores. En las siguientes páginas, se describen las ecuaciones finalmente adoptadas entre un conjunto de posibles candidatas. Se razona cada elección, sobretodo ajustándose al método de cálculo que tiene el programa así como a las variables más sensibles en la determinación de ciclo. Se comenta además, las distintas técnicas de ajuste que se han implementado para obtener un modelo lo más representativo de la máquina real. Todo ello apoyado, repito, por las ecuaciones que ya describimos en los apartados anteriores y partiendo de valores numéricos obtenidos de trabajos de investigadores como apoyo al cálculo iterativo.

#### **4.3.1 VARIABLES DE ENTRADA**

En primer lugar, como punto de partida era necesario establecer qué variables serían los inputs del programa. Aunque veremos más adelante que se toman principalmente temperaturas, las primeras variables a establecer eran las concentraciones de amoníaco en las soluciones ricas y débiles, así como la potencia de entrada de la resistencia eléctrica.

Las temperaturas en las superficies de los tubos serán importantes a la hora de establecer los coeficientes de película por convección natural. Estas ecuaciones permiten dejar como incógnita una variable más en el balance energético. En un primer momento solo se plantearon balances de masa y materia, de modo que las potencias, a excepción del generador, necesitaban de todas las temperaturas para realizarse el cálculo. De esta manera por ejemplo en el condensador se debía introducir un valor de título a la salida,



en lugar de obtenerlo a través del análisis de transferencia térmica como se ha hecho después.

Había adelantado ya que contábamos con una máquina en el laboratorio totalmente hermética. No se tiene ninguna descripción de la misma así que las concentraciones en masa de amoníaco se han elegido tras recopilar información de distintos investigadores, que proponen valores de entre el 25- 30% para la solución rica, y 10-15% para la solución débil. Por tanto, las concentraciones de amoníaco en las soluciones se han tenido que incorporar como inputs del programa. Más adelante veremos cómo podemos sustraer uno de estos datos a cambio de una ecuación extra y analizaremos los resultados.

El condensador es un elemento fundamental para el cálculo, porque de él se deriva la presión de funcionamiento. Aunque son el generador y ciclo evaporador-absorbedor los de mayor sensibilidad al cálculo. Se debe a que los balances en estos elementos incorporan mayor número de variables y por tanto si hay un error en alguna parte, tiene mayor probabilidad de salir en las ecuaciones correspondientes. Los bloques de variables son a tener en cuenta. De forma resumida, se ha encontrado veces que el programa agrupa un gran número de ecuaciones en un mismo bloque, para el generador sobretodo, mientras que para las demás ecuaciones realiza una especie de resolución en cascada, en la que los bloques son sólo de una o dos ecuaciones. En general, es importante ver de dónde se derivan los resultados mediante un análisis de la *residual windows*, antes de poder juzgar la veracidad y coherencia de los resultados.

La potencia del generador sería el input más fiable del que disponemos. La resistencia eléctrica proporciona una potencia de 100W. Se ha considerado que el aporte de calor se hace adiabáticamente. La realidad es que el aislante no es perfecto y tendremos pérdidas.

#### **4.3.2 DESARROLLO DEL MODELO**

El desarrollo del modelo comenzó partiendo de las ecuaciones que se han descrito en la sección de descripción del ciclo. En un primer momento, solo se contemplaron las ecuaciones de conservación de energía y masa. En lo que respecta a las ecuaciones de conservación de masa se había comentado en la introducción de la descripción del ciclo que en el modelo se han usado unos caudales determinados. Personalmente ha sido más cómodo a la hora de identificar el transporte de energía en cada parte del ciclo. Puede ser un poco más confuso en algunos tramos donde se suman caudales, que el método

convencional en el que se asigna un caudal al punto por el que pasa, por ejemplo  $m_{7a}$  en lugar del utilizado  $m_r$ . También se han escrito las ecuaciones de esta forma, pero al final los balances de masa de poco sirven porque en los balances energéticos hay que tomar entalpías para cada compuesto en la mayoría de los casos, y me ha resultado más cómodo usar los caudales

El uso de las *parametrics tables* ha sido de ayuda a la hora de modelar el ciclo a la hora de establecer los límites que puede tener una variable, así como ver en qué otras variables puede estar repercutiendo. Este seguimiento se puede hacer igualmente con la *residuals window*, aunque la *parametric table* da una idea de la magnitud de cambio de una frente a otra. Anteriormente se ha hablado del *diagram window* y sus posibilidades. La imagen 4.3.2a muestra el esquema que se ha usado como apoyo en la elaboración del modelo.

A la izquierda tenemos una leyenda con los distintos tipos de caudales señalado por colores y estado de agregación marcado por el trazo. En el esquema se han incorporado los puntos que se evalúan termodinámicamente. El flujo está indicado con flechas. Las potencias intercambiadas con el ambiente también se señalan. A la derecha del esquema, aunque está repetidas las potencias, están por cuestión de comodidad. También se indica la potencia del condensador, los valores para los caudales y los parámetros que han sido de utilidad a la hora de ajustar el modelo como son los títulos de vapor que aparecen. Los saltos de temperatura que aparecen son los que se han utilizado en la evaluación de intercambio con el ambiente.

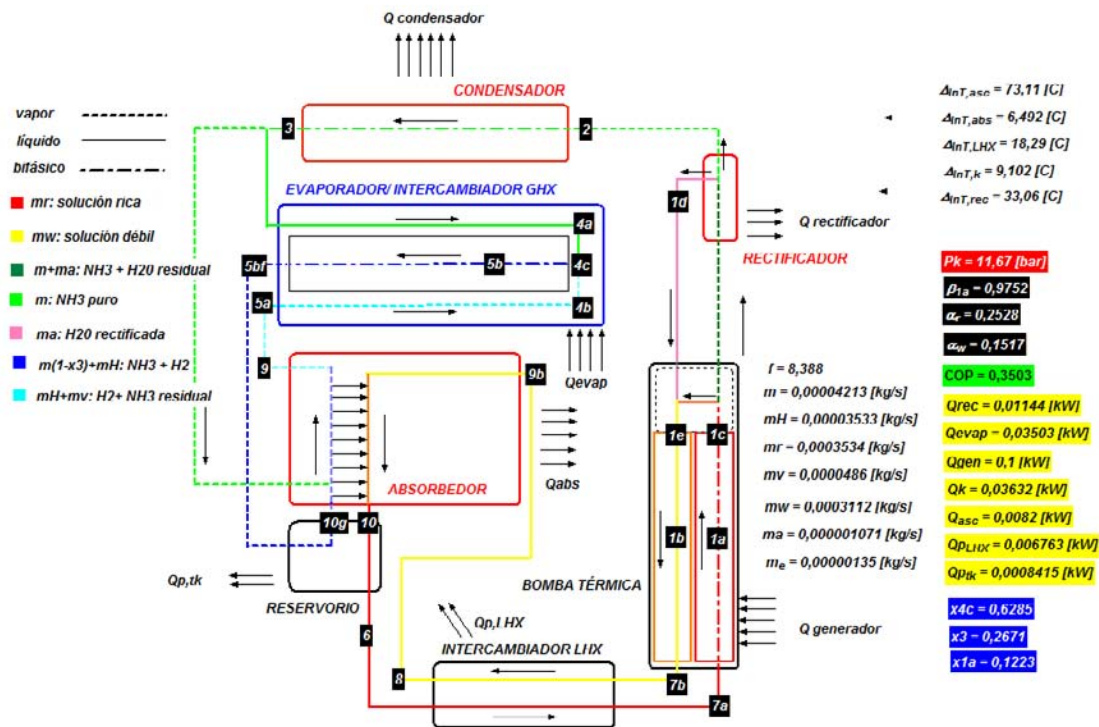
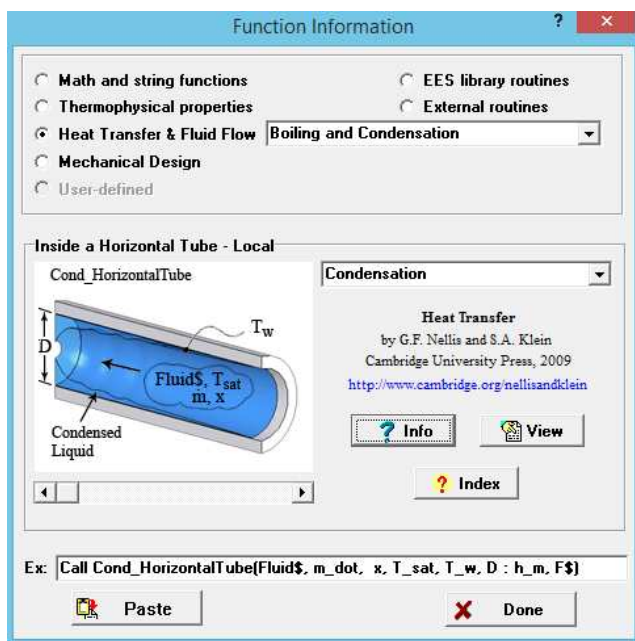
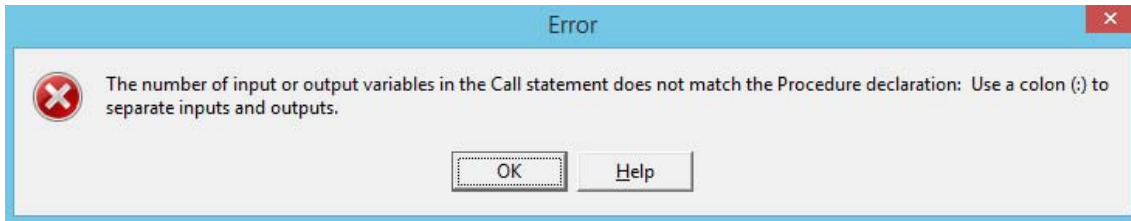


Figura 4.3.2a Esquema del modelo EES

Las ecuaciones de transferencia de calor por convección al ambiente se han implementado de manera manual. El EES cuenta con un paquete de cálculo para la transferencia de calor en regímenes de ebullición y condensación. En este caso, se podría usar para calcular el coeficiente de convección interna en el condensador.



Sin embargo, la función estaba fallada porque daba mensajes de error incluso ejecutando el mismo ejemplo que acompaña la descripción de la función.



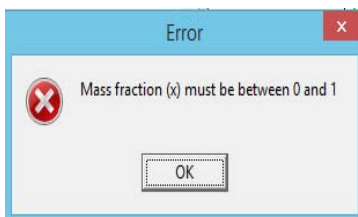
El modelo ha ido evolucionando evidentemente desde el punto de partida. El uso de las herramientas del EES ha sido importante, tanto las *parametric tables* como la *residuals table*. Estamos analizando un problema con unas temperaturas fijas, para saber si el ciclo tiene sentido tal cual está planteado, lanzamos un cálculo tomando como dato la concentración media para la solución rica en este tipo de sistemas, 30% de amoniaco aproximadamente.

Tabla 4.3.2a

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	$\alpha_r$	$\alpha_w$	COP	Qevap [kW]	T6 [C]	x1a	x3	x4c	$\alpha_{1a}$	
Run 1	0,3	0,2036	0,3497	0,03497	23,78	0,1239	0,2883	0,6355	0,2043	

La temperatura T6 en este caso es una variable de salida, y difiere de 2°C aproximadamente de la medida evaluada con el termómetro de contacto. Por otro lado tenemos una potencia de evaporador de unos 35 W. Estas máquinas suelen considerarse de 30W de poder de refrigeración de modo que se acerca bastante a la realidad. Una de las razones de este bajo rendimiento se explica por los elevados títulos a la salida del condensador y el otro a la salida del evaporador.

Sin embargo, al cambiar los datos, y al tomar como dato T6=24° o bien la otra temperatura T1b=120°C, para hallar en función de estos el sistema indica el siguiente error.



Al consultar en la residuals window se observa que el bloque que comprende el cálculo de estas dos variables es el más grande de todo el sistema. Hay que tener en cuenta que todas las entalpías se calculan en función de estos parámetros, exceptuando las zonas donde hay amoniaco

puro.

```

1 8.854E-01 -4.427E-01 OK 4 0 Qv vap+Qger-Qrec-Qabs+Dk-Op_LHX-Qp_uk-Q_anc
1 1.499E-01 -4.557E-06 OK 6 0 m-r*alpha_r-mw*alpha_w
1 1.000E-05 -1.155E-23 OK 4 0 m-r*mr
1 9.508E-01 4.334E-13 OK 3 0 h1a=enthalpy(NH3H2O,T1,x=beta_1a)
1 7.628E-01 2.405E+02 OK 17 16 h1a=enthalpy(NH3H2O,T1,x=beta_1a)
1 1.000E-05 0.000E+00 OK 3 0 h1a=enthalpy(NH3H2O,T1,x=alpha_w)
1 7.212E+00 -4.951E+02 OK 3 U h1b=enthalpy(NH3H2O,T1,x=beta_1a)
1 1.404E-02 1.103E+21 OK 3 15 h1c=enthalpy(NH3H2O,T1,x=beta_1a)
1 6.079E-01 1.402L+22 OK 17 16 h1c=enthalpy(NH3H2O,T1,x=alpha_1a)
1 2.015E+00 2.738F+21 OK 3 0 h7a=enthalpy(NH3H2O,T7a,P=Pk,x=alpha_r)
1 1.000E-05 0.000E+00 OK 3 0 h7b=enthalpy(NH3H2O,T7a,P=Pk,x=alpha_w)
1 1.000E-05 -1.275E-15 OK 4 0 beta_1a-m/(m-a-m)
1 5.123E-06 -7.970E-16 OK 15 0 alpha_1a*mr*(1-x1a)/(m+ma)*beta_1a-mr*alpha_r
1 1.000E-05 1.836E-18 OK 5 0 x1a*(m+ma)/mr
1 3.460E-01 5.289E-02 OK 9 0 Qgen=mr*(x1a*h1a+v*(1-x1a)*h1a+h7a)+mw*(h7b-h1b)
1 1.867E-01 -1.265E-02 OK 10 U mr*(1-x1a)*(h1a-h1c)+x1a*(h1a-h1c)+mw*(h1b-h1a)
1 7.745E-01 4.255F+02 OK 6 0 mw*(h1a-mr*(1-x1a)*h1c+m*hd)
1 0.393E-01 -9.204L+02 OK 5 U Qgs=(m+ma)*h1a+mr*(h1b-mc*hd)
1 3.135E-01 6.773F+03 OK 3 0 Qk=m*hd*(1-x3)*3R1-x3*3R2)
1 1.201E-02 -1.702L+04 OK 7 U m*(1-x3)*h3a+m*4B5+m1*hd11-a_e*hd3+h3d4+m*0-x3*hd4+m*hd4+m1*hd11
1 2.273E+00 2.951E-02 OK 3 0 Qv vap*(m*-x3)-m_e*(h3d4-h3d5)+(m*-m_e)*(E3d4+E3d5)-mH*(h3d4-h3d5)+m*(1-x3)*(h3d4+h3d5)+m*2.5aE3+4aE3+mH*(h3d4-h3d5)
1 9.294E-01 -4.470E+01 OK 4 0 p=Pk*(m-mw)/(m+h3d3)
1 9.593E-01 -4.430E+01 OK 3 0 p=Pk*(m-mw)/(m+h3d3)
1 1.504E-01 6.151E+03 OK 10 0 Qabs=m*(1-x3)*h10a+m*x3*3R2+m*(h10a+h3d3)+mw*h91*mr*h101+mH*(h10H+h9H)
1 1.000E-05 0.000E+00 OK 3 U h91=enthalpy(NH3H2O,T1,x=alpha_w)
1 3.571E-01 2.154E+21 OK 3 U h101=enthalpy(NH3H2O,T1,x=alpha_r)
1 1.193L+00 -3.102L+02 OK 7 U mw*(h7b-h5-m*(h7a-h5)-Qo_LHX)
1 1.000E-05 0.000E+00 OK 4 0 h5=enthalpy(NH3H2O,T1,x=alpha_r)
1 1.000E-05 0.000E+00 OK 4 16 h5=enthalpy(NH3H2O,T1,x=alpha_w)
1 9.690E-01 -2.400E-01 ? 3 0 Tp_uk=Tb
1 0.947E-01 -3.500E-00 ? 3 0 TI_uk=Qp/Tp_uk-T_amb)
1 1.053E+00 1.800E+21 ? 3 0 DELTA_uk=Tp_uk-T_amb)
1 3.993E-01 6.756E-01 ? 3 0 k_uk=cond2*kytot_uk*T-TI_uk-T_amb)
1 9.989E-01 -2.853E+02 ? 3 U h_uk=Nu_uk*k_uk/L_uk
1 5.165E-04 1.000F+20 ? 4 0 Qp_uk=h_uk*A_uk*DFI TA_uk/1000*1.31

```

Cada número 1 marcado en negrita al comienzo de una fila indica que no se pudo resolver la ecuación dentro de los márgenes de tolerancia. Los valores que saca para las concentraciones son superiores a la unidad y negativos. Desde luego, es difícil saber dónde se origina el problema exactamente porque estas variables aparecen como ya he dicho en la mayoría de las ecuaciones. La primera solución que se puede plantear es ir a la ventana de *variable information* para comprobar los límites y el valor de estimación. En este caso ya había prefijado los límites a la variable y el valor de estimación, pero quería mostrar esta posibilidad.

Variable	Guess	Lower	Upper	Display	Units	Key	Comment
alpha_1a	0.25	alpha_w	alpha_r	A 3 N			
alpha_a k	0.2905	-infinity	infinity	A 3 N			
alpha_r	0.25	0.0000E+00	1.0000E+00	A 3 N			
alpha_w	0.13	0.0000E+00	1.0000E+00	A 3 N			
A_abs	0.1568	-infinity	infinity	A 3 N			
A_asc	0.00377	-infinity	infinity	A 3 N			
A_e_a	0.1457	-infinity	infinity	A 3 N			
A_k_1	0.2605	-infinity	infinity	A 3 N			
A_k_libre	0.01035	-infinity	infinity	A 3 N			
A_LHX	0.009	-infinity	infinity	A 3 N			
A_rec	0.006	-infinity	infinity	A 3 N			
A_tk	0.016	-infinity	infinity	A 3 N			
beta_1a	0.4022	0.0000E+00	1.0000E+00	A 3 N			

Si intentamos introducir cualquier otra ecuación que contenga estas concentraciones como variables el programa las introduce en el mismo bloque de resolución y el problema sigue siendo el mismo. Por ejemplo, fijar un balance energético tomando generador y

rectificador, y suprimiendo una temperatura como dato no sirve por la razón que estamos comentando.

Lo que se ha hecho, como medida alternativa es fijar un valor para la relación  $\frac{\alpha_w}{\alpha_r} = C$ .

Con esto no se fija a priori ninguna de las concentraciones, sino que se le da un valor a C con una *parametric table*.

Tabla 4.3.2b

1..10	1 $\alpha_r$	2 $\alpha_w$	3 C	4 COP
Run 1	0,4361	0,3489	0,8	0,3472
Run 2	0,3608	0,2672	0,7333	0,3489
Run 3	0,2933	0,1955	0,6667	0,3498
Run 4	0,2528	0,1517	0,6	0,3503
Run 5	0,2227	0,1188	0,5333	0,3506
Run 6	0,1994	0,09304	0,4667	0,3508
Run 7	0,1809	0,07235	0,4	0,3509
Run 8	0,1667	0,05624	0,3333	0,351
Run 9	0,1532	0,04085	0,2667	0,351
Run 10	0,1424	0,02848	0,2	0,351

Tabla 4.3.2c

1..10	1 $\alpha_r$	2 $\alpha_w$	3 C	4 COP
Run 1	0,3193	0,2235	0,7	0,3494
Run 2	0,3014	0,2043	0,6778	0,3497
Run 3	0,2855	0,1872	0,6556	0,3499
Run 4	0,2715	0,1719	0,6333	0,3501
Run 5	0,2587	0,1581	0,6111	0,3502
Run 6	0,2472	0,1456	0,5889	0,3504
Run 7	0,2367	0,1341	0,5667	0,3505
Run 8	0,2272	0,1237	0,5444	0,3506
Run 9	0,2184	0,1141	0,5222	0,3507
Run 10	0,2104	0,1052	0,5	0,3507



Se ha comenzado con un margen de 0,2 a 0,8 en la tabla 4.3.2b. Los resultados para  $\alpha_r$  determinan los márgenes que se detallan en la tabla 4.3.2c. Vemos que el valor de C para obtener un resultado coherente tiene que estar en torno a 0,6.

En su estudio A. Zohar fija una relación de 0,33, dando valores del 30% y del 10% a las soluciones rica y débil respectivamente. En nuestra máquina no sería viable porque nos situaríamos en valores muy bajos para ambas concentraciones.

J. Chen en su estudio, fija un valor de 0,5 que sí que podría interpretarse para esta máquina teniendo en cuenta que aunque está en los límites, este 0,5 daría el COP más alto en caso de que esas fuesen las concentraciones reales de la máquina.

No podemos hacer una comparación real directa porque las máquinas de estos investigadores funcionan a 20 - 25 bares. Para este segundo valor la temperatura de saturación del amoniaco es de 58°C, lo que se aleja bastante de la temperatura de nuestro condensador.

## 5. DATOS EXPERIMENTALES

### 5.1 INSTRUMENTACIÓN

Las fotografías termográficas se tomaron con una cámara modelo FLIR T640.

Para la medida de las temperaturas se han colocado sondas en los puntos que se indican en la figura inferior. El ensayo se realizó durante más de 24 horas. Las temperaturas



fueron sondeadas mediante el uso de termopares conectados a un sistema de recolección de datos conectado al PC.

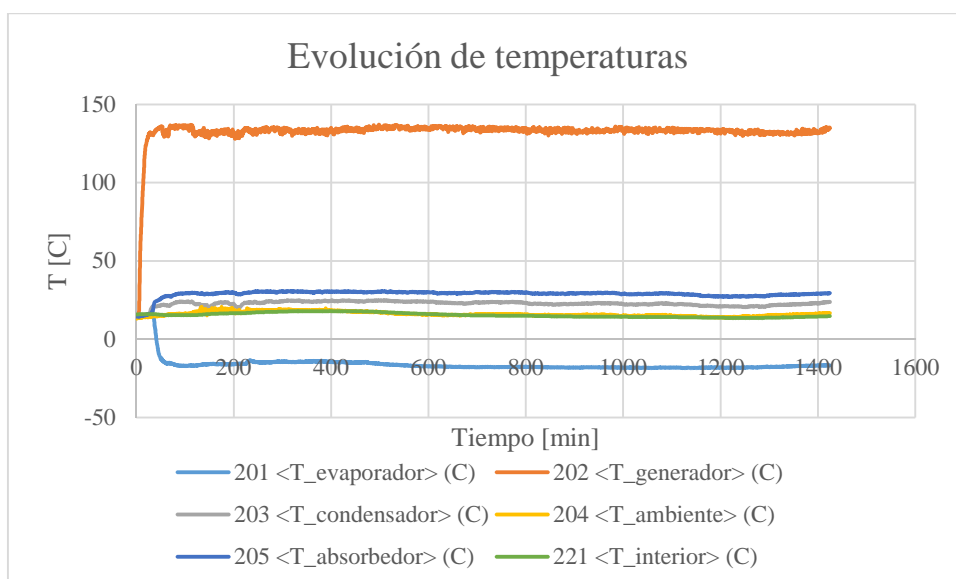
Como medidas adicionales se han tomado temperaturas con la ayuda de un termómetro de contacto. Estas han sido especialmente útiles debido a que la termográfica tiene mayor error. A continuación se comentan los datos tomados. Las medidas geométricas de la máquina se han obtenido con la ayuda de un metro y un pie de rey.

Figura 5.1.1 Máquina DAR

### 5.2 TEMPERATURAS

Gráfica *Evolución de temperaturas*

Duración: 10:46 de 4/02/15 a 10:32 de 5/02/15,  $\Delta t = 23$  h 46 min



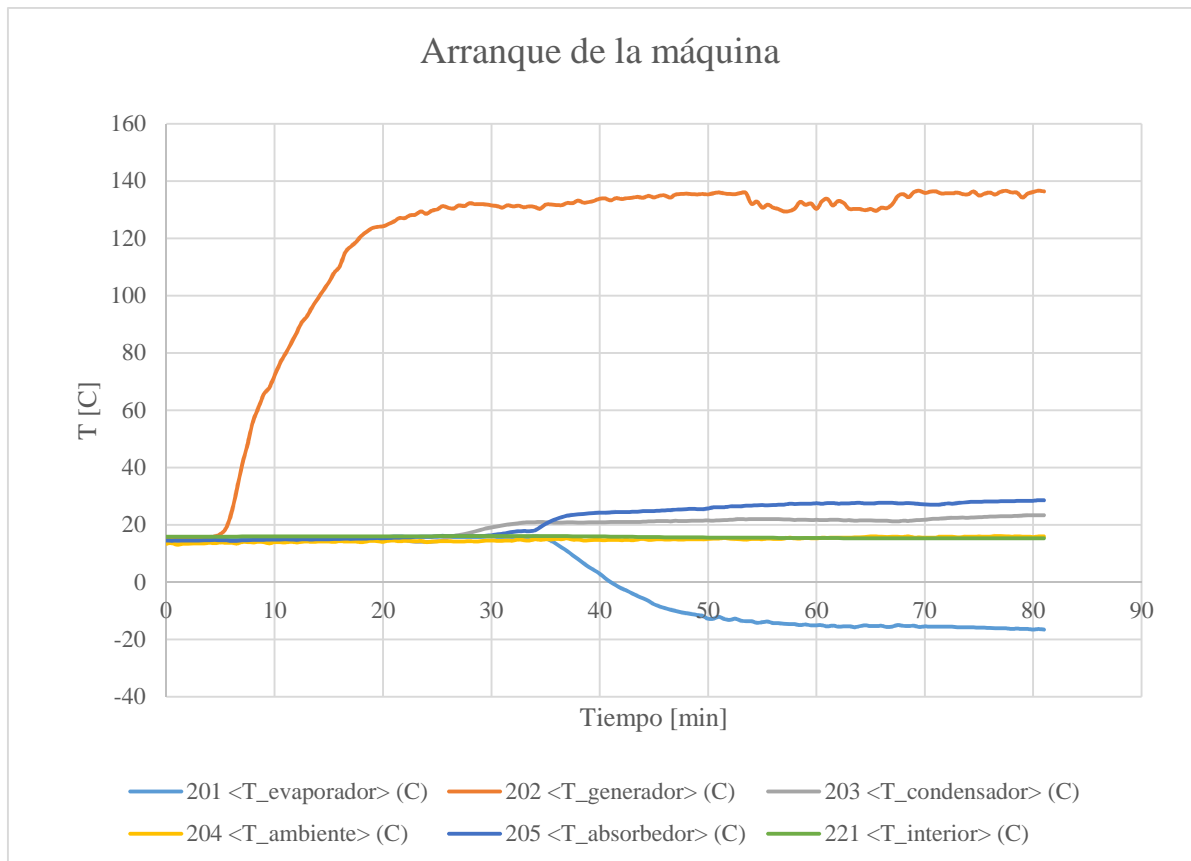
Esta gráfica nos muestra el carácter estacionario de la máquina. Sí que es cierto que se producen cambios. Por ejemplo, la tabla inferior recoge los datos para los puntos de mínima y máxima temperatura ambiente.  $T_{evap'}$  no es la temperatura en la punta del evaporador. La sonda se colocó por error en un punto un poco más caliente. En las imágenes termográficas se puede ver con exactitud donde cae este punto, de modo que basándonos en la progresión de las temperaturas en la imagen termográfica podemos estimar que  $T_{4c} = T_{evap'} - 5^{\circ}\text{C}$ .

T1a	T3	Tamb	T10	Tint	Tevap'	T4c
132,893	21,026	13,829	27,301	13,60765	-18,21	-23,21
130,506	24,477	19,69	30,429	17,8023	-14,247	-19,247

### ***Encendido-respuesta***

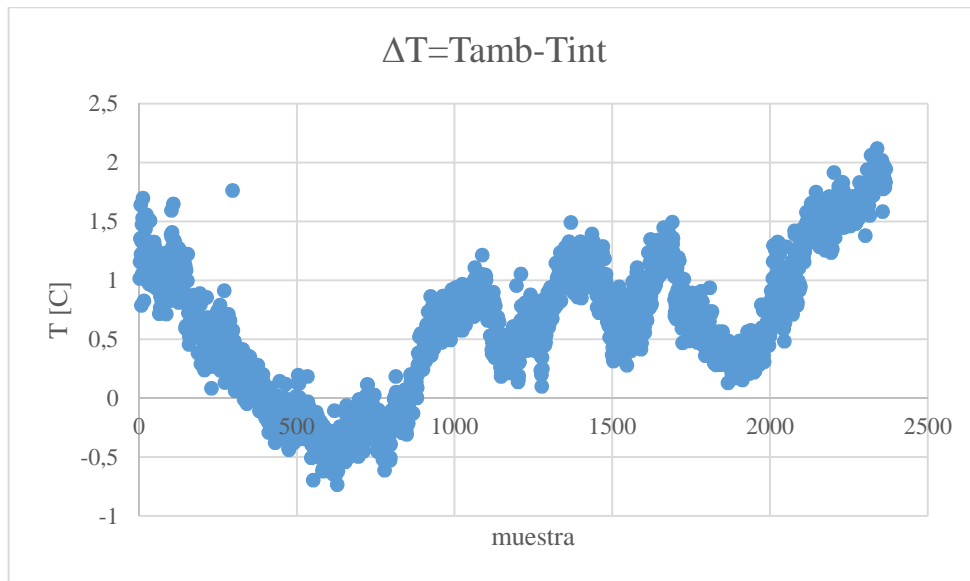
Duración: 10:46 a 14:48 hs,  $\Delta t = 242$  min





La gráfica encendido-respuesta corresponde a la evolución de temperaturas en la máquina, desde su encendido hasta pasadas cuatro horas. Se ha considerado en todo momento el régimen de flujo estacionario, pero creo que es interesante observar el proceso que sigue el arranque de la máquina. Cuando se enciende la máquina, los fluidos no están en sus respectivos bucles. El hidrógeno está por todas partes mezclado con el amoníaco y el agua. Pasan unos 25 minutos hasta que el generador alcanza una temperatura de 130 °C en el punto 1<sup>a</sup>. No tiene por qué ser la del fluido todavía, puede deberse a la conducción longitudinal a lo largo del tubo. Pero vemos que una vez alcanzado este punto para 1a el condensador empieza a responder. Los vapores que ascienden empujan al hidrógeno hacia el ciclo de gas, y empiezan a condensar. Esto provoca que aumente la temperatura en el condensador. El siguiente en responder es el absorbedor, por el cual se empieza a dar la recirculación. El último en reaccionar es el evaporador. Desde el arranque de la máquina pasan unos 60 minutos aproximadamente hasta que la temperatura en el evaporador empieza a estabilizarse.

Gráfica  $\Delta T = T_{amb} - T_{int}$



El sensor colocado a pocos centímetros de la punta del evaporador apenas registró cambios significativos en la temperatura del aire dentro de la cabina. Esta cabina de paredes de metacrilato de unos 5 mm de espesor de pared y  $0,06 \text{ m}^3$  de capacidad ofrecía muy poca resistencia a la transferencia térmica. Además el aporte energético por radiación se vuelve significativo.

### 5.3 MEDIDAS CON CÁMARA TERMOGRÁFICA

Las imágenes obtenidas con la cámara son posteriormente estudiadas mediante la ayuda del software *ThermaCAM Researcher 2002*. Este programa permite ajustar la escala de temperaturas, así como sacar los valores de la distribución de temperaturas sobre una línea o un espacio rectangular o determinado por el usuario. Igualmente permite establecer puntos sobre los que muestra la temperatura. Cuenta también con una opción

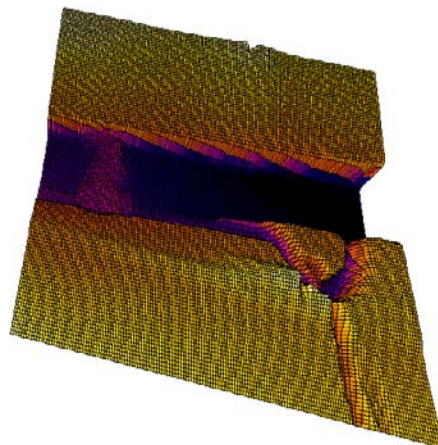


Figura 5.2.1 Termográfica 3D para el evaporador

que me ha resultado interesante, poco aporta al cálculo, pero muestra en 3D la distribución

de temperaturas. Vemos la figura 5.2.1 la imagen en la que se puede apreciar la caída de temperaturas en el evaporador como una rampa al final de la cual se encuentran las temperaturas y presiones parciales para el amoníaco más bajas del circuito.

En cuanto a la precisión de la temperatura registrada por la termográfica no es del todo fiable. Pongo por caso las temperaturas en el evaporador donde se miden temperaturas por debajo de los  $-30\text{ °C}$  cuando la mínima se sitúa en  $-20\text{ °C}$ . Esto se debe a que en la punta del evaporador estaba escarchada y aunque se tomaron medidas como limpiar antes de tomar las fotos, igualmente la presencia de hielo provoca una disminución de la emisividad del tubo. Por tanto la cámara registra temperaturas inferiores a las reales. Sin embargo, la distribución de temperaturas se puede apreciar muy bien en todos los casos.

Las imágenes de la cámara, y el análisis con el *ThermaCAM Researcher 2002* las hemos encontrado a lo largo de la explicación del ciclo por tanto no se van a volver a incluir en este apartado. He decidido dejarlas en los apartados correspondientes porque apoyan mejor la explicación.

#### **5.4 RESULTADOS DE OTROS AUTORES**

En este apartado se describe los resultados obtenidos por otros autores, que se comparan con los calculados en este proyecto.

Starace y De Pascalis, en su análisis detallado del funcionamiento y eficiencia de la bomba termosifón facilitan la siguiente información. Se ha recogido en forma de *lookup table* en el EES. Estas tablas permiten estudiar la interrelación entre las distintas variables, e incluso crear modelos de regresión fijando una de ellas como variable dependiente de las otras.

Tabla 5.4.1 Resultados del estudio de Starace y De Pascalis

	1	2	3	4	5	6	7	8	
	Q [W]	T7a [K]	T1a [K]	T1c [K]	T2 [K]	T3 [K]	T5b [K]	Pk [bar]	
Row 1	120	357	441	439	409	300	298	15	
Row 2	200	359	444	441	410	300	299	15,3	
Row 3	250	362	446	442	413	302	299	15,4	
Row 4	300	365	447	44	414	302	298	15,5	
Row 5	325	365	448	44	415	303	298	15,6	
Row 6	350	368	449	445	416	304	298	15,7	
Row 7	375	369	450	446	417	305	298	15,8	
Row 8	400	371	451	447	417	305	298	15,8	
Row 9	425	371	452	447	417	305	298	15,9	
Row 10	450	371	453	448	418	306	298	16	
Row 11	500	375	454	449	418	306	29	16,1	
Row 12	525	377	455	450	418	306	298	16,2	
Row 13	550	379	456	451	418	306	295	16,3	

Se puede por ejemplo estudiar la relación en este experimento de la temperatura a la salida del generador con la potencia aportada. En la siguiente imagen vemos las opciones que presenta la función *linear regresión* aplicada sobre la tabla.

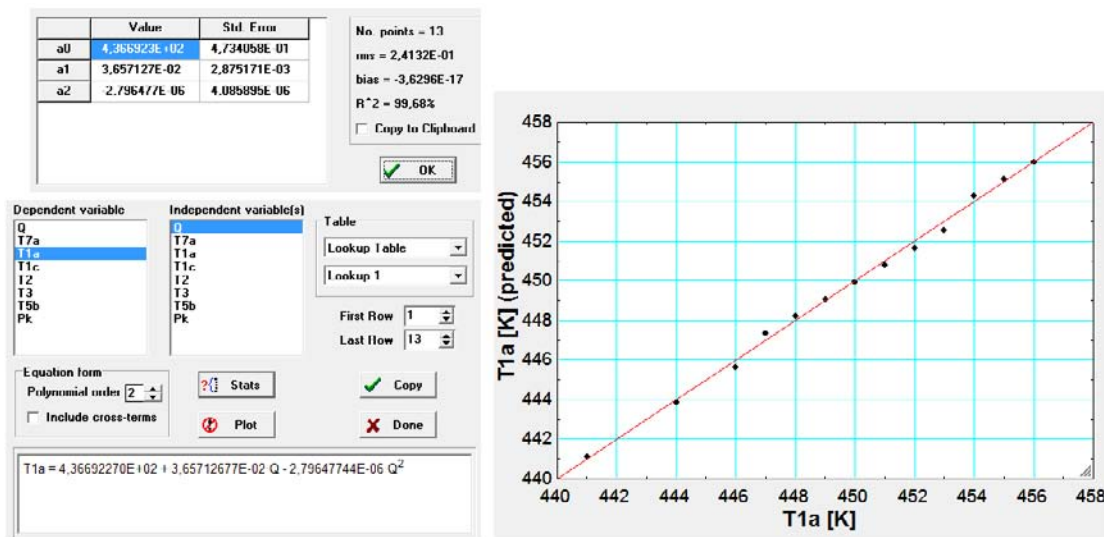


Figura 5.4.1

Vemos que las variables están relacionadas, en este caso T1a dependiente de la potencia del generador. La fórmula proporcionada no es necesario copiarla en la ventana de ecuaciones sino que podemos utilizar la siguiente función para interpolar valores. En este caso veremos la semejanza de nuestro modelo con el de Starace y de Pascalis interpolando la temperatura T1a para la potencia de nuestro generador. Lo mismo haremos para la presión de funcionamiento Pk.

$$T1a' = \text{interpolate}('Lookup 1'; 'Q'; T1a; Q=100 [W]) - 273$$

$$Pk' = \text{interpolate}(\text{'Lookup 1'; 'Q'; 'Pk'; Q=100 [W]})$$

$$T1a/T1a' = 0,65$$

$$Pk/Pk' = 0,78$$

Nuestra temperatura de funcionamiento es en este caso un 65% de la interpolada de la tabla. Las razones pueden ser muchas empezando por las concentraciones a las que funciona uno y otro modelo. No se ha hecho un análisis exhaustivo de este modelo en cuestión, pero comparando las relaciones entre las temperaturas en 1a y la presión de funcionamiento, vemos que efectivamente guardan una relación. Las distancias entre los valores podrían producirse por las diferentes temperaturas ambiente, las concentraciones en la solución rica y débil o la eficiencia de la bomba termosifón. En nuestro caso, destacaremos este detalle más adelante, el tubo de ascenso no estaba aislado, de modo que perdíamos por ese tramo un 8% de la potencia aportada.

El trabajo de J.Chen et Al. , se realiza un estudio de las pérdidas energéticas de los compartimentos principales de una máquina más grande que la de nuestro estudio pero que servirá para estudiar las diferencias entre ellas. En el caso de las pérdidas en el generador, aquí se han considerado las pérdidas en el tubo de ascenso redondeando a 10W para tener en cuenta las pérdidas menores a través del aislamiento. En la tabla inferior vemos las condiciones generales del experimento comparado con nuestro ensayo. En la tabla 5.4.3 se recogen las pérdidas calculadas y las temperaturas de operación de esos elementos. En nuestro caso, se han escogido las temperaturas de pared utilizadas en el cálculo de las pérdidas. Se ha añadido el término  $Q_{perd}/T$  para evaluar el carácter irreversible de cada componente y comparar ambos ensayos.

Tabla 5.4.2 Condiciones generales en ambos ensayos

	J. Chen et Al.	Máquina de estudio
Pk [bar]	25,5	11,67
$\alpha_r$	0,29	0,25
Tamb [C]	31,1	18

Tabla 5.4.3 Potencias disipadas en cada componente a temperatura de operación

J. Chen et Al.										
	Generador		Rectificador		Condensador		Absorbedor		LHX	
$Q_{perd}$ [W]	37	70	30	80	30	55	35	72	15	3
T[C]	165	200	45	165	35	45	32	45	60	105
$Q_{perd}/T$	0,2242424	0,35	0,6666667	0,4848485	0,8571429	1,2222222	1,09375	1,6	0,25	0,0285714

Máquina de estudio						
	Generador		Rectificador	Condensador	Absorbedor	LHX
$Q_{perd}$ [W]	10		11,44	36,32	71,47	6,76
T[C]	92,5		55	30	32	39,5
$Q_{perd}/T$	0,1081081		0,208	1,2106667	2,2334375	0,1711392

Del estudio que realiza A. Zohar se ha extraído la siguiente gráfica correspondiente a la relación entre la circulación de solución rica respecto a la circulación de amoniaco por el condensador. En la gráfica se muestran el ratio de circulación frente a la concentración en la solución rica, para distintas concentraciones de la solución débil. La gráfica que se muestra es para  $T_{1a}=200^{\circ}\text{C}$  y  $T_{5b}=-5^{\circ}\text{C}$ , a una presión de funcionamiento de 25 bar y  $T_{amb}=30^{\circ}\text{C}$ . Se ha marcado el resultado obtenido en nuestro modelo. La temperatura para nuestro modelo en 1a es de  $110^{\circ}\text{C}$  y  $-5^{\circ}\text{C}$  para 5b, a una presión de 11,67 bar.

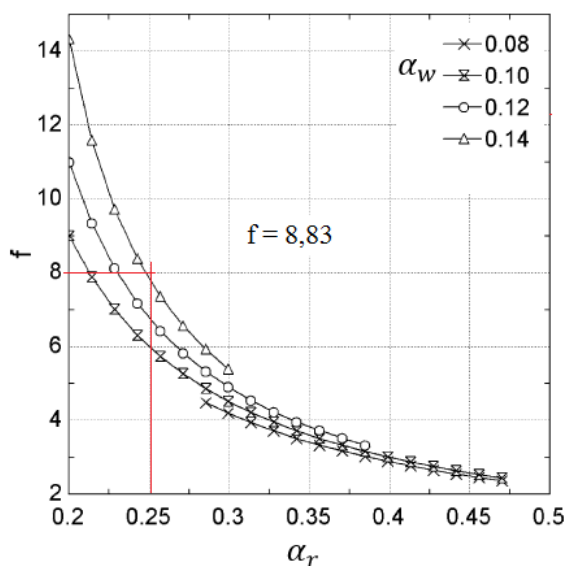


Figura 5.4.2  $f$  vs  $\alpha_r$

En cuanto a la relación del COP frente a la temperatura de salida del generador A. Zohar et Al. Presentan la siguiente gráfica de la figura 5.4.3. para las mismas condiciones de

presión que la anterior. Si tomamos la temperatura de 200°C que es para la cual el ratio de circulación coincide con nuestro modelo, intersectando el valor de 0,25 para  $\alpha_r$ , se lee un COP de 0,132. En nuestro caso el COP registrado sería de 0,35 para el mismo ratio de circulación. La concentración de vapor a la salida del generador, de valor  $\beta_{1a}=0,975$  dista poco del valor propuesto por A. Zohar ( $\beta_{1a}=0,92$ ).

En la figura 5.2.3 se respresenta el modelo estudiado frente al modelo de Zohar et Al. En un diagrama entalpía-concentración.

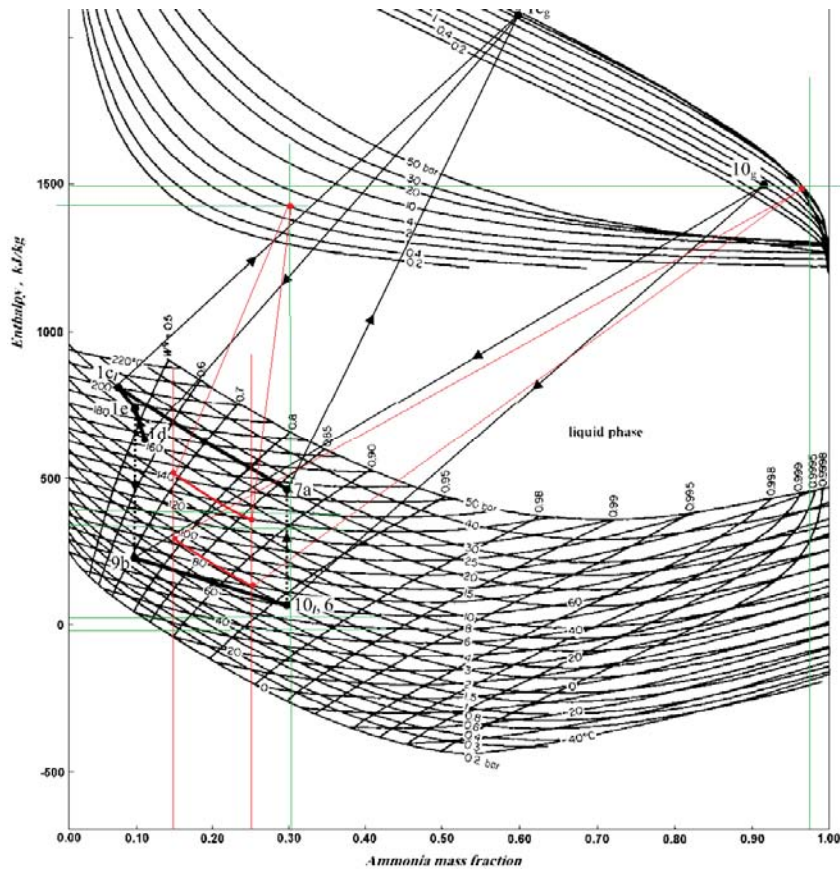


Figura 5.2.3 Diagrama entalpía- concentración, modelo EES en rojo frente al modelo de A. Zohar et Al.

Del trabajo de A. Busso et Al. Para la incorporación de un colector solar a una máquina de refrigeración me gustaría comentar uno de los resultados obtenidos por estos investigadores para comentar la posibilidad que presenta el ciclo DAR de ser activado mediante energía solar. En la gráfica que aparece en la figura 5.4.4 se presentan los resultados de un ensayo realizada con un colector solar. Se puede ver que la potencia útil del colector solar se estabiliza en unos 150 W. Simplemente añadir que se podría conectar la máquina a un sistema como éste

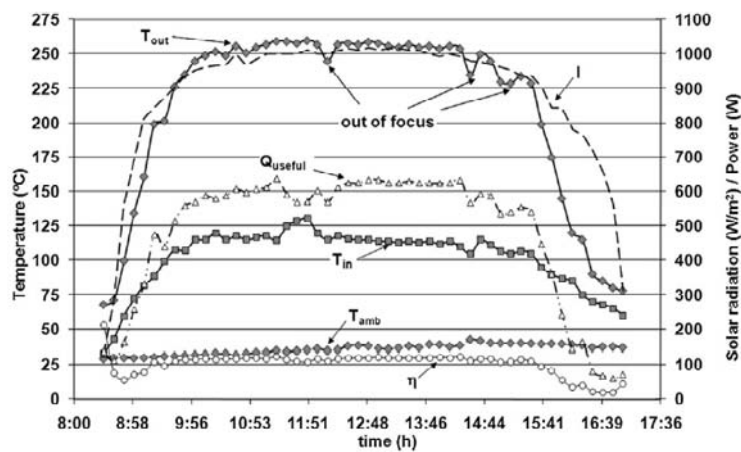


Figura 5.4.4



## 6. CONCLUSIONES

El análisis que se ha hecho cumple con el objetivo. Las relaciones termodinámicas han quedado descritas de manera que se pueda estudiar otra máquina a partir de valores de temperaturas. Las ecuaciones de transferencia por convección natural, dadas las geometrías simples que presenta la máquina no han supuesto un gran problema y han mostrado buena respuesta en el cálculo. Por su parte los saltos logarítmicos han funcionado bien, así como las temperaturas de evaluación de película en cada caso. Los valores para las concentraciones de amoníaco en la solución débil y rica han partido de un coeficiente que relaciona los valores independientemente del conjunto del modelo. De modo que esto no parte de un valor fijo de concentración. Por tanto los valores que saca el modelo para estas variables corroboran la precisión del mismo. Además se puede comprobar con otras temperaturas como T6 y T7b. Los valores que se han obtenido no se han podido comparar con algún otro estudio idéntico pero sí similares.

El COP es relativamente alto comparado con otros modelos DAR que funcionan a mayor potencia y presión. Comparando el ratio de circulación se ha visto que el COP es de 0,35 frente al propuesto por A. Zohar et Al, de en torno a 0,132. Es cierto que las condiciones del experimento eran distintas en cuanto a la temperatura ambiente que en este caso está 12 °C por encima de la nuestra. La energía para activar el ciclo es menor en nuestro caso, y aunque muchos autores señalan que la potencia crítica se sitúa en torno a los 150 W está referida a unidades que trabajan a presiones de 25 bares. En este caso funciona bien con 100W de entrada y además presenta un COP elevado. Esto se paga con una baja potencia del evaporador. En el ensayo estudiado la temperatura dentro de la cámara apenas ha bajado 1,5 °C de media dado el aislamiento nulo de la máquina. Sin embargo con una cámara bien aislada mejoraríamos evidentemente este aspecto.

Se concluye el proyecto con una sensación positiva respecto a unos resultados que han sido validados comparando tanto con medidas tomadas desde el propio modelo, como con los modelos propuestos por investigadores.

Aparte de una serie de números que concuerdan, el ciclo cobra el sentido que se merece un proceso termodinámico. El estudio y análisis me ha servido para comprender un poco mejor la naturaleza del transporte y el cambio de energía. Algo que no se puede dejar pasar de largo, al menos entrever en la naturaleza de las cosas. Se sigue luchando por comprender mejor y escribir correlaciones que prevean comportamientos, y hay un

trabajo enorme dedicado por un montón de gente que se pelea con las leyes que gobiernan en este cambio constante.

## 7. BIBLIOGRAFÍA

ALMÉN, Carl G. Gas absorption refrigerator technology. En línea.

BUSSO, A., FRANCO, J., SOGARIN., CÁCERES, M. (2011): «Attempt of integration of a small commercial ammonia-water absorption refrigerator with a solar concentrator: Experience and results», *International Journal of Refrigeration*, 34(1760-1775), Elsevier, Ámsterdam.

CABELLO, R., LLOPIS, R., SÁNCHEZ, D., SANZ, C. (2015): *Transmisión de calor. Procesos y equipos intercambiadores*. Editorial Universitat Politècnica de València, Valencia.

ÇENGEL, Y. y BOLES, M. (2012): *Termodinámica*, McGraw-Hill, México.

CONDE, M. (2004): «Thermophysical Properties of {NH<sub>3</sub> +H<sub>2</sub>O} Mixtures for the Industrial Design of Absorption Refrigeration Equipment», Zúrich.

GIMENO ERBURU, A. (2013): «Simulación de un sistema de refrigeración por absorción/difusión (DAR)», *Proyecto Fin de Carrera*, Universidad de Zaragoza, Zaragoza.

HASSAN, H.Z., .MOHAMAD, A.A. (2012): «A review on solar cold production through absorption technology», *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16( 5331–5348), Elsevier, Ámsterdam.

SRIKHIRIN, P., APHORNRATANA, S., CHUNGPAIBULPATANA, S. (2001): «A review of absorption refrigeration technologies», *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 5(343-372), Elsevier, Ámsterdam.

STARACE, G., DE PASCALIS, L. (2012): «An advanced analytical model of the Diffusion Absorption Refrigerator cycle», *International Journal of Refrigeration*, 35(605-612), Elsevier, Ámsterdam.

STARACE, G., DE PASCALIS, L. (2013): «An enhanced model for the design of Diffusion Absorption Refrigerators», *International Journal of Refrigeration*, 36(1495-1503), Elsevier, Ámsterdam.

ZOHAR, A., JELINEK, M., LEVY, A., BORDE, I. (2005): «Numerical investigation of a diffusion absorption refrigeration cycle», *International Journal of Refrigeration*, 28(515-525), Elsevier, Ámsterdam.

## 8. ANEXO 1 - *MODELO EES*

"Simbología

alpha\_i: tanto por cien en masa de amoniaco en solución líquida

betha\_i: tanto por cien en masa de amoniaco en mezcla gaseosa

Caudales máxicos utilizados:

> m = caudal de refrigerante circulante por el condensador

> mr= caudal de la solución fuerte

>mw= caudal de la solución débil

> mh= caudal de hidrógeno

>mv= caudal de refrigerante residual a la salida del absorbedor

>ma=caudal rectificad"

COP=Qevap/Qgen

Qgen=0,1[kW]

alpha\_w=C\*alpha\_r

C=0,6

Qevap+Qgen=Qrec+Qabs+Qk+Qp\_LHX+Qp\_tk+Q\_asc

Pw=P\_sat(ammonia;T=T4c)

Pr=P\_sat(ammonia;T=T5b)

f=m/mr

T\_amb=18 [C]

P\_atm=1,03 [bar]

m=mr\*alpha\_r-mw\*alpha\_w

m=mr-mw

Pk=P\_sat(Ammonia;T=T\_k)

"TEMPERATURAS"

"--> las temperaturas de salidas están anuladas"

T1c=T1a-5[ C]

T1e=T1c-2 [C]

"T1b=120 [C]"

T7b=60 [C]

T7a=47  
 T1a=110 [C]  
 T1d=75[C]  
 T2=35  
 T3=25  
 T4c=-20[C]  
 T4a=T4c+4 [C]  
 T4b=T4c+2 [C]  
 T5bf=15 [C]  
 T5b=-5 [C]  
 T5a=17 [C]  
 T9=21 [C]  
 T9b=T8-2  
 T10=30[C]  
 T10g=23  
 T8=28 [C]  
 "T6=23 [C]"

#### "1. BOMBA TERMOSIFÓN"

$h_{1av} = \text{enthalpy}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}; T=T_{1a}; P=P_k; x=\beta_{1a})$   
 $h_{1af} = \text{enthalpy}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}; T=T_{1a}; P=P_k; x=\alpha_{1a})$   
 $h_{1e} = \text{enthalpy}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}; T=T_{1e}; P=P_k; x=\alpha_w)$   
 $h_{1b} = \text{enthalpy}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}; T=T_{1b}; P=P_k; x=\alpha_w)$   
 $h_{1cv} = \text{enthalpy}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}; T=T_{1c}; q=1; x=\beta_{1a})$   
 $h_{1cf} = \text{enthalpy}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}; T=T_{1c}; P=P_k; x=\alpha_{1a})$   
 $h_{7a} = \text{enthalpy}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}; T=T_{7a}; P=P_k; x=\alpha_r)$   
 $h_{7b} = \text{enthalpy}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}; T=T_{7b}; P=P_k; x=\alpha_w)$   
 $\beta_{1a} = m / (m_a + m)$   
 $\alpha_{1a} \cdot m_r \cdot (1 - x_{1a}) + (m + m_a) \cdot \beta_{1a} = m_r \cdot \alpha_r$   
 $x_{1a} = (m + m_a) / m_r$

"1.1.a Aporte de calor en la campana de generación,"

$$Q_{gen} = m_r \cdot (x_{1a} \cdot h_{1av} + (1 - x_{1a}) \cdot h_{1af} - h_{7a}) + m_w \cdot (h_{7b} - h_{1b})$$

"1.1.b Intercambio en el tubo de ascenso"

$$m_r \cdot ((1 - x_{1a}) \cdot (h_{1af} - h_{1cf}) + x_{1a} \cdot (h_{1av} - h_{1cv})) = m_w \cdot (h_{1b} - h_{1e})$$

$$m_w \cdot h_{1e} = m_r \cdot (1 - x_{1a}) \cdot h_{1cf} + m_a \cdot h_{1d}$$

"1.1.c Evaluación de pérdidas en el tubo de ascenso"

$T_{asc}=0,5*(T1a+T1d)$   
 $Tf_{asc}=0,5*(T_{asc}+T_{amb})$   
 $GR_{asc}=9,81*beta_{asc}*(T_{asc}-T_{amb})*L_{asc}/((mu_{asc}/den_{asc})^2)$   
 $mu_{asc}=viscosity(air_{ha};T=Tf_{asc};P=1)$   
 $den_{asc}=density(air_{ha};T=Tf_{asc};P=1)$   
 $L_{asc}=0,08$   
 $beta_{asc}=VolExpCoef(Air_{ha};T=T_{amb};P=1)$   
 $D_{asc\_2}=35*L_{asc}/(GR_{asc}^{(1/4)})$   
 $Pr_{asc}=Prandtl(Air_{ha};T=Tf_{asc};P=1)$   
 $Ra_{asc}=Gr_{asc}*Pr_{asc}$

"correlación de morgan"

$Nu_{asc}=0,59*Ra_{asc}^{(1/4)}$   
 $h_{asc}=Nu_{asc}*k_{asc}/L_{asc}$   
 $k_{asc}=conductivity(air_{ha};T=Tf_{asc};P=1)$   
 $A_{asc}=2*pi*r_{asc}*L_{asc}$   
 $DELTA\_lnT_{asc}=((T1a-T_{amb})-(T1d-T_{amb}))/LN((T1a-T_{amb})/(T1d-T_{amb}))$   
 $r_{asc}=0,0075$   
 $Q_{asc}=h_{asc}*A_{asc}*DELTA\_lnT_{asc}/1000$

"1.1.a Aporte de calor en la campana de generación,"

$Qgen=mr*(x1a*h1av+(1-x1a)*h1af-h7a)+mw*(h7b-h1b)$

"1.1.b Intercambio en el tubo de ascenso"

$mr*((1-x1a)*(h1af-h1cf)+x1a*(h1av-h1cv))=mw*(h1b-h1e)$   
 $mw*h1e=mr*(1-x1a)*h1cf+ma*h1d$

"1.1.c Evaluación de pérdidas en el tubo de ascenso"

$T_{asc}=0,5*(T1a+T1d)$   
 $Tf_{asc}=0,5*(T_{asc}+T_{amb})$   
 $GR_{asc}=9,81*beta_{asc}*(T_{asc}-T_{amb})*L_{asc}/((mu_{asc}/den_{asc})^2)$   
 $mu_{asc}=viscosity(air_{ha};T=Tf_{asc};P=1)$   
 $den_{asc}=density(air_{ha};T=Tf_{asc};P=1)$

$$L_{asc}=0,08$$

$$\beta_{asc}=\text{VolExpCoef}(\text{Air}_{ha};T=T_{amb};P=1)$$

$$D_{asc\_2}=35*L_{asc}/(\text{GR}_{asc}^{(1/4)})$$

$$\text{Pr}_{asc}=\text{Prandtl}(\text{Air}_{ha};T=Tf_{asc};P=1)$$

$$\text{Ra}_{asc}=\text{Gr}_{asc}*\text{Pr}_{asc}$$

"correlación de morgan"

$$\text{Nu}_{asc}=0,59*\text{Ra}_{asc}^{(1/4)}$$

$$h_{asc}=\text{Nu}_{asc}*k_{asc}/L_{asc}$$

$$k_{asc}=\text{conductivity}(\text{air}_{ha};T=Tf_{asc};P=1)$$

$$A_{asc}=2*\pi*r_{asc}*L_{asc}$$

$$\text{DELTA\_lnT}_{asc}=\frac{(T1a-T_{amb})-(T1d-T_{amb})}{\text{LN}((T1a-T_{amb})/(T1d-T_{amb}))}$$

$$r_{asc}=0,0075$$

$$Q_{asc}=h_{asc}*A_{asc}*\text{DELTA\_lnT}_{asc}/1000$$

"3. CONDENSADOR"

$$L_k=0,25 \text{ [m]}$$

$$T_k=0,5*(T3+T2)$$

$$T_{amb\_k}=20$$

$$Q_k=m*(h2R-((1-x3)*h3Rf+x3*h3Rv))$$

$$h2R=\text{Enthalpy}(\text{NH3H2O};q=1;T=T2;x=1)$$

$$h3Rv=\text{Enthalpy}(\text{NH3H2O};q=1;T=T3;x=1)$$

$$h3Rf=\text{Enthalpy}(\text{NH3H2O};q=0;T=T3;x=1)$$

$$Tp_k=0,5*(T3+T2)$$

$$Tf_k=0,5*(Tp_k+T_{amb\_k})$$

$$Cp_k=\text{Cp}(\text{air}_{ha};T=Tf_k;P=1,013)$$

$$\text{DELTA\_lnT}_k=\frac{(T2-T_{amb\_k})-(T3-T_{amb\_k})}{\text{LN}((T2-T_{amb\_k})/(T3-T_{amb\_k}))}$$

"3,2 Convección natural en el exterior del condensador"

$$\mu_k=\text{viscosity}(\text{air}_{ha};T=Tf_k;P=1)$$

$$\text{den}_k=\text{density}(\text{air}_{ha};T=Tf_k;P=1)$$

$$k_k=\text{conductivity}(\text{air}_{ha};T=Tf_k;P=1)$$

$$\beta_k=\text{VolExpCoef}(\text{Air}_{ha};T=T_{amb\_k};P=1)$$

$$\text{Pr}_k=\text{Prandtl}(\text{Air}_{ha};T=Tf_k;P=1)$$

"3.2.1 Placa vertical, Correlacion McAdams;Warner-Aparici (Pr-->1), con temperaturas constantes"

$$Gr_{k_1} = 9,81 * \beta_k * (T_f_k - T_{amb_k}) * L_k / (\mu_k * \text{den}_k)^2$$

$$Ra_{k_1} = Gr_{k_1} * Pr_k$$

$$Nu_{k_1} = C_{k_1} * (Ra_{k_1})^{m_{k_1}}$$

$$C_{k_1} = 0,59$$

$$m_{k_1} = 0,25$$

$$h_{k_1} = Nu_{k_1} * k_k / L_{k_1}$$

$$L_{k_1} = 0,053 \text{ [m]}$$

$$b_{opt_1} = 2,714 * L_{k_1} / Ra_{k_1}^{0,25} \text{ "Rosenhow-Bar Cohen"}$$

$$b_{opt_2} = 2,659 * ((\mu_k * k_k * L_{k_1}) / (9,81 * \beta_k * Cp_k * (T_p_k - T_{amb_k})))^{0,25} * \text{den}_k^{(-0,5)}$$

"Elenbaas"

"dimensiones de las aletas suponiendo placas verticales"

$$N_a = 38$$

$$N_{k_1} = 0,068$$

$$A_{k_1} = N_a^2 * (N_{k_1} * L_{k_1} - \pi * D_k^2 / 4)$$

$$Q_{k_1} = A_{k_1} * h_{k_1} * \Delta \ln T_k$$

$$e_a = 0,0008$$

"3.2.2 Cilindro horizontal"

$$D_k = 0,015$$

$$Gr_{k_2} = 9,81 * \beta_k * (T_f_k - T_{amb_k}) * D_k / (\mu_k * \text{den}_k)^2$$

$$Ra_{k_2} = Gr_{k_2} * Pr_k$$

$$Nu_{k_2} = C_{k_2} * (Ra_{k_2})^{m_{k_2}}$$

$$C_{k_2} = 0,525$$

$$m_{k_2} = 0,25$$

$$h_{k_2} = Nu_{k_2} * k_k / D_k$$

"3.2.3 Tubo aleteado"

$$r_{e_a} = D_k / 2 * 1,28 * \psi_k * \sqrt{b_k - 0,2}$$

$$\psi_k = (L_{k_1} / 2) / (D_k / 2)$$

$$b_k = (L_{k_1} / 2) / (N_{k_1} / 2)$$

$$A_{e_a} = N_a^2 * \pi * (r_{e_a}^2 - (D_k / 2)^2)$$

$$A_{k_{libre}} = \pi * D_k * (L_k - N_a * e_a)$$

$$\beta_{a_k} = \sqrt{2 * h_k / (k_a * e_a)} * r_{e_a}$$

$$\alpha_{a_k} = D_k / (2 * r_{e_a})$$

$$k_a = \text{conductivity(aluminum; } T = T_k)$$



$$h_k = (A_{e_a} h_{k_1} + A_{k_{libre}} h_{k_2}) / (A_{e_a} + A_{k_{libre}})$$

$$R_{T_{conv_e}} = (1/h_k) * (1 / (A_{k_{libre}} + E_{fic_a} * A_{e_a}))$$

$$E_{fic_a} = 0,94$$

$$Q_k = \Delta \ln T_k / R_{T_{conv_e}} / 1000$$

#### "4. EVAPORADOR"

$$m^*(1-x_3)h_{4aR} + mv^*h_{4bR} + mH^*h_{4bH} = m_e^*(h_{4cRv} - h_{4cRf}) + m^*(1-x_3)h_{4cRf} + mv^*h_{4cRv} + mH^*h_{4cH}$$

$$Q_{evap} = (m^*(1-x_3) - m_e^*) * (h_{5bR} - h_{4cRf}) + (mv + m_e)^* (h_{5bR} - h_{4cRv}) + mH^* (h_{5bH} - h_{4cH}) - (m^*(1-x_3) * (h_{3Rf} - h_{4aR}) + mv^* (h_{5aR} - h_{4bR}) + mH^* (h_{5aH} - h_{4bH}))$$

$$x_{4c} = (m_e + mv) / (m^*(1-x_3) + mv)$$

$$h_{4cRf} = \text{enthalpy}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}; T=T_{4c}; q=0; x=1)$$

$$h_{4cRv} = \text{enthalpy}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}; T=T_{4c}; q=1; x=1)$$

$$h_{5bR} = \text{enthalpy}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}; T=T_{5bf}; P=P_r; x=1)$$

$$h_{4aR} = \text{enthalpy}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}; T=T_{4a}; q=0; x=1)$$

$$h_{5aR} = \text{enthalpy}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}; T=T_{5a}; P=P_w; x=1)$$

$$h_{4bR} = \text{enthalpy}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}; T=T_{4b}; P=P_w; x=1)$$

$$P_{wH} = P_k - P_w$$

$$P_{rH} = P_k - P_r$$

$$h_{4bH} = \text{enthalpy}(\text{Hydrogen}; T=T_{4b}; P=P_{wH})$$

$$h_{5bH} = \text{enthalpy}(\text{Hydrogen}; T=T_{5bf}; P=P_{rH})$$

$$h_{5aH} = \text{enthalpy}(\text{Hydrogen}; T=T_{5a}; P=P_{wH})$$

$$h_{4cH} = \text{enthalpy}(\text{Hydrogen}; T=T_{4c}; P=P_{rH})$$

$$p_r = P_k * (((m + mv) / M_{nh3}) / (mH / M_{h2}))$$

$$p_w = P_k * ((mv / M_{nh3}) / (mH / M_{h2}))$$

$$m_{nh3} = \text{molar mass}(\text{ammonia})$$

$$m_{h2} = \text{molar mass}(\text{hydrogen})$$

## "5. ABSORBEDOR Y RESERVORIO"

$$Q_{abs} = m \cdot (1-x_3) \cdot h_{10gR} + m \cdot x_3 \cdot h_{3Rv} + m \cdot v \cdot (h_{10gR} - h_{9gR}) + m \cdot w \cdot h_{9l} - m \cdot r \cdot h_{10l} + m \cdot H \cdot (h_{10H} - h_{9H})$$

$$h_{9gR} = \text{enthalpy}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}; T=T_9; P=P_w; x=1)$$

$$h_{9l} = \text{enthalpy}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}; T=T_9b; x=\alpha_w; q=0)$$

$$h_{10gR} = \text{enthalpy}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}; T=T_{10g}; P=Pr; x=1)$$

$$h_{10l} = \text{enthalpy}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}; T=T_{10}; x=\alpha_r; P=Pr)$$

$$h_{10H} = \text{enthalpy}(\text{Hydrogen}; T=T_{10g}; P=PrH)$$

$$h_{9H} = \text{enthalpy}(\text{Hydrogen}; T=T_9; P=P_wH)$$

$$Q_{abs\_2} = m \cdot \Delta h_{v\_f\_abs}$$

$$\Delta h_{v\_f\_abs} = \text{Enthalpy\_vaporization}(\text{Ammonia}; T=T_{p\_abs})$$

$$\Delta \ln T_{abs} = ((T_{10} - T_{amb}) - (T_9 - T_{amb})) / \ln((T_{10} - T_{amb}) / (T_9 - T_{amb}))$$

$$T_{p\_abs} = 0,5 \cdot (T_{10} + T_9)$$

$$T_{amb\_1} = T_{amb} + 2$$

$$T_{amb\_abs} = 0,5 \cdot (T_{amb} + T_{amb\_1})$$

$$T_{f\_abs} = 0,5 \cdot (T_{p\_abs} + T_{amb\_abs})$$

$$D_{abs} = 0,016$$

$$L_{abs} = 7 \cdot 0,70$$

$$A_{abs} = 2 \cdot D_{abs} \cdot L_{abs}$$

$$Gr_{abs} = 9,81 \cdot \beta_{abs} \cdot (T_{f\_abs} - T_{amb}) \cdot D_{abs} / (\mu_{abs} \cdot \text{den}_{abs})^2$$

$$Ra_{abs} = Gr_{abs} \cdot Pr_{abs}$$

$$Nu_{abs} = C_{abs} \cdot (Ra_{abs})^{m_{abs}}$$

$$C_{abs} = 0,525$$

$$m_{abs} = 0,25$$

$$h_{abs} = Nu_{abs} \cdot k_{abs} / D_{abs}$$

$$\mu_{abs} = \text{viscosity}(\text{air\_ha}; T=T_{f\_abs}; P=P_{atm})$$

$$\text{den}_{abs} = \text{density}(\text{air\_ha}; T=T_{f\_abs}; P=P_{atm})$$

$$k_{abs} = \text{conductivity}(\text{air\_ha}; T=T_{f\_abs}; P=P_{atm})$$

$$\beta_{abs} = \text{VolExpCoef}(\text{Air\_ha}; T=T_{amb\_abs}; P=P_{atm})$$

$$Pr_{abs} = \text{Prandtl}(\text{Air\_ha}; T=T_{f\_abs}; P=P_{atm})$$

$$Q_{abs\_3} = h_{abs} \cdot A_{abs} \cdot \Delta \ln T_{abs} / 1000$$

## "6. INTERCAMBIADOR LHX"

$mw*(h7b-h8)-mr*(h7a-h6)=Qp\_LHX$   
 $h6=\text{enthalpy}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}; T=T6; q=0; x=\alpha\_r)$   
 $h8=\text{enthalpy}(\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}; T=T8; q=0; x=\alpha\_w)$   
 $Te\_lhx=53$   
 $Ts\_lhx=26$   
 $Tp\_LHX=0,5*(Te\_lhx+Ts\_lhx)$   
 $Tf\_LHX=0,5*(Tp\_LHX+T\_amb)$   
 $Cp\_LHX=Cp(\text{air\_ha}; T=Tf\_LHX; P=P\_atm)$   
 $DELTA\_lnT\_LHX=((Te\_lhx-T\_amb)-(Ts\_lhx-T\_amb))/LN((Te\_lhx-T\_amb)/(Ts\_lhx-T\_amb))$   
 $\mu\_LHX=\text{viscosity}(\text{air\_ha}; T=Tf\_LHX; P=P\_atm)$   
 $den\_LHX=\text{density}(\text{air\_ha}; T=Tf\_LHX; P=P\_atm)$   
 $k\_LHX=\text{conductivity}(\text{air\_ha}; T=Tf\_LHX; P=P\_atm)$   
 $\beta\_LHX=\text{VolExpCoef}(\text{Air\_ha}; T=T\_amb; P=P\_atm)$   
 $Pr\_LHX=\text{Prandtl}(\text{Air\_ha}; T=Tf\_LHX; P=P\_atm)$   
 $D\_LHX=0,015[\text{m}]$   
 $L\_LHX=0,3[\text{m}]$   
 $Gr\_LHX=9,81*\beta\_LHX*(Tf\_LHX-T\_amb)*D\_LHX/(\mu\_rec*den\_rec)^2$   
 $Ra\_LHX=Gr\_rec*Pr\_rec$   
 $Nu\_LHX=C\_k\_2*(Ra\_k\_2)^{m\_k\_2}$   
 $C\_LHX=0,525$   
 $m\_LHX=0,25$   
 $h\_LHX=Nu\_LHX*k\_LHX/D\_LHX$   
 $A\_LHX=2*D\_LHX*L\_LHX$   
 $Qp\_LHX=h\_LHX*A\_LHX*DELTA\_lnT\_LHX/1000$

"7.pérdidas en el reservorio"

$Tp\_tk=T6$   
 $Tf\_tk=0,5*(Tp\_tk+T\_amb)$   
 $Cp\_tk=Cp(\text{air\_ha}; T=Tf\_tk; P=P\_atm)$   
 $DELTA\_tk=Tp\_tk-T\_amb$   
 $\mu\_tk=\text{viscosity}(\text{air\_ha}; T=Tf\_tk; P=P\_atm)$   
 $den\_tk=\text{density}(\text{air\_ha}; T=Tf\_tk; P=P\_atm)$   
 $k\_tk=\text{conductivity}(\text{air\_ha}; T=Tf\_tk; P=P\_atm)$   
 $\beta\_tk=\text{VolExpCoef}(\text{Air\_ha}; T=T\_amb; P=P\_atm)$   
 $Pr\_tk=\text{Prandtl}(\text{Air\_ha}; T=Tf\_tk; P=P\_atm)$   
 $D\_tk=0,08[\text{m}]$   
 $L\_tk=0,1[\text{m}]$   
 $Gr\_tk=9,81*\beta\_tk*(Tf\_tk-T\_amb)*D\_tk/(\mu\_rec*den\_rec)^2$   
 $Ra\_tk=Gr\_rec*Pr\_rec$

$$\text{Nu}_{tk} = C_{k_2} (\text{Ra}_{k_2})^{m_{k_2}}$$

$$C_{tk} = 0,525$$

$$m_{tk} = 0,25$$

$$h_{tk} = \text{Nu}_{tk} \cdot k_{tk} / D_{tk}$$

$$A_{tk} = 2 \cdot D_{tk} \cdot L_{tk}$$

$$Q_{p_{tk}} = h_{tk} \cdot A_{tk} \cdot \text{DELTA}_{tk} / 1000 \cdot 1,21$$