



Máquina frigorífica de absorción de doble efecto de LiBr/H₂O condensada por aire: Análisis, simulación e impacto ambiental

**Proyecto Fin de Carrera
Ingeniería Industrial
Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos**

AUTOR: DANIEL PÉREZ LÓPEZ-BREA

TUTOR: MARCELO IZQUIERDO MILLÁN

Fecha: 24/07/2014

Agradecimientos

A mi familia por el apoyo durante todos estos años.

A todos los profesores que me han enseñado.

A mi tutor por su dedicación.

Gracias

Índice

1. Resumen	3
2. Introducción	4
2.1 Fundamentos:	5
3. Carga térmica	8
3.1 Descripción de la vivienda.....	8
3.2 Condiciones de Diseño.	9
3.3 Cálculo de la carga térmica	11
3.3.1 Carga térmica de transmisión	11
3.3.2 Cargas de renovación o ventilación simple.	15
3.3.3 Carga térmica de infiltración	17
3.3.4 Carga térmica de radiación	17
3.3.5 Carga térmica interna	19
4. Refrigeración por absorción de doble efecto condensada por aire.	22
4.1 Balances de Energía y Masa	25
4.2 Cálculos	28
5. Simulación numérica de la Refrigeración de la Vivienda.....	45
5.1 Evaluación de la temperatura exterior.	45
5.2 Evolución de la Carga Térmica.	49
5.3 Evolución de los parámetros de la máquina de absorción.	52
5.3.1 Potencia del Generador de alta temperatura.....	52
5.3.2 Potencia del Generador de baja temperatura	55
5.3.3 Potencia del Condensador	57
5.3.4 Potencia del Absorbedor	59
5.3.5 Potencia de los Recuperadores de calor.....	61
5.3.6 Potencia del Ventilador.	65
5.3.7 Potencia de la Bomba de disolución	70
5.3.8 Potencia Bomba del Absorbedor	74
5.3.9 Potencia de la Bomba del Evaporador	78
5.3.10 Análisis del COP	81
6. Evaluación del Impacto Ambiental	83
6.1 Potencial de Efecto Invernadero Indirecto (PEII)	85
6.2. Consumo de CO ₂ en la generación de Bromuro de Lítio	96
7. Coste energético de la Caldera de Gas Natural.	98
7.1 Coste del Consumo de energía.	98
7.2 CO ₂ emitido por la caldera de Gas.....	98

8. Trabajos Futuros.....	99
9. Conclusión	100
10. Nomenclatura:.....	101
11. Listado de Figuras:.....	102
12. Bibliografía:.....	105

1. Resumen

En el presente proyecto se va a analizar el funcionamiento y se realizará una simulación de una máquina de refrigeración de absorción de doble efecto condensada por LiBr.

El proyecto consta de cuatro apartados principales. El primero de ellos se trata en realizar un análisis térmico de la necesidad de refrigeración de un hogar medio Español. Dicho hogar se trata de un piso 6º en Madrid, construido en los años 50-60 y de unos 70 m². El análisis se realizará basándonos en un día caluroso exterior para obtener la carga térmica necesaria. Se considerarán los electrodomésticos básicos y que en la vivienda está una familia de cuatro.

El siguiente apartado se basa en el análisis considerando unas condiciones fijadas exteriores de la máquina de refrigeración. Dicho análisis basa sus cálculos en las leyes de conservación de masa y energía. Se toman unos valores arbitrarios exteriores, que no tienen por qué ser reales. A continuación se desarrollan los cálculos para ese momento exacto para mostrar la metodología de cálculo y de simulación desarrollada más adelante.

El tercer apartado muestra los datos obtenidos gracias a la simulación desarrollada de los cálculos de la máquina de refrigeración para toda una temporada, es decir, de mediados de mayo a mediados de septiembre. En dicho apartado se muestran una serie de gráficas obtenidas tras la simulación de los valores de como varían cada uno de los parámetros de estudio. Tras la simulación se observa la potencia necesaria para la refrigeración en la temporada de estudio.

El cuarto y último apartado trata del impacto ambiental de la máquina de refrigeración. Uno de los principales fallos de estas máquinas son los contaminantes que suelen ser. En este caso, se muestra que puede reducirse mucho la cantidad de CO₂ enviada a la atmósfera. Por un lado hablamos de la contaminación debido al calor necesario para el funcionamiento de la máquina (generado por caldera de gas o por electricidad) y por otro lado hablamos de la contaminación debida al refrigerante (LiBr en disolución) de la máquina.

Todos estos apartados sirven para dar una idea global del funcionamiento de dicha máquina. Al acabar el proyecto el objetivo es haber entendido mejor el funcionamiento, la estructura y las ventajas que una máquina de refrigeración por absorción de doble efecto puede dar respecto a otras máquinas parejas.

2. Introducción

La aparición de las máquinas de refrigeración para hogares surge a raíz del aumento en la calidad de vida del hogar medio. El objetivo es lograr una temperatura de confort para la casa. La idea es conseguir que esta temperatura sea agradable para los habitantes y que les permita estar cómodos en su hogar. Así pues, el mercado del frío se expande del ámbito industrial al ámbito doméstico.

La base de una instalación frigorífica es que es un sistema que utiliza una fuente de energía (ya sea renovable o fósil) para obtener frío, entendiéndose como frío una temperatura inferior a la exterior. Durante dicho proceso, la energía cambia de forma varias veces, es un proceso complejo. En estas máquinas encontramos un elemento que es el que actuará como agente de transporte de la energía, el refrigerante. El refrigerante irá sufriendo cambios de estado y absorbiendo o cediendo energía. El principal problema de estas máquinas es lo respetuosas que son con el medio ambiente. En general las emisiones son dañinas para la capa de ozono y contribuyen al efecto invernadero. El objetivo es conseguir máquinas frigoríficas que sean eficientes y a la vez respetuosas con el medio ambiente. Esta tecnología más eficiente se puede observar en las máquinas de absorción y las máquinas de compresión mecánica.

La diferencia principal entre ambas máquinas es el fluido de trabajo. Las máquinas de compresión mecánica utilizan una sustancia pura mientras que las de absorción utilizan una disolución. En este proyecto nuestro estudio se centra en una máquina de absorción. La disolución consta de dos sustancias. Tenemos el refrigerante y el absorbente. El refrigerante es un fluido volátil. El absorbente actúa como fluido auxiliar y transporta al refrigerante entre zonas de distinta presión.

Podemos clasificar las máquinas de absorción en base a distintos criterios, como se observa a continuación.

Clasificación de las máquinas de absorción.

Existen multitud de criterios para clasificar las máquinas de absorción. Los principales serían:

-En función del número de generadores (efectos)

-Simple efecto: un solo generador.

-Doble efecto: dos generadores (la estudiada en este proyecto).

-Triple efecto: tres generadores.

-En función del fluido de trabajo

-H₂O-LiBr: el refrigerante es agua y el absorbente bromuro de litio.

-NH₃-H₂O: el refrigerante es amoníaco y el absorbente es agua.

-LiNO₃-H₂O: el refrigerante es nitrato de litio y el absorbente es agua.

-NaSCN-H₂O: el refrigerante es tiocianato sódico y el absorbente es agua.

- En función del número de absorbedores (etapas)
 - Simple etapa: un solo absorbedor
 - Doble etapa: dos absorbedores
 - Triple etapa: tres absorbedores.
- En función del sistema de condensación
 - Condensada por agua: llevan asociada una torre de refrigeración
 - Condensada por aire: aún en desarrollo.
- En función de la fuente de calor que suministra la potencia calorífica a la máquina
 - Tipo directo: calor aportado por productos de una combustión.
 - Tipo indirecto: calor a través de un elemento intermedio, un intercambiador de calor.

En este proyecto se estudiará una máquina de absorción de doble efecto, simple etapa, con agua de refrigerante y disolución de bromuro de litio como absorbente condensada por aire y alimentada de manera directa.

2.1 Fundamentos:

Las primeras máquinas de absorción fueron las de simple efecto. Constan de cuatro intercambiadores de calor:

- Generador
- Absorbedor
- Condensador
- Evaporador

Estos cuatro intercambiadores trabajan con la disolución formada por absorbente y refrigerante. El absorbente transporta al refrigerante entre el absorbedor y el generador. La función del refrigerante es de producir el efecto útil del ciclo.

En la máquina de doble efecto tenemos un sistema parecido. El generador de simple efecto, en doble efecto se divide en dos generadores, uno de alta temperatura y otro de baja temperatura. El objetivo de esta separación es conseguir una mayor eficiencia, como iremos viendo. Las partes principales de la máquina de absorción de doble efecto:

- Generador de alta temperatura
- Generador de baja temperatura

-Absorbedor

-Condensador con subenfriamiento

-Evaporador

Para comprender el funcionamiento de estas máquinas, es conveniente realizar un recordatorio de la base termodinámica que cumplen. Apliquemos la segunda ley de la Termodinámica. Esta ley marca la dirección en la que ocurren estos procesos y la imposibilidad de que sucedan en sentido contrario. Esta ley se apoya en la existencia de la entropía. Para un sistema aislado, la variación de entropía debe ser siempre mayor que cero.

Debido a esta ley se tiene que el flujo de calor siempre debe ser unidireccional, de los cuerpos de mayor temperatura a los de menor temperatura hasta lograr un equilibrio térmico.

La finalidad de una máquina de absorción es la de transferir calor del cuerpo frío al cuerpo caliente, enfriando así el frío. Para esto, se aplica una máquina inversa de Carnot donde el trabajo se consume.

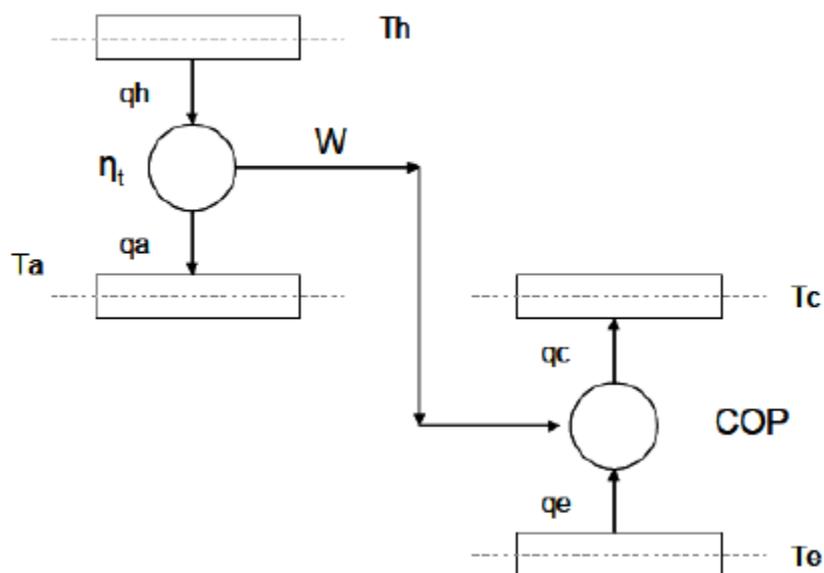


FIGURA 1 MÁQUINA CARNOT

El funcionamiento de cualquier máquina frigorífica se puede explicar mediante el uso de una máquina directa y una inversa de Carnot. En la figura a la izquierda se observa una máquina directa de Carnot. Se genera trabajo entre el foco caliente T_h y el foco frío T_a . Este trabajo lo toma la máquina inversa de Carnot para transferir energía del foco frío T_o al foco caliente T_c , foco a temperatura similar a la ambiente.

Analicemos las ecuaciones del proceso que ocurre. Nos basamos en las siguientes hipótesis:

-Las transformaciones son adiabáticas reversibles.

-El calor que entra al sistema y el calor que sale del mismo son reversibles.

Aplicando las leyes de la termodinámica

$$q_h + q_a + w = 0$$

$$\frac{q_h}{T_h} + \frac{q_a}{T_a} = 0$$

Dividiendo una expresión entre la otra obtenemos el rendimiento térmico de Carnot.

$$\eta_t = 1 - \frac{T_a}{T_h} = \frac{w}{q_h}$$

Este valor es un rendimiento idealizado e irrealizable. Supondría el rendimiento máximo en condiciones ideales de funcionamiento.

Analizando ahora la máquina inversa

$$-q_e + q_c - w = 0$$

$$\frac{-q_e}{T_e} + \frac{q_c}{T_c} = 0$$

Dividiendo el efecto frigorífico y el trabajo necesario para realizarlo, se puede calcular un parámetro primordial en el estudio de la refrigeración. Se trata del coeficiente de eficiencia energética de la máquina frigorífica COP (coefficient of performance)

$$COP = \frac{q_e}{w} = \frac{T_c}{T_c - T_e}$$

Los siguientes pasos a dar son el análisis de la vivienda de referencia para obtener su carga térmica y el desarrollo de la máquina de doble efecto. A tales efectos, el desarrollo de balances para la máquina de doble efecto es parejo al mostrado previamente para la máquina de simple efecto.

En los capítulos posteriores entraremos en detalle para mostrar al lector el método de cálculo a utilizar en la simulación.

3. Carga térmica

3.1 Descripción de la vivienda.

En este apartado voy a estudiar la carga térmica de una vivienda en Madrid. Dicha vivienda está situada en el barrio de Carabanchel y es de los años 80. El interés de estudiar una vivienda con unos años es que debido a la ausencia de las últimas actualizaciones en el código técnico la carga térmica es mayor que en una vivienda más moderna. Debido a esto, es interesante observar cómo puede mejorar el rendimiento en refrigeración una máquina de doble efecto.

La vivienda se sitúa en un bloque de 5 plantas, estando localizada esta vivienda en la última de ellas. En el bloque la media de tamaño de las viviendas es de unos 80m². La vivienda a estudio consta de aproximadamente 70m².

Plano de la vivienda:

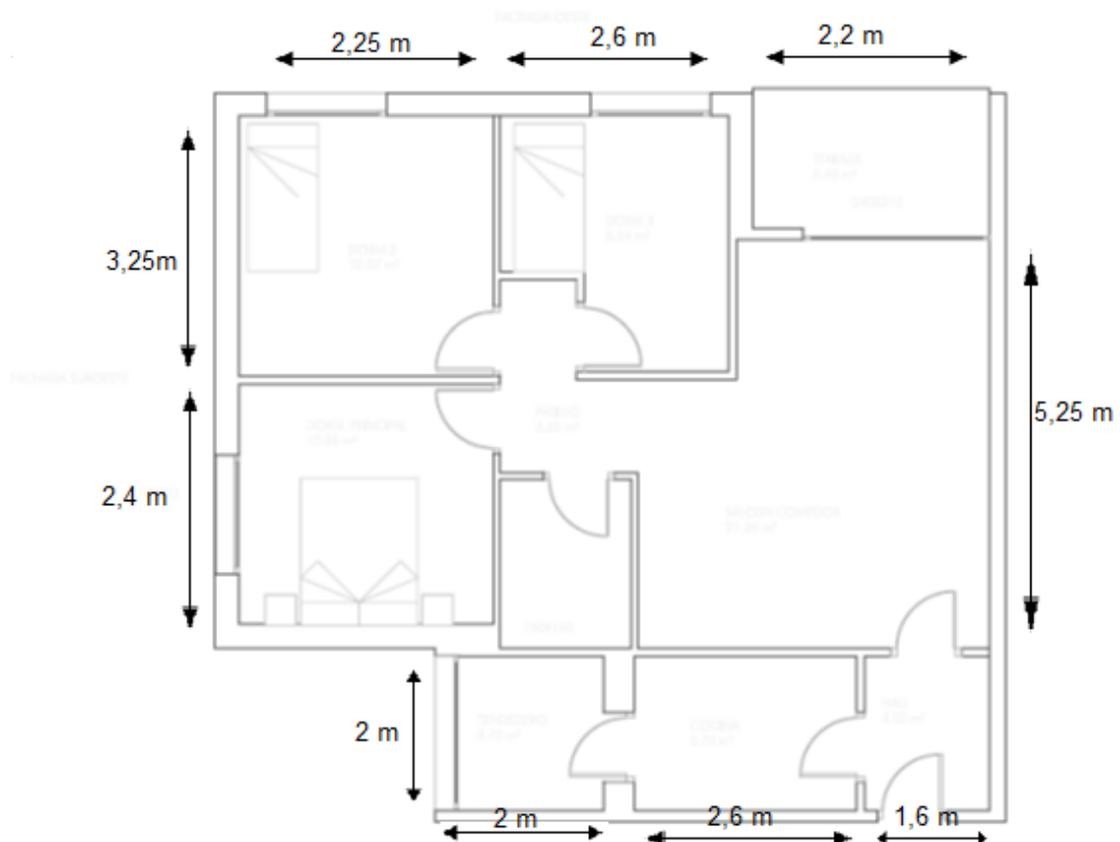


FIGURA 2 PLANO VIVIENDA

3.2 Condiciones de Diseño.

La vivienda tiene una superficie total de 69.7 m² sin contar terrazas descubiertas. Dispone de las siguientes áreas: Un vestíbulo, cocina, salón, pasillo, baño, dormitorio principal (D1) y otros dos dormitorios (D2 y D3). La orientación de las fachadas es de Oeste y Suroeste (según código técnico). En una tabla posterior aparecerán detalladas las superficies de interés, tanto muros como áreas y acristalamientos.

La temperatura buscada para el confort en la vivienda es de 25°C. Se considera que la máquina de refrigeración funcionará durante el día, horas solares, no siendo considerado su uso por la noche. Se tiene en cuenta también las ganancias de calor debido a las paredes adyacentes que no dan al exterior. Para realizar estos cálculos, se considerará una temperatura que será la media aritmética entre la temperatura exterior y la interior. De esta forma se podrá realizar una aproximación bastante razonable para las ganancias de calor tanto en las superficies en contacto con zona habitada como en contacto con el exterior. Las temperaturas que consideraremos para el estudio serán:

- Temperatura interior de confort, T_i , fijada en 25°C
- Temperatura exterior, T_e , variará a lo largo del verano y tendrá sus picos. Para el cálculo se tomará una temperatura de 35°C
- Temperatura de zonas comunes habitadas, T_c , será la media de T_e y T_i , 30°C

En la siguiente tabla se ven las distintas superficies de interés; la altura libre de la casa, altura de las paredes es de 2.4m (al ser un edificio antiguo).

	Superficie m ²	Muro SW m ²	Muro W m ²	Interior 1 m ²	Interior 2 m ²
Vestíbulo	3.2			4.8	3.84
Cocina	9.4				11.28
Salón	21.35			12.6	
Baño	3.2				
Dormitorio 1	10.4	6			
Dormitorio 2	10.56	7.8	5.4		
Dormitorio 3	8.24		6.26		
Pasillo	3.35				
Total	69.7	13.8	11.66	17.4	15.12

La siguiente tabla muestra las áreas acristaladas, las superficies de las ventanas en cada uno de los habitáculos de la casa. Puesto que están hechas de un material distinto la transmisión será diferente. También consideramos la superficie de la puerta principal entre el vestíbulo y el rellano del piso.

	Superficie acristalada m ²	Puerta m ²
Vestíbulo		2.2
Cocina	4.8	
Salón	5.04	
Baño		
Dormitorio 1	1.2	
Dormitorio 2	2.4	
Dormitorio 3	0.75	
Pasillo		
Total	14.19	2.2

Materiales de los muros y techo.

En las siguientes tablas se detalla la configuración de los materiales de los que está hecho la vivienda. Se muestra en las tablas el espesor de cada material, la conductividad térmica K y la resistencia térmica, la cual es el ratio entre espesor y conductividad térmica.

Materiales del Techo:

	Espesor (m)	K (W/mK)	R (m ² K/W)
Grava	0.1	2	0.05
Poliestileno	0.03	0.03	1
Lámina bituminosa	0.01	0.2	0.05
Forjado	0.25	1.6	0.15
Enlucido	0.01	0.55	0.018
Pintura	0.005	0.2	0.025

Materiales del Muro:

	Espesor (m)	K (W/mK)	R (m ² K/W)
Enfoscado de mortero	0.02	0.43	0.046
Ladrillo	0.24	0.667	0.36
Guarnecido	0.015	0.3	0.05
Enlucido	0.01	0.55	0.018
Pintura	0.005	0.2	0.025

Material del cristal:

El cristal de la vivienda ha sido renovado hace poco. Antes consistía de una sola lámina de vidrio de poco espesor. Ha sido cambiado por un vidrio climalit 4/10/4 cuyo coeficiente global de transferencia de calor U es de 3 W/m²K

La puerta es de madera y se le considera un coeficiente global de transferencia de calor de U=2.7 W/m²K

Puesto que la vivienda está en Madrid, la zona climática es la D3. Atendiendo al Código Técnico de Edificación existen unos límites en los coeficientes globales de transferencia de calor para los muros de los edificios. Puesto que dicho código es posterior a la construcción de la vivienda de estudio, estos límites no fueron tenidos en cuenta para la construcción de la vivienda.

Es por esto que pueden haber coeficientes que superan el código técnico.

3.3 Cálculo de la carga térmica

Se estudiarán las cargas térmicas de la vivienda. El objetivo del proyecto es encontrar la potencia necesaria para aclimatar dicha vivienda a una temperatura de confort (25°C). Se van a estudiar las cargas térmicas de:

- Carga térmica de transmisión
- Carga térmica de renovación
- Carga térmica de infiltración
- Carga térmica de radiación
- Carga térmica interna.

La suma de todas estas cargas será la carga térmica global de la vivienda. A continuación se detalla el método para calcular dichas cargas térmicas.

3.3.1 Carga térmica de transmisión

La conducción de calor es un mecanismo de transferencia de energía entre dos cuerpos basado en el contacto directo entre sus partículas sin transferencia de materia. Tiende a igualar la temperatura de los dos cuerpos en contacto con el paso del tiempo. Aparece así un flujo de calor entre ambos cuerpos que transfiere energía del cuerpo a mayor temperatura al cuerpo a menor temperatura, en principio

modificando la temperatura de ambos. En nuestro caso, el exterior al considerarse un cuerpo infinito no modifica su temperatura.

Hay que considerar que esta transmisión de calor consta de dos partes principales. Un proceso de convección en el aire, tanto el aire del exterior como del interior de la vivienda y un proceso de conducción entre los materiales de los muros, techos y cristales.

Para realizar dicho cálculo utilizaremos la analogía de resistencias, tomamos que cada cuerpo tiene una resistencia térmica en serie desde el exterior al interior. Las resistencias de convección serán:

• **En contacto con aire exterior: muros (II)**

b) Resistencias térmicas superficiales		$R_{T_{ext}}$ (m ² K/W)	$R_{T_{int}}$ (m ² K/W)
Cerramiento vertical		0,04	0,13
Cerramiento horizontal (flujo ascendente)			0,10
Cerramiento horizontal (flujo descendente)			0,17

FIGURA 3 RESISTENCIAS CONVECCIÓN

Usando R convección exterior $R_{he}=0.04$ m²K/W

Usando R convección interior $R_{hi}=0.13$ m²K/W

De esta forma y utilizando la analogía de resistencias obtendremos un coeficiente global de transferencia de calor U para cada caso.

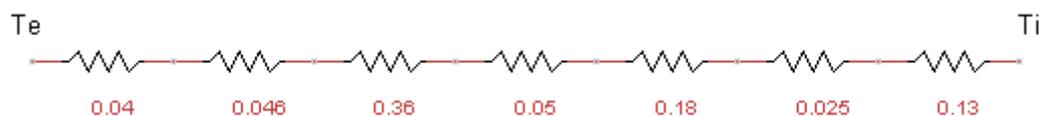
Para el techo:



$$R_{total-techo}=R_{he}+R_1+R_2+R_3+R_4+R_5+R_6+R_{hi}=1.46 \text{ m}^2\text{K/W}$$

$$U_{total-techo}=1/R=0.68 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Para el muro:



$$R_{total-muro}=R_{he}+R_1+R_2+R_3+R_4+R_5+R_{hi}=0.669 \text{ m}^2\text{K/W}$$

$$U_{total-muro}=1/R=1.5 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Para la puerta:

$$U_{puerta}=2.7 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Para las ventanas:

$$U_{ventanas}=3 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Las temperaturas que utilizamos para el cálculo son:

Temperatura exterior, $T_e=35^\circ\text{C}$

Temperatura interior, $T_i=25^\circ\text{C}$

Temperatura zonas comunes, $T_c=30^\circ\text{C}$

Para el cálculo de las cargas de transmisión se utiliza la siguiente ecuación:

$$Q=U \cdot A \cdot \Delta T$$

Donde Q es el calor transmitido que atraviesa la superficie, U es la transmitancia de dicha superficie, A el área y ΔT el incremento de temperatura entre los medios en contacto de la superficie.

Cargas de transmisión:

Techos:

$$Q_{cocina}=U_{totaltecho} \cdot A_{cocina} \cdot (T_e-T_i)=38.76\text{W}$$

$$Q_{vestibulo}=U_{totaltecho} \cdot A_{vestibulo} \cdot (T_e-T_i)=21.76\text{W}$$

$$Q_{salon}=U_{totaltecho} \cdot A_{salon} \cdot (T_e-T_i)=145.18\text{W}$$

$$Q_{pasillo}=U_{totaltecho} \cdot A_{pasillo} \cdot (T_e-T_i)=22.78\text{W}$$

$$Q_{dormitorio1}=U_{totaltecho} \cdot A_{dormitorio1} \cdot (T_e-T_i)=70.72\text{W}$$

$$Q_{dormitorio2}=U_{totaltecho} \cdot A_{dormitorio2} \cdot (T_e-T_i)=71.81\text{W}$$

$$Q_{dormitorio3}=U_{totaltecho} \cdot A_{dormitorio3} \cdot (T_e-T_i)=56.03\text{W}$$

$$Q_{baño}=U_{totaltecho} \cdot A_{baño} \cdot (T_e-T_i)=21.76\text{W}$$

$$Q_{techos}=\sum Q_i=473.9\text{W}$$

Muro al exterior (Oeste y SurOeste)

AM= area del muro

SurOeste

$$Q_{\text{dormitorio1}} = U_{\text{totalmuro}} \cdot AM_{\text{dormitorio1}} \cdot (T_e - T_i) = 90W$$

$$Q_{\text{dormitorio2}} = U_{\text{totalmuro}} \cdot AM_{\text{dormitorio2}} \cdot (T_e - T_i) = 117W$$

Oeste

$$Q_{\text{dormitorio2}} = U_{\text{totalmuro}} \cdot AM_{\text{dormitorio2}} \cdot (T_e - T_i) = 81W$$

$$Q_{\text{dormitorio3}} = U_{\text{totalmuro}} \cdot AM_{\text{dormitorio3}} \cdot (T_e - T_i) = 93.9W$$

$$Q_{\text{murosexteriores}} = \sum Q_i = 381.9W$$

Muro al interior

AM=area del muro

Interior 1

$$Q_{\text{salon}} = U_{\text{totalmuro}} \cdot AM_{\text{salon}} \cdot (T_c - T_i) = 94.5W$$

$$Q_{\text{vestibulo}} = U_{\text{totalmuro}} \cdot AM_{\text{vestibulo}} \cdot (T_c - T_i) = 36W$$

Interior2

$$Q_{\text{vestibulo}} = U_{\text{totalmuro}} \cdot AM_{\text{vestibulo}} \cdot (T_c - T_i) = 28.8W$$

$$Q_{\text{cocina}} = U_{\text{totalmuro}} \cdot AM_{\text{cocina}} \cdot (T_c - T_i) = 84.6W$$

$$Q_{\text{murosinteriores}} = \sum Q_i = 243.9W$$

Ventanas

$$Q_{\text{ventanaD1}} = U_{\text{ventanas}} \cdot A_{\text{ventanaD1}} \cdot (T_e - T_i) = 36W$$

$$Q_{\text{ventanaD2}} = U_{\text{ventanas}} \cdot A_{\text{ventanaD2}} \cdot (T_e - T_i) = 72W$$

$$Q_{\text{ventanaD3}} = U_{\text{ventanas}} \cdot A_{\text{ventanaD3}} \cdot (T_e - T_i) = 22.5W$$

$$Q_{\text{ventanasalón}} = U_{\text{ventanas}} \cdot A_{\text{ventanasalón}} \cdot (T_e - T_i) = 151.2 \text{ W}$$

$$Q_{\text{ventanacocina}} = U_{\text{ventanas}} \cdot A_{\text{ventanacocina}} \cdot (T_e - T_i) = 144 \text{ W}$$

$$Q_{\text{ventanas}} = \sum Q_i = 425.7 \text{ W}$$

Puerta

$$Q_{\text{puerta}} = U_{\text{puerta}} \cdot A_{\text{puerta}} \cdot (T_c - T_i) = 29.7 \text{ W}$$

Sumando ahora todos los términos totales de cada uno de los apartados obtendremos la carga total de transmisión:

$$Q_{\text{transmisión}} = Q_{\text{techos}} + Q_{\text{murosexteriores}} + Q_{\text{murosinteriores}} + Q_{\text{ventanas}} + Q_{\text{puerta}} = 1555 \text{ W}$$

2.3.2 Cargas de renovación o ventilación simple.

Consideramos la pérdida de calor debido a la renovación de aire. Es una carga térmica desfavorable pero necesaria para asegurar la calidad del aire en el interior de la vivienda. Se compensa el aire que se introduce con el que sale. Para calcularla utilizamos:

$$Q_{\text{vent}} = m_{\text{ren}} \cdot C_{p\text{aire}} \cdot (T_e - T_i)$$

Donde

m_{ren} es el caudal de aire de ventilación (kg/s)

$C_{p\text{aire}}$ es el calor específico del aire (1007 J/KgK)

T_e y T_i las temperaturas exterior e interior respectivamente.

La tabla a continuación muestra los caudales de ventilación mínimos según unos parámetros arbitrarios de superficies y ocupación.

Carga de ventilación			
HS Salubridad (HS 3: Calidad del aire interior)			
Tabla 2.1 Caudales de ventilación mínimos exigidos			
		Caudal de ventilación mínimo exigido q _v en l/s	
		Por ocupante	En función de otros parámetros
Locales	Dormitorios	5	
	Salas de estar y comedores	3	
	Aseos y cuartos de baño		15 por local
	Cocinas		2
	Trasteros y sus zonas comunes		0,7
	Aparcamientos y garajes		120 por plaza
	Almacenes de residuos		10

⁽¹⁾ Este es el caudal correspondiente a la ventilación adicional específica de la cocina (véase el párrafo 3 del apartado 3.1.1).

Carga de infiltraciones

Manual de aire acondicionado de Carrier

Ventanas → 1.8 m³/h Puertas → 2.5 m³/h

FIGURA 4 CARGA DE VENTILACIÓN

Densidad del aire $\rho=1.2 \text{ kg/m}^3$

Los caudales de ventilación para cada una de las áreas de estudio:

$$V_{\text{salon}}=12 \text{ l/s}$$

$$V_{\text{cocina}}=2 \text{ l/s}\cdot\text{m}^2$$

$$V_{\text{baño}}=15 \text{ l/s}$$

$$V_{\text{pasillo-vestibulo}}=0.7 \text{ l/s}\cdot\text{m}^2$$

$$V_{D1}=10 \text{ l/s}$$

$$V_{D2}=5 \text{ l/s}$$

$$V_{D3}=5 \text{ l/s}$$

$$Q_{\text{salon}}=C_{p\text{aire}} \cdot \rho \cdot V_{\text{salon}} \cdot (T_e - T_i) = 144.6 \text{ W}$$

$$Q_{\text{cocina}}=C_{p\text{aire}} \cdot \rho \cdot V_{\text{cocina}} \cdot (T_e - T_i) \cdot A_{\text{cocina}} = 137.34 \text{ W}$$

$$Q_{\text{baño}}=C_{p\text{aire}} \cdot \rho \cdot V_{\text{baño}} \cdot (T_e - T_i) = 180.7 \text{ W}$$

$$Q_{\text{pasillo-vestibulo}}=C_{p\text{aire}} \cdot \rho \cdot V_{\text{pasillo-vestibulo}} \cdot (T_e - T_i) \cdot A_{\text{pasillo-vestibulo}} = 55.25 \text{ W}$$

$$Q_{D1}=C_{p\text{aire}} \cdot \rho \cdot V_{D1} \cdot (T_e - T_i) = 120.5 \text{ W}$$

$$Q_{D2}=C_{p\text{aire}} \cdot \rho \cdot V_{D2} \cdot (T_e - T_i) = 60.24 \text{ W}$$

$$Q_{D3} = C_{p_{aire}} \cdot \rho \cdot V_{D3} \cdot (T_e - T_i) = 60.24 \text{ W}$$

$$Q_{ventilacion} = \sum Q_i = 758.62 \text{ W}$$

Existe una simplificación a este análisis que vamos a utilizar para comprobar si es correcto. Se trata de tomar el volumen de aire renovado por hora en la casa.

$$Q_{ventilacion} = \frac{V_{casa} \cdot C_p \cdot \rho_{aire} \cdot (T_{ext} - T_{int})}{3600 \text{ s}}$$

Este cálculo basado en el volumen de la casa nos da un valor de $Q_{vent} = 740 \text{ W}$

Por lo que usaremos el valor de la carga de ventilación calculada anteriormente al ser más preciso.

3.3.3 Carga térmica de infiltración

Se podría calcular de forma parecida un caudal de aire infiltrado. El método es mucho más complejo, puesto que es más difícil hallar el caudal de aire que entra por infiltración por rendijas, puertas etc. Por ello se considera un 30% de la carga térmica de renovación:

$$Q_{infiltración} = 0.3 \cdot Q_{ventilación} = 0.3 \cdot 758.62 = 227.6 \text{ W}$$

3.3.4 Carga térmica de radiación

Se debe a la radiación solar que entra por ventanas y superficies acristaladas. Dependerá de la hora y de la orientación. Hay que tener en cuenta una serie de factores correctores debido a sombras que se detallan después.

$$Q_{radiación} = I \cdot f \cdot C$$

Donde I es la radiación incidente por unidad de area, f es el producto de los factores que se oponen a la radiación y C es la superficie acristalada.

Carga de radiación solar

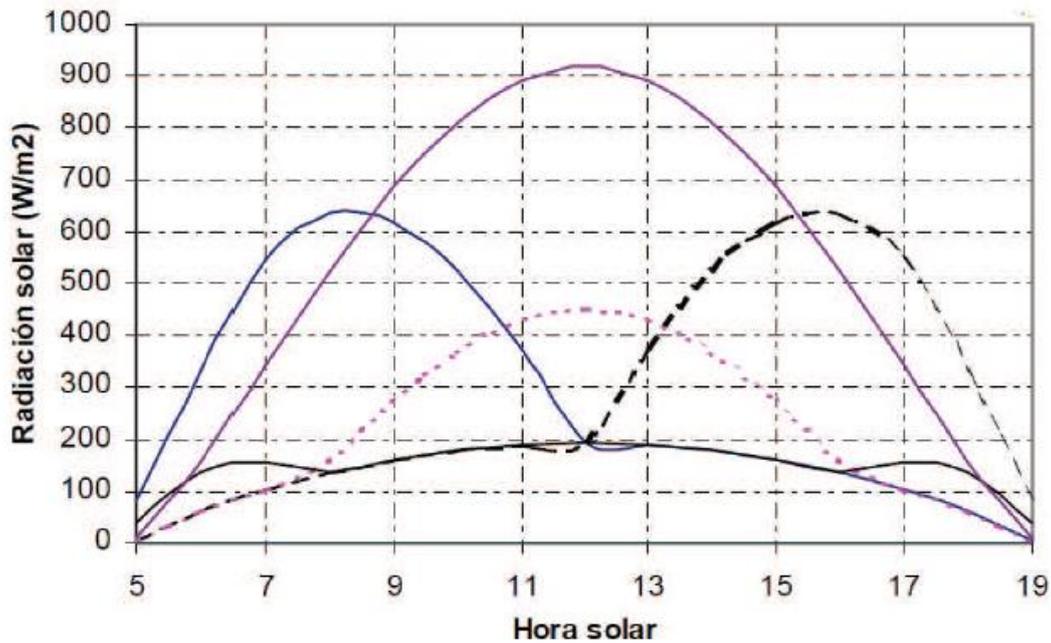


FIGURA 5 RADIACIÓN SOLAR

Factores de corrección

Factor de corrección para el vidrio $f_v=0.9$

Factor de corrección para elementos de sombra externos $f_e=0.9$

Factor de corrección de sombra $f_s=0.3$

Factor de corrección para elementos de sombra internos $f_i=0.6$

Radiación incidente según la orientación

Al tener solo superficies acristaladas en la pared Oeste y en la SurOeste tenemos

Obtenemos los factores de incidencia considerando una hora de la tarde, en el que el sol tiene algo de incidencia sur y suroeste.

Los factores son los siguientes:

$$I_w=600 \text{ W/m}^2$$

$$I_{sw}=525 \text{ W/m}^2$$

Recordamos que C son las superficies acristaladas de los habitáculos con orientación sur-suroeste. f es el factor de corrección de sombra total y es el múltiplo de los distintos factores de sombra que se aplican.

En este caso su valor es de $f=0,146$

Cargas:

$$Q_{\text{salon}}=I_w \cdot f \cdot C_{\text{salon}}= 440.9W$$

$$Q_{D1}=I_{sw} \cdot f \cdot C_{D1}= 91.85W$$

$$Q_{D2}=I_w \cdot f \cdot C_{D2}= 209.95W$$

$$Q_{D3}=I_w \cdot f \cdot C_{D3}=65.61W$$

$$Q_{\text{cocina}}=I_{sw} \cdot f \cdot C_{\text{cocina}}= 367.4W$$

$$Q_{\text{radiación}}=\sum Q_i= 1175.7W$$

3.3.5 Carga térmica interna

La carga térmica interna es ocasionada por tres fuentes principales: la iluminación eléctrica, las personas que habitan en ella y los equipos y electrodomésticos de la vivienda. Puesto que durante las 24h del día no todas estas fuentes están en funcionamiento, se consideran unos factores que sirven de forma aproximada para dar un valor coherente.

Consideraremos:

Iluminación

$$I_{\text{pasillo-vestibulo}}=10 \text{ W/m}^2$$

$$I_{\text{resto}}=20 \text{ W/m}^2$$

Factor de uso de iluminación en verano $f_i=0.2$

$$Q_{\text{iluminación}}=I \cdot A \cdot f_i$$

Ocupación

$$I_{\text{sensible-persona}}=60W$$

$$I_{\text{latente-persona}}=70W$$

Factor de ocupación $f_o=0.75$

$$Q_{\text{ocupación}}=(I_{\text{sensible}} + I_{\text{latente}}) \cdot f_o \cdot n^{\circ} \text{ personas}$$

Equipos

TV en Salón 150W

TV en dormitorio 1 150W

Ordenadores en dormitorios 2 y 3 250W

Cocina con nevera de 30W, lavadora de 250W, lavavajillas de 100W, horno de 100W

Factor de uso de equipos $f_u=0.5$

$$Q_{\text{equipos}}=\text{Potencia}_{\text{equipo}} \cdot f_u$$

Iluminación:

$$Q_{\text{cocina}}=I_{\text{resto}} \cdot A_{\text{cocina}} \cdot f_i=22.8W$$

$$Q_{\text{salon}}=I_{\text{resto}} \cdot A_{\text{salon}} \cdot f_i=85.4W$$

$$Q_{\text{baño}}=I_{\text{resto}} \cdot A_{\text{baño}} \cdot f_i=12.8W$$

$$Q_{\text{D1}}=I_{\text{resto}} \cdot A_{\text{D1}} \cdot f_i=41.6W$$

$$Q_{\text{D2}}=I_{\text{resto}} \cdot A_{\text{D2}} \cdot f_i=42.24W$$

$$Q_{\text{D3}}=I_{\text{resto}} \cdot A_{\text{D3}} \cdot f_i=32.96W$$

$$Q_{\text{pasillo-vestibulo}}=I_{\text{pasillo-vestibulo}} \cdot A_{\text{pasillo-vestibulo}} \cdot f_i=13.1W$$

$$Q_{\text{iluminación}}=\sum Q_i=250.9W$$

Ocupación

$$Q_{\text{salon}}=(I_{\text{sensible}} + I_{\text{latente}}) \cdot f_o \cdot 4=390W$$

$$Q_{\text{cocina}}=(I_{\text{sensible}} + I_{\text{latente}}) \cdot f_o \cdot 2=195W$$

$$Q_{\text{baño}}=(I_{\text{sensible}} + I_{\text{latente}}) \cdot f_o \cdot 1=97.5W$$

$$Q_{\text{pasillo}}=(I_{\text{sensible}} + I_{\text{latente}}) \cdot f_o \cdot 1=97.5W$$

$$Q_{\text{vestibulo}}=(I_{\text{sensible}} + I_{\text{latente}}) \cdot f_o \cdot 1=97.5W$$

$$Q_{\text{D1}}=(I_{\text{sensible}} + I_{\text{latente}}) \cdot f_o \cdot 2=195W$$

$$Q_{\text{D2}}=(I_{\text{sensible}} + I_{\text{latente}}) \cdot f_o \cdot 1=97.5W$$

$$Q_{D3} = (I_{\text{sensible}} + I_{\text{latente}}) \cdot f_o \cdot 1 = 97.5 \text{ W}$$

$$Q_{\text{ocupación}} = \sum Q_i = 1267.5 \text{ W}$$

Equipos

$$Q_{\text{salon}} = W_{\text{equipo}} \cdot f_e = 75 \text{ W}$$

$$Q_{\text{cocina}} = W_{\text{equipo}} \cdot f_e = 240 \text{ W}$$

$$Q_{D1} = W_{\text{equipo}} \cdot f_e = 75 \text{ W}$$

$$Q_{D2} = W_{\text{equipo}} \cdot f_e = 125 \text{ W}$$

$$Q_{D3} = W_{\text{equipo}} \cdot f_e = 125 \text{ W}$$

$$Q_{\text{equipos}} = \sum Q_i = 640 \text{ W}$$

$$Q_{\text{totalinterna}} = Q_{\text{iluminación}} + Q_{\text{ocupación}} + Q_{\text{equipos}} = 2158.4 \text{ W}$$

Se han calculado todas las cargas térmicas de la vivienda. Ahora para hallar la carga térmica total, debemos sumar cada una de estas cargas.

$$Q_{\text{vivienda}} = Q_{\text{transmisión}} + Q_{\text{ventilación}} + Q_{\text{infiltración}} + Q_{\text{radiación}} + Q_{\text{totalinterna}} = 5832.5 \text{ W}$$

Para cálculos sucesivos tomaremos una aproximación. Consideraremos la carga térmica de la vivienda como 5,8 KW

4. Refrigeración por absorción de doble efecto condensada por aire por aire.

El ciclo de doble efecto surge a partir de la adición de equipos al ciclo de simple efecto, para poder mejorar su rendimiento. En este caso se añade un generador con los elementos necesarios. Esto es posible en las máquinas que utilizan LiBr-H₂O debido a sus niveles de presión más bajos. Con otros fluidos no es posible dado que incrementaría la temperatura de trabajo y el incremento de presión que esto conlleva es excesivo para valores interesantes de rendimiento y estar en zona segura en presiones y temperaturas. Por ello se utiliza el bromuro de litio- agua como refrigerante.

Las máquinas de absorción condensadas por agua presentan una serie de problemas entre los que destacamos el mayor consumo de agua, la necesidad de una torre de refrigeración y la posibilidad de provocar legionella. En este proyecto se trabajará con una máquina de refrigeración de doble efecto que será condensada por aire. Al ser condensada por aire eliminamos los problemas que surgen debidos al agua. Estas máquinas de doble efecto y condensación por aire están todavía en fase de desarrollo en laboratorio. La condensación por aire también presenta problemas como la necesidad de usar intercambiadores de calor de mayor área o más complejos debidos a la baja conductividad térmica del aire en comparación con el agua. Las condiciones de trabajo serán específicas.

A continuación se muestra una figura con el esquema de la máquina de refrigeración a estudiar en este proyecto. Va a constar de dos generadores, uno de alta temperatura y otro de baja temperatura con sus correspondientes recuperadores de calor, un condensador y un subenfriador, un evaporador y un absorbedor que son los elementos principales. En las conexiones entre dichos elementos encontraremos una serie de válvulas y de bombas que ayudarán a mantener los flujos y presiones necesarias en cada parte del aparato.

Máquina de absorción de doble efecto condensada por aire.

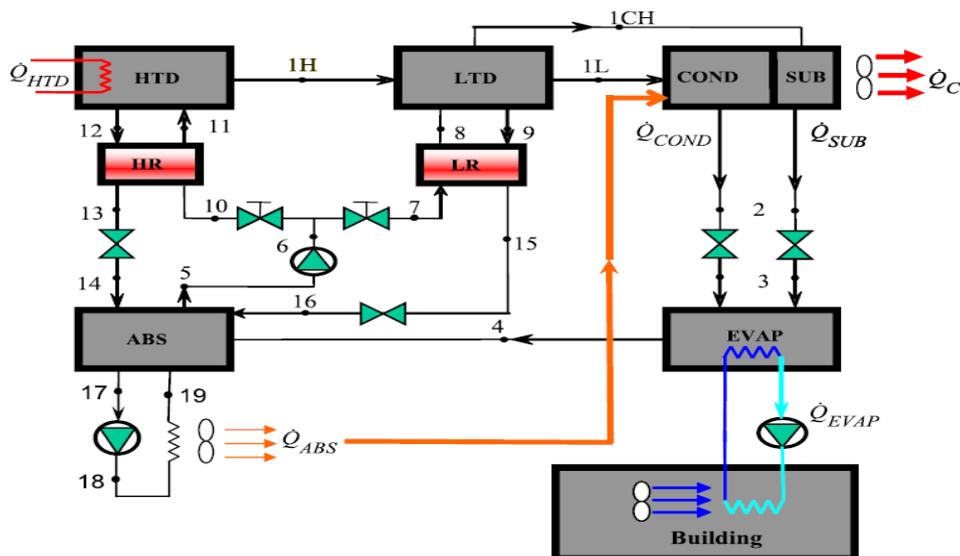


FIGURA 6 MÁQUINA DE ABSORCIÓN DE DOBLE EFECTO CONDENSADA POR AIRE

Debido a la menor conductividad térmica del aire, la temperatura de condensación del sistema será mayor. Esto implica que la temperatura de ebullición en los generadores será mayor también. El principal motivo es que los sistemas condensados por aire operan a la temperatura de bulbo seco, mientras que los condensados por agua son dependientes de la temperatura de bulbo húmedo al utilizar torres de refrigeración.

El ciclo de operación se desplaza hacia una zona de mayores temperaturas donde puede acercarse a la zona de cristalización del BrLi. Al intentar evaporar refrigerante a una temperatura de absorción menor, la concentración aumenta y se acerca a la zona de cristalización, donde existe el riesgo de que cristalice. Este problema es el principal factor limitante de las máquinas condensadas por aire y se debe trabajar para evitar dicho riesgo.

Existe también una diferencia de temperatura de trabajo entre los sistemas condensados por aire y los condensados por agua. Los condensados por agua pueden trabajar a temperaturas máximas de condensación de 40°C mientras que los condensados por aire pueden llegar a trabajar a temperaturas de 60°C o incluso mayores como es el caso de los de doble efecto. Al ser la temperatura de bulbo húmedo siempre menor que la de bulbo seco, los sistemas de condensación por aire tendrán unas temperaturas de absorción y condensación mayores.

Estas consideraciones tendrán su impacto en el COP y en la capacidad de producir frío del evaporador. Al aumentar la temperatura de evaporación disminuirá el COP. En las máquinas de doble efecto, al trabajar con dos generadores a diferentes temperaturas se conseguirá una mejora en la eficiencia o COP importante. Esto se tendrá en cuenta en el análisis posterior.

La ausencia de torre de refrigeración supone una reducción importante del coste de la máquina, aunque implicará que los recuperadores e intercambiadores de calor sean de mayor área o usen una tecnología más compleja.

La máquina de absorción utiliza tres circuitos interrelacionados:

- Agua caliente de alimentación a los generadores
- Agua fría útil
- Agua de enfriamiento del conjunto condensador-absorbedor.

Sistema de generación de frío:

Se compone de la fuente de calor que será normalmente una caldera de gas natural que transmite calor a los generadores. La máquina de absorción que es nuestro estudio y el fan-coil o sistema de ventilación que suministra el frío.

Circuito de agua caliente

El agua calentada en los intercambiadores llega a los generadores impulsada por la bomba donde transfiere su calor a la disolución que la calienta hasta que alcanza la ebullición, esto hace que se separe el refrigerante el cual se dirige hacia el condensador.

Circuito de condensación-absorción

El flujo de calor tendrá lugar a través de un intercambiador agua-aire. El agua se mueve por un circuito cerrado siendo enfriada por el aire exterior que es impulsado por el ventilador. De esta forma refrigera al absorbedor y condensador. El calor de absorción y condensación se transfieren primero al agua del circuito y luego al aire.

Circuito de agua fría.

El refrigerante en estado líquido transfiere su calor latente al agua que se encuentra en el evaporador procedente del ventilador de la vivienda. El agua absorbe el calor del aire y lo enfría consiguiendo así la temperatura de confort deseada. Explicado de otra forma, el agua absorbe el calor del aire y lo enfría y el ventilador lo empuja a la casa.

4.1 Balances de Energía y Masa

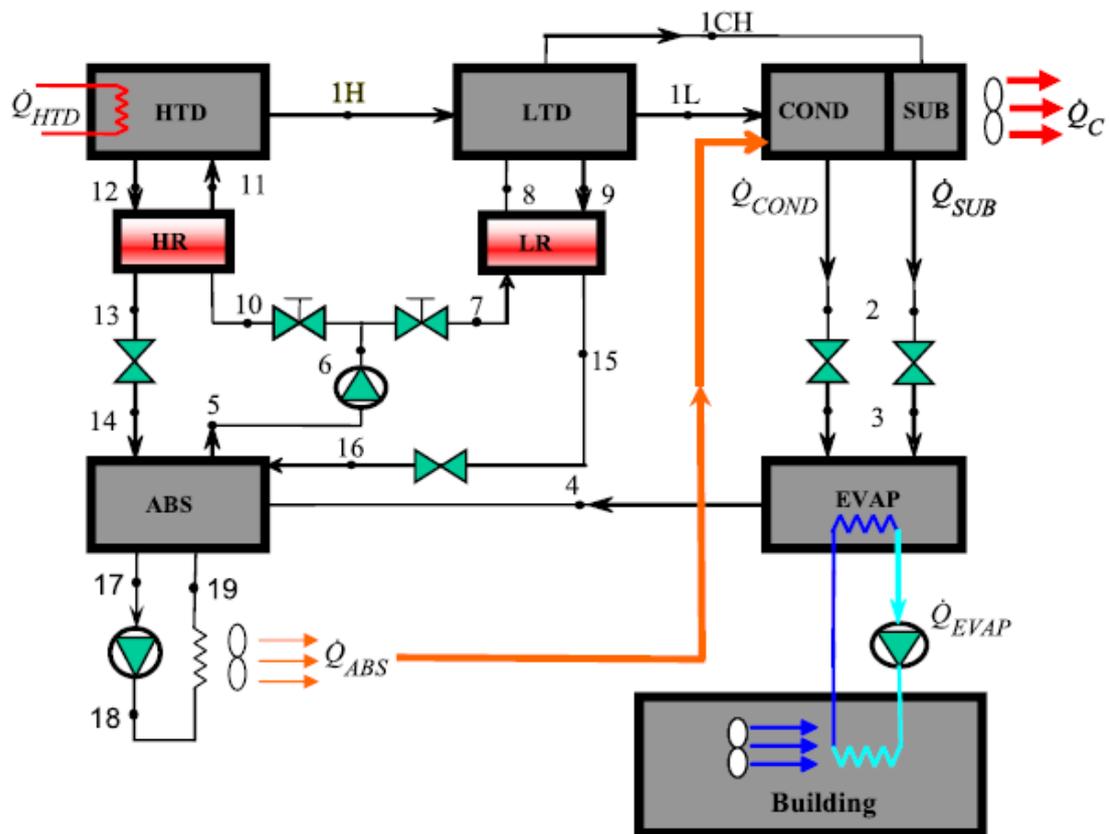


FIGURA 7 MÁQUINA ABSORCIÓN DOBLE EFECTO

La figura muestra el esquema de una máquina de absorción de doble efecto. Los componentes que aparecen son el generador de alta temperatura (HTD), generador de baja temperatura (LTD), condensador (COND), subenfriador (SUB), absorbedor (ABS), el evaporador (EVAP), los recuperadores de alta (HR) y baja (LR) temperatura, algunas válvulas y bombas.

A continuación se va a realizar el balance de energía para cada uno de los componentes.

Absorbedor

El absorbedor se alimenta de varios caudales procedentes de las distintas partes del ciclo. Por un lado tenemos un caudal m_4 con entalpía h_4 procedente del evaporador, un caudal m_{16} con entalpía h_{16} procedente del recuperador de baja y un caudal m_{14} con entalpía h_{14} procedente del recuperador de alta. De él sale un caudal m_5 con entalpía h_5 . Así pues despejando para Q_{evap}

$$Q_{evap} = m_{14}h_{14} + m_{16}h_{16} + m_4h_4 - m_5h_5$$

Repetiremos este balance para el resto de partes del ciclo.

Generador de Alta

$$Q_{HTD} + m_{11}h_{11} - m_{r1H}h_{1H} - m_{12}h_{12} = 0$$

Generador de Baja

$$Q_{LTD} + m_8 h_8 - m_{r1L} h_{1L} - m_9 h_9 = 0$$

Condensador

$$Q_{COND} = m_{r1L}(h_{1L} - h_2)$$

Sub-enfriador

$$Q_{SUB} = m_{r1H}(h_{1CH} - h_2)$$

Evaporador

$$Q_{EVAP} = (m_{r1H} + m_{r1L})(h_3 - h_4)$$

Válvulas

Se consideran isentálpicas

$$h_2 = h_3$$

$$h_{13} = h_{14}$$

$$h_{15} = h_{16}$$

Bomba

$$W_b = \frac{(p_6 - p_5)m_5}{\eta_b \rho_d}$$

Recuperador de calor de alta

$$Q_{HR} = m_{11}(h_{11} - h_{10})$$

Eficiencia del recuperador

$$\varepsilon_{HR} = \frac{t_{12} - t_{13}}{t_{12} - t_{10}}$$

Recuperador de calor de baja

$$Q_{LR} = m_7(h_8 - h_7)$$

Eficiencia del recuperador

$$\varepsilon_{LR} = \frac{t_9 - t_{15}}{t_9 - t_7}$$

Para poder aplicar estas ecuaciones se ha tenido que hacer una serie de balances de masa en los generadores. Suponemos que por el condensador circula refrigerante puro. Para el generador de alta

$$\frac{m_d}{m_r} = \frac{X_D}{X_D - X_{ABS}} = \frac{m_{11}}{m_{r1H}} = \frac{X_{12}}{X_{12} - X_{11}}$$

Análogamente para el generador de baja

$$\frac{m_d}{m_r} = \frac{X_D}{X_D - X_{ABS}} = \frac{m_8}{m_{r1L}} = \frac{X_9}{X_9 - X_8}$$

Donde X_d es la concentración de la disolución. La forma de obtener dichas concentraciones se verá con detenimiento en el desarrollo del caso en el capítulo 3. Se ha de tener en cuenta que la suma en cada generador de las concentraciones debe ser igual a 1.

El último término importante a plantear es el COP. Vamos a distinguir dos COPs independientes que serán el asociado con el generador de alta y el asociado con el generador de baja temperatura.

$$COP_H = \frac{Q_{EVAP}}{Q_{HTD}}$$

$$COP_L = \frac{Q_{EVAP}}{Q_{LTD}}$$

Estas ecuaciones que aquí se exponen de forma teórica serán utilizadas y ampliadas en los posteriores capítulos, principalmente en el análisis del caso.

A continuación se procederá a analizar y evaluar cada uno de los parámetros de la máquina de absorción de doble efecto condensada por aire. Se considerará una temperatura exterior de 35°C, como se hizo para los cálculos de la carga térmica, y una temperatura de confort de 25°C. Se calcularán los valores de entalpía, temperatura y caudal de cada uno de los puntos de interés, así como las potencias generadas que sean importantes.

4.2 Cálculos

Los datos iniciales para estos cálculos son los siguientes

- Temperatura exterior $T_e=35^\circ\text{C}=308\text{K}$
- Potencia del evaporador \approx carga térmica de la vivienda = 5832 W
- Temperatura alcanzada en el evaporador $T_{ev}=8^\circ\text{C}=281\text{K}$
- Temperatura alcanzada en el condensador $T_{cond}=52^\circ\text{C}$
- Temperatura del absorbedor $T_{abs}=45^\circ\text{C}$

El primer paso del análisis es calcular la concentración de la disolución en los distintos puntos de interés del sistema. Para ello recurrimos al diagrama conocido como Diagrama de Duhring. Dicho diagrama representa el ciclo de absorción en función de la presión de saturación de la disolución, la concentración y las temperaturas de la disolución y del refrigerante para la disolución LiBr-H₂O.

El diagrama se basa en la llamada regla de Duhring que afirma que si el punto de ebullición de una disolución lo representamos frente al punto de ebullición del disolvente puro, los puntos correspondientes a distintas presiones se aproximan a una recta. Es importante destacar que la concentración máxima (rectas diagonales) es de 70%, superada ésta pueden aparecer problemas de cristalización.

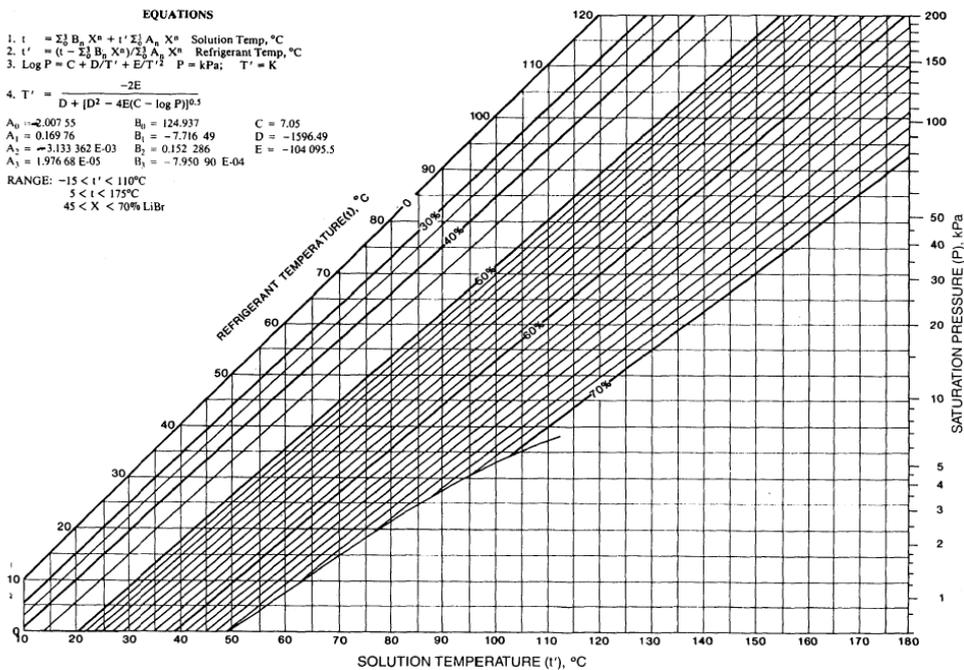


FIGURA 8 DIAGRAMA DUHRING

En nuestro caso al ser una máquina de doble efecto, el diagrama de Duhring con los datos de entrada que tenemos será:

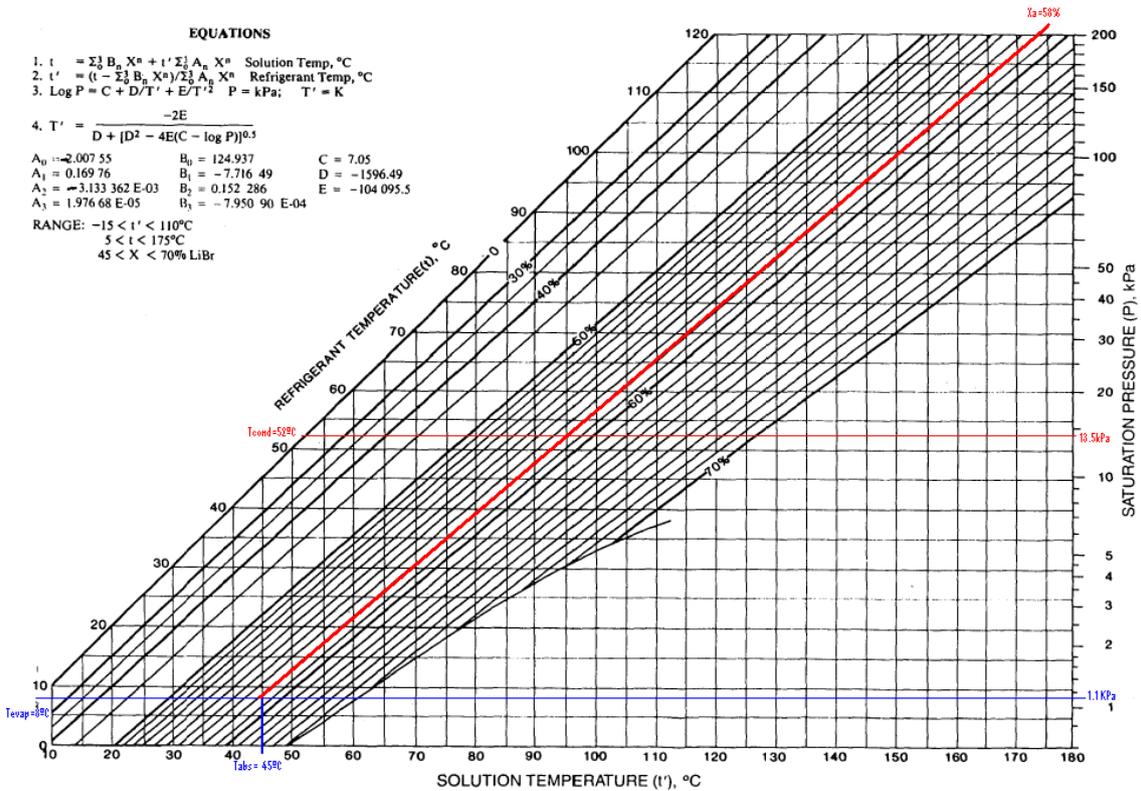


FIGURA 9 CÁLCULOS DIAGRAMA DUHRING 1

De donde sacamos los primeros datos en función de la temperatura del refrigerante y de la disolución. Obtenemos:

$$X_{abs} = 58\%$$

$$P_{ev} = 1.1 \text{ kPa}$$

$$P_{gen} = 13.5 \text{ kPa}$$

Debemos estimar ahora el aumento en concentración de refrigerante. Se va a tomar el aumento óptimo en un 7%, en 0.07

$$\Delta X = 0.07$$

$$\text{Por esto, en el generador tomamos } X_{gen} = (1 + \Delta X) \cdot X_{abs} = 0.62$$

Tomando para el inicio de nuestros cálculos un caudal de refrigerante $m_r = 1 \text{ Kg/s}$

$$\text{Podemos calcular el Caudal de disolución como } m_{dB} = X_{gen} \cdot m_r / X_{gen} - X_{abs} = 15.5 \text{ Kg/s}$$

Expresando esto en el diagrama de Duhring podemos llegar al diagrama para el ciclo de baja temperatura del generador:

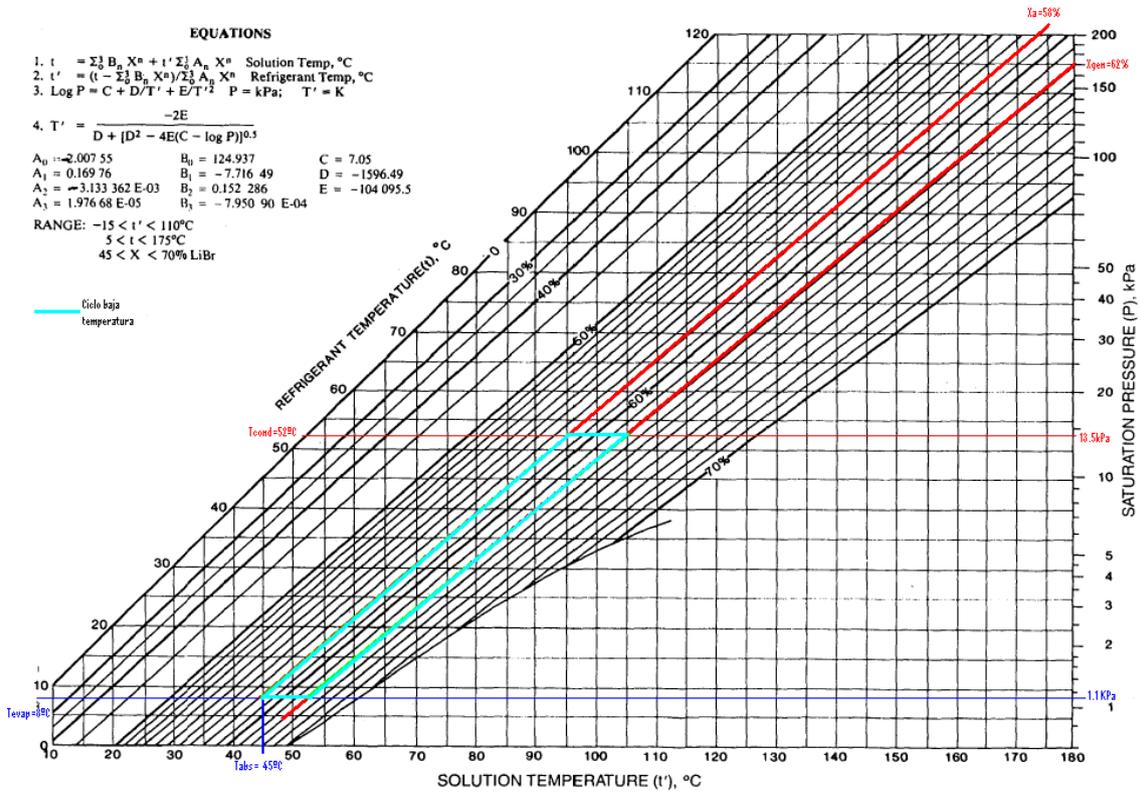


FIGURA 10 CÁLCULOS DIAGRAMA DUHRING 2

Donde se observa el ciclo de baja temperatura marcado en azul.

Necesitamos pues ahora calcular el ciclo de alta temperatura en el diagrama de Dühring. Para ello consideramos un salto térmico de unos 3°C a la altura donde acaba el ciclo de baja, es decir, en la esquina superior derecha. Desde ahí marcamos una línea hasta la recta de 0% de concentración. Ese punto será nuestra temperatura del generador de alta y podremos sacar fácilmente los datos necesarios.

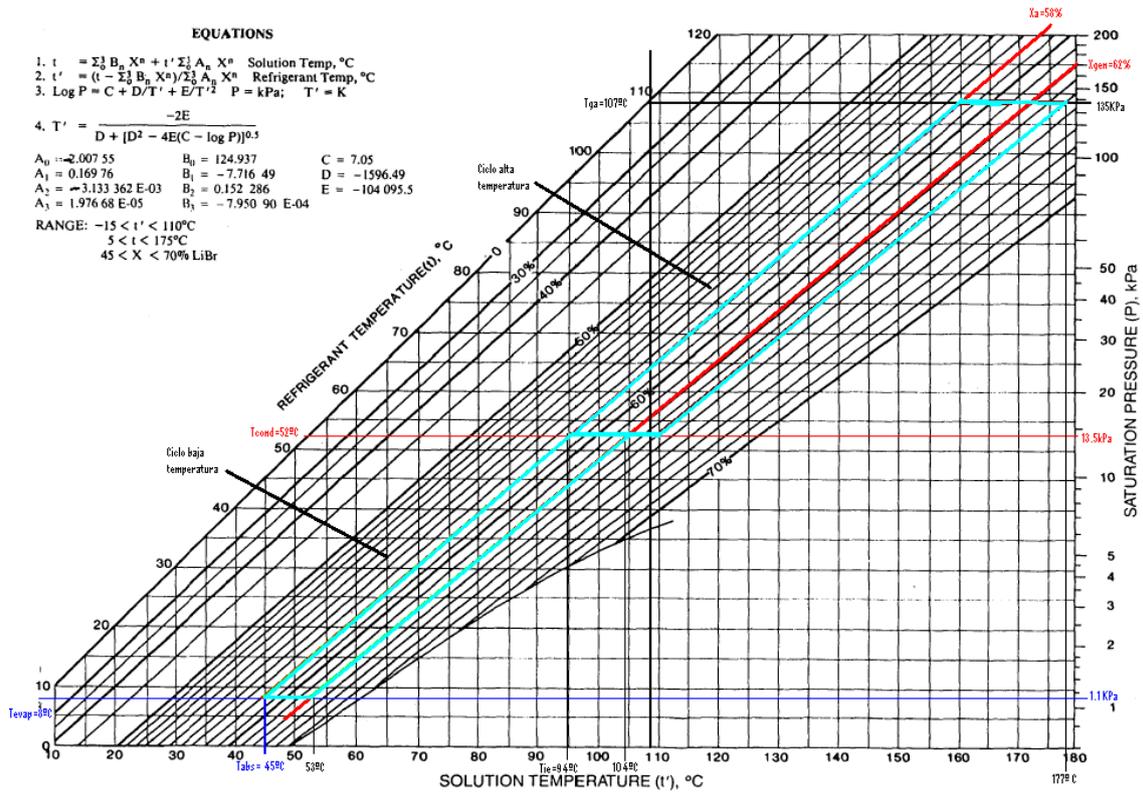


FIGURA 11 CÁLCULOS DIAGRAMA DUHRING 3

Dichos datos para el ciclo de alta temperatura (marcado en granate) son

$$X_{genA}=0.64$$

$$P_{genA}=135\text{KPa}$$

De esta forma podemos obtener el caudal de alta temperatura utilizando el mismo método que para el de baja. Tenemos

$$m_{dA}=10.67\text{Kg/s}$$

De esta forma y marcados en el gráfico podemos obtener los parámetros termodinámicos de los primeros puntos de interés.

Punto 5

$$T_5=52^\circ\text{C}$$

$$X_5=X_{abs}=0.58$$

Punto 9

$$T_9=T_{gb}=104^\circ\text{C}$$

$$X_9 = X_{\text{genB}} = 0.62$$

Punto 12

$$T_{12} = T_{gA} = 177^\circ\text{C}$$

$$X_{12} = X_{\text{genA}} = 0.64$$

Ahora necesitaremos calcular las entalpías de dichos puntos. Para ello utilizaremos otro gráfico en el que también vamos a mostrar tanto el ciclo de alta temperatura como el de baja temperatura. Dicho diagrama se denomina diagrama de Merkel. Las intersecciones entre las líneas verticales (concentraciones) y las curvas de temperatura nos darán los puntos que buscamos.

Como se observa en el diagrama de la página siguiente, obtenemos los siguientes valores de entalpía.

Para el punto 5

$$h_5 = 130,1 \text{ KJ/Kg}$$

Para el punto 9

$$h_9 = 248,7 \text{ KJ/Kg}$$

Para el punto 12

$$h_{12} = 378,8 \text{ KJ/Kg}$$

Estos datos los representamos ya en el diagrama de Merkel.

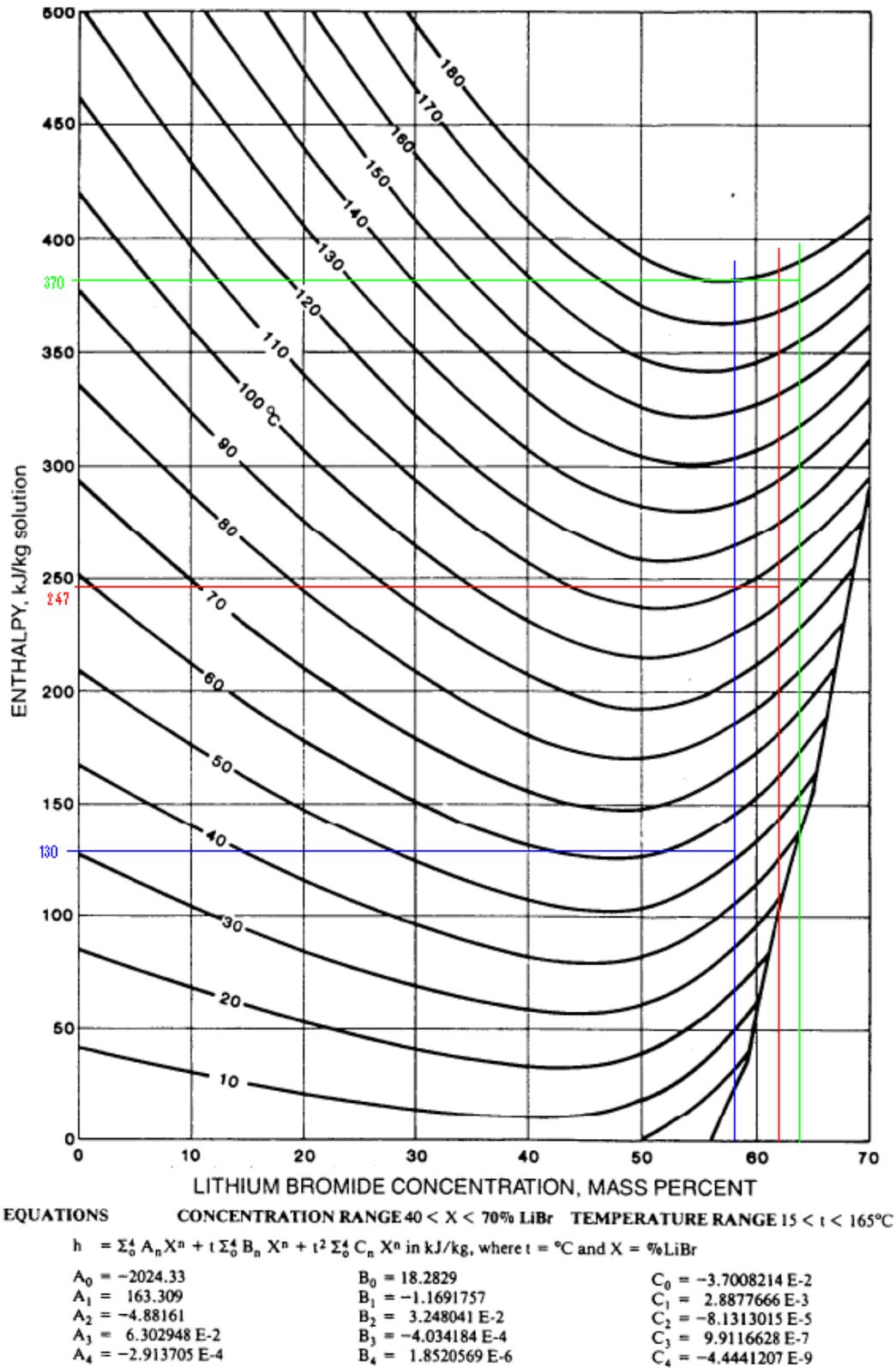


FIGURA 12 DIAGRAMA MERKEL

Gracias al diagrama de Duhring conocemos ya algunos valores de temperatura y concentración que nos van a servir para delimitar las zonas de alta y baja temperatura en el diagrama de Merkel.

De esta forma podremos dejar terminado el ciclo de alta y de baja temperatura que más adelante utilizaremos para calcular algunos datos que nos puedan ser necesarios. Así pues procedemos a terminarlo.

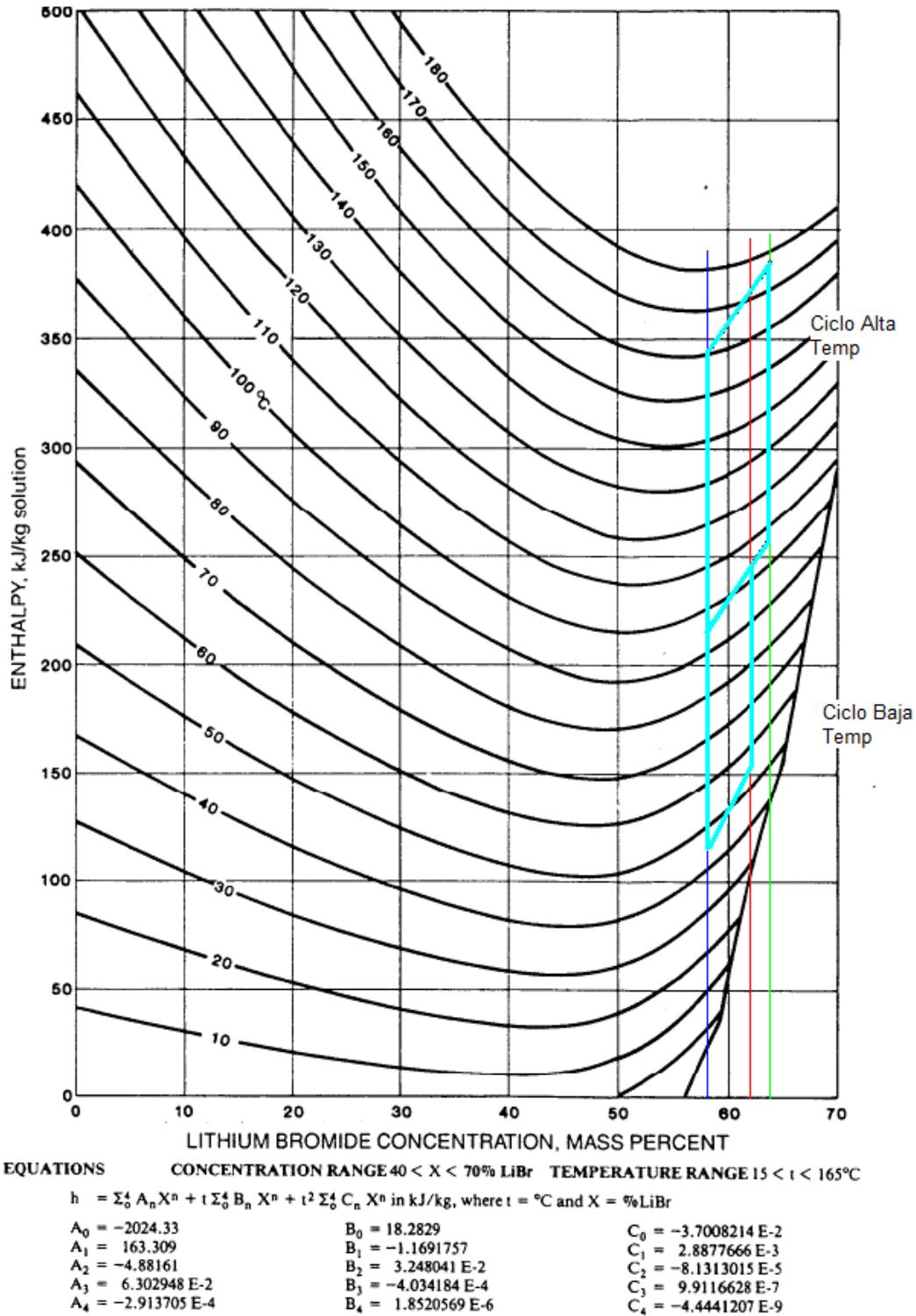


FIGURA 13 CÁLCULOS MERKEL 1

Procedemos ahora al cálculo de los puntos de interés. Cuando sea necesario volveremos a alguno de los gráficos para calcular la temperatura que busquemos.

Punto 6

Para el punto 6 se requieren conocer algunos de los parámetros de diseño de la bomba para poder calcular los datos necesarios. Necesitamos saber cuál es la densidad de la disolución y el rendimiento con el que funciona. Para una máquina de doble efecto tomamos una bomba con un rendimiento del 70%.

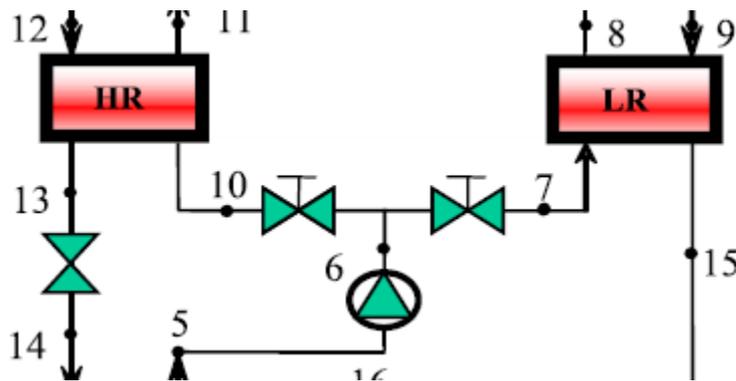


FIGURA 14 BOMBA DISOLUCION

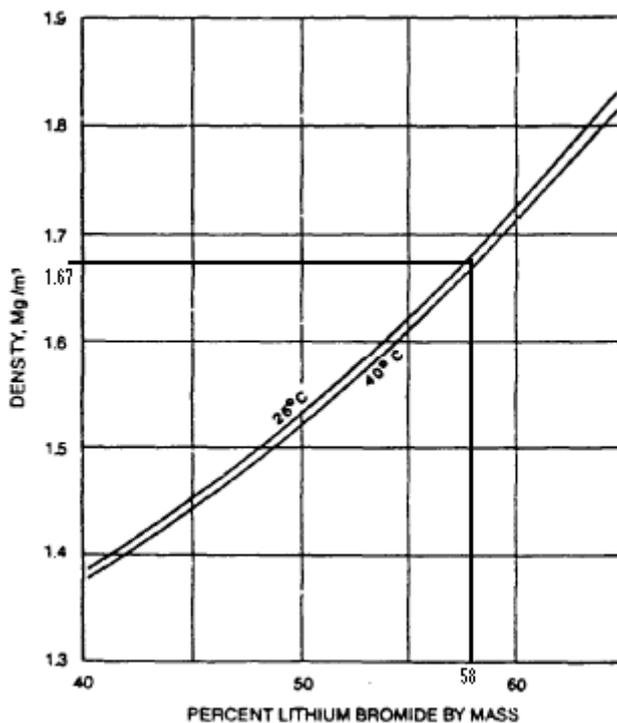


FIGURA 15 DENSIDAD SEGÚN CONCENTRACIÓN LiBr

Sacamos pues una densidad de 1670 kg/m³

Realizamos los cálculos con los siguientes datos:

$$\eta = 70\% = 0.7$$

$$\rho = 1670 \text{ Kg/m}^3$$

$$W_b = \frac{(p_{cond} - p_{ev})m_d}{\eta_b \rho_d} = 172,41 \text{ m}^2/\text{s}^2$$

$$h_6 = \left(\frac{W_b}{m_d} + h_5 \right) = 1.4001 \cdot 10^5 \sim 140 \text{ KJ/Kg}$$

Asumimos que no se produce ningún cambio de temperatura al pasar por la bomba.

$$T_6 = T_5 = 52^\circ\text{C}$$

Pasamos ahora a los puntos tras las válvulas

Punto 10

Las válvulas son isoentálpicas

$$h_{10} = h_6 = 140 \text{ KJ/Kg}$$

$$T_{10} = T_6 = 52^\circ\text{C}$$

Punto 7

$$h_7 = h_6 = 140 \text{ KJ/Kg}$$

$$T_7 = T_6 = 52^\circ\text{C}$$

Pasamos ahora a las ecuaciones asociadas a los recuperadores de calor y los puntos de interés correspondientes.

Punto 11

Intercambiador de alta temperatura

Tomamos la eficiencia del recuperador como un 90%

Aplicamos la siguiente ecuación

$$h_{11} = \varepsilon \cdot (h_{12} - h_{10}) + h_{10}$$

$$h_{11} = 363,7 \text{ KJ/kg}$$

$$T_{11} = 161^\circ\text{C} \text{ (Ver gráfico de Merkel)}$$

Punto 8

Realizamos el mismo proceso para el intercambiador de baja temperatura.

Eficiencia =90%

$$h_8 = \epsilon \cdot (h_9 - h_7) + h_7$$

$h_8 = 238 \text{ KJ/kg}$

$T_8 = 97^\circ\text{C}$ (Ver gráfico de Merkel)

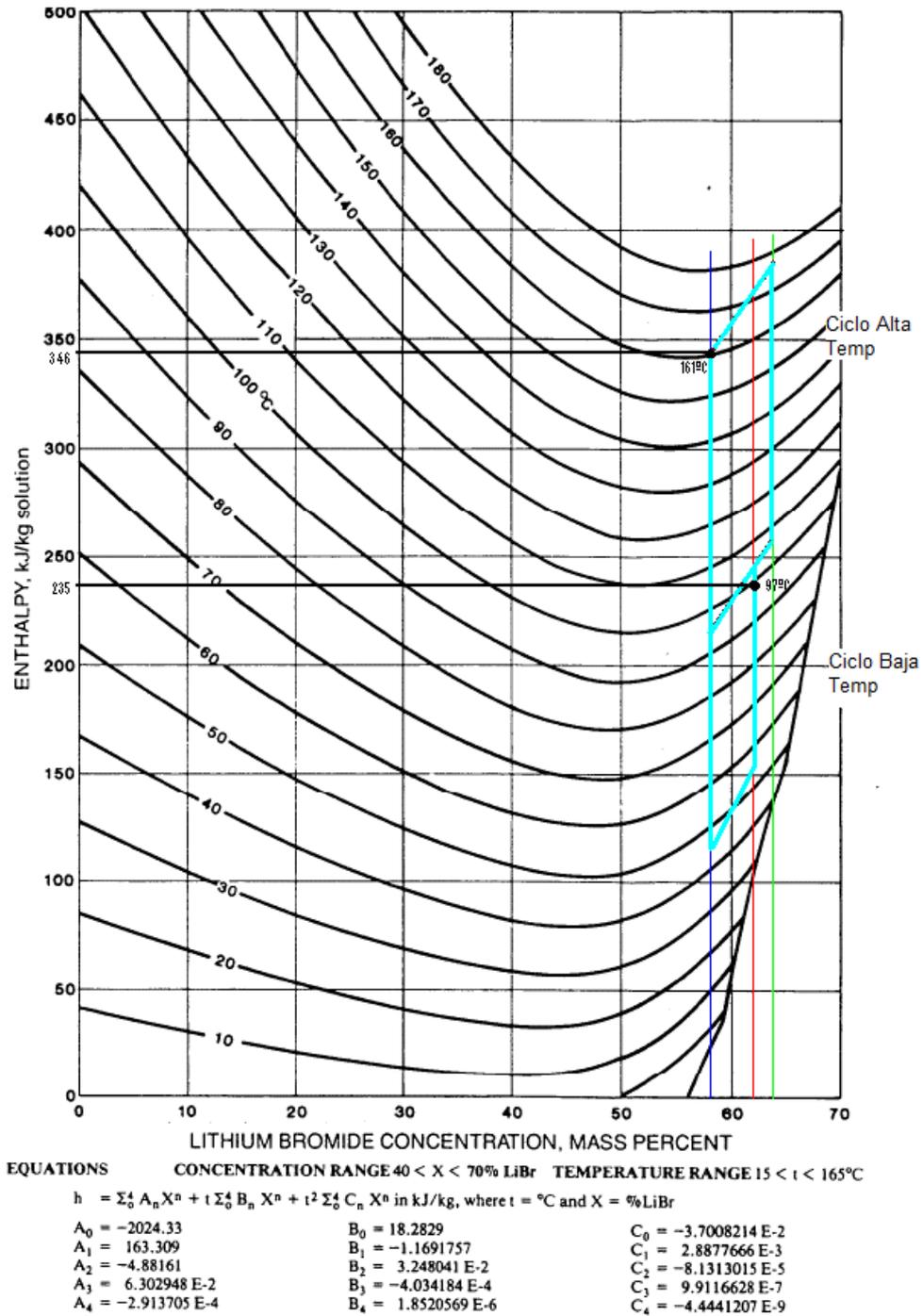


FIGURA 16 CÁLCULOS MERKEL 2

Continuamos con ecuaciones relacionadas con los recuperadores. Esta vez a la salida de los mismos. Calculamos los puntos de interés.

Punto 13

$$Q_{rec} = m_{dA} \cdot (h_{11} - h_{10})$$

$$h_{13} = h_{12} - (Q_{rec} / m_{dA}) = h_{12} - h_{11} + h_{10}$$

$$h_{13} = 166 \text{ KJ/Kg}$$

$$T_{13} = 55^\circ\text{C} \text{ (Ver diagrama de Merkel)}$$

Punto 15

$$Q_{rec} = m_{dB} \cdot (h_8 - h_7)$$

$$h_{15} = h_9 - (Q_{rec} / m_{dB}) = h_9 - h_8 + h_7$$

$$h_{15} = 152 \text{ KJ/Kg}$$

$$T_{15} = 50^\circ\text{C} \text{ (Ver diagrama de Merkel)}$$

Al pase de las válvulas isoentálpicas tenemos

Punto 14

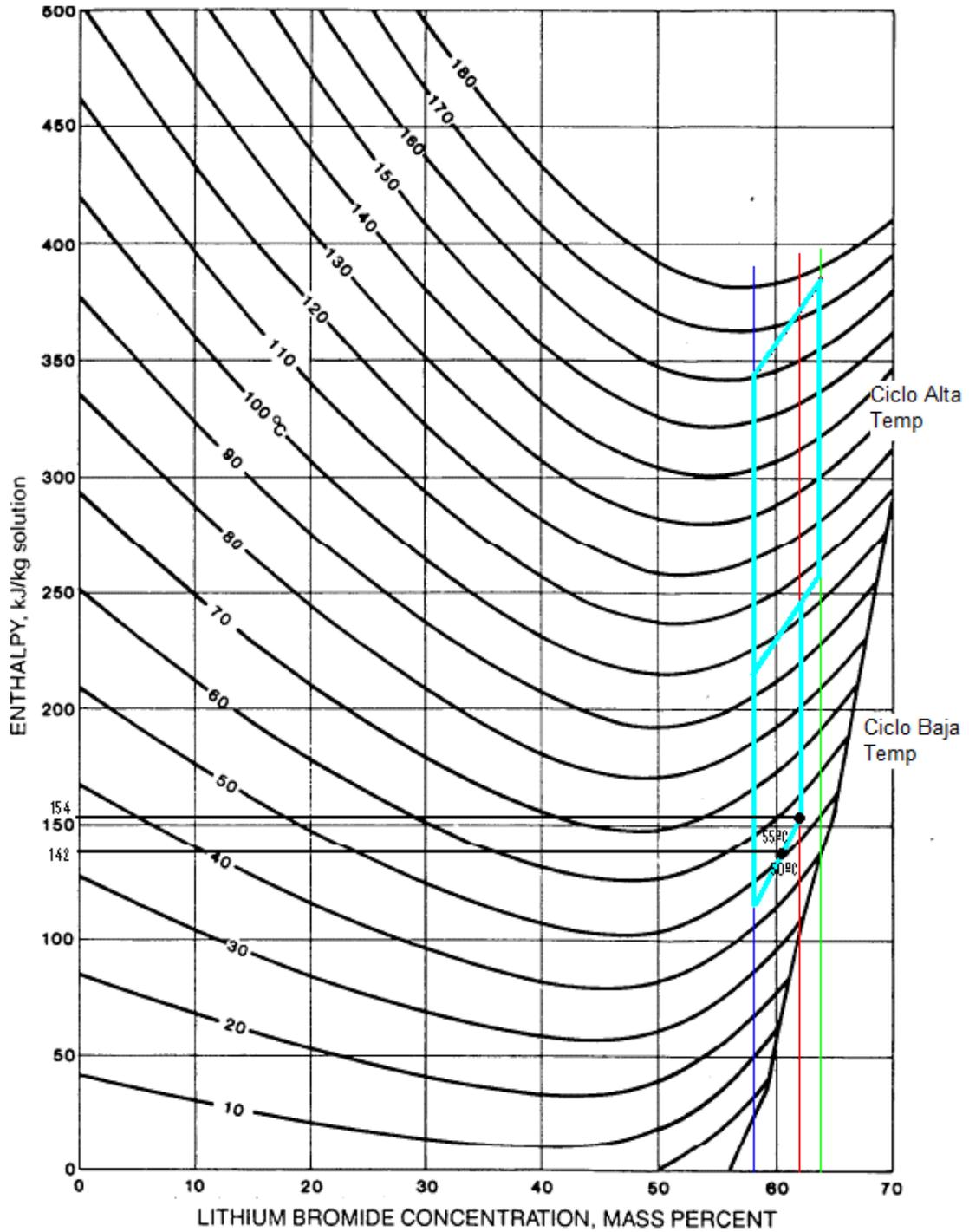
$$h_{14} = h_{13} = 166 \text{ KJ/Kg}$$

$$T_{14} = T_{13} = 55^\circ\text{C}$$

Punto 16

$$h_{16} = h_{15} = 152 \text{ KJ/Kg}$$

$$T_{16} = T_{15} = 50^\circ\text{C}$$



EQUATIONS CONCENTRATION RANGE 40 < X < 70% LiBr TEMPERATURE RANGE 15 < t < 165°C

$h = \sum_0^4 A_n X^n + t \sum_0^4 B_n X^n + t^2 \sum_0^4 C_n X^n$ in kJ/kg, where $t = ^\circ\text{C}$ and $X = \% \text{LiBr}$

$A_0 = -2024.33$	$B_0 = 18.2829$	$C_0 = -3.7008214 \text{ E-}2$
$A_1 = 163.309$	$B_1 = -1.1691757$	$C_1 = 2.8877666 \text{ E-}3$
$A_2 = -4.88161$	$B_2 = 3.248041 \text{ E-}2$	$C_2 = -8.1313015 \text{ E-}5$
$A_3 = 6.302948 \text{ E-}2$	$B_3 = -4.034184 \text{ E-}4$	$C_3 = 9.9116628 \text{ E-}7$
$A_4 = -2.913705 \text{ E-}4$	$B_4 = 1.8520569 \text{ E-}6$	$C_4 = -4.4441207 \text{ E-}9$

FIGURA 17 CÁLCULOS MERKEL 3

Pasamos ahora a calcular los datos de otros puntos del sistema fuera del ciclo de generadores.

Punto 1H

La entalpía del punto 1H es la del vapor obtenido a la temperatura media

$$T_{mH}=(T_{12}+T_{ieA})/2=168.5^{\circ}\text{C}=441.5\text{K}$$

$$h_{1H}=2850 \text{ KJ/Kg}$$

Punto 1L

La entalpía del punto 1L es la del vapor obtenido a la temperatura media

$$T_{mL}=(T_9+T_{ieB})/2=99^{\circ}\text{C}=372\text{K}$$

$$h_{1L}=2690 \text{ KJ/Kg}$$

Punto 4

$$T_4=T_{ev}=281\text{K}=8^{\circ}\text{C}$$

$$P_4=P_{abs}=1.1 \text{ KPa}$$

$$h_4=2510 \text{ KJ/Kg}$$

Estos puntos los sacamos de una tabla de vapor saturado, estos datos están tabulados y es relacionar la temperatura del vapor con su entalpía.

Punto 2

$$T_2=T_c=52^{\circ}\text{C}=325\text{K}$$

$$C_{pH_2O}=4180 \text{ J/KgK}$$

$$h_2=C_p \cdot (T_2-273)=217,3 \text{ KJ/Kg}$$

Punto 3

Válvula isoentálpica

$$T_3=T_2=52^{\circ}\text{C}$$

$$h_3=h_2=217,3 \text{ KJ/Kg}$$

Queda pues, la tabla con los valores de los distintos puntos de estudio

Punto	Temperatura T (°C)	Entalpía h (KJ/Kg)
1H	168.5	2850
1L	99	2690
2	52	217,3
3	8	217,3
4	8	2510
5	52	130,1
6	52	130,1
7	52	130,1
8	97	238
9	104	248,7
10	52	$1.3 \cdot 10^5$
11	161	363,7
12	177	378,8
13	55	166
14	55	166
15	50	152
16	50	152

Vamos a estudiar ahora el problema para el caso de la vivienda vista anteriormente. La carga térmica obtenida para la vivienda comentada es de 5832 W. Para los cálculos tomaremos una aproximación de 5.8 KW

Partimos de que los cálculos de entalpías y temperaturas realizados posteriormente y tabulados son válidos.

Tomamos que $Q_{EVAP}=5.8 \text{ KW}$

De la ecuación $Q_{EVAP}=m_r \cdot (h_5-h_4)=5.8 \text{ KW}$;

$$m_r=2.54 \cdot 10^{-3} \text{ Kg/s}$$

Basándonos en la relación de caudales diferenciados entre la zona de alta y la de baja temperatura obtenemos:

$$m_{r1h}=1,6 \cdot 10^{-3} \text{ Kg/s}$$

$$m_{r1L}=9,42 \cdot 10^{-4} \text{ Kg/s}$$

$$m_{r1h}+m_{r1L}=m_r$$

$$m_4=m_r=2.54 \cdot 10^{-3} \text{ Kg/s}$$

$$m_8 = X_9 \cdot m_{r1L} / (X_9 - X_8) = 0.0144 \text{ Kg/s}$$

$$m_{11} = X_{12} \cdot m_{r1H} / (X_{12} - X_{11}) = 0.0169 \text{ Kg/s}$$

$$m_5 = m_8 + m_{11} = 0.0313 \text{ Kg/s}$$

$$m_9 \cdot X_9 = m_8 \cdot X_8;$$

$$m_9 = 0.0134 \text{ Kg/s}$$

$$m_{12} \cdot X_{12} = m_{11} \cdot X_{11};$$

$$m_{12} = 0.0153 \text{ Kg/s}$$

$$m_{14} = m_{11} - m_{r1H} = 0.0153 \text{ Kg/s}$$

$$m_{16} = m_8 - m_{r1L} = 0.0134 \text{ Kg/s}$$

Donde algunos caudales se mantienen constantes

$$m_2 = m_3 = m_4 = 2.54 \cdot 10^{-3} \text{ Kg/s}$$

$$m_6 = m_5 = 0.0313 \text{ Kg/s}$$

$$m_7 = m_8 = 0.0144 \text{ Kg/s}$$

$$m_{10} = m_{11} = 0.0169 \text{ Kg/s}$$

$$m_{13} = m_{12} = 0.0153 \text{ Kg/s}$$

$$m_{15} = m_9 = 0.0134 \text{ Kg/s}$$

Así pues nos queda la tabla de puntos completa con los caudales como

Punto	Temperatura T (°C)	Entalpía h (J/Kg)	Caudales \dot{m} (Kg/s)
1H	168.5	2850	$1.6 \cdot 10^{-3}$
1L	99	2690	$9.42 \cdot 10^{-4}$
2	52	217,3	$2.54 \cdot 10^{-3}$
3	8	217,3	$2.54 \cdot 10^{-3}$
4	8	2510	$2.54 \cdot 10^{-3}$
5	52	130,1	$3.13 \cdot 10^{-2}$
6	52	130,1	$3.13 \cdot 10^{-2}$
7	52	130,1	$1.44 \cdot 10^{-2}$
8	97	238	$1.44 \cdot 10^{-2}$
9	104	248,7	$1.34 \cdot 10^{-2}$
10	52	$1.3 \cdot 10^5$	$1.69 \cdot 10^{-2}$
11	161	363,7	$1.69 \cdot 10^{-2}$
12	177	378,8	$1.53 \cdot 10^{-2}$
13	55	166	$1.53 \cdot 10^{-2}$
14	55	166	$1.53 \cdot 10^{-2}$
15	50	152	$1.34 \cdot 10^{-2}$
16	50	152	$1.34 \cdot 10^{-2}$

Con esta tabla tenemos ya todos los puntos interesantes de estudio de nuestro sistema, ya tabulados y calculados los parámetros de interés.

Pasamos ahora a calcular las distintas potencias de los diferentes apartados.

Partimos de nuevo de la carga térmica de la vivienda como caudal de evaporación.

Generador de alta temperatura

$$Q_{HTD} = \dot{m}_{r1H} \cdot h_{1H} + \dot{m}_{12} \cdot h_{12} - \dot{m}_{11} \cdot h_{11}$$

$$Q_{HTD} = 4360 \text{ W}$$

Generador de baja temperatura

$$Q_{LTD} = \dot{m}_{r1L} \cdot h_{1L} + \dot{m}_9 \cdot h_9 - \dot{m}_8 \cdot h_8$$

$$Q_{LTD} = 2455 \text{ W}$$

Recuperador de alta temperatura

$$Q_{HR} = m_{11} \cdot (h_{11} - h_{10})$$

$$Q_{HR} = 3765 \text{ W}$$

Recuperador de baja temperatura

$$Q_{LR} = m_7 \cdot (h_8 - h_7)$$

$$Q_{LR} = 1390 \text{ W}$$

Absorbedor

$$Q_{ABS} = m_{14} \cdot h_{14} + m_{16} \cdot h_{16} + m_4 \cdot h_4 - m_5 \cdot h_5$$

$$Q_{ABS} = 6902 \text{ W}$$

Condensador

$$Q_{COND} = m_{r1L} \cdot (h_{1L} - h_2)$$

$$Q_{COND} = 2481 \text{ W}$$

Por último analizamos la eficiencia, el COP del sistema

COP Alta temperatura

$$COP = \frac{Q_{EVAP}}{Q_{HTD}} = 1.33$$

Agrupemos en una tabla estos valores para resumirlos:

Punto del Ciclo	Potencia (KW)
Generador Alta Temperatura	4,36
Generador Baja Temperatura	2,45
Recuperador Alta Temperatura	3,76
Recuperador Baja Temperatura	1,39
Absorbedor	6,9
Condensador	2,48

5. Simulación numérica de la Refrigeración de la Vivienda.

Se realiza un estudio de la refrigeración de la vivienda en un periodo que abarca los meses de Mayo a Septiembre de 2012. El intervalo de funcionamiento considerado para la máquina será de 9.00 a 22.00 del día. Consideraremos también que la máquina se apagará cuando la temperatura sea inferior a 27°C, reduciendo así el consumo.

5.1 Evaluación de la temperatura exterior.

Nos basamos en las temperaturas obtenidas por el laboratorio del CSIC de Madrid en su estudio climatológico para el año 2012. Dicho estudio recoge datos de temperatura exterior máxima, media y mínima en intervalos de diez minutos. Aun así, vamos a considerar que el periodo de uso de la máquina como máximo es de 13 horas diarias y no de 24. En próximos apartados se muestran las gráficas para estas tres temperaturas máxima, mínima y media. Para gráficas que abarcan todo el periodo de estudio, hemos tomado la temperatura media como la más precisa, al igual que para los distintos cálculos.

La siguiente gráfica muestra la variación de la temperatura exterior media durante los meses de funcionamiento de la máquina. Se muestra la variación de temperatura durante las 24 horas del día. De esta gráfica podemos extraer varias conclusiones.

La temperatura exterior oscila entre los 5°C y los 43°C aproximadamente. Hay algunos periodos cortos en julio y agosto en los que es innecesaria la refrigeración de la vivienda al ser la temperatura muy cercana a la de confort.

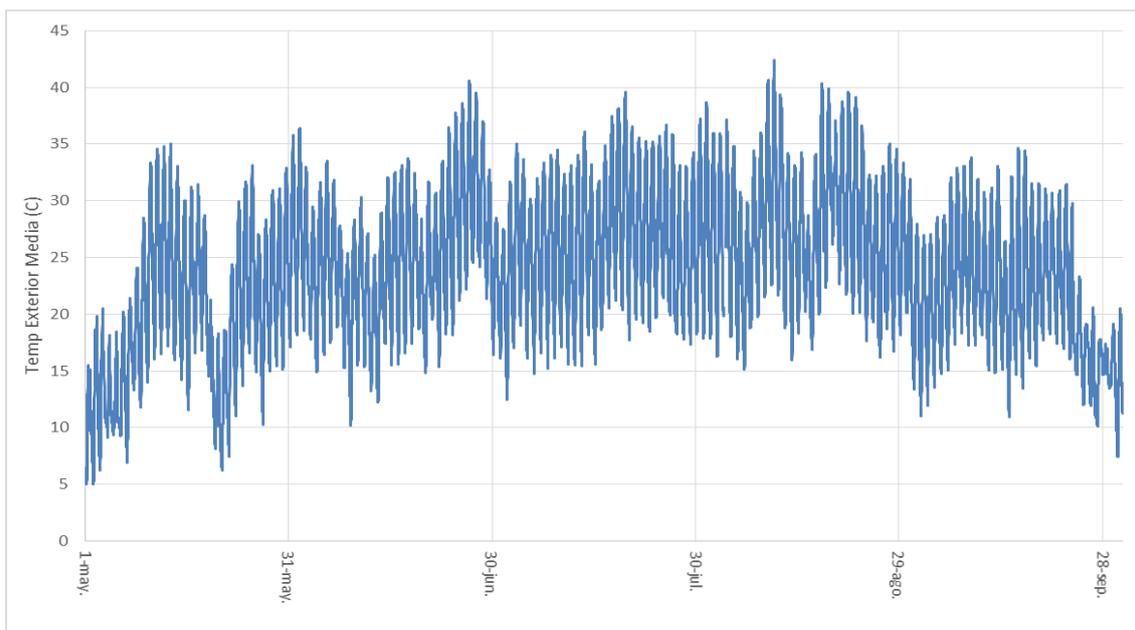


FIGURA 18 TEMPERATURA MEDIA TEMPORADA ESTUDIO

Para calcular las siguientes gráficas se han recurrido solo a los datos de temperatura media exterior. Se ha tomado el valor máximo y mínimo de cada día.

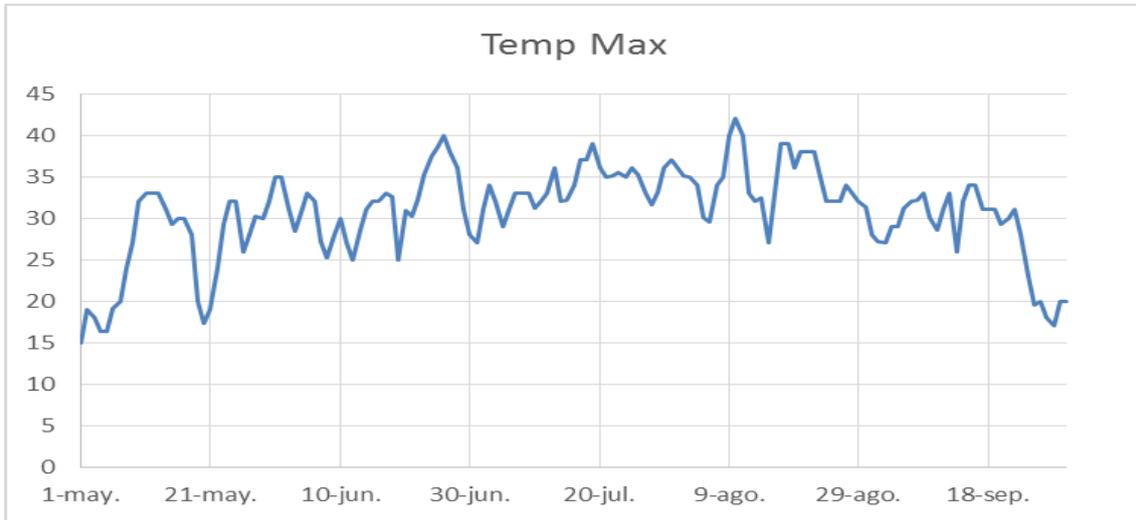


FIGURA 19 TEMPERATURA MÁXIMA TEMPORADA ESTUDIO

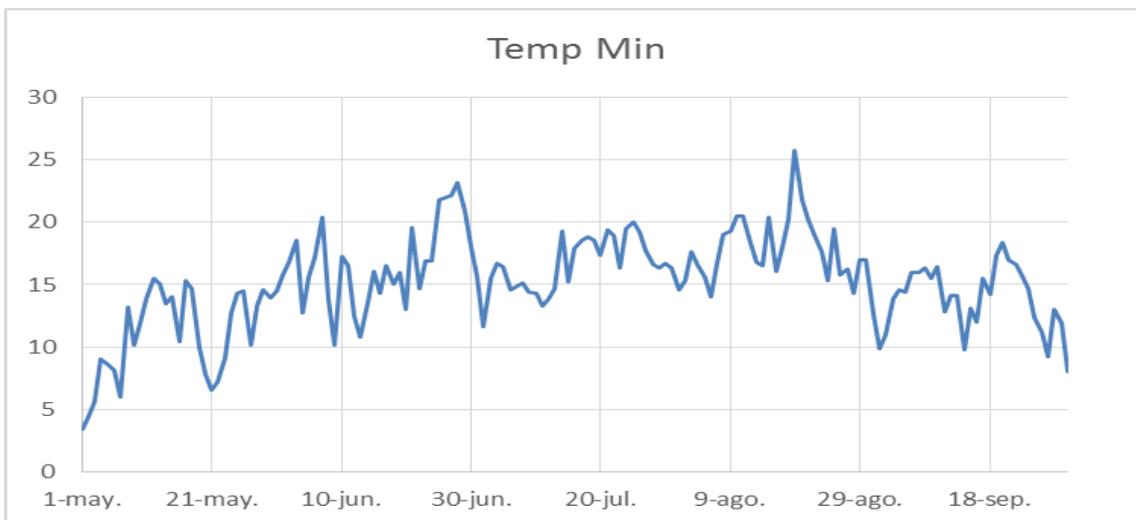


FIGURA 20 TEMPERATURA MÍNIMA TEMPORADA ESTUDIO

De estos datos llegamos a la conclusión de que el día más cálido es el 10 de agosto. Será uno de los días de estudio para los apartados posteriores.

Dicho día la temperatura varía:

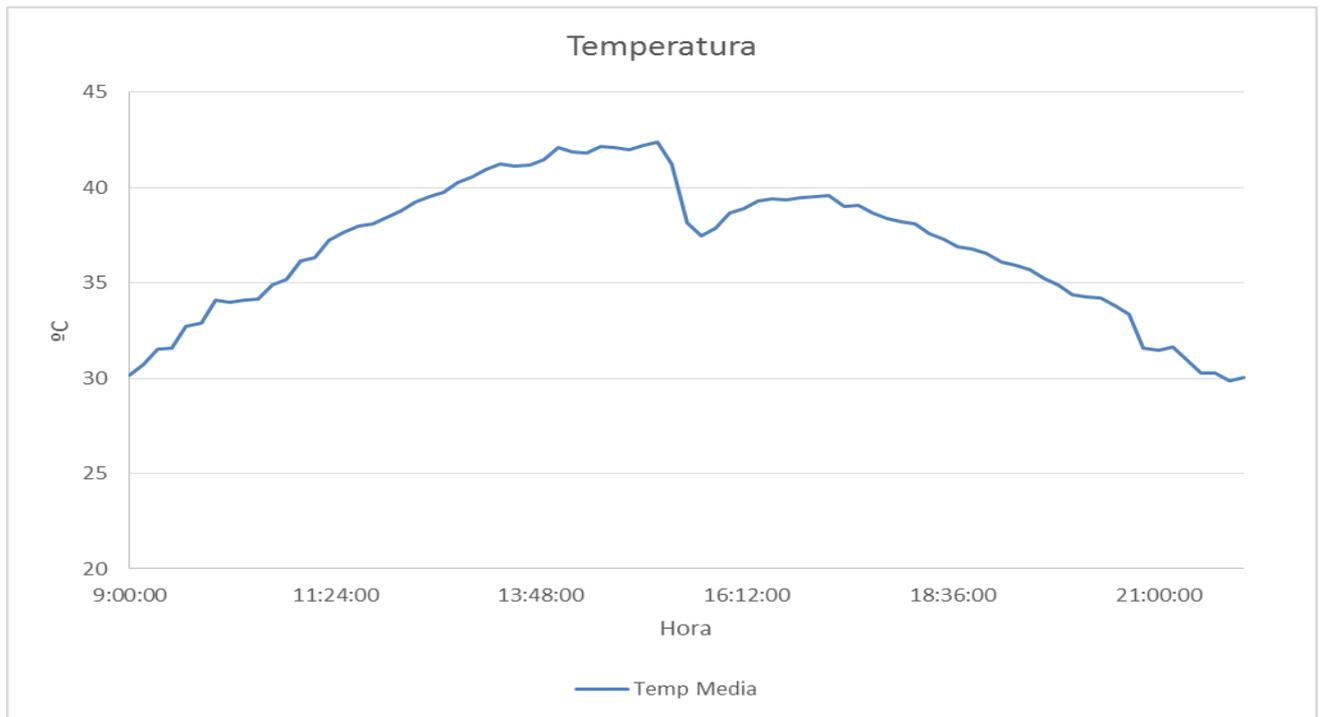


FIGURA 21 TEMPERATURA DÍA MÁS CALUROSO

En esta gráfica mostramos ya el periodo de estudio, de 9:00 a 22:00. En el resto de horas la temperatura es inferior a 27°C y no consideramos necesaria el uso de una máquina de absorción. Como se observa, la temperatura máxima es la curva roja, la media la curva azul y la mínima la curva verde.

Para realizar el estudio con una mayor exactitud vamos a considerar también un día frío. En este día la máquina sólo estará encendida durante unas pocas horas al ser la temperatura exterior mayor que 27°C durante muy poco tiempo.

En este caso tomamos el día 29 de Mayo para el estudio.

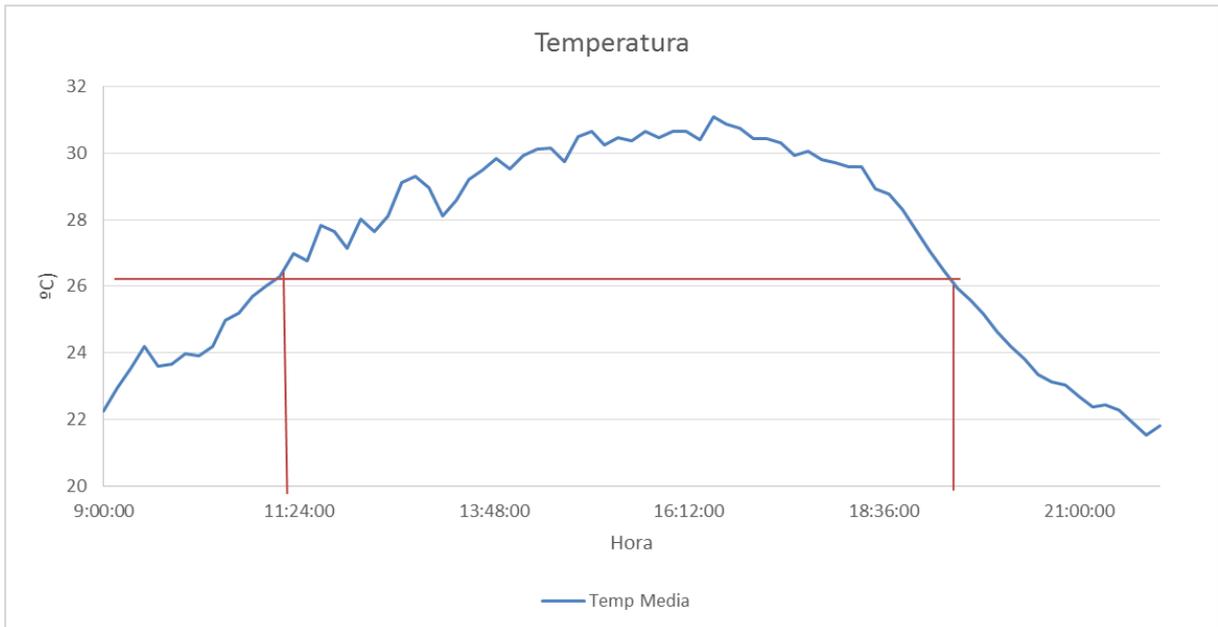


FIGURA 22 TEMPERATURAS DÍA MENOS CALUROSO

Se ve que solo se va a requerir refrigeración durante unas 7 horas. Se considera que se mantendrá la máquina desde las 11.30 hasta las 18.30. En este caso consideraremos para los futuros cálculos un periodo desde las 11.00 hasta las 19.00 (8 horas).

Por último vamos a buscar un día de temperaturas medias. Día en el que vamos a mantener la máquina operativa durante muchas horas, pero el consumo va a ser bajo puesto que la temperatura exterior no es la más elevada. En este caso tomamos el día 22 de junio para el estudio.

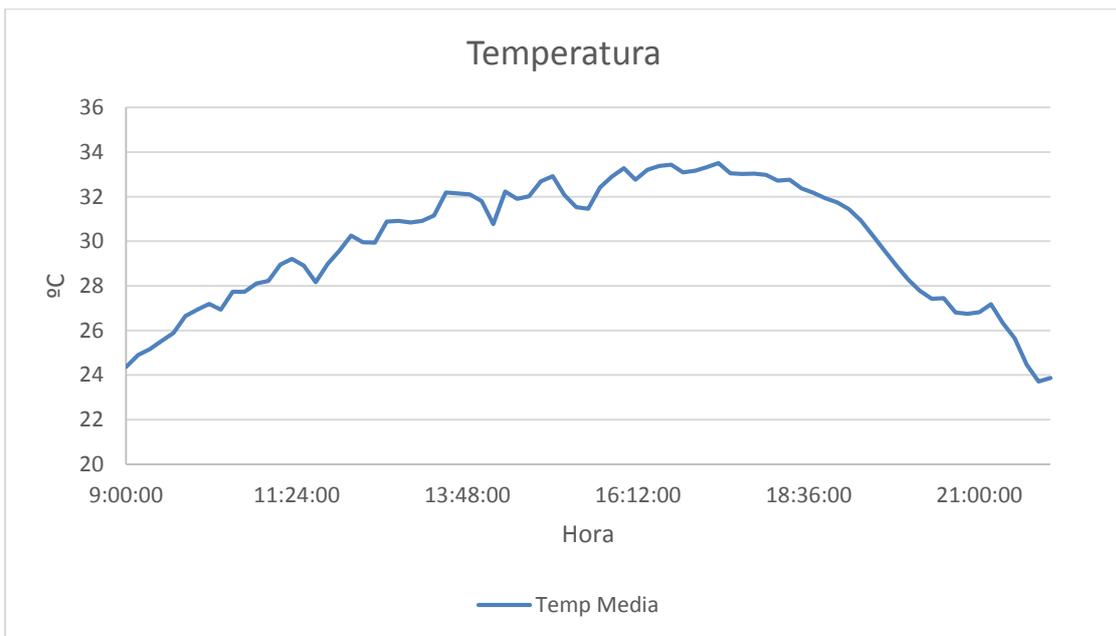


FIGURA 23 TEMPERATURAS DÍA MEDIO

Tal y como se observa, casi durante todo el día la máquina va a estar funcionando ya que la temperatura es superior a los 27°C. Podemos considerar un periodo de trabajo desde las 10:00 hasta las 21:00. En este caso las temperaturas en ningún momento superan los 35°C, siempre oscilan entre los 27°C y los 35°C. La temperatura máxima es de unos 34,5°C a las 16.30h.

5.2 Evolución de la Carga Térmica.

A continuación se estudiará la carga térmica de la vivienda para las temperaturas exteriores tomadas por el CSIC durante la temporada considerada. Con ello determinaremos la demanda de frío, expresada en kWh que aparece más adelante.

Se representa la evolución de la carga térmica para los tres días de estudio. Los gráficos corresponden con el horario de funcionamiento considerado.

Para cada valor de temperatura exterior obtenemos un valor de la carga térmica en vatios para la vivienda. Calculamos la potencia de estos tres días. La potencia del evaporador a la que funciona la máquina coincide con la carga térmica de la vivienda tal y como se indicó en apartados anteriores. Dicha potencia aumenta con la temperatura exterior y disminuye con la misma.

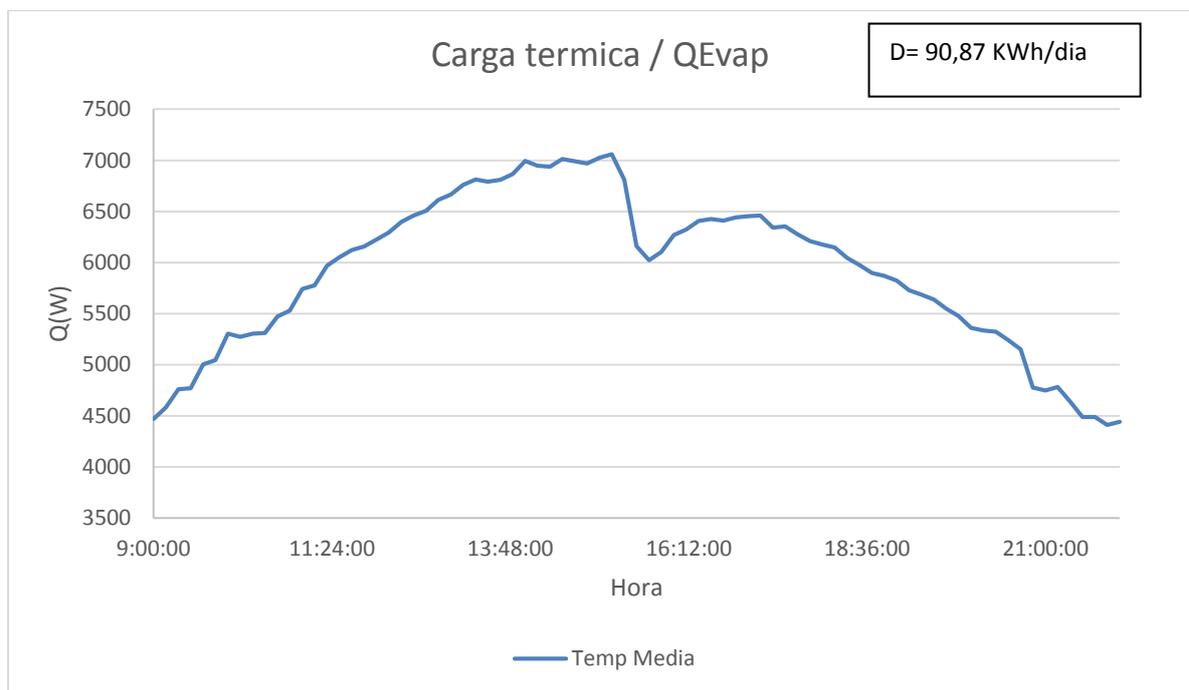


FIGURA 24 CARGA TÉRMICA DÍA MÁS CALUROSO

La curva de potencia describe una curva muy similar a la de las temperaturas. Esto es totalmente lógico ya que está relacionado con la temperatura exterior. La curva de potencia será proporcional a la curva de temperatura exterior. Se representan de nuevo las temperaturas media, máxima y mínima en este

intervalo. La carga térmica máxima se consigue hacia las 15.30 horas, cuando la temperatura exterior alcanza su valor máximo. A las horas menos calurosas, unos 28-29°C, las potencias son poco mayores de los 4KW.

Vemos ahora la misma curva para el día 29 de Mayo, día menos caluroso.

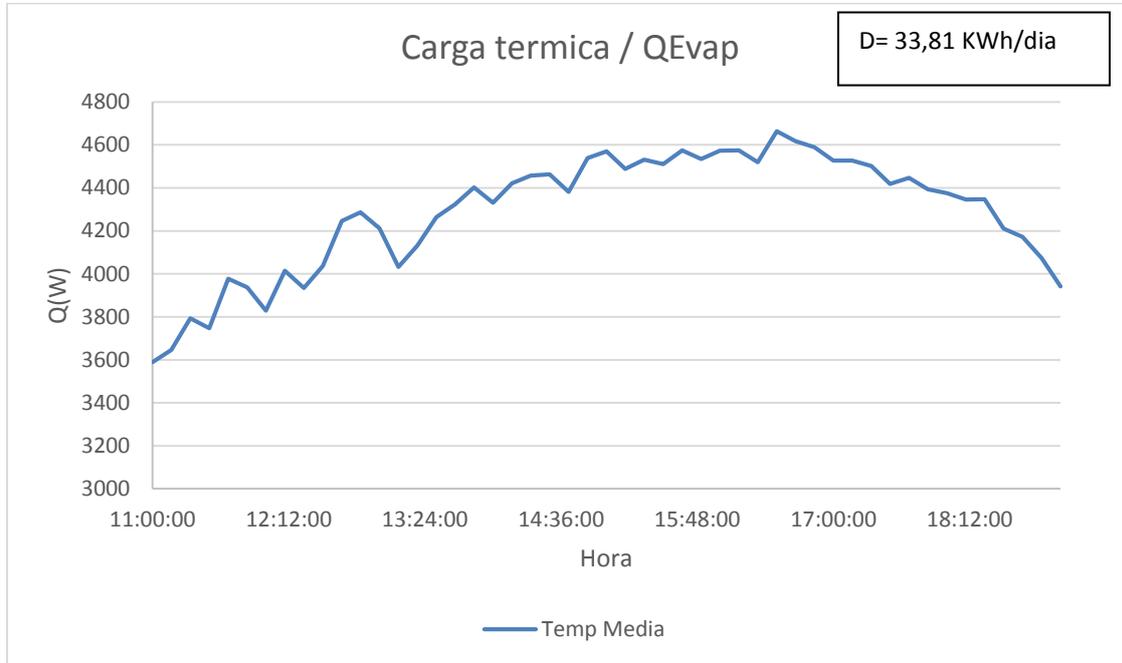


FIGURA 25 CARGA TÉRMICA DÍA MENOS CALUROSO

Lo primero que observamos es que el horario considerado es de 7 horas. La potencia máxima es de unos 4700 W, muy inferior a la mayor del verano que ronda los 7KW. La potencia mínima registrada en la que la máquina funciona es de unos 3400W.

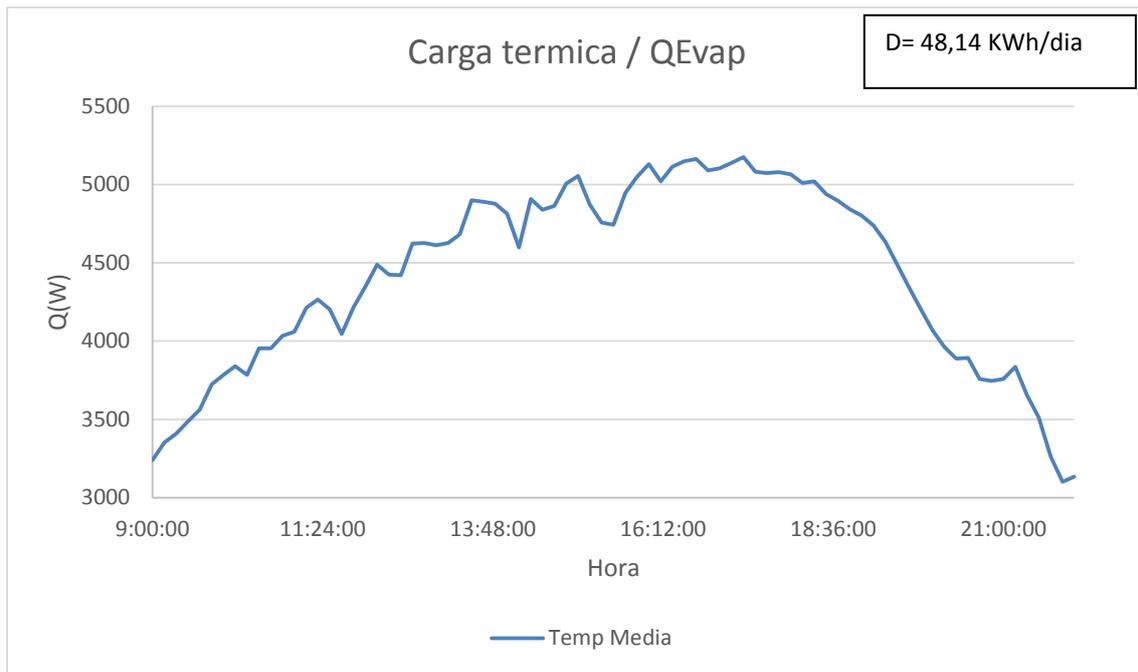


FIGURA 26 CARGA TÉRMICA DÍA MEDIO

A continuación se expone la potencia del día de temperaturas medias, el 22 de Junio.

En este caso observamos un punto máximo de unos 5400 W y un mínimo de 3200 W, valores cercanos a los del 10 de agosto. Para días con temperaturas cercanas a los 35°C la demanda de potencia del evaporador será de unos 5-6 KW para satisfacer la demanda de frío.

Finalmente para concluir este apartado, se observa la gráfica de la demanda de kWh para toda la temporada de refrigeración. Esta gráfica oscila del 0, días en los que la máquina permanece apagada y de unos 94 kWh en el día más caluroso.

La demanda total de kWh en los cinco meses de estudio es de 5944 kWh.

La demanda diaria media es de 43,38 kWh.

Esto se debe a las temperaturas calurosas constantes de todo el periodo de estudio. Se observa en graficas previas como el periodo de estudio es bastante caluroso, ya que supera los 25°C considerados de confort durante muchas de las horas en las que se considera refrigerar.

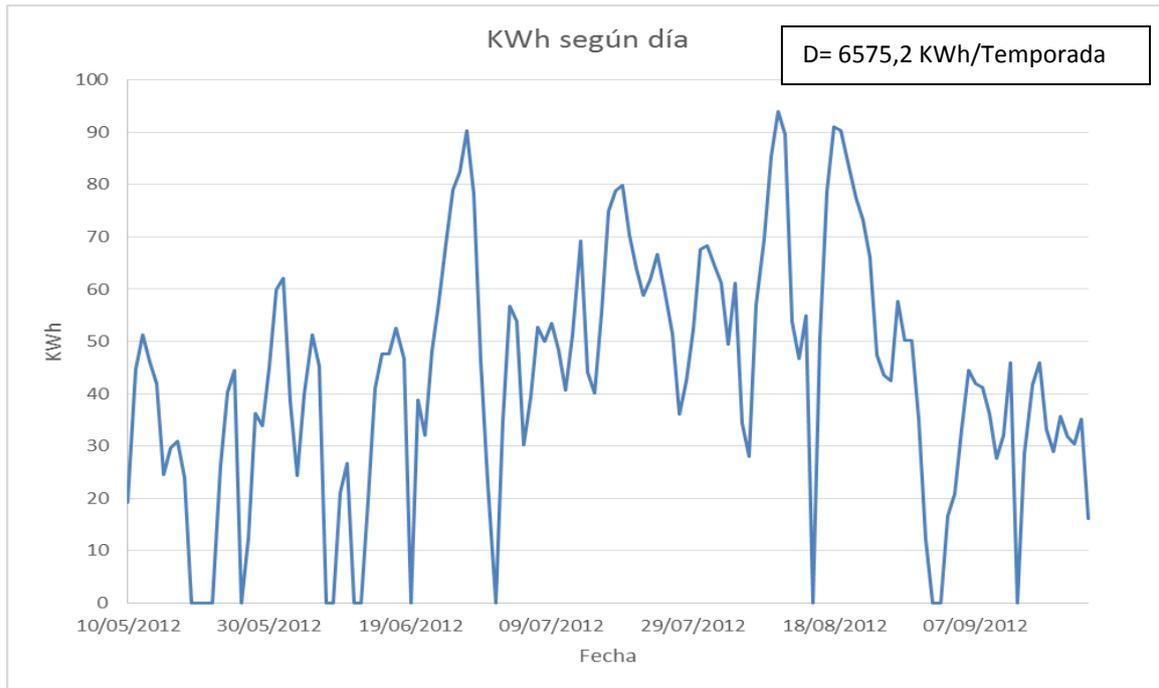


FIGURA 27 DEMANDA TOTAL TEMPORADA CARGA TÉRMICA

5.3 Evolución de los parámetros de la máquina de absorción.

En este apartado analizamos como varía la potencia requerida por los distintos componentes de la máquina de absorción para los tres días elegidos anteriormente. Se representarán las potencias de los generadores de alta y baja, del condensador, aboserbedor, de los recuperadores de alta y baja, de la bomba, del ventilador y de las bombas del evaporador y del absorbedor.

Finalmente representamos la variación de la eficiencia energética COP para cada uno de los días.

5.3.1 Potencia del Generador de alta temperatura.

Comenzamos con el análisis para los tres días de nuestro estudio. En este caso 10 de agosto, 29 de mayo y 22 de junio. Para cada una de las curvas de temperatura (media, máxima y mínima) se han calculado valores de potencia.

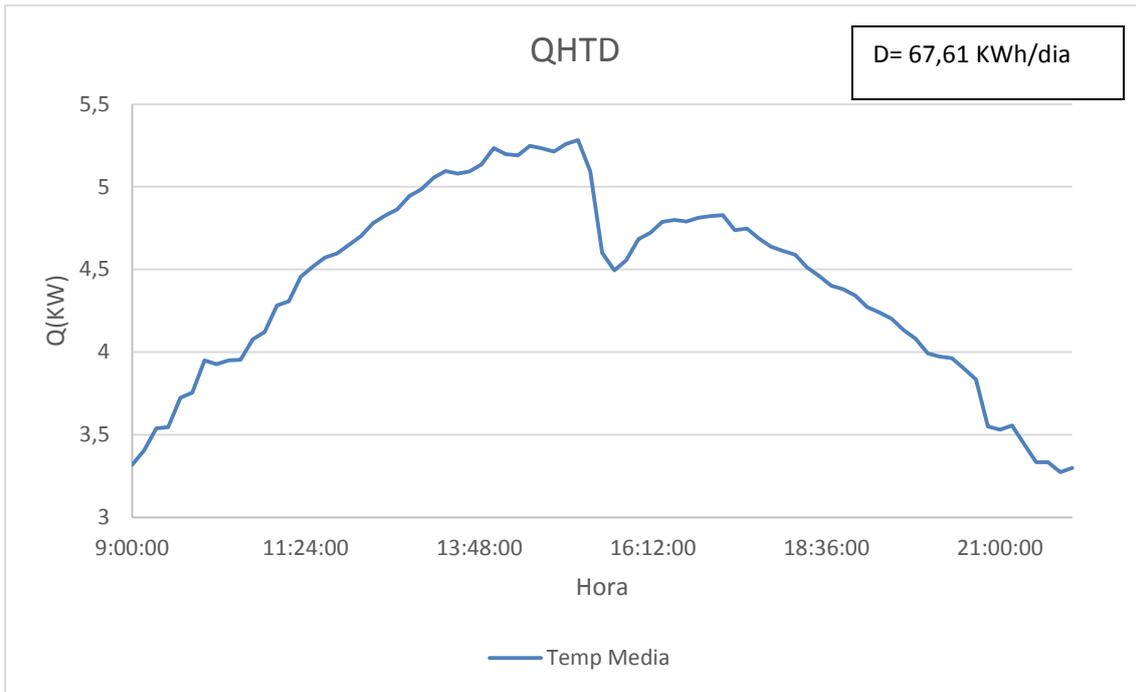


FIGURA 28 QHTD DÍA MÁS CALUROSO

En el día más caluroso se obtienen los mayores consumos de potencia en el generador de alta temperatura y como se verá, también en el de baja temperatura.

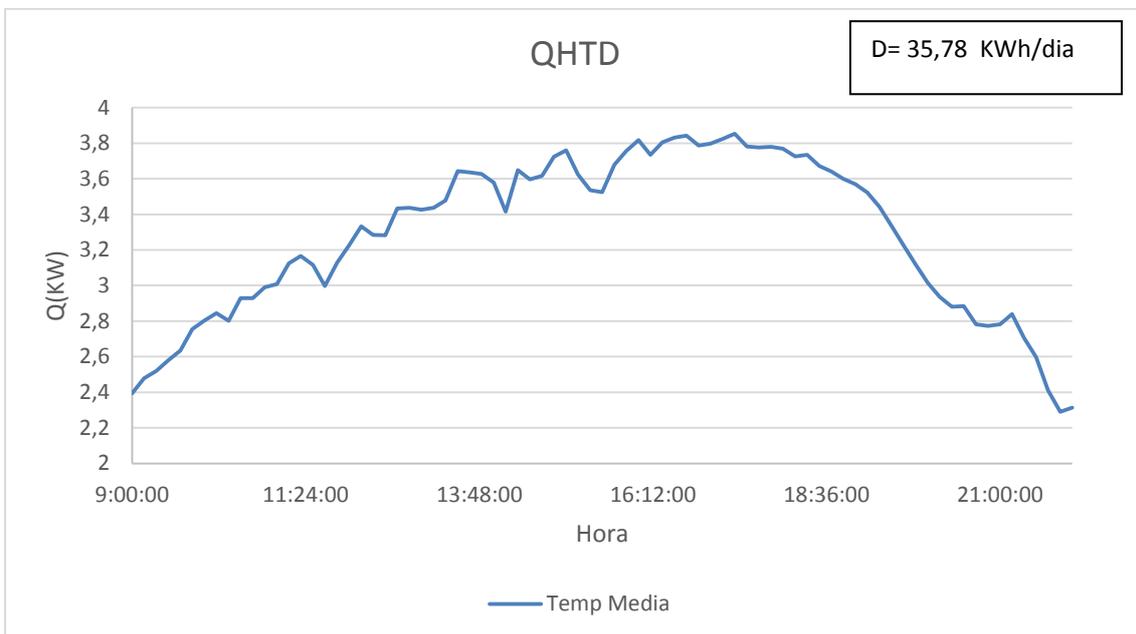


FIGURA 29 QHTD DIA MEDIO

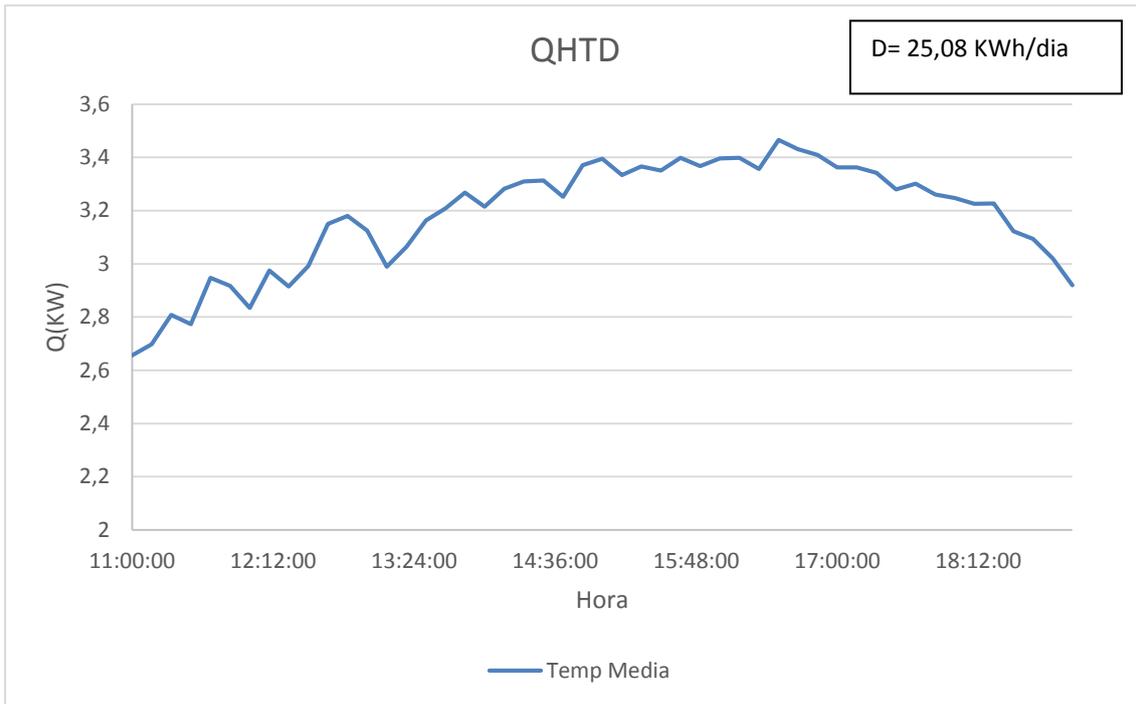


FIGURA 30 QHTD DÍA MENOS CALUROSO

Tanto en el día de temperaturas medias como en el día menos caluroso considerado son valores más moderados.

Finalmente se muestra el consumo de KWh del generador de alta temperatura para todos los días de estudio:

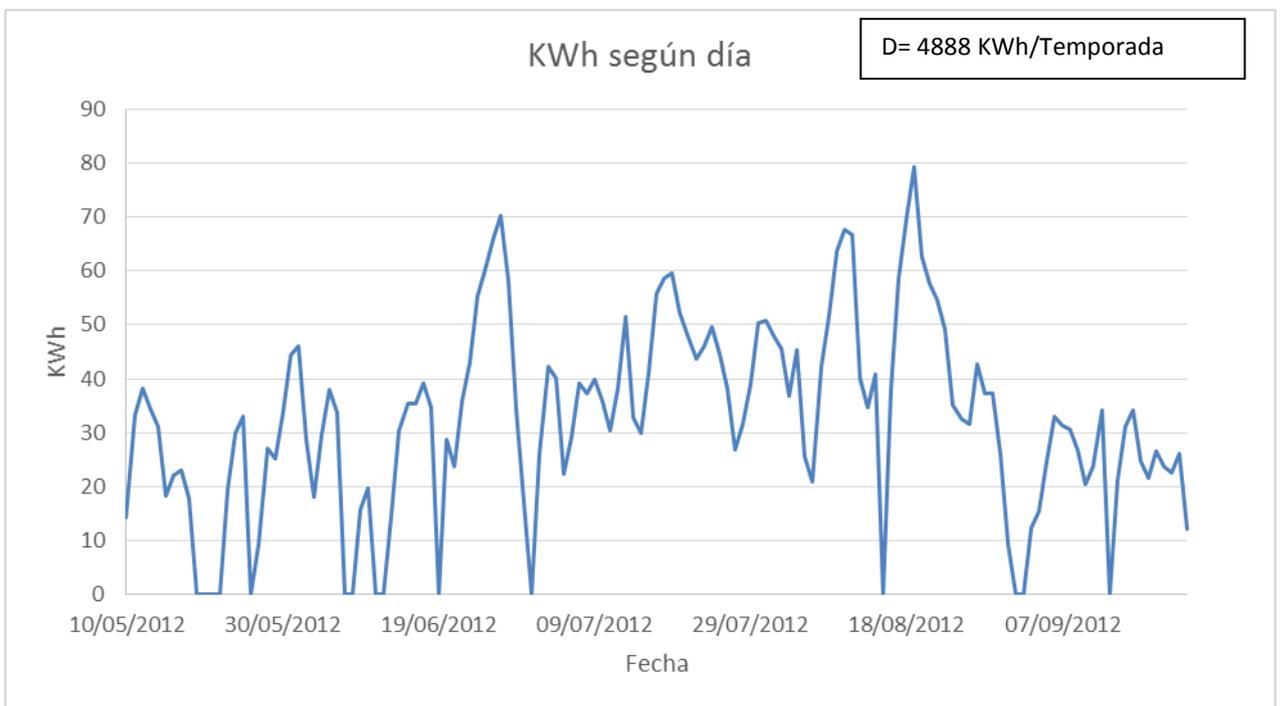


FIGURA 31 DEMANDA QHTD TEMPORADA

5.3.2 Potencia del Generador de baja temperatura

De la misma forma, en un ciclo de doble efecto, el generador se separa en alta y baja temperatura.

Estas son las gráficas correspondientes a los días de estudio para el generador de baja temperatura. Se observa que los valores de la potencia son menores que en el de alta.

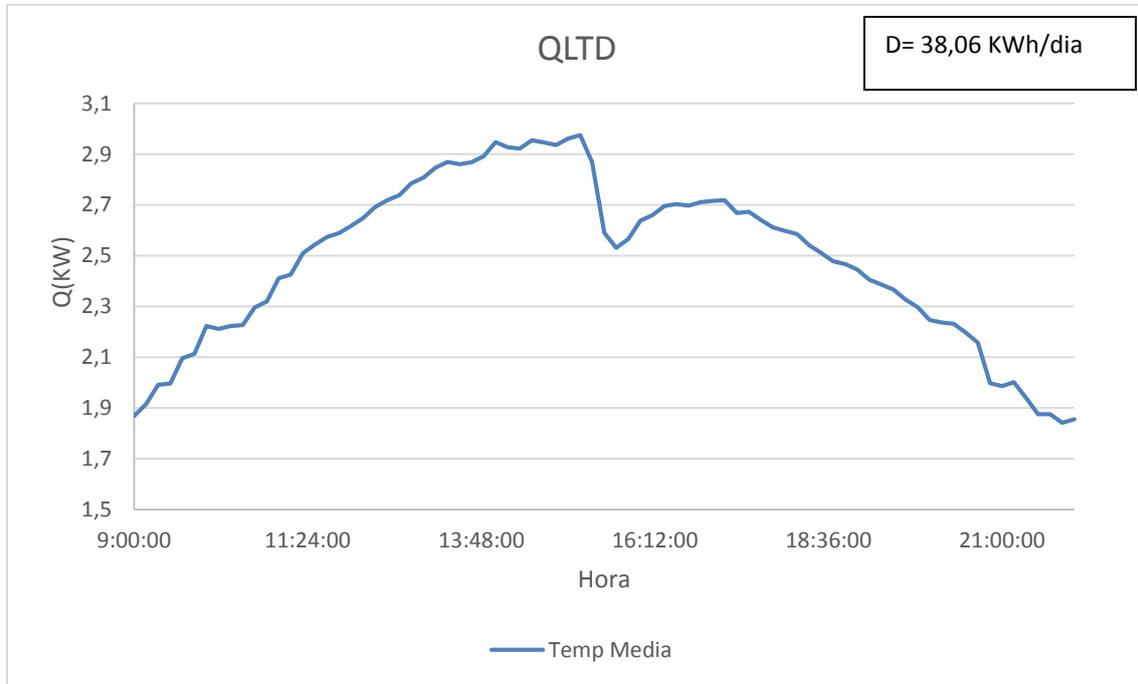


FIGURA 32 QLTD DÍA MÁS CALUROSO

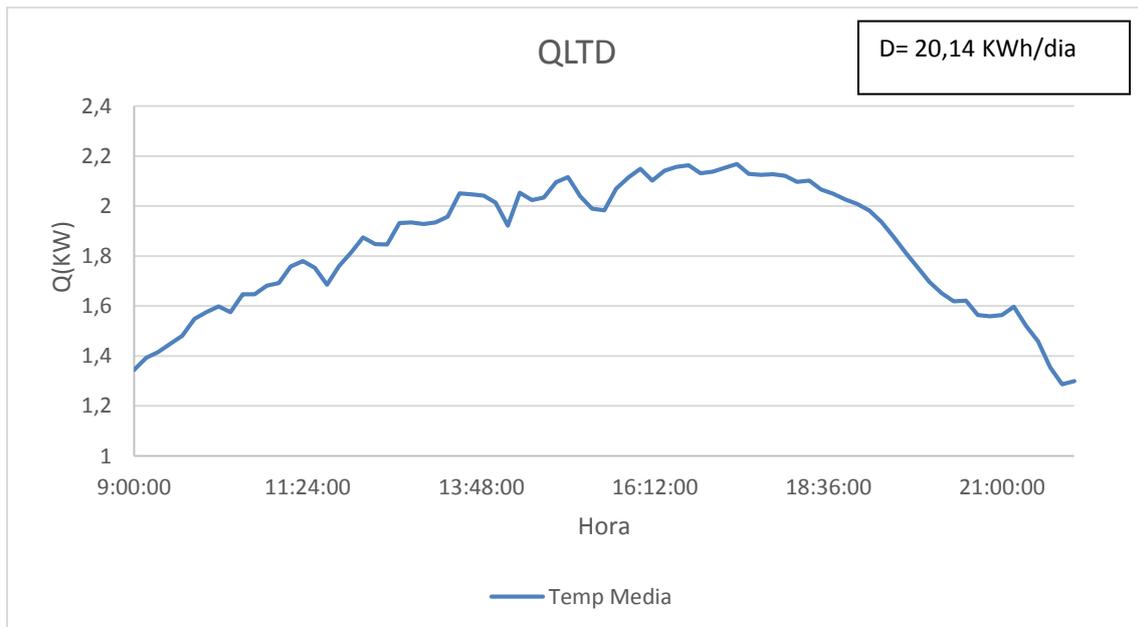


FIGURA 33 QLTD DIA MEDIO

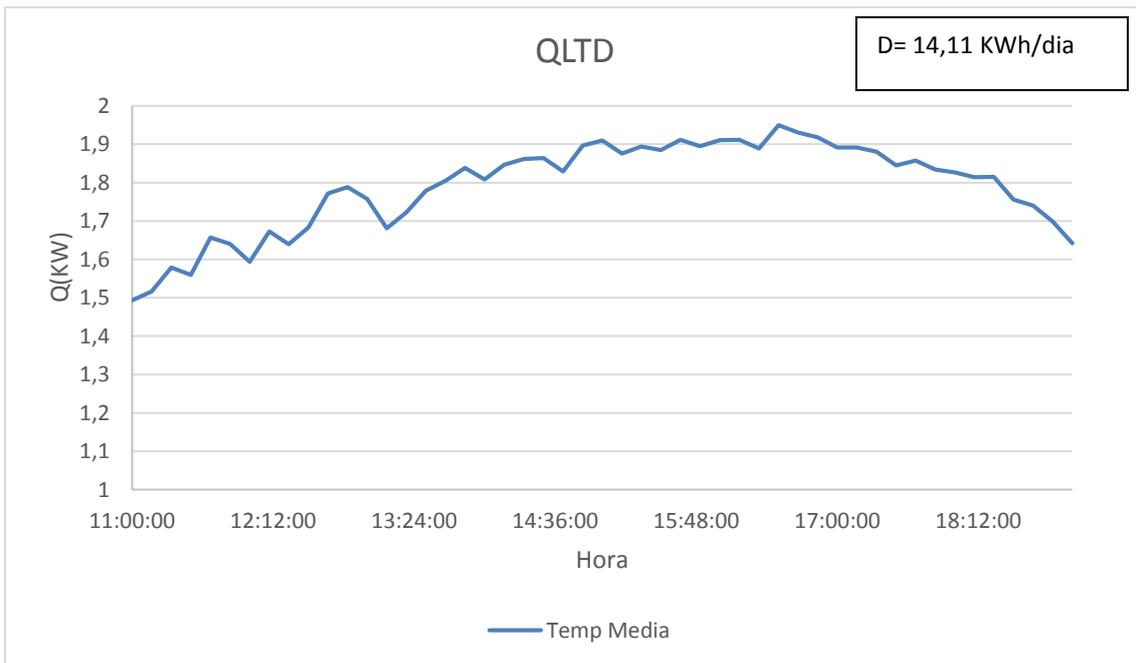


FIGURA 34 QLTD DÍA MENOS CALUROSO

Para la gráfica de consumo en KWh del generador de baja temperatura, tenemos:

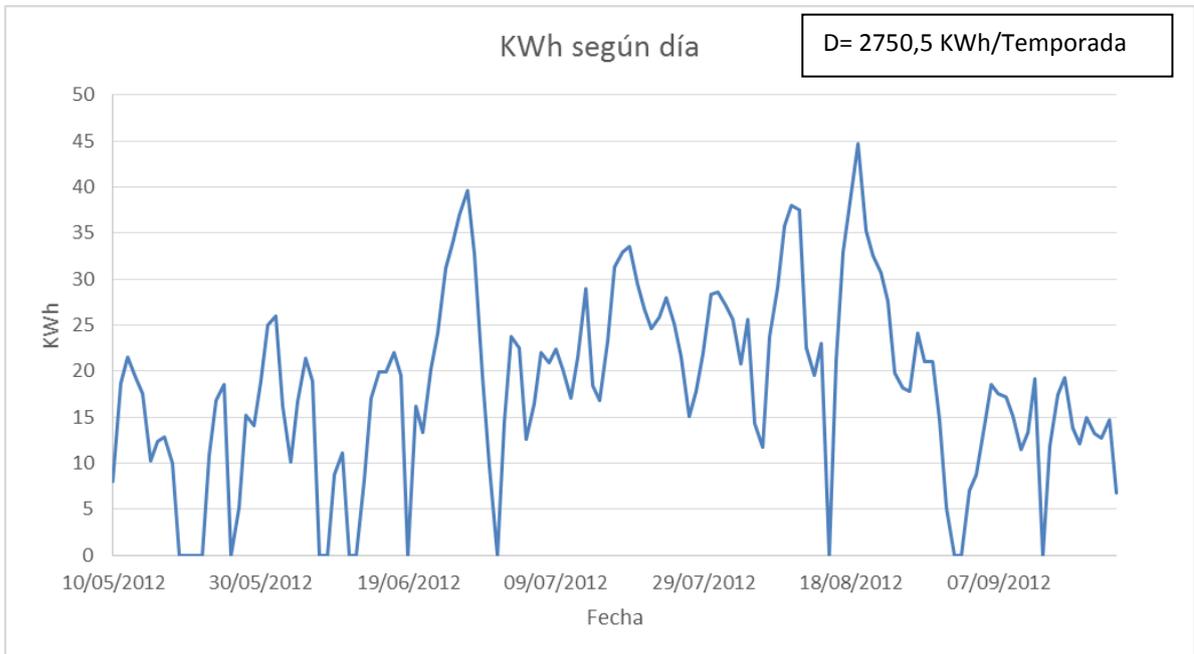


FIGURA 35 DEMANDA QLTD TEMPORADA

Los valores son en general menores que para el generador de alta temperatura. Esto se debe a la naturaleza de un ciclo de doble efecto y es debatido en capítulos previos.

5.3.3 Potencia del Condensador

Se analizarán en los siguientes gráficos la curva de potencia del condensador para cada uno de los días.

De nuevo cada gráfica con tres curvas correspondientes al intervalo de temperaturas.

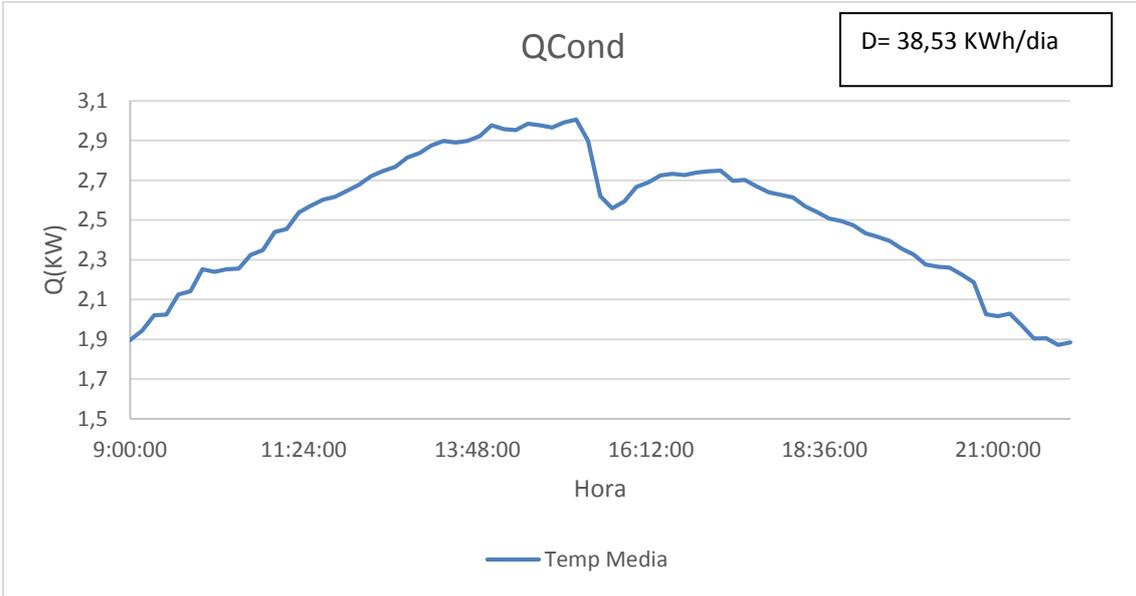


FIGURA 36 QCOND DÍA MÁS CALUROSO

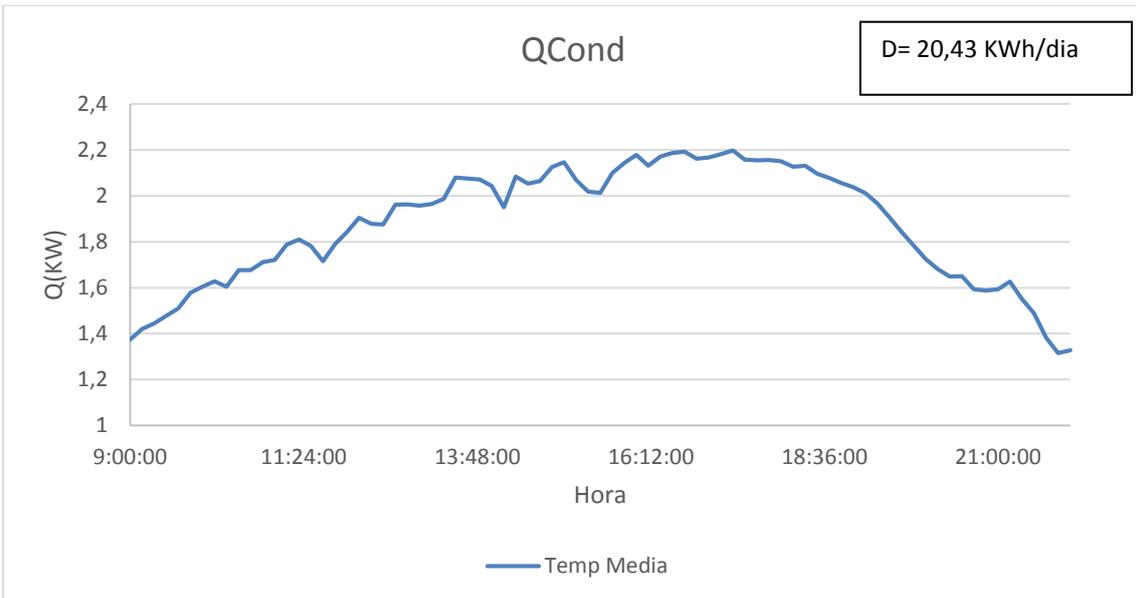


FIGURA 37 QCOND DÍA MEDIO

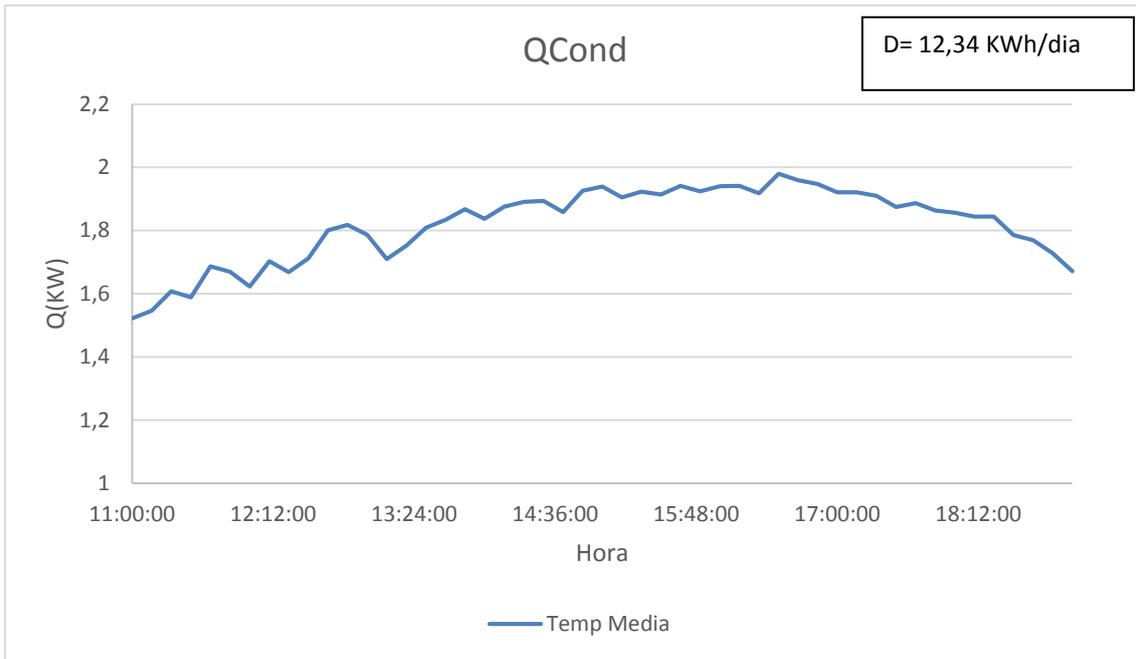


FIGURA 38 QCOND DÍA MENOS CALUROSO

Para el día más caluroso se alcanza una potencia máxima de 3KW para los otros dos días son ligeramente inferiores.

Obtenemos la energía expresada en KWh para cada día del periodo:

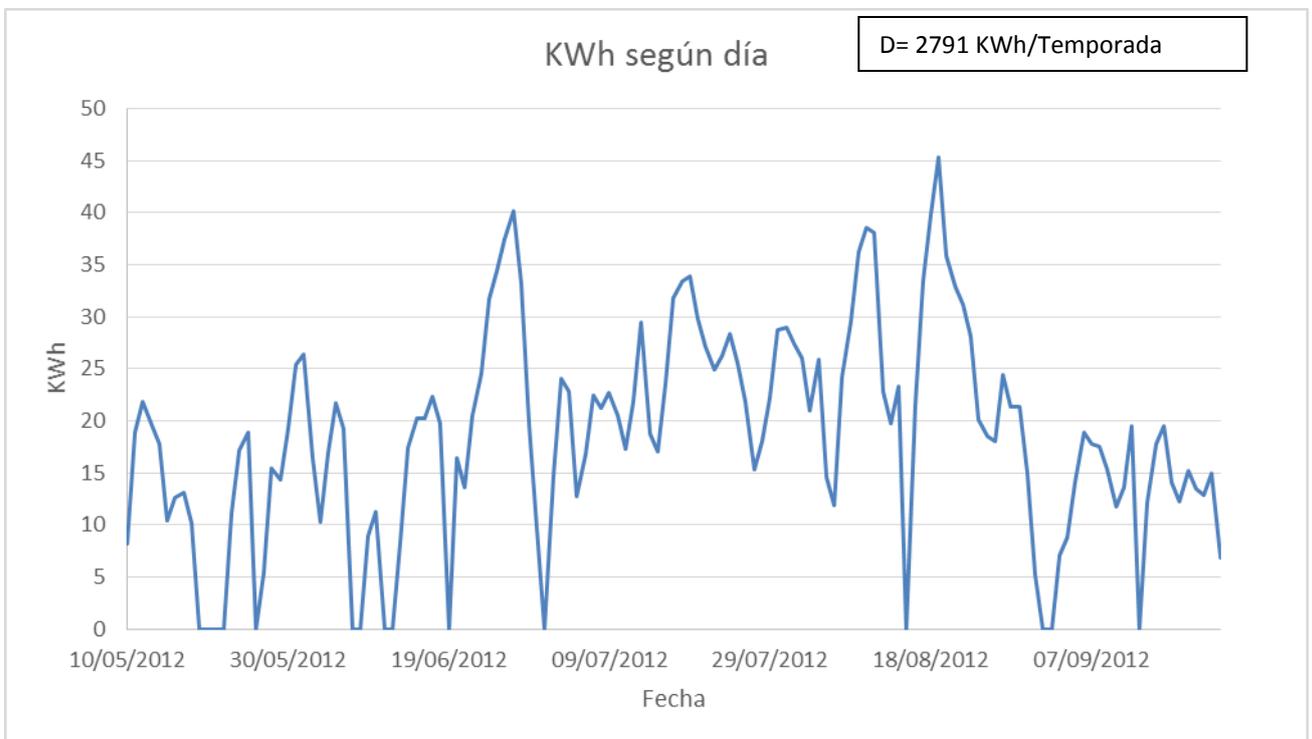


FIGURA 39 BALANCE QCOND TEMPORADA

5.3.4 Potencia del Absorbedor

Nuevamente repetimos el estudio para el absorbedor. Existirá una proximidad entre los valores del absorbedor y los del generador. Esto verifica la validez del estudio ya que debe existir la aproximación siguiente:

$$Q_{ev} + Q_{gen} = Q_{cond} + Q_{abs}$$

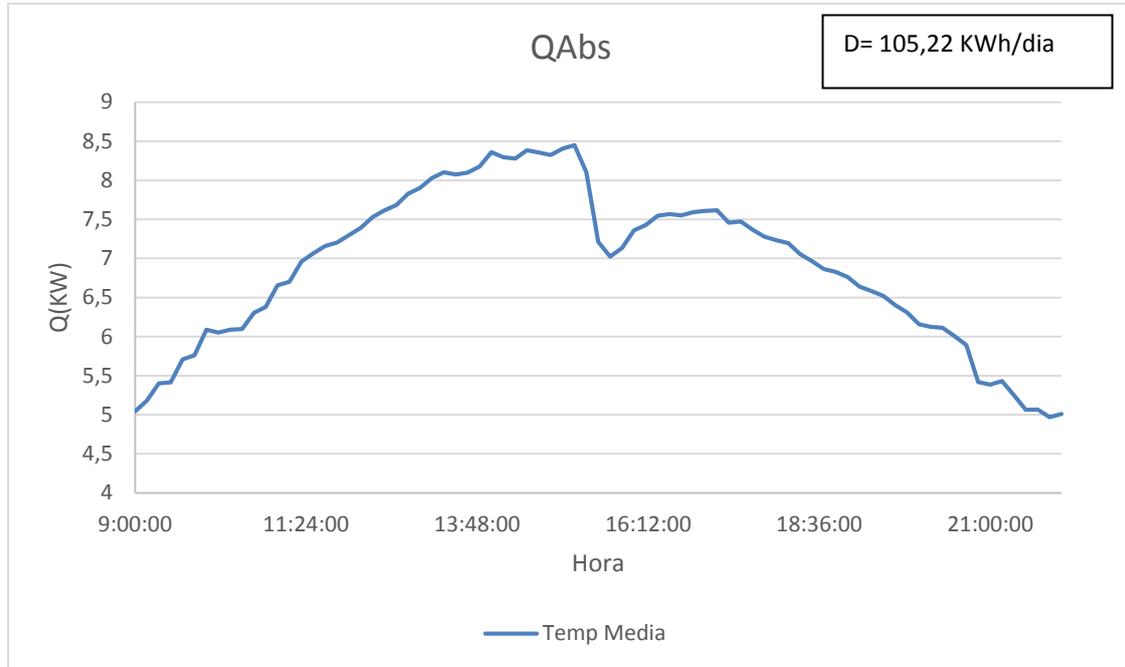


FIGURA 40 Q_{Abs} DÍA MÁS CALUROSO

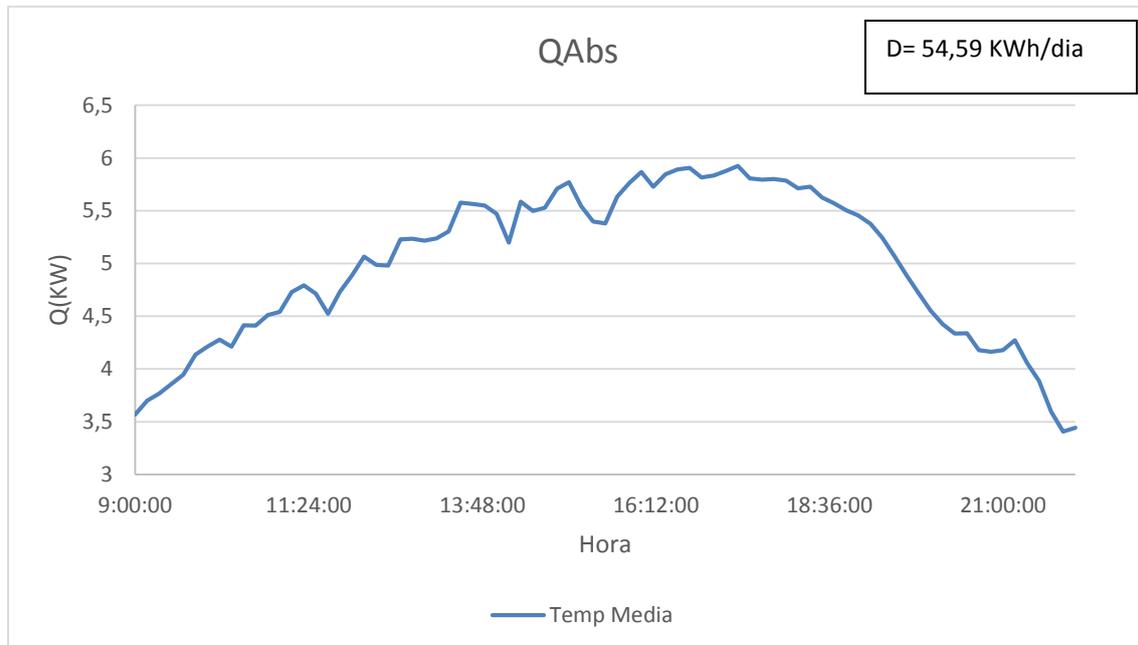


FIGURA 41 Q_{Abs} DÍA MEDIO

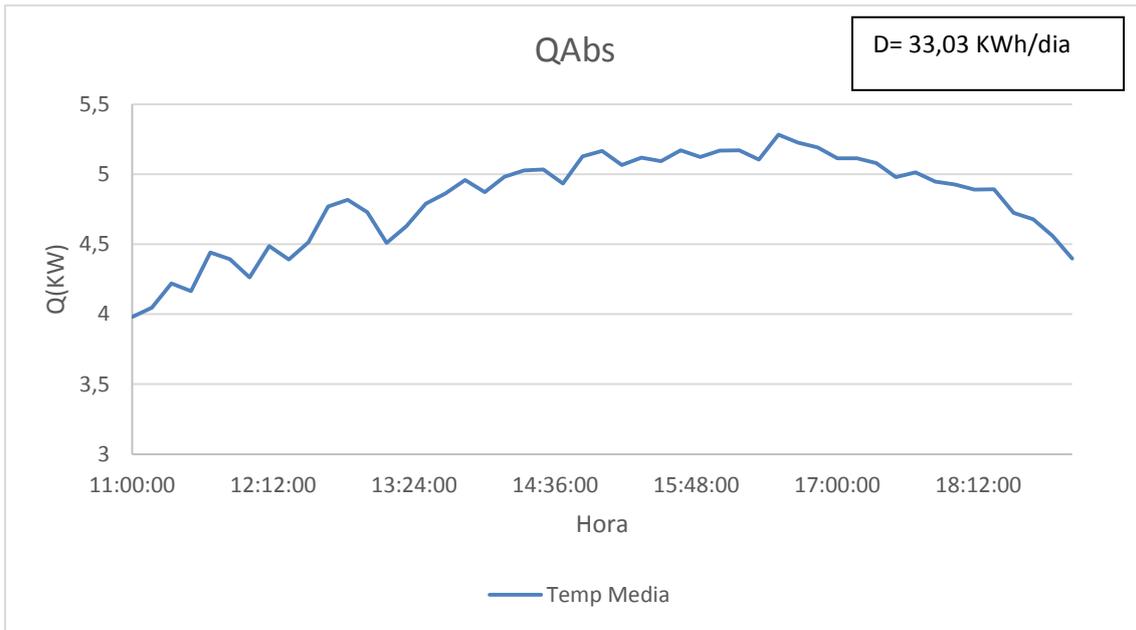


FIGURA 42 QABS DÍA MENOS CALUROSO

Representamos también la energía en KWh del absorbedor para todos los días del año.

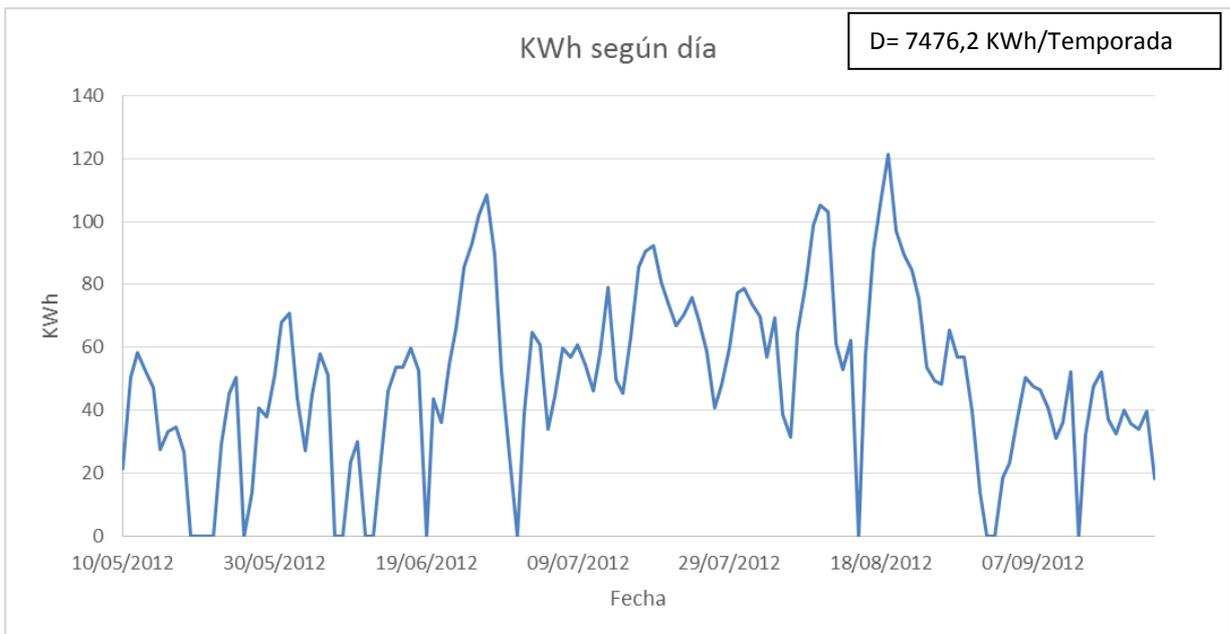


FIGURA 43 BALANCE QABS TEMPORADA

5.3.5 Potencia de los Recuperadores de calor

Mostraremos aquí las gráficas relacionadas con los dos recuperadores de calor, tanto el de alta temperatura (asociado al generador de alta) como el de baja temperatura (asociado al generador de baja). Los recuperadores ayudan a precalentar la disolución que alimenta el generador utilizando calor procedente de la disolución que lo abandona.

Recuperador de alta:

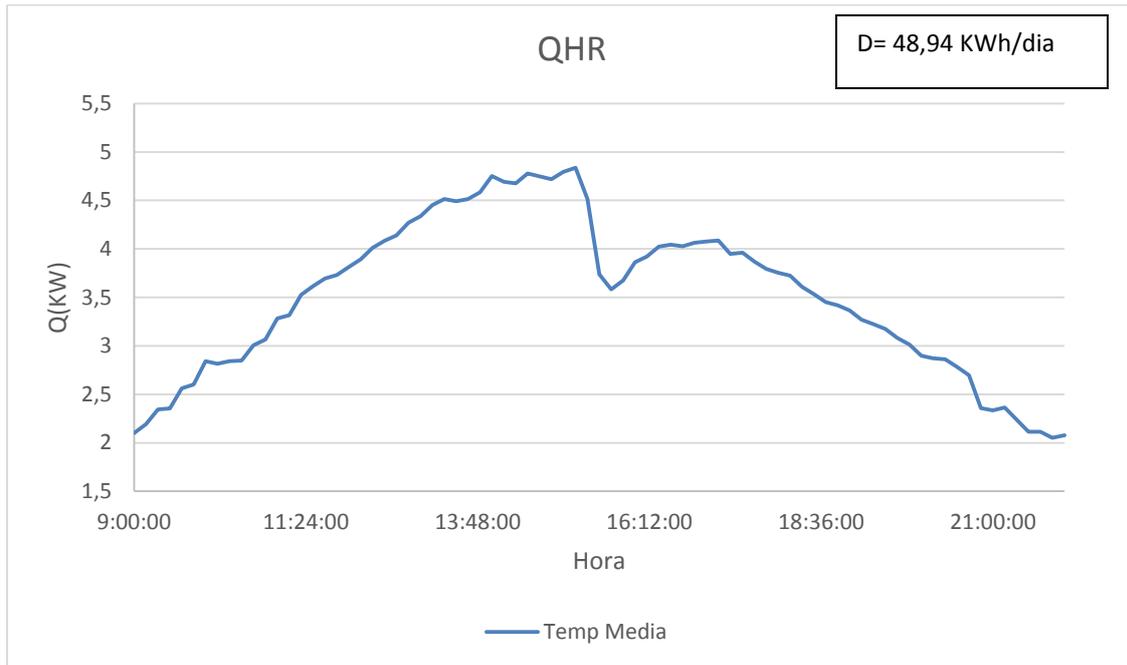


FIGURA 44 QHR DÍA MÁS CALUROSO

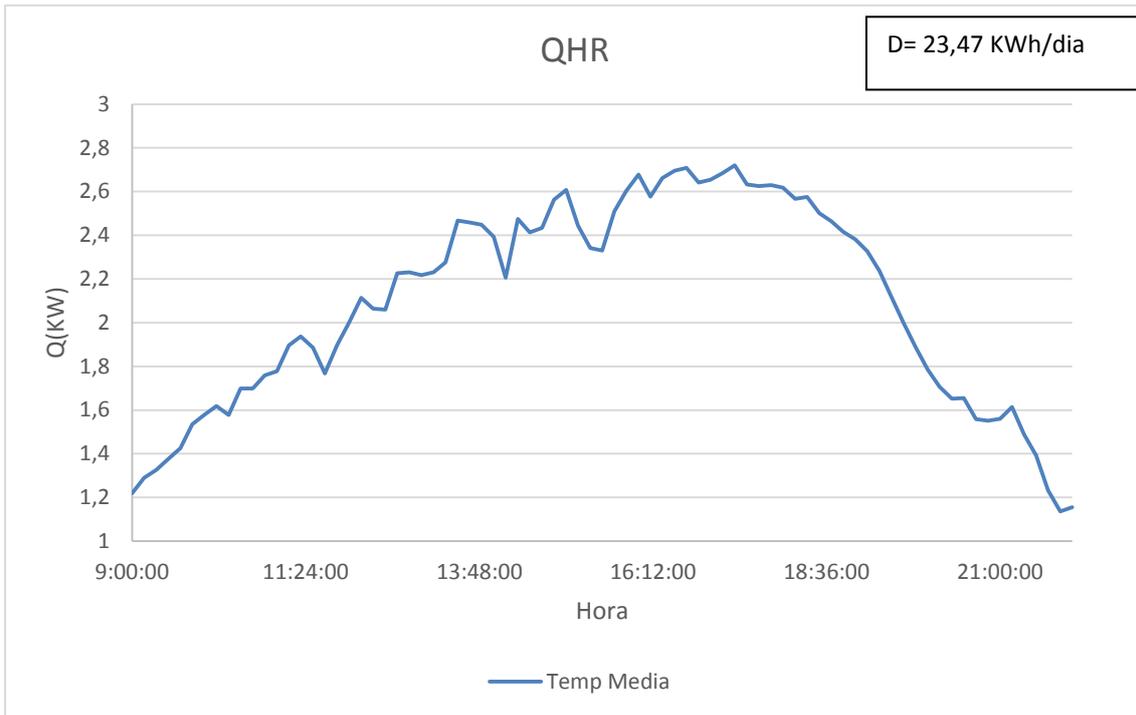


FIGURA 45 QHR DÍA MEDIO

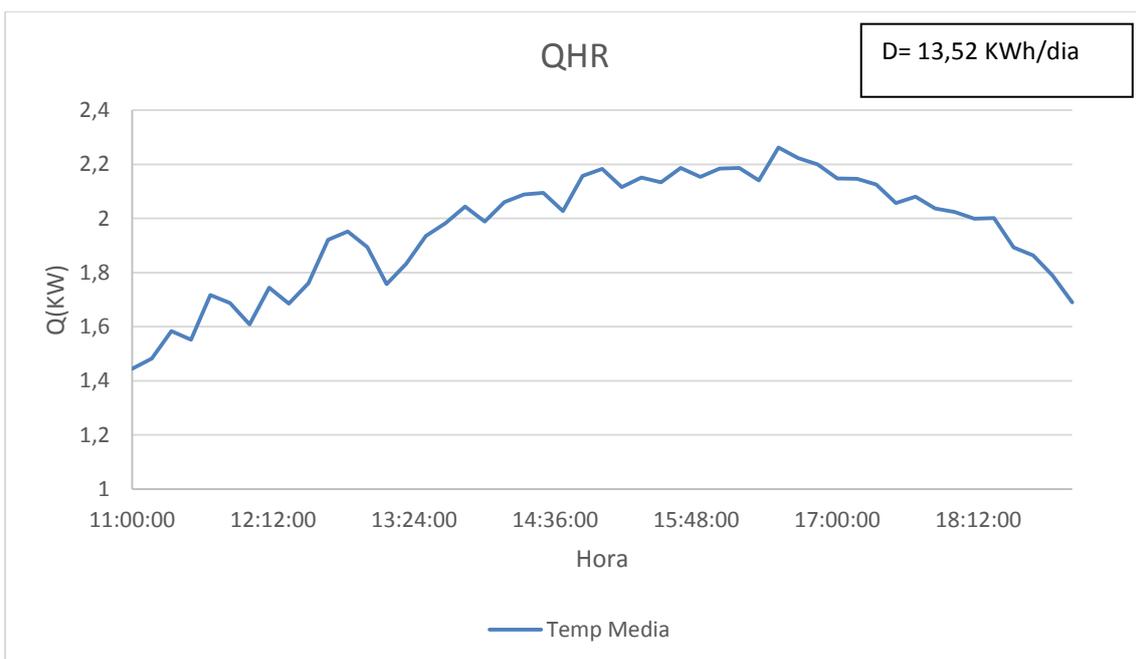


FIGURA 46 QHR DÍA MENOS CALUROSO

Los valores más altos se alcanzan el día 10 de agosto de unos 5KW y los mínimos el día 29 de mayo de unos 1.3 KW.

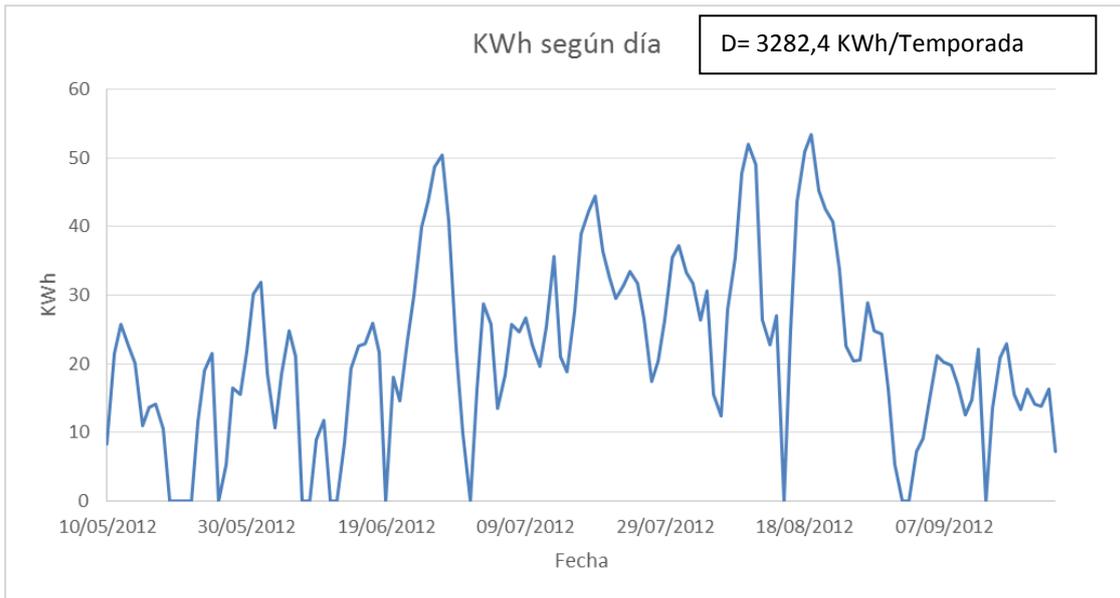


FIGURA 47 BALANCE QHR TEMPORADA

Recuperador de baja:

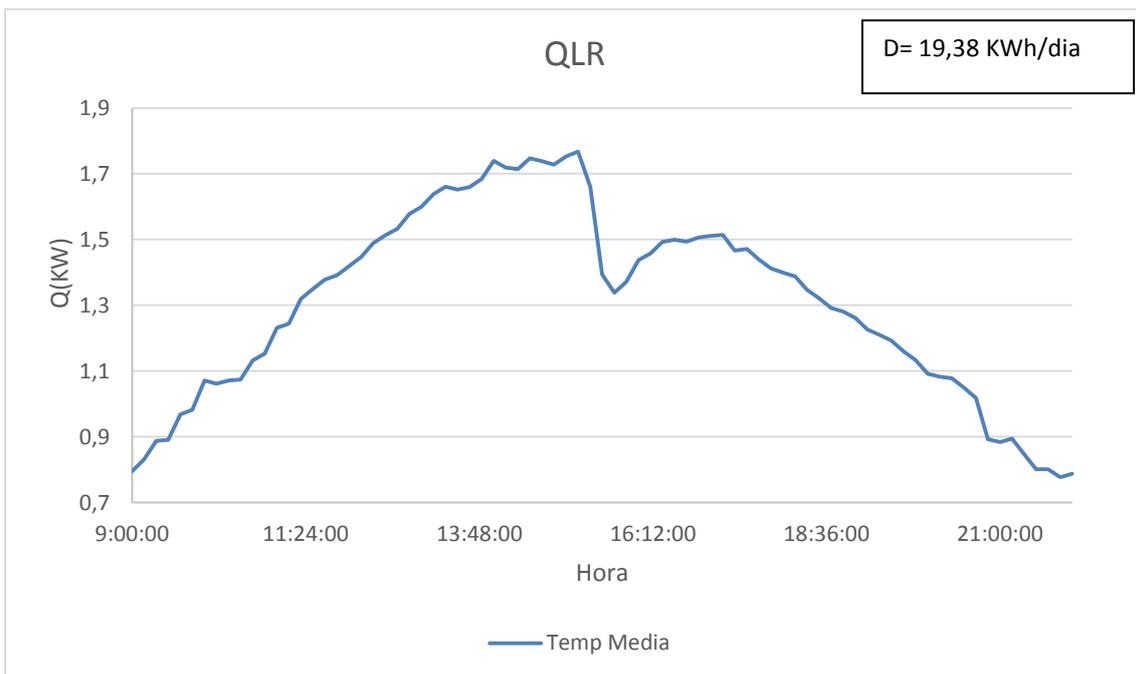


FIGURA 48 QLR DÍA MÁS CALUROSO

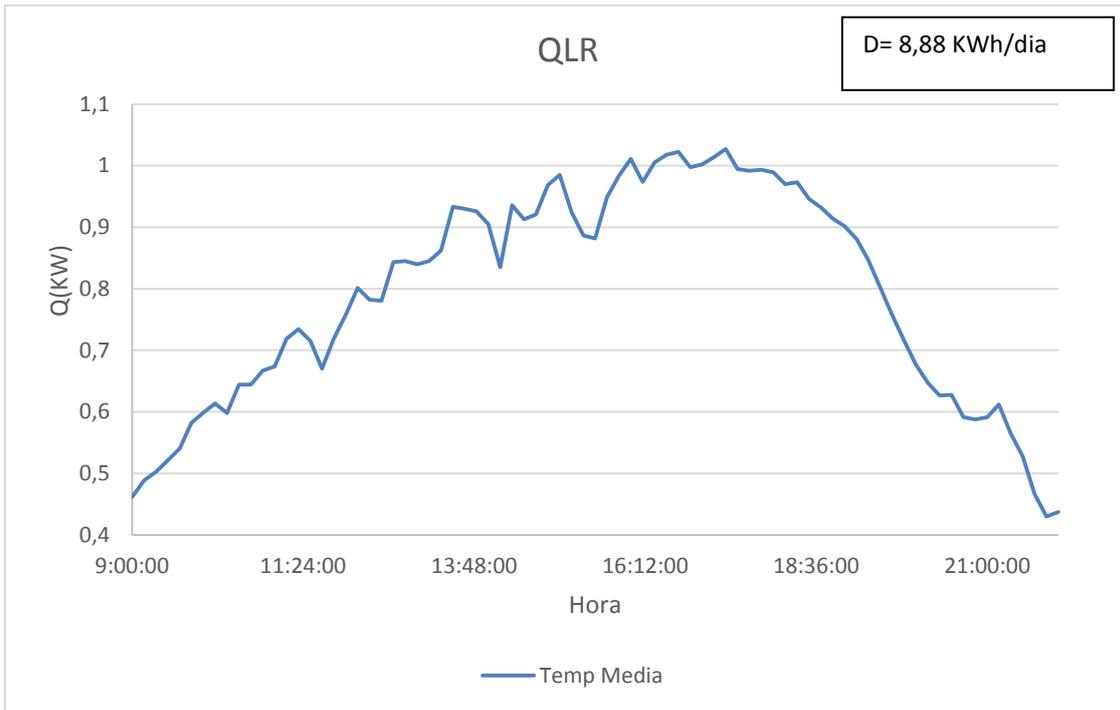


FIGURA 49 QLR DÍA MEDIO

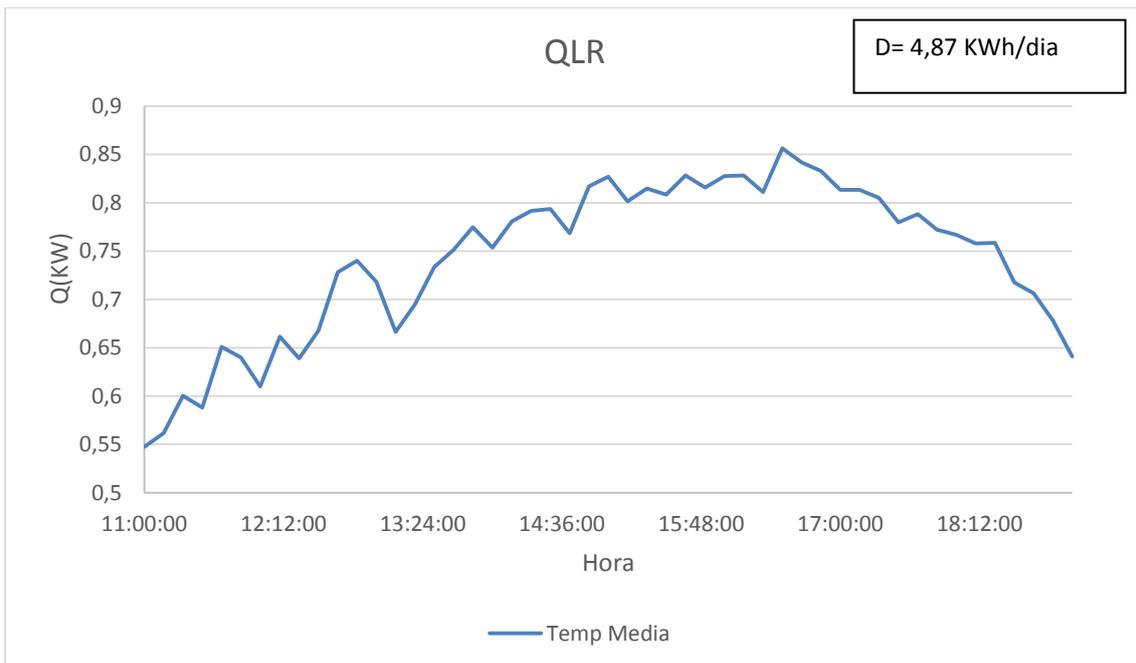


FIGURA 50 QLR DÍA MENOS CALUROSO

En el recuperador de baja se consiguen los valores máximos el día más caluroso de unos 2KW y los mínimos de unos 0.5 KW el día menos caluroso.

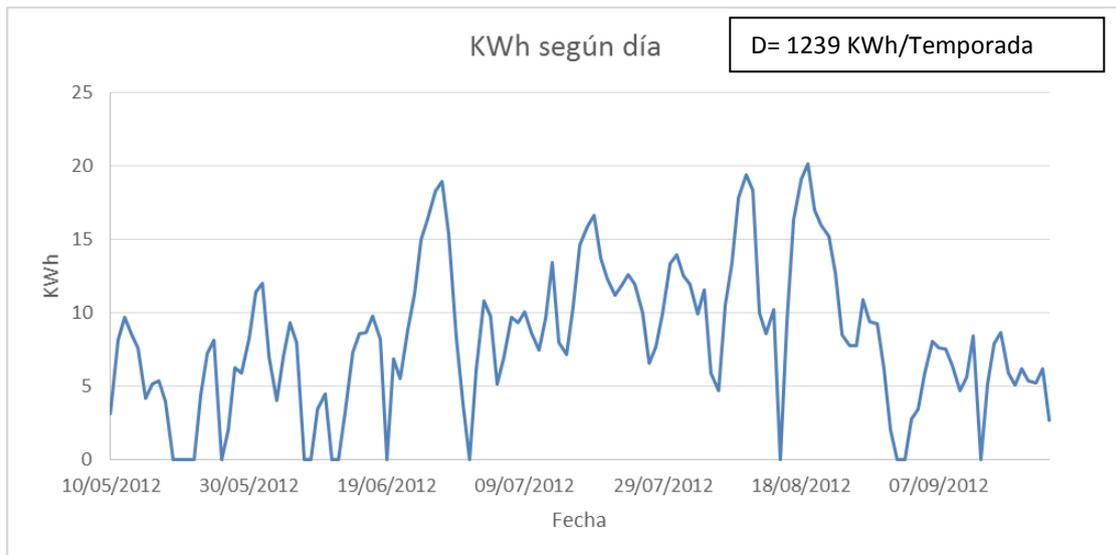


FIGURA 51 BALANCE QLR TEMPORADA

5.3.6 Potencia del Ventilador.

El conjunto absorbedor-condensador dispone de un ventilador que supondrá consumo eléctrico. Para calcular la potencia del ventilador aplicamos la siguiente ecuación:

$$Q_{\text{ventilador}} = \frac{m_{\text{aire}} \cdot \Delta P}{\rho_{\text{aire}} \cdot \eta_V}$$

Donde:

- $Q_{\text{ventilador}}$ es la potencia del ventilador en W
- m_{aire} es el caudal másico del aire en Kg/s
- ΔP es la pérdida de carga en Pa
- ρ_{aire} es la densidad del aire. Su valor es de 1,185 Kg/m³
- η_V es el rendimiento del ventilador. Estimamos un valor de 0,5

En un ventilador a medida que aumentamos el conducto acoplado o hacemos más complejo su camino, se dificulta y obstruye el paso del aire, esto disminuye el caudal que llega. Esta disminución se llama pérdida de carga y es debida al rozamiento del aire con las paredes del conducto, cambios de dirección, obstáculos en las canalizaciones...

Para obtener los distintos caudales a los que puede trabajar un ventilador según la pérdida de carga del sistema, se ensaya variándole la carga desde un caudal máximo a un caudal cero. Todos los pares de valores que se obtienen de caudal presión se trasladan a unos ejes coordenados y se obtiene la Curva Característica de un ventilador. A partir de ahí se obtiene la pérdida de carga de dicha curva característica del catálogo de los ventiladores.

Para calcular el caudal másico del aire utilizamos una nueva ecuación:

$$Q_{Cond+Abs} = m_{aire} \cdot C_p \cdot (T_s - T_e)$$

- Q_{cond+abs} es la suma de potencia del condensador y del absorbedor para las temperaturas exteriores (W)
- C_p es el calor específico del aire. Tiene un valor de 1012 J/KgC
- T_s es la temperatura de salida del condensador y T_e la temperatura exterior. Se cumple que esta diferencia está siempre entre los 6 y 8°C. Para los cálculos se fija este incremento en 7°C

Despejando el caudal másico obtenemos la expresión

$$m_{aire} = \frac{Q_{cond+abs}}{C_p \cdot (T_s - T_e)}$$

Para el día más caluroso del verano, el 10 de Agosto, aplicando la ecuación anterior, vemos que podemos alcanzar un valor de 1,7 Kg/s. Muchos fabricantes prefieren catalogar en función de su caudal volumétrico por hora.

Dicho valor es de 5563 m³/h

En función de este caudal seleccionamos ventilador. En este caso elegimos un HB 45 T2 de la marca Casals Ventilación. A continuación se muestran algunos parámetros del mismo.

Esquema de dimensiones

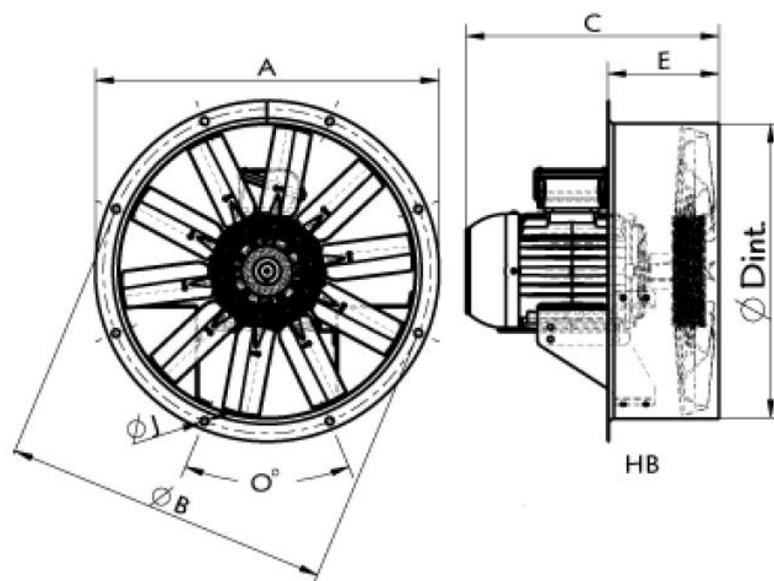


FIGURA 52 DIMENSIONES VENTILADOR

Dimensiones (mm)

C=362	E=170	O=8x45°	ØA=525	ØB=500	ØDint=452	ØJ=10
-------	-------	---------	--------	--------	-----------	-------

Curva característica

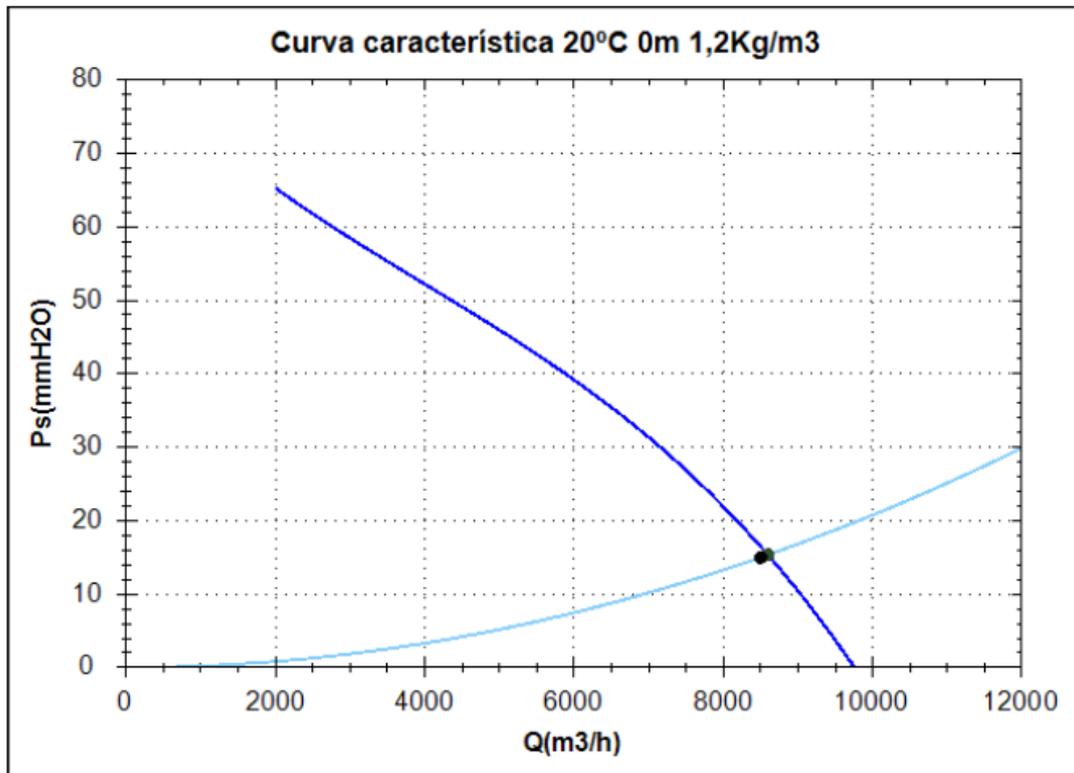


FIGURA 53 CURVA CARACTERÍSTICA VENTILADOR

En la página previa se muestra la curva característica que relaciona la pérdida de carga con el caudal de trabajo. En nuestro caso se consideró un caudal de trabajo máximo de 8500 m³/h

Para dicho caudal máximo se obtiene una pérdida de carga de unos 12mmH₂O. Calculamos dicho valor en Pascales:

$$P_s = 12 \text{ mm H}_2\text{O} \cdot 9,8 \text{ Pa/mmH}_2\text{O} = 117 \text{ Pa}$$

Con todos estos valores calculamos la potencia de funcionamiento del ventilador. Las potencias para los distintos días de nuestro estudio se pueden ver a continuación.

También representamos la energía diaria en KWh del ventilador para todo el verano. La potencia máxima del ventilador en este tiempo es de unos 340 W.

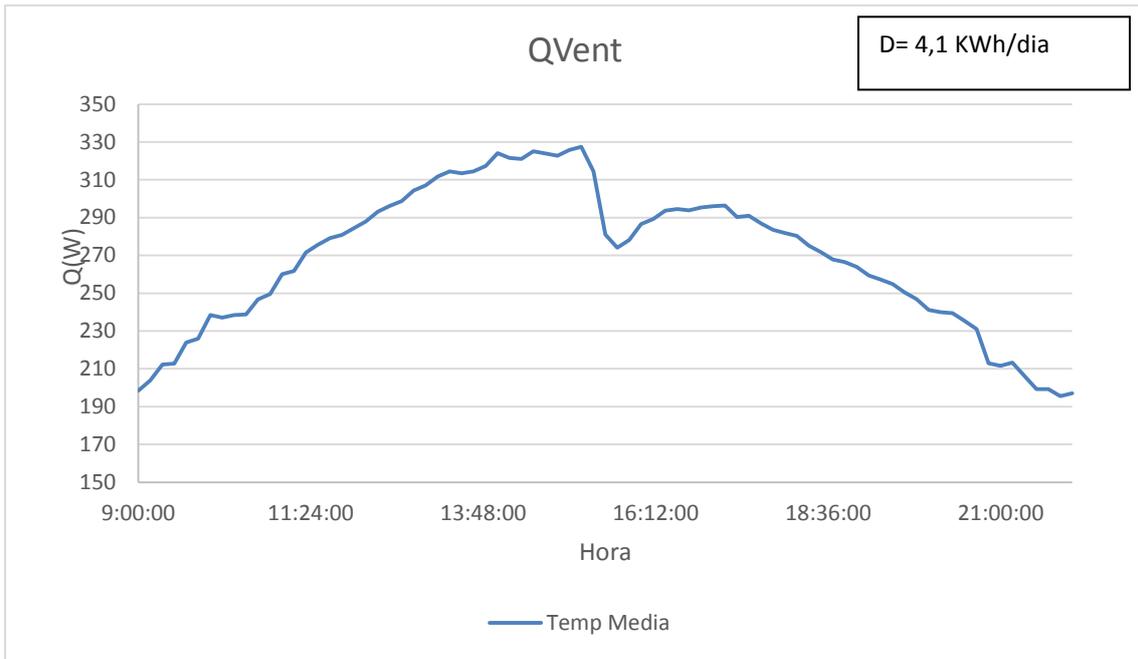


FIGURA 54 QVENT DÍA MÁS CALUROSO

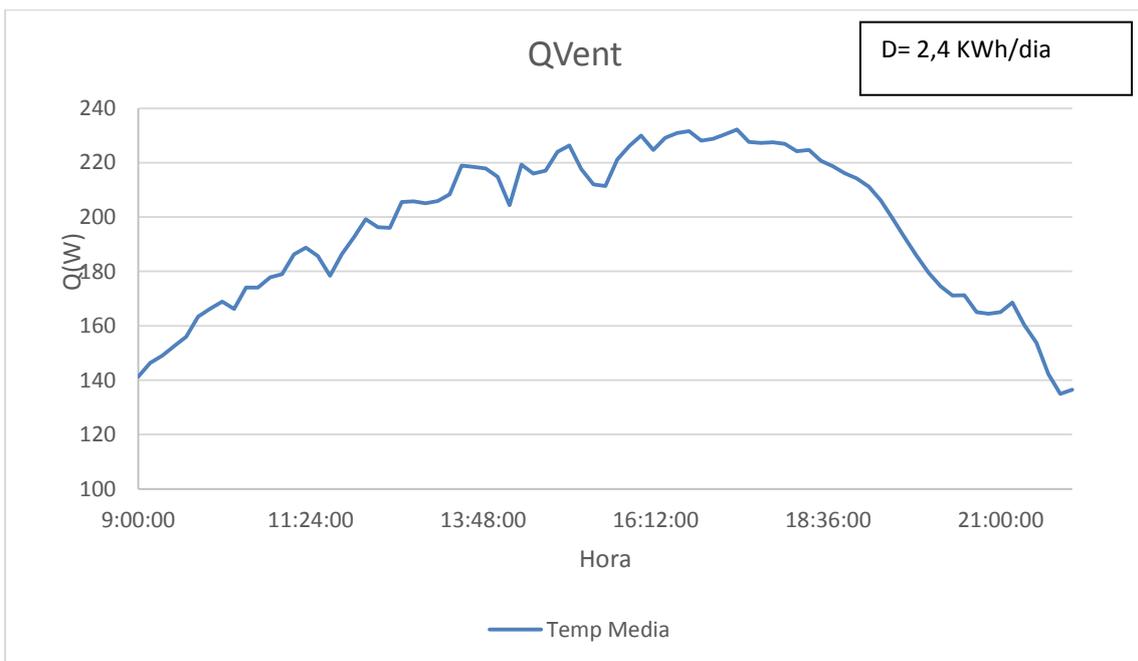


FIGURA 55 QVENT DÍA MEDIO

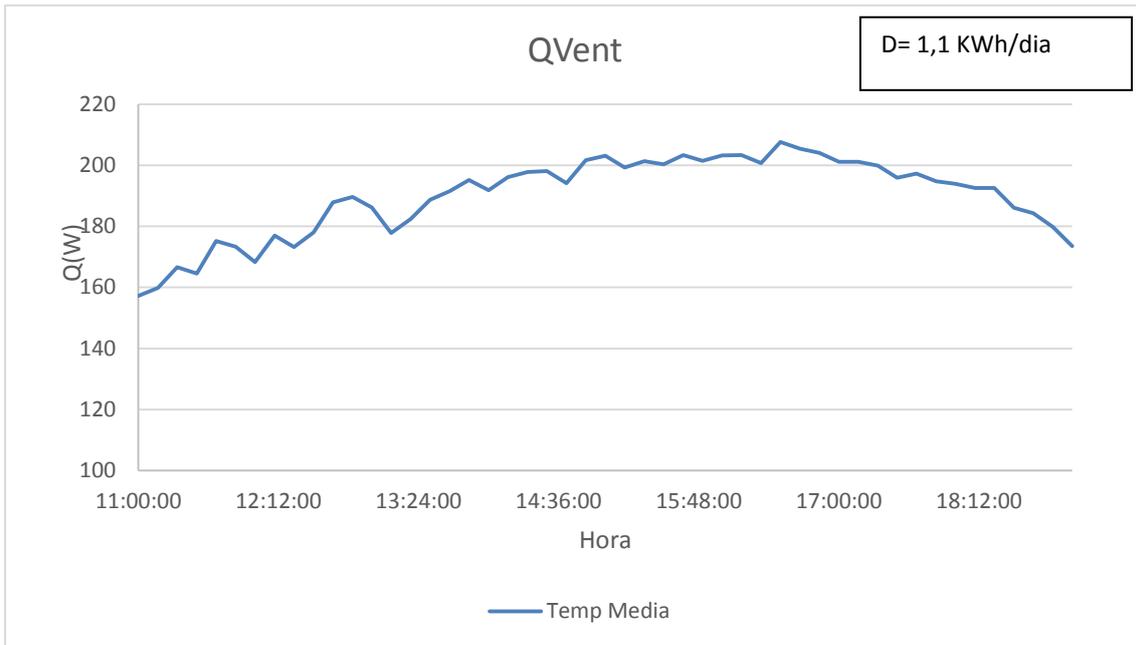


FIGURA 56 QVENT DÍA MENOS CALUROSO

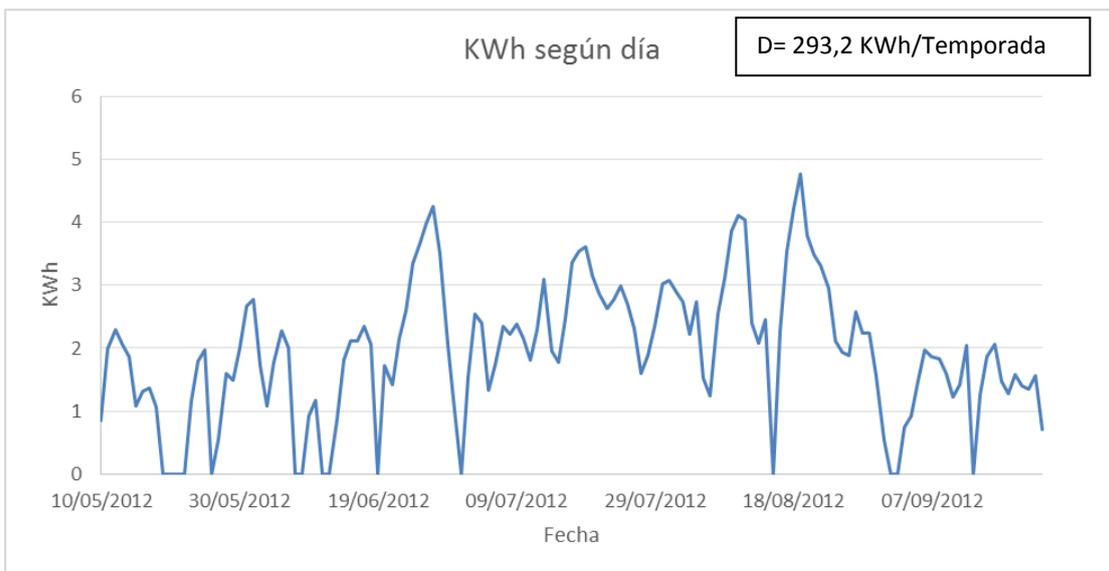


FIGURA 57 CONSUMO QVENT TEMPORADA

5.3.7 Potencia de la Bomba de disolución

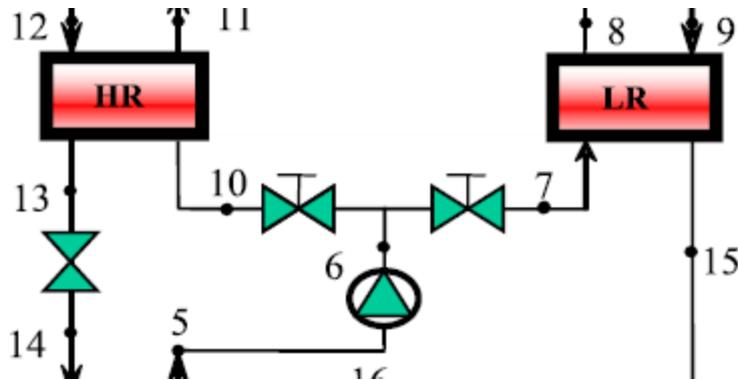


FIGURA 58 BOMBA DISOLUCIÓN

En este apartado se va a determinar la variación de la potencia de la bomba de los recuperadores, o bomba de la disolución en función de la temperatura exterior. Los cálculos serán similares a los realizados en el apartado anterior. La principal diferencia es que en el apartado anterior el fluido de trabajo era aire y la bomba trabaja con una disolución de agua y BrLi.

La ecuación que rige la potencia de la bomba es la siguiente:

$$Q_{bomba\ dis} = \frac{m_d \cdot \Delta P}{\rho_{dis} \cdot \eta_{bomb}}$$

- $Q_{bomba\ dis}$ es la potencia de la bomba de la disolución en W
- m_d es el caudal másico de la disolución en Kg/s que entra en la bomba (pto 5)
- ΔP es la pérdida de carga en Pa. $P_{cond} - P_{ev}$. Varía según el caso.
- ρ_{dis} es la densidad de la disolución.
- η_{bomb} es el rendimiento de la bomba. Se estima un valor de 0,7

Para estimar la densidad de la disolución agua-BrLi así como su calor específico necesitamos conocer la concentración de esta. Se considera un valor máximo de temperatura alcanzado en todo el periodo de refrigeración como el más desfavorable. Consideramos la concentración de 0,58 al ser la de entrada. Según la gráfica que relaciona dicha concentración con la densidad tomamos una densidad de la disolución de 1670 Kg/m³.

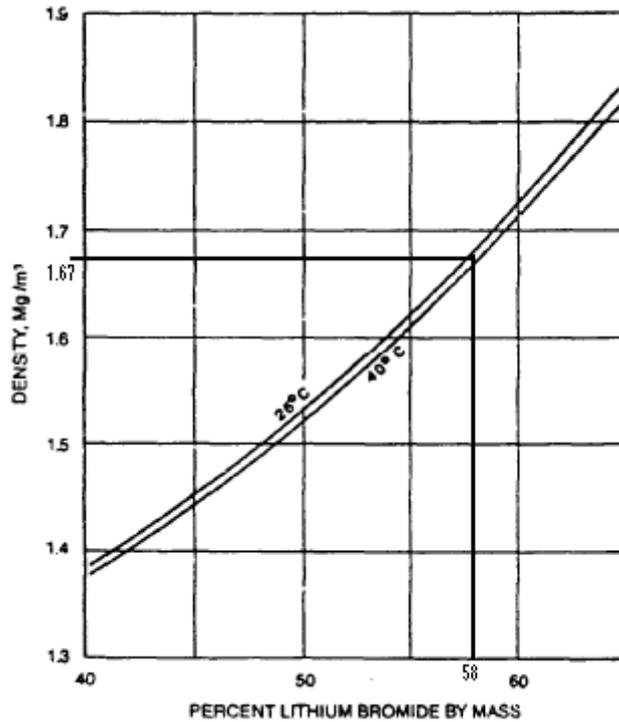


FIGURA 59 CURVA DENSIDAD SEGÚN CONCENTRACIÓN LiBr

Analizando el día más caluroso consideramos que el caudal másico máximo que circula por la bomba es de 1,5 Kg/s. para este valor de caudal másico se calcula la potencia máxima a la que podrá trabajar la bomba. Obtenemos:

$$Q_{\text{bomba dis}} = 152,93 \text{ W}$$

En las siguientes gráficas se representa la variación de la potencia de la bomba en función de la hora para cada uno de los días de estudio.

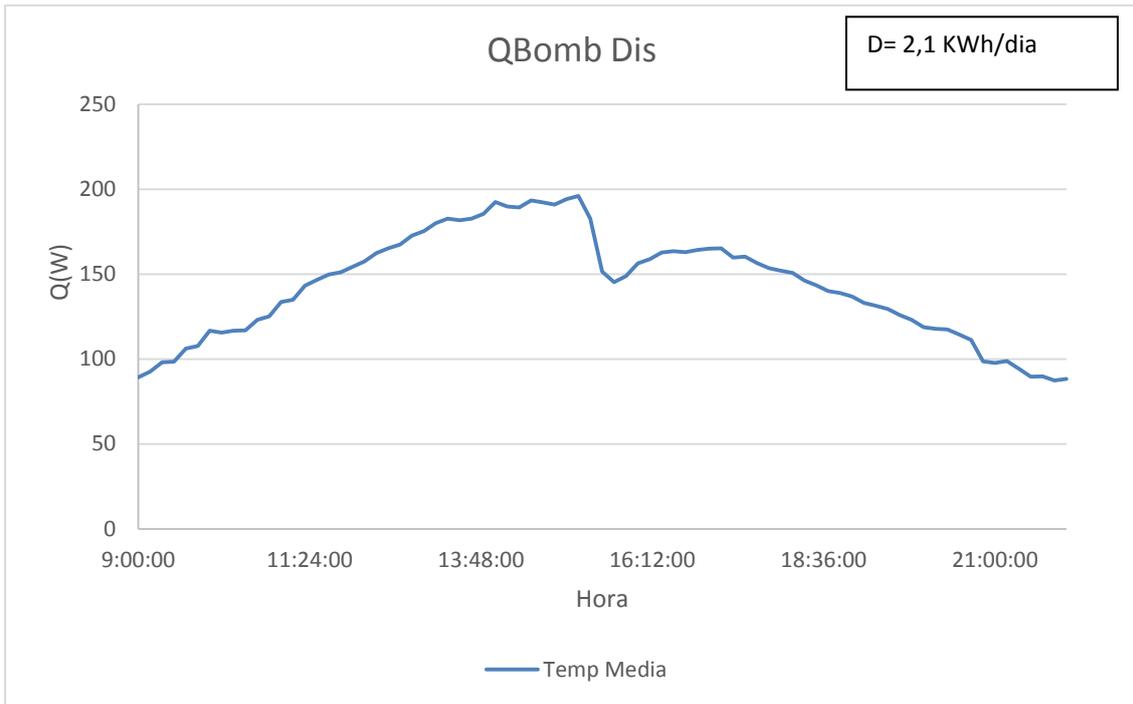


FIGURA 60 QBOMB DIS DÍA MÁS CALUROSO

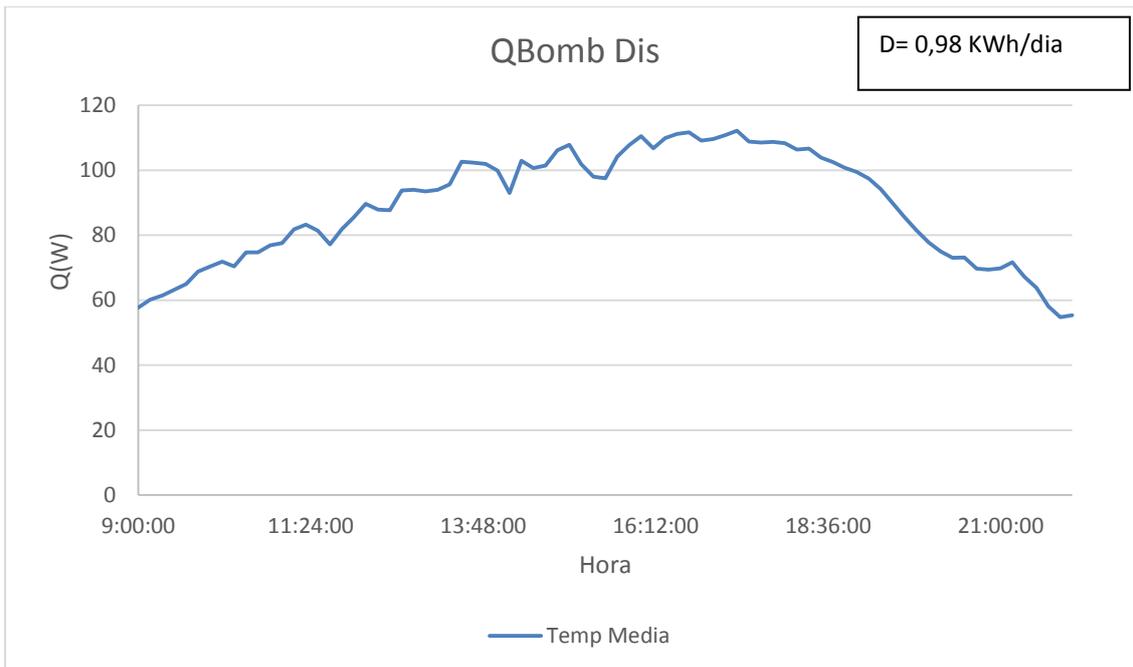


FIGURA 61 QBOMB DIS DÍA MEDIO

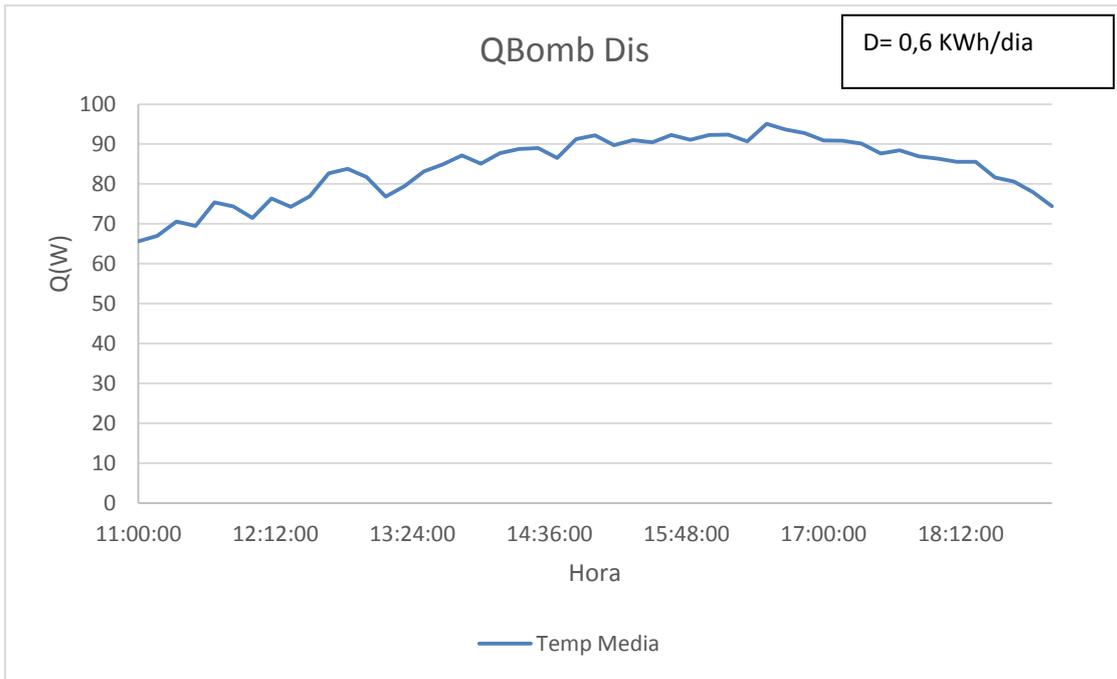


FIGURA 62 QBOMB DIS DÍA MENOS CALUROSO

El consumo de KWh en la temporada es

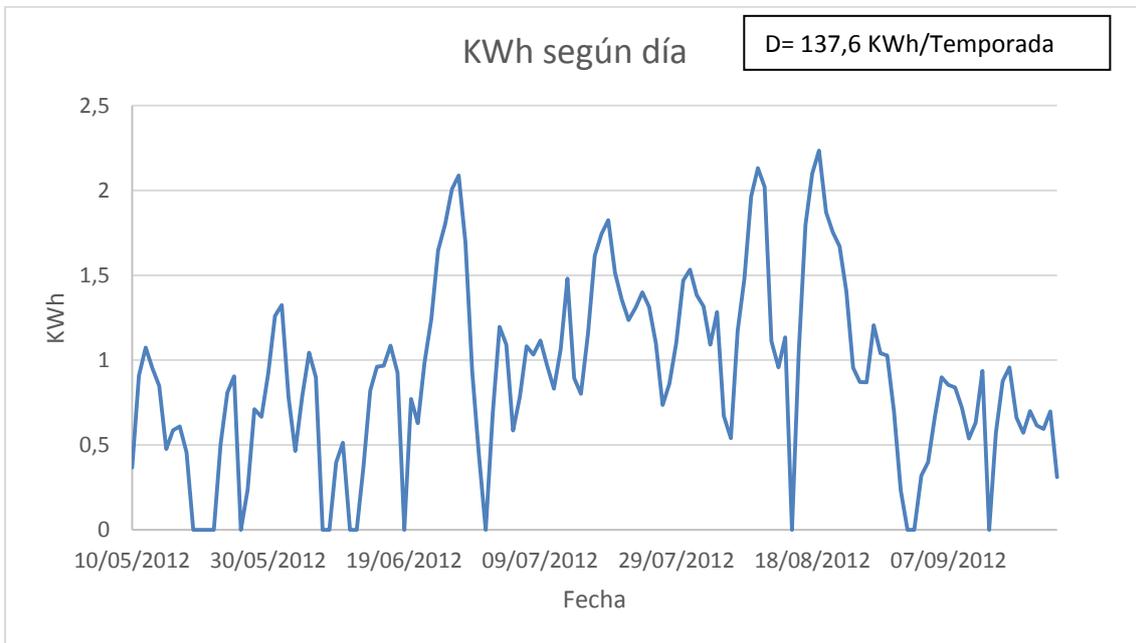


FIGURA 63 CONSUMO QBOMB TEMPORADA

5.3.8 Potencia Bomba del Absorbedor

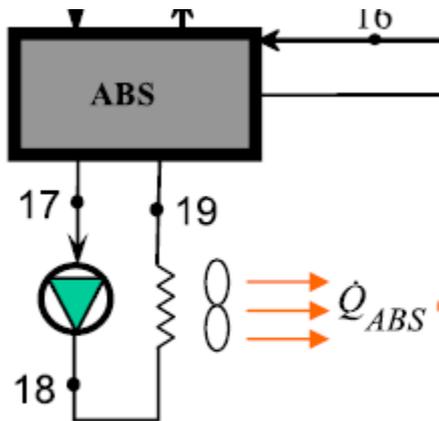


FIGURA 64 BOMBA ABSORBEDOR

En este apartado se va a determinar la variación de la potencia de la bomba del absorbedor en función de la temperatura exterior. Los cálculos serán similares a los realizados en el apartado anterior. La principal diferencia es que en el apartado anterior el fluido de trabajo era aire y la bomba trabaja con una disolución de agua y BrLi.

La ecuación que rige la potencia de la bomba es la siguiente:

$$Q_{bomba\ abs} = \frac{m_{dis} \cdot \Delta P}{\rho_{dis} \cdot \eta_{bomb}}$$

- $Q_{bomba\ abs}$ es la potencia de la bomba del absorbedor en W
- m_{dis} es el caudal másico de la disolución en Kg/s
- ΔP es la pérdida de carga en Pa. Se toma 10^5 Pa
- ρ_{dis} es la densidad de la disolución.
- η_{bomb} es el rendimiento de la bomba. Se estima un valor de 0,5

$$m_{dis} = \frac{Q_{abs}}{C_p \cdot (T_s - T_e)}$$

Donde

- Q_{abs} es la potencia del absorbedor para cada temperatura exterior registrada (W)
- C_p es el calor específico de la disolución (KJ/KgC)
- T_s es la temperatura de salida del condensador y T_e es la temperatura exterior. Se cumple que la diferencia entre ambos será de 3 a 5°C por lo que para los cálculos fijaremos dicho incremento en 4°C.

Para estimar la densidad de la disolución agua-BrLi así como su calor específico necesitamos conocer la concentración de esta. Se considera un valor máximo de temperatura alcanzado en todo el periodo de

refrigeración como el más desfavorable. Consideramos la concentración de 0,64. Según la gráfica que relaciona dicha concentración con la densidad tomamos una densidad de la disolución de 1750 Kg/m³. Calculamos también el calor específico. Se estima que tiene un valor de 1,82 KJ/KgC

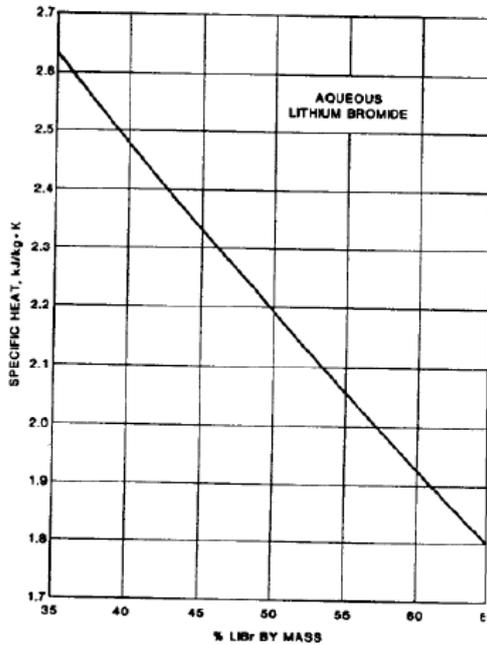


FIGURA 65 CURVA CALOR ESPECÍFICO

Analizando el día más caluroso consideramos que el caudal másico máximo que circula por la bomba es de 1,18 Kg/s. para este valor de caudal másico se calcula la potencia máxima a la que podrá trabajar la bomba. Obtenemos:

$$Q_{\text{bomba abs}} = 135,5 \text{ W}$$

En las siguientes gráficas se representa la variación de la potencia de la bomba en función de la hora para cada uno de los días de estudio.

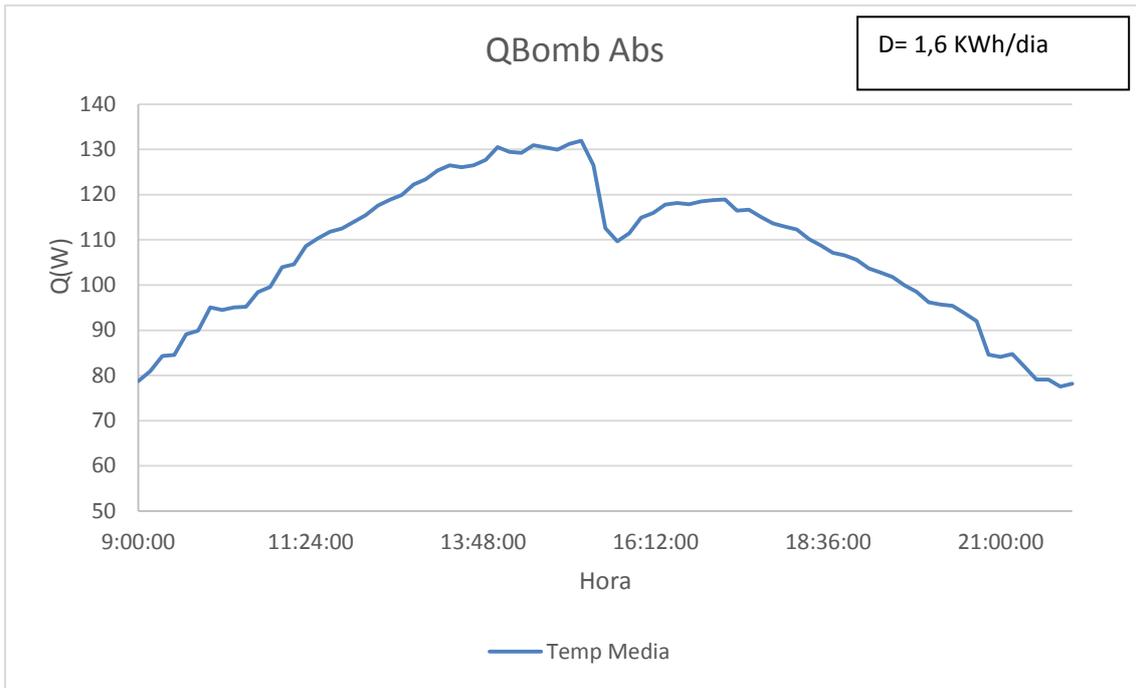


FIGURA 66 QBOMB ABS DÍA MÁS CALUROSO

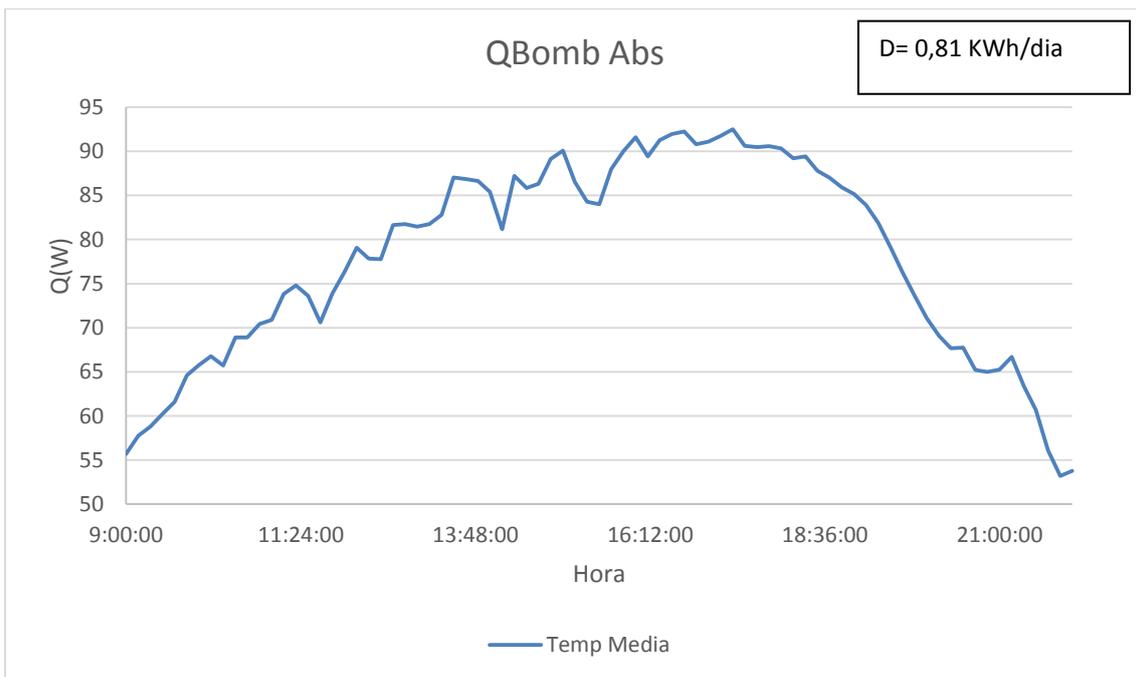


FIGURA 67 QBOMB ABS DÍA MEDIO

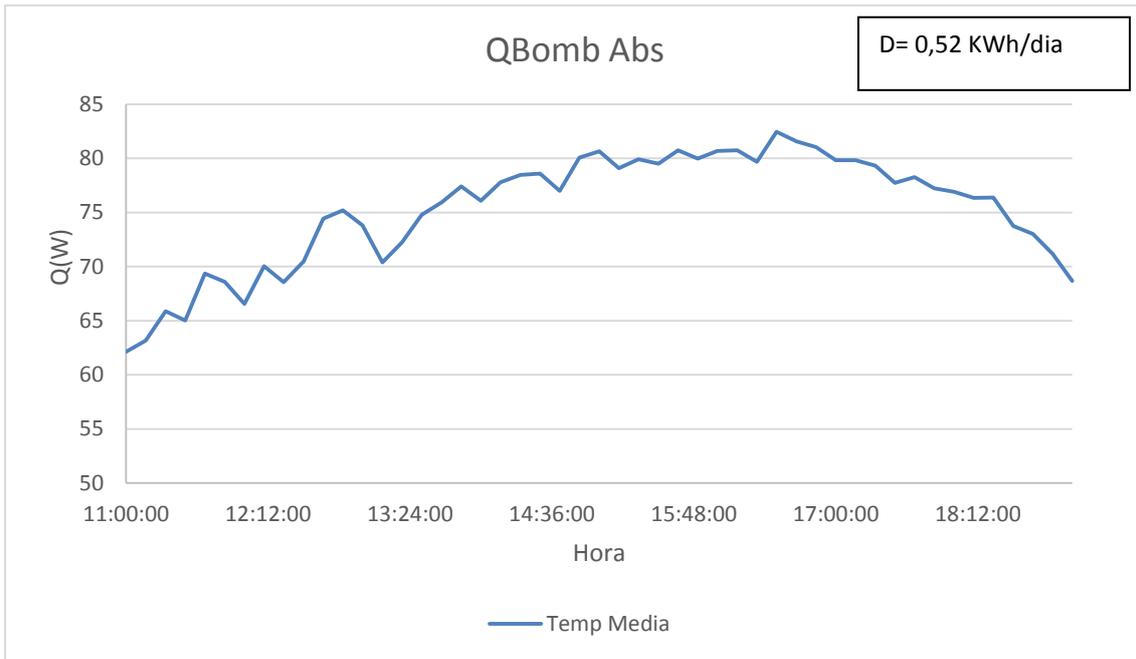


FIGURA 68 QBOMB ABS DÍA MENOS CALUROSO

Se muestra a continuación la energía expresada en KWh para el periodo de estudio. Se alcanzan máximos de 1,8 KWh aproximadamente.

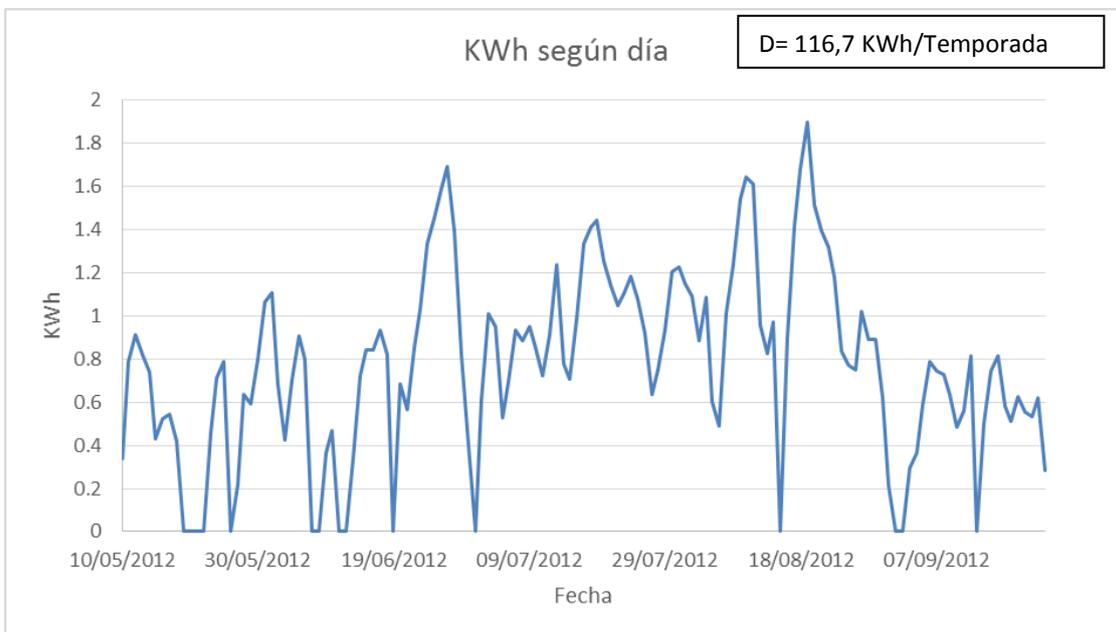


FIGURA 69 CONSUMO QBOMB ABS TEMPORADA

5.3.9 Potencia de la Bomba del Evaporador

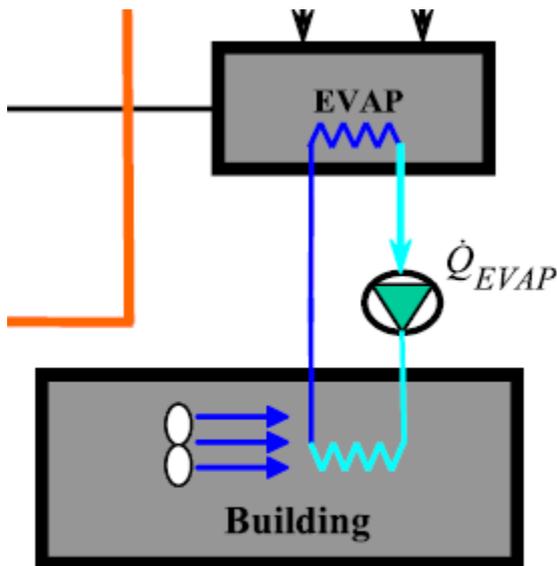


FIGURA 70 BOMBA EVAPORADOR

El proceso a seguir para este cálculo es análogo al de la bomba de absorbedor. No obstante el fluido de trabajo en este caso será agua. La fórmula que lo rige es:

$$Q_{bomba\ ev} = \frac{m_{agua} \cdot \Delta P}{\rho_{agua} \cdot \eta_{bomb}}$$

- $Q_{bomba\ ev}$ es la potencia de la bomba del evaporador en W
- m_{agua} es el caudal másico del agua en Kg/s
- ΔP es la pérdida de carga en Pa. Se toma 10^5 Pa
- ρ_{agua} es la densidad del agua. Se toma un valor de 1000 Kg/m^3
- η_{bomb} es el rendimiento de la bomba. Se estima un valor de 0,5

$$m_{agua} = \frac{Q_{ev}}{C_p \cdot (T_s - T_e)}$$

Donde

- Q_{ev} es la potencia del evaporador para cada temperatura exterior registrada (W)
- C_p es el calor específico del agua. Tiene un valor de 4180 J/KgC
- T_s es la temperatura de salida del condensador y T_e es la temperatura exterior. Se cumple que la diferencia entre ambos será de 3 a 5°C por lo que para los cálculos fijaremos dicho incremento en 4°C .

El valor de caudal másico de agua máximo registrado es de $0,43 \text{ Kg/s}$, siendo la potencia máxima de unos 95W

Ahora calculamos las curvas de potencia de la bomba en los tres días de nuestro estudio.

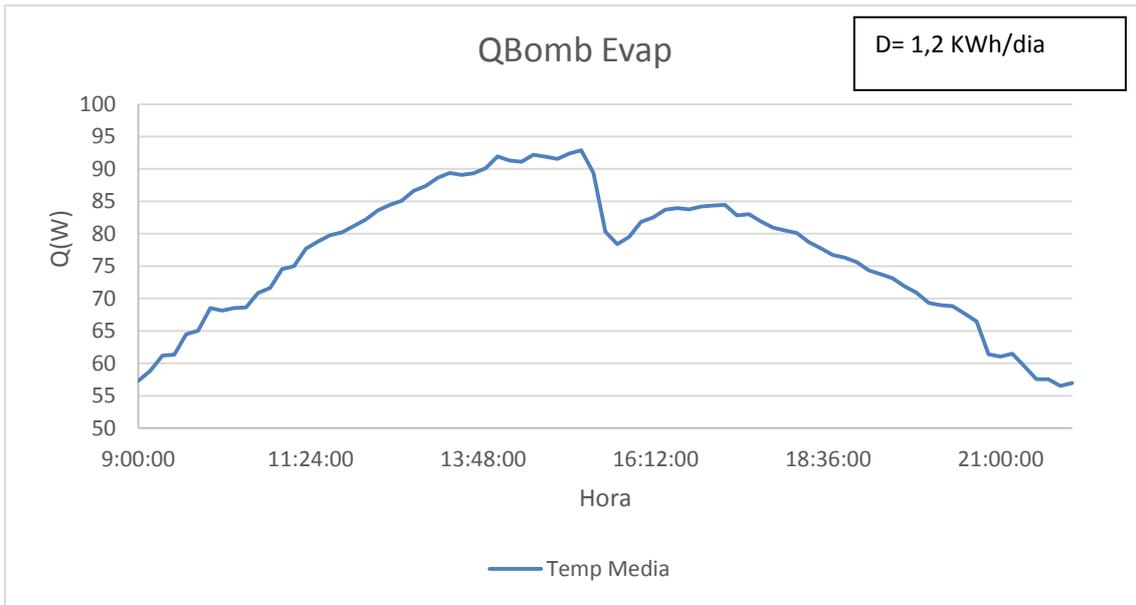


FIGURA 71 QBOMB EVAP DÍA MÁS CALUROSO

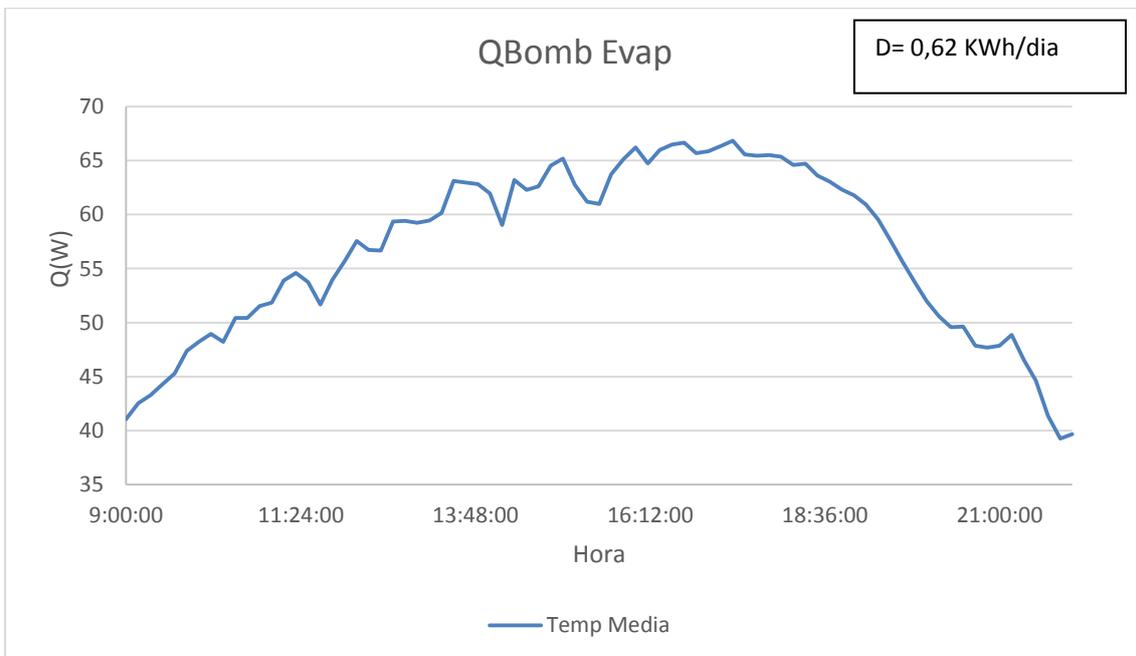


FIGURA 72 QBOMB EVAP DÍA MEDIO

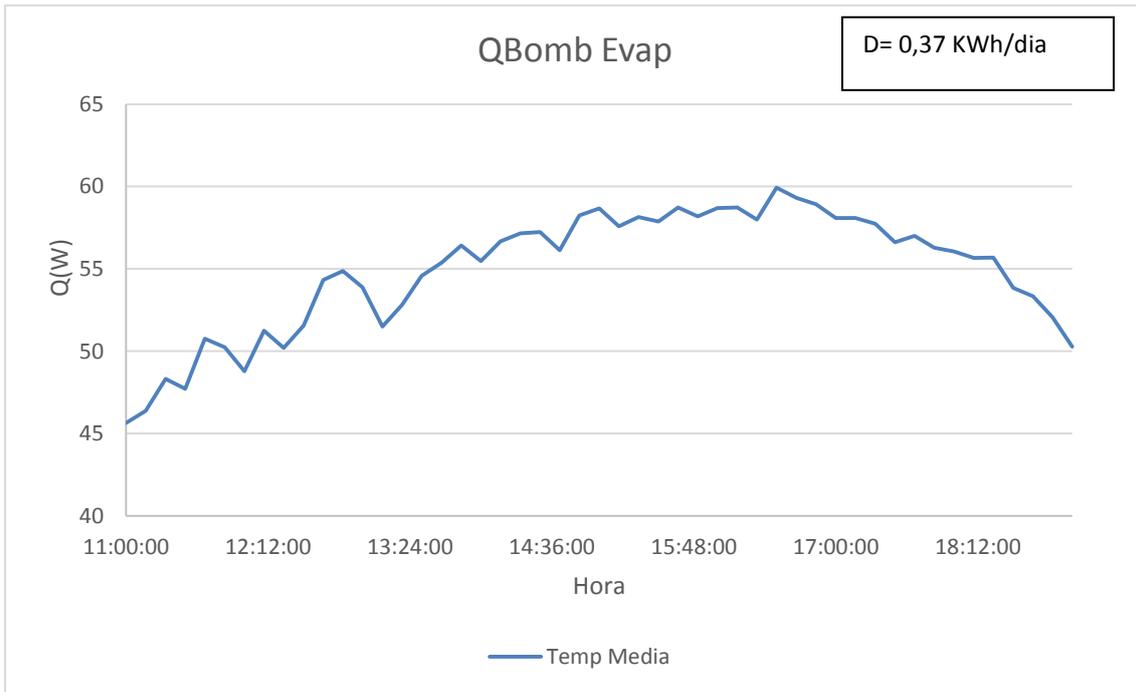


FIGURA 73 QBOMB EVAP DÍA MENOS CALUROSO

Mostramos también el consumo de KWh en las fechas en las que se produce frío.

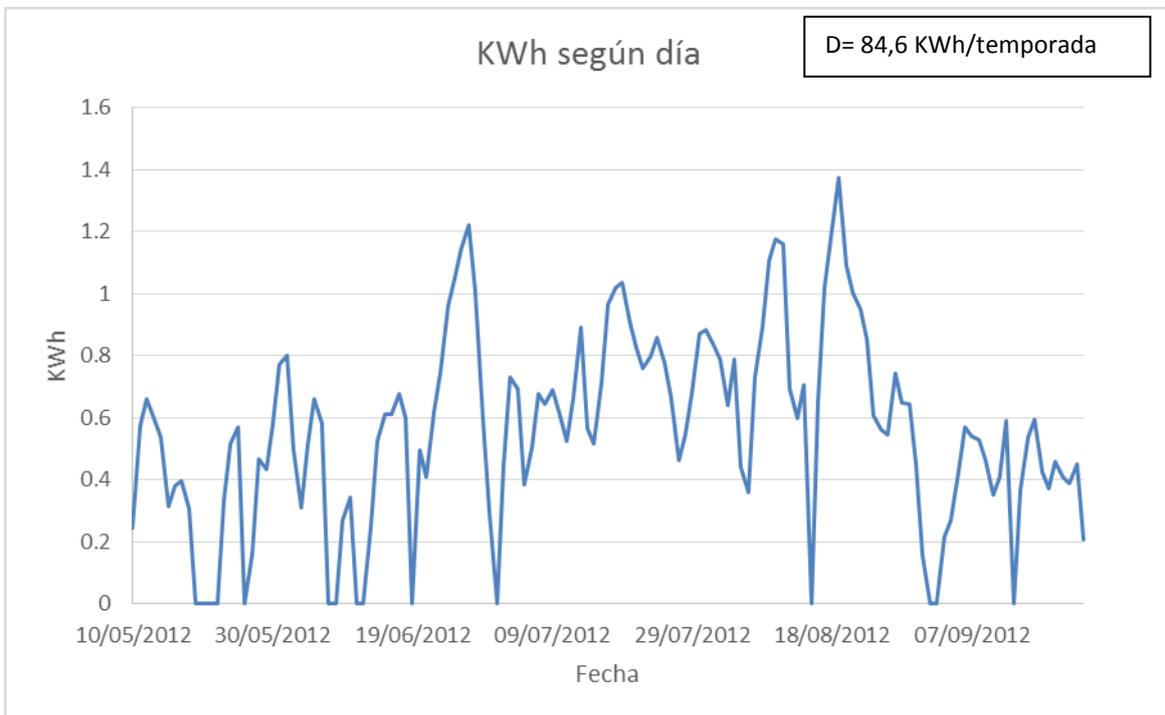


FIGURA 74 CONSUMO QBOMB EVAP TEMPORADA

5.3.10 Análisis del COP

Estudiaremos ahora la variación del coeficiente de eficiencia energética para los días más representativos del verano.

El COP (coefficient of performance) es parejo a la eficiencia energética o al rendimiento en refrigeración. Se define el COP como la cantidad de refrigeración obtenida entre la cantidad de energía requerida para obtener dicha refrigeración.

Esta eficiencia depende del tipo de máquina empleada y de las características de la misma. En este caso tratamos con una máquina de doble efecto donde el COP máximo alcanzable ronda el 1,5. En máquinas de absorción de un solo ciclo dicho COP no supera el 0,7.

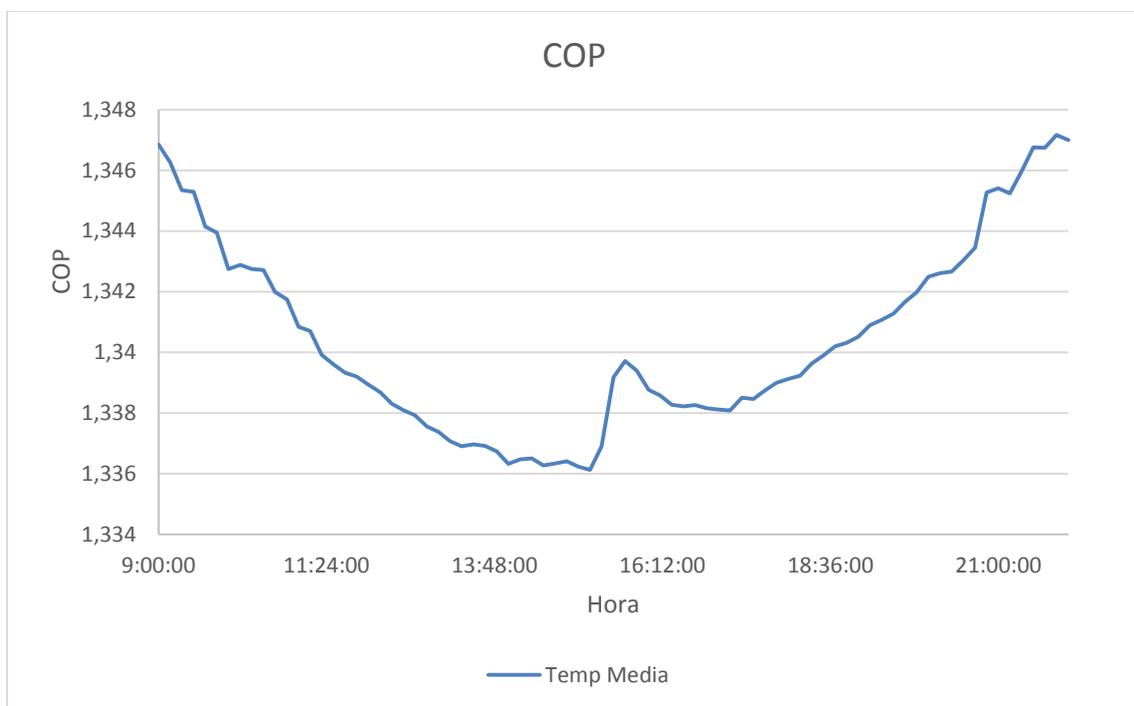


FIGURA 75 COP DÍA MÁS CALUROSO

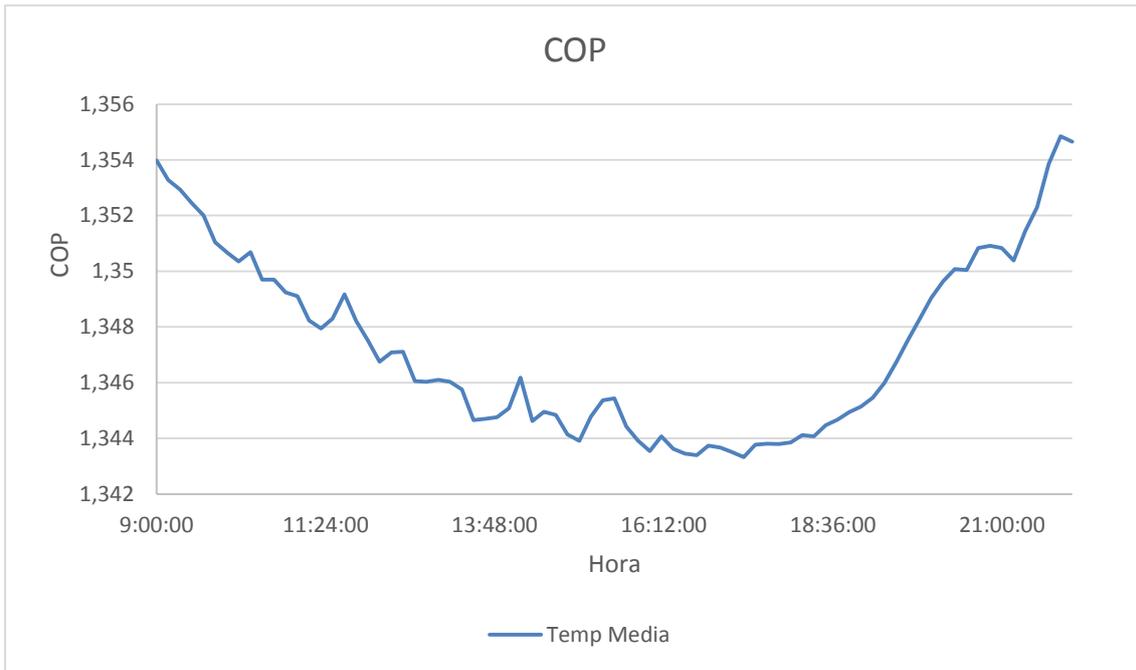


FIGURA 76 COP DÍA MEDIO

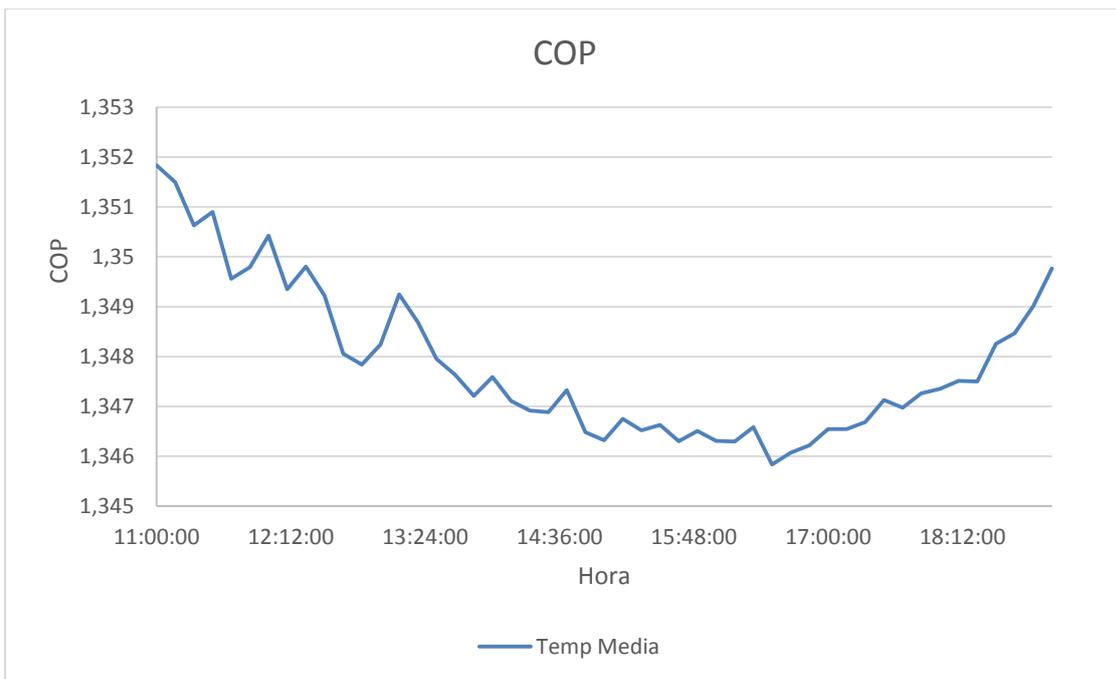


FIGURA 77 COP DÍA MENOS CALUROSO

Se observa que el COP máximo obtenido es de 1,36, un valor bastante alto si consideramos el rendimiento óptimo de 1,5.

Por lo tanto se puede concluir que el COP es muy favorable.

6. Evaluación del Impacto Ambiental

Se define TEI (Total Environmental Impact) como el factor que engloba todos los parámetros de influencia para evaluar el impacto ambiental de la máquina de absorción. Dichos parámetros son los siguientes:

- ODP (Ozone Depletion Potential- potencial de destrucción del ozono): Este parámetro es función del refrigerante. Como ya sabemos en nuestro caso, en el LiBr-H₂O el refrigerante es agua. En nuestro caso el ODP es cero, lo que nos indica un impacto nulo sobre la capa de ozono.
- GWP (Global Warming Potential- potencial de efecto invernadero): De nuevo, para el agua este potencial es cero, al igual que para el amoníaco. Indica su nula aportación al efecto invernadero.
- Consumo: Realmente hablar del consumo equivale a hablar sobre el COP de la máquina. Tal y como hablamos, en función del tipo de máquina de absorción el COP puede rondar 0,6-0,7 (simple efecto) o 1,3-1,5 (doble efecto). En función de esta eficiencia energética el consumo útil de la máquina será mayor o menor y por tanto también su nivel de contaminación en relación al frío generado.
- Emisiones: Los equipos de absorción sólo generan emisiones de gases contaminantes cuando son accionados por combustión directa. El resto de máquinas son accionadas por energías residuales que van de unas a otras y no computan en las emisiones de gases contaminantes. En este caso, se necesita una generación de calor inicial para los generadores que suele ser realizada por una caldera. Lo veremos más adelante. En cuanto a las emisiones referidas a fugas de refrigerante, el impacto ambiental de los equipos de absorción es claramente menor. El BrLi no produce impacto alguno sobre el medio ambiente. Sin embargo, aunque no sean contaminantes para la capa de ozono, no son totalmente inofensivos. El amoníaco es tóxico para el ser humano y la sal de bromuro de litio, en solución con agua y presencia de aire (oxígeno) es corrosiva, por lo que debe tratarse con precaución.
- Refrigerantes: En los ciclos de agua-bromuro de litio el refrigerante que se utiliza es el agua destilada (R-718) y el absorbente es una solución de bromuro de Litio. En los ciclos de Amoníaco-Agua se utiliza Amoníaco (R-717) como refrigerante y agua destilada como absorbente. Estas tres sustancias tienen un comportamiento favorable con el medio ambiente aunque se precisa de cuidado especial para la manipulación y mantenimiento de los equipos que trabajan con ello. El agua destilada como tal sólo debe tratarse sobre su pureza. La sal de Bromuro de Litio es inocua.

REFRIGERANTES Y ABSORBENTES

	R-717 Amoniaco	R-718 Agua	BrLi Sal Diluida
Estabilidad química	Media	Alta	Alta
Toxicidad	Alta	Nula	Baja
Disponibilidad	Alta	Alta	Alta
Efectos contaminantes	Bajos	Nulos	Nulos
ODP	o	o	o
GWP	o	o	o
TEWI	Bajo	Nulo	Bajo
Calor lat. vaporización.....	1,25 MJ/kg	2,5 MJ/kg	N/A
Coste	Medio	Bajo	Medio

Debe considerarse, como en toda tecnología, el conocer la normativa vigente de tratamiento de residuos o para las instalaciones de máquinas que utilizan estas sustancias. En el caso de la normativa española no existe una normativa específica para los equipos de absorción, aunque algunas normas hacen referencias a los mismos. La mayoría de normativa que existe es extranjera y de reciente creación debido al esfuerzo por regularlo de algunos organismos.

Todavía no existe ninguna normativa de estandarización internacional ISO específica para las máquinas de absorción que ayudaría a homogeneizar y unificar los distintos criterios. Esto sería muy importante para el desarrollo de los equipos de absorción de cara al futuro.

Vamos a profundizar en el GWP, el potencial de efecto invernadero. Debemos tener en cuenta dos parámetros. Por un lado el potencial de efecto invernadero directo (PEID) y el potencial de efecto invernadero indirecto (PEII).

El PEID calcula los kg de CO₂ emitidos a la atmósfera durante un cierto número de años en los que la máquina esté en funcionamiento (normalmente se considera la vida útil de dicha máquina). Este cálculo requiere los kgs de CO₂ por kg de refrigerante empleado. En nuestro caso no es necesario calcular el PEID puesto que el refrigerante es el agua.

El PEII estima la masa de CO₂ emitida a la atmósfera en la fabricación de frío. Este valor lo estudiamos a continuación.

6.1 Potencial de Efecto Invernadero Indirecto (PEII)

Este potencial se calcula mediante la siguiente expresión:

$$PEII = peii \cdot Q_{gen\ alta} \cdot \frac{1}{\eta_{quemador}} \cdot n \cdot N$$

Siendo:

- Peii la masa de CO₂ vertida a la atmósfera por kWh consumido (Kg CO₂/kWh);
peii=0,22kg/kWh
- Qgen alta es la potencia del generador de alta temperatura (kW)
- n las horas de funcionamiento de la instalación. En este caso se toma una media de 12 al día.
- N el número de años de funcionamiento de la instalación. Hacemos los cálculos para un año.
- ηquemador es el rendimiento del quemador de gas natural con el que se aportará calor al generador. Tomamos un rendimiento del 80%.

Empezamos calculando este parámetro para los tres días representativos de nuestro estudio. Utilizaremos los valores de la curva de potencia del generador para ellos. Después tendremos en cuenta el rendimiento del quemador que es el que genera energía calorífica para alimentar al generador.

Se muestra la demanda en kWh para los tres días de estudio. Con estos valores y aplicando la fórmula del PEII podemos calcular los Kgs contaminantes emitidos en estos tres días.

Se muestra en la siguiente tabla la demanda horaria de kWh del generador de alta temperatura para los tres días de estudio considerados.

Máquina frigorífica de absorción de doble efecto de LiBr/H₂O condensada por aire:
Análisis, simulación e impacto ambiental

	Demanda del Generador (KWh)		
	10 de Agosto	22 de Junio	29 de Mayo
9h-10h	3.599973187	2.59424474	0
10h-11h	4.023986525	2.90000189	0
11h-12h	4.48540416	3.10834639	2.81499471
12h-13h	4.822379376	3.3493938	3.03207896
13h-14h	5.094683914	3.55441024	3.14369657
14h-15h	5.221404838	3.61182721	3.30547297
15h-16h	4.833255004	3.65171238	3.36844745
16h-17h	4.777789825	3.80186224	3.40671834
17h-18h	4.725940961	3.79946656	3.30852497
18h-19h	4.469838181	3.67411544	3.12884447
19h-20h	4.182480038	3.32299028	0.24333977
20h-21h	3.830096773	2.85895319	0
21h-22h	3.392317784	2.56523944	0
	57.45955057	42.7925638	25.7521182

La siguiente tabla muestra los kgs de CO₂ emitidos por día relacionados con el generador de alta temperatura

	Kg CO ₂ emitidos		
	10 de Agosto	22 de Junio	29 de Mayo
9h-10h	0.989992626	0.713417302	0
10h-11h	1.106596294	0.797500519	0
11h-12h	1.233486144	0.854795256	0.774123545
12h-13h	1.326154328	0.921083296	0.833821715
13h-14h	1.401038076	0.977462816	0.864516557
14h-15h	1.435886331	0.993252483	0.909005067
15h-16h	1.329145126	1.004220906	0.926323048
16h-17h	1.313892202	1.045512116	0.936847543
17h-18h	1.299633764	1.044853303	0.909844367
18h-19h	1.2292055	1.010381745	0.860432229
19h-20h	1.150182011	0.913822327	0.066918437
20h-21h	1.053276613	0.786212128	0
21h-22h	0.932887391	0.705440845	0
	15.80137641	11.76795504	7.081832508

Para toda la temporada se emiten a la atmósfera un total de 1222 Kg de dióxido de Carbono por el generador. El día en el que más dióxido se emite es de 23Kg aproximadamente.

A continuación aparece una tabla que muestra como varía la emisión de Kgs de CO₂ a la atmósfera por el quemador que genera calor para el generador de alta temperatura.

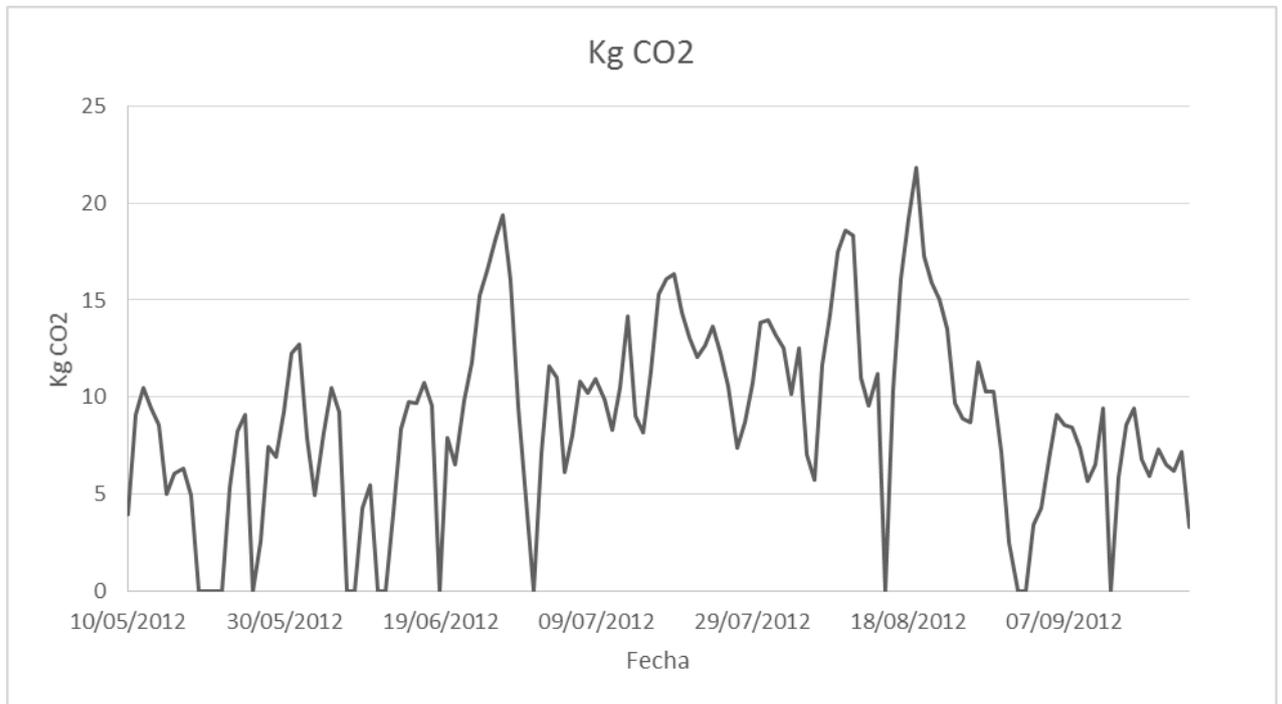


FIGURA 78 CO₂ GENERADOR

El generador de alta temperatura no es el único que genera CO₂. Las tres bombas y el ventilador también generan CO₂ puesto que consumen electricidad.

$$PEII = peii \cdot Q_{aparato} \cdot \frac{1}{\eta_{elec}} \cdot n \cdot N$$

Siendo:

- Peii la masa de CO₂ vertida a la atmósfera por kWh consumido (Kg CO₂/kWh); peii=0,34kg/kWh para la electricidad
- Qaparato es la potencia de la bomba o ventilador(kW)
- n las horas de funcionamiento de la instalación. En este caso se toma una media de 12 al día.
- N el número de años de funcionamiento de la instalación. Hacemos los cálculos para un año.
- η_{elec} es el rendimiento del aparato eléctrico. Son rendimientos cercanos al 100%

Calculamos ahora este parámetro para cada uno de los cuatro aparatos eléctricos.

Ventilador.

Se muestra en la siguiente tabla la demanda horaria de KWh del ventilador para los tres días de estudio considerados.

Demanda del Ventilador (KWH)			
	10 de Agosto	22 de Junio	29 de Mayo
9h-10h	0.216146112	0.15350671	0
10h-11h	0.24328265	0.17229363	0
11h-12h	0.27347283	0.18521451	0.1670525
12h-13h	0.295981918	0.20029032	0.18048243
13h-14h	0.314491545	0.21322658	0.18742148
14h-15h	0.323214969	0.21687176	0.19752953
15h-16h	0.296905238	0.2194062	0.20148139
16h-17h	0.292960919	0.22897504	0.2038903
17h-18h	0.289484347	0.22882118	0.19771985
18h-19h	0.272431204	0.22082304	0.18649735
19h-20h	0.253568849	0.19866249	0.01446072
20h-21h	0.230824302	0.1697594	0
21h-22h	0.202995626	0.15175975	0
	3.505760509	2.5596106	1.53653555

La siguiente tabla muestra los kgs de CO₂ emitidos por día relacionados con el ventilador

	Kg CO2 emitidos		
	10 de Agosto	22 de Junio	29 de Mayo
9h-10h	0.073489678	0.052192281	0
10h-11h	0.082716101	0.058579835	0
11h-12h	0.092980762	0.062972932	0.056797851
12h-13h	0.100633852	0.06809871	0.061364028
13h-14h	0.106927125	0.072497036	0.063723303
14h-15h	0.10989309	0.0737364	0.067160041
15h-16h	0.100947781	0.074598108	0.068503672
16h-17h	0.099606712	0.077851515	0.069322703
17h-18h	0.098424678	0.077799201	0.067224747
18h-19h	0.092626609	0.075079832	0.063409099
19h-20h	0.086213409	0.067545245	0.004916644
20h-21h	0.078480263	0.057718195	0
21h-22h	0.069018513	0.051598315	0
	1.191958573	0.870267605	0.522422088

Para toda la temporada se emiten a la atmósfera un total de 90,7 Kg de dióxido de Carbono. El día en el que más dióxido se emite es de 1,6 Kg aproximadamente.

Mostramos la variación a lo largo de la temporada de KgCO₂ emitidos

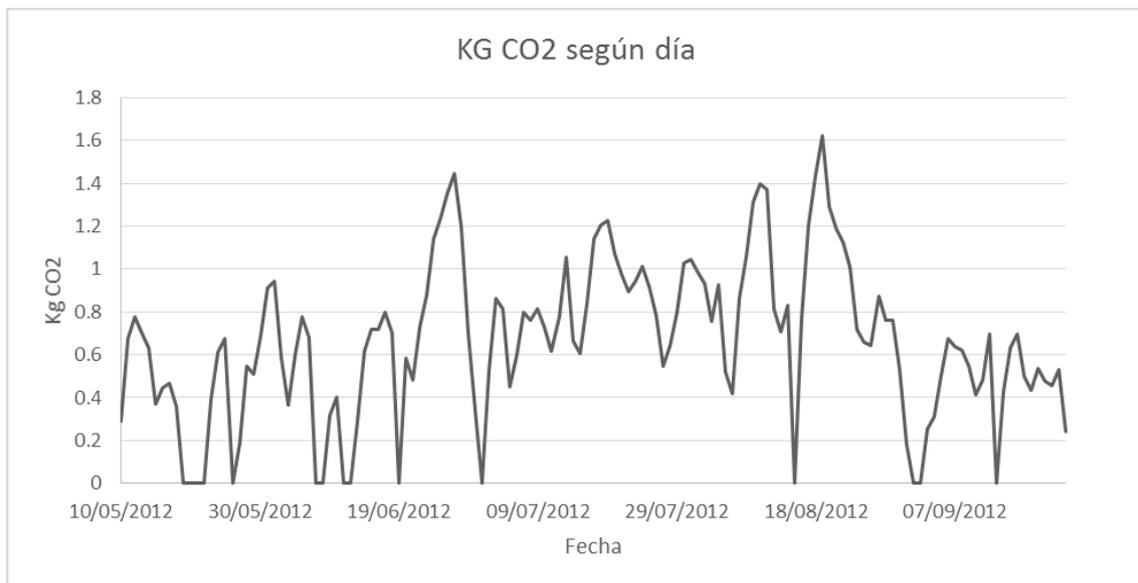


FIGURA 79 CO₂ VENTILADOR

Bomba de la disolución

Se muestra en la siguiente tabla la demanda horaria de KWh de la bomba de la disolucion para los tres días de estudio considerados.

Demanda de la Bomb Dis (KWH)			
	10 de Agosto	22 de Junio	29 de Mayo
9h-10h	0.100960107	0.06377833	0
10h-11h	0.120401363	0.07373841	0
11h-12h	0.144863922	0.08115405	0.07087452
12h-13h	0.164965664	0.09039772	0.07842784
13h-14h	0.18271685	0.09885189	0.08248916
14h-15h	0.19148136	0.10133447	0.08864121
15h-16h	0.166532298	0.10307055	0.09112532
16h-17h	0.16210436	0.10974937	0.09267285
17h-18h	0.158947752	0.10963672	0.0887553
18h-19h	0.143925546	0.10401129	0.08194455
19h-20h	0.128389792	0.08950756	0.00620001
20h-21h	0.111259718	0.07233769	0
21h-22h	0.09215149	0.06301983	0
	1.868700221	1.16058786	0.68113078

La siguiente tabla muestra los kgs de CO2 emitidos por día relacionados con dicha bomba

Kg CO2 emitidos			
	10 de Agosto	22 de Junio	29 de Mayo
9h-10h	0.034326436	0.021684631	0
10h-11h	0.040936463	0.025071058	0
11h-12h	0.049253733	0.027592375	0.024097336
12h-13h	0.056088326	0.030735223	0.026665465
13h-14h	0.062123729	0.033609644	0.028046315
14h-15h	0.065103662	0.03445372	0.030138012
15h-16h	0.056620981	0.035043986	0.03098261
16h-17h	0.055115482	0.037314785	0.031508769
17h-18h	0.054042236	0.037276484	0.030176803
18h-19h	0.048934686	0.035363838	0.027861148
19h-20h	0.043652529	0.03043257	0.002108005
20h-21h	0.037828304	0.024594816	0
21h-22h	0.031331507	0.021426743	0
	0.635358075	0.394599874	0.231584464

Para toda la temporada se emiten a la atmósfera un total de 42,5 Kg de dióxido de Carbono. El día en el que más dióxido se emite es de 0,75 Kg aproximadamente.

Mostramos la variación a lo largo de la temporada de KgCO₂ emitidos

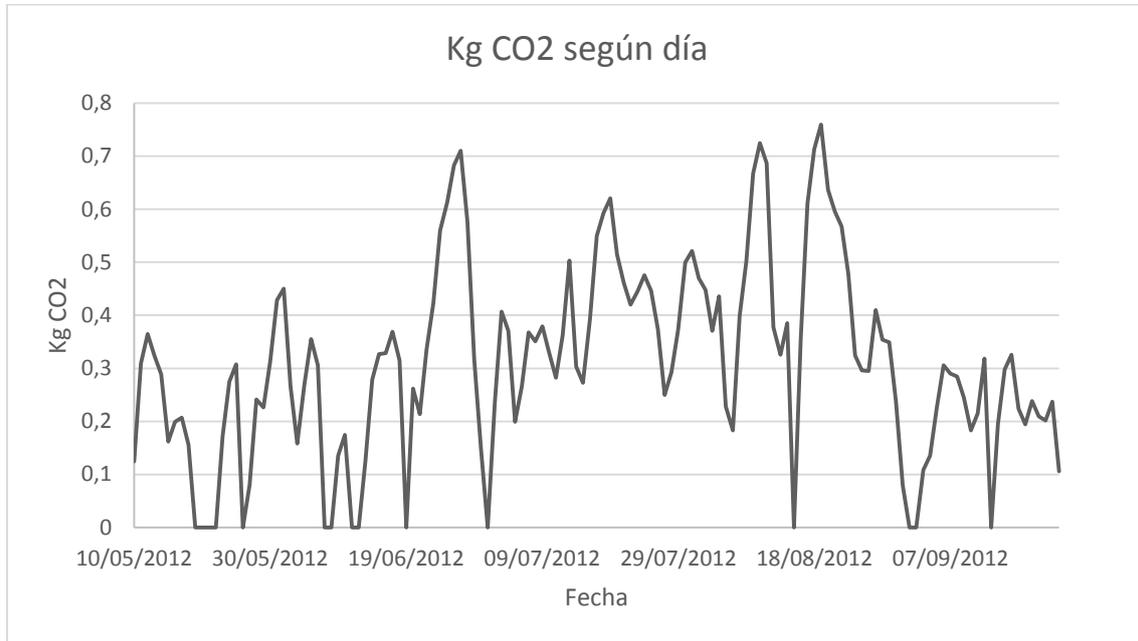


FIGURA 80 CO₂ BOMBA DISOLUCIÓN

Bomba del Absorbedor

Se muestra en la siguiente tabla la demanda horaria de KWh de la bomba del absorbedor para los tres días de estudio considerados.

Demanda de la Bomb Abs (KWH)			
	10 de Agosto	22 de Junio	29 de Mayo
9h-10h	0.08594782	0.06061637	0
10h-11h	0.097032611	0.06817306	0
11h-12h	0.10945666	0.07338997	0.06606189
12h-13h	0.118780803	0.07949701	0.071479
13h-14h	0.126489186	0.08475468	0.07428339
14h-15h	0.130135778	0.08623949	0.07837651
15h-16h	0.119188389	0.08727217	0.07997941
16h-17h	0.117523938	0.09117516	0.08095758
17h-18h	0.116082103	0.09111223	0.07845352
18h-19h	0.109024926	0.08784851	0.07390978
19h-20h	0.101254408	0.07884118	0.00572251
20h-21h	0.091936578	0.06715169	0
21h-22h	0.080596051	0.05991975	0
	1.403449251	1.01599127	0.60922358

La siguiente tabla muestra los kgs de CO₂ emitidos por día relacionados con dicha bomba

	Kg CO ₂ emitidos		
	10 de Agosto	22 de Junio	29 de Mayo
9h-10h	0.029222259	0.020609565	0
10h-11h	0.032991088	0.023178839	0
11h-12h	0.037215264	0.024952591	0.022461043
12h-13h	0.040385473	0.027028982	0.02430286
13h-14h	0.043006323	0.028816592	0.025256352
14h-15h	0.044246165	0.029321427	0.026648014
15h-16h	0.040524052	0.029672538	0.027192999
16h-17h	0.039958139	0.030999555	0.027525578
17h-18h	0.039467915	0.030978159	0.026674196
18h-19h	0.037068475	0.029868493	0.025129325
19h-20h	0.034426499	0.026806001	0.001945652
20h-21h	0.031258436	0.022831574	0
21h-22h	0.027402657	0.020372715	0
	0.477172745	0.345437031	0.207136019

Para toda la temporada se emiten a la atmósfera un total de 36,07 Kg de dióxido de Carbono. El día en el que más dióxido se emite es de 0,63 Kg aproximadamente.

Mostramos la variación a lo largo de la temporada de KgCO₂ emitidos

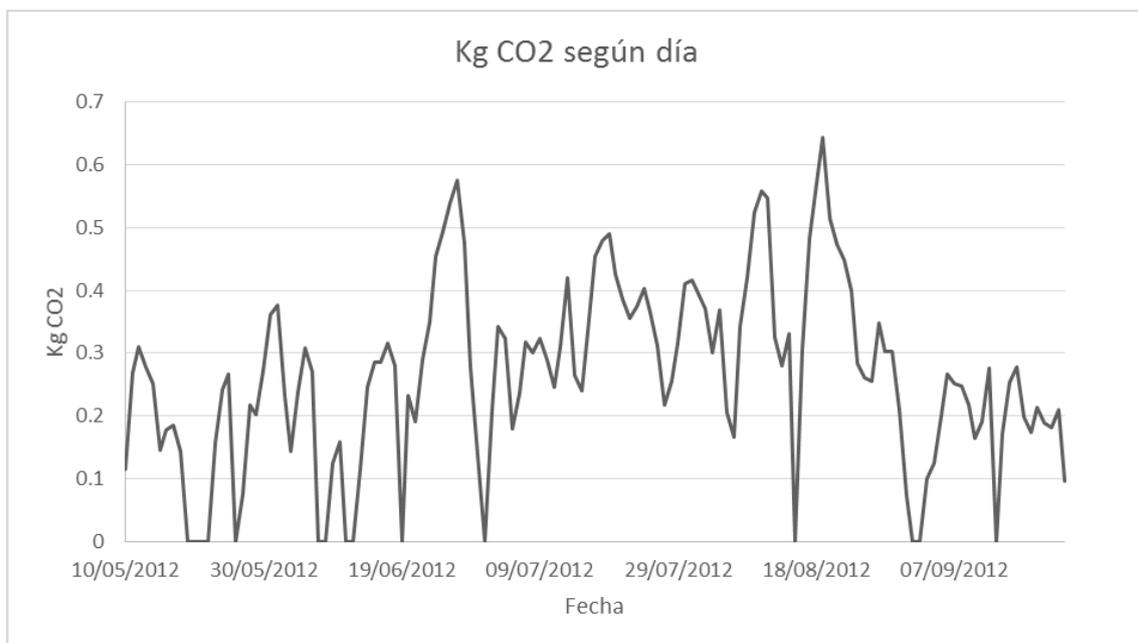


FIGURA 81 BOMBA ABSORBEDOR

Bomba del Evaporador

Se muestra en la siguiente tabla la demanda horaria de KWh de la bomba del absorbedor para los tres días de estudio considerados.

Demanda de la Bomb Evap (KWH)			
	10 de Agosto	22 de Junio	29 de Mayo
9h-10h	0.062319051	0.04457516	0
10h-11h	0.069899371	0.04993363	0
11h-12h	0.078233109	0.05360182	0.0484413
12h-13h	0.084374649	0.05786355	0.05225872
13h-14h	0.089373561	0.06150397	0.05422627
14h-15h	0.091711565	0.06252654	0.05708511
15h-16h	0.084594564	0.06323717	0.05820034
16h-17h	0.083557132	0.06591616	0.0588791
17h-18h	0.082610595	0.06587326	0.05713899
18h-19h	0.077949147	0.06363543	0.05396435
19h-20h	0.072751493	0.05739999	0.00419047
20h-21h	0.06642656	0.04921253	0
21h-22h	0.05862531	0.04407187	0
	1.002426106	0.73935109	0.44438464

La siguiente tabla muestra los kgs de CO2 emitidos por día relacionados con dicha bomba

Kg CO2 emitidos			
	10 de Agosto	22 de Junio	29 de Mayo
9h-10h	0.021188477	0.015155554	0
10h-11h	0.023765786	0.016977433	0
11h-12h	0.026599257	0.01822462	0.016470042
12h-13h	0.028687381	0.019673607	0.017767963
13h-14h	0.030387011	0.02091135	0.018436932
14h-15h	0.031181932	0.021259023	0.019408936
15h-16h	0.028762152	0.021500639	0.019788116
16h-17h	0.028409425	0.022411496	0.020018893
17h-18h	0.028087602	0.022396909	0.019427256
18h-19h	0.02650271	0.021636046	0.018347879
19h-20h	0.024735507	0.019515995	0.00142476
20h-21h	0.02258503	0.016732259	0
21h-22h	0.019932605	0.014984437	0
	0.340824876	0.251379369	0.151090777

Para toda la temporada se emiten a la atmósfera un total de 26,1 Kg de dióxido de Carbono. El día en el que más dióxido se emite es de 0,47 Kg aproximadamente.

Mostramos la variación a lo largo de la temporada de KgCO₂ emitidos

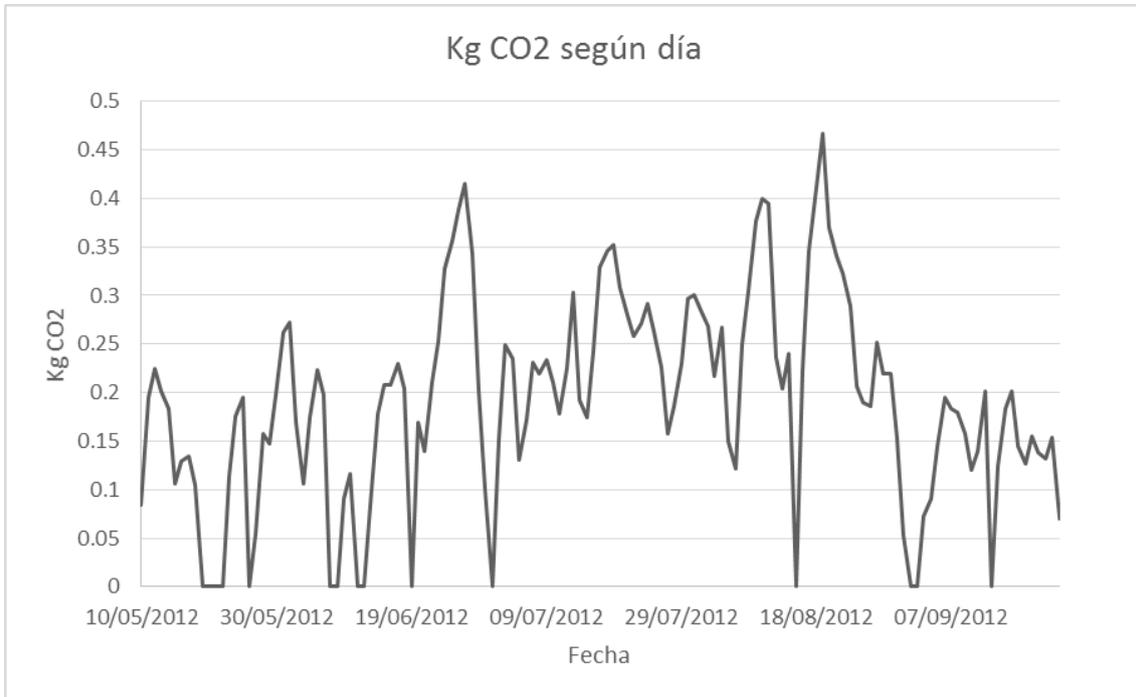


FIGURA 82 CO₂ BOMBA EVAPORADOR

A la vista de los datos, el principal generador de dióxido de carbono es el generador de alta temperatura.

Sumando todas las generaciones de CO₂ para los días importantes de estudio:

	Kg CO ₂ emitidos Totales		
	10 de Agosto	22 de Junio	29 de Mayo
9h-10h	1.148219477	0.823059334	0
10h-11h	1.287005733	0.921307684	0
11h-12h	1.439535161	0.988537775	0.893949817
12h-13h	1.55194936	1.066619819	0.963922031
13h-14h	1.643482264	1.133297439	0.999979459
14h-15h	1.686311179	1.152023053	1.052360069
15h-16h	1.556000093	1.165036177	1.072790445
16h-17h	1.53698196	1.214089466	1.085223486
17h-18h	1.519656195	1.213304055	1.053347369
18h-19h	1.43433798	1.172329955	0.995179681
19h-20h	1.339209955	1.058122139	0.077313498
20h-21h	1.223428646	0.908088972	0
21h-22h	1.080572673	0.813823055	0
	18.44669068	13.62963892	8.194065855

Y el total de CO₂ emitido en la temporada de estudio es de 1417,37 Kg CO₂.

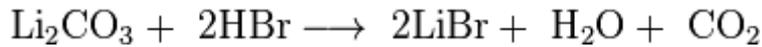
6.2. Consumo de CO₂ en la generación de Bromuro de Lítio

Para este cálculo vamos a analizar los dos métodos para producir bromuro de litio.

Método A



Método B



A estas ecuaciones hay que añadirles un calor Q que tiene que añadirse para poder obtener el bromuro. Por ello, vamos a utilizar las entalpías de formación de los elementos para hallar el calor que se debe añadir.

Entalpías de formación:

LiOH= -484,93 KJ/mol

HBr= -36,44 KJ/mol

LiBr= -350,3 KJ/mol

H₂O= -285,84 KJ/mol

Li₂CO₃= -1215,6 KJ/mol

CO₂= -393,5 KJ/mol

Aplicando que $\Delta H = \sum H_{\text{prod}} - \sum H_{\text{react}} = Q$

Método A:

$$Q = -350,3 - 285,84 - (-36,44 - 484,93); Q = -114,87 \text{ KJ/mol}$$

Hay que añadir 114,87 KJ/mol de LiBr generado.

Método B:

$$Q = 2 \cdot (-350,3) - 285,84 - 393,5 - ((-1215,6 - 2 \cdot 36,4)); Q = -91,54 \text{ KJ/mol}$$

Hay que añadir 91,54 KJ/mol de LiBr generado.

Una vez que sabemos el calor necesario en cada caso pasamos a analizar la cantidad de bromuro de litio necesaria.

Consideramos para el ciclo de refrigeración un tanque de 100L a una concentración de un 50%.

Por ello diremos que necesitamos 50 litros de LiBr. Puesto que la densidad es de 1670 Kg/m³, necesitaremos 83,5 Kg de bromuro de litio.

Ahora para saber a cuantos moles equivale, conocemos que la masa molar del bromuro de litio es de 86,845 g/mol.

Haciendo la relación, 83,5 Kg equivalen a 961,48 moles

Conociendo la cantidad de moles necesaria.

Método A

El calor necesario para obtener 961,48 moles de LiBr es de 110445,2 KJ

Método B

El calor necesario para obtener 961,48 moles de LiBr es de 88013,87 KJ

Ahora bien, necesitamos obtener una relación de KJ a potencia para la generación y para conocer la cantidad de CO₂ que se emiten para obtener este CO₂. Considerando un calentador eléctrico que da el calor.

Se puede tener como relación $1\text{KJ} = 2,78 \cdot 10^{-4} \text{KWh}$

Por esto tendremos

Método A

Necesarios: P=30,7 KWh

Método B

Necesarios: P=24,46 KWh

Puesto que hemos tomado un calentador eléctrico como referencia tendremos que la conversión es de 0,34kg CO₂/KWh.

Método A:

Se emiten: 10,44 Kg de CO₂

Método B:

Se emiten: 8,32 Kg de CO₂

Por lo tanto podemos tomar que ambos métodos emiten unos niveles parejos de CO₂ a la atmósfera, el método B emite menos CO₂ asociado al calor, pero en la reacción emite CO₂.

7. Coste energético de la Caldera de Gas Natural.

Concluido el estudio de la vivienda y de la máquina de absorción, es momento de realizar un breve estudio de la caldera de gas natural que se usará en la instalación como fuente de calor de alimentación.

La demanda de frío de la temporada es de 5977,4 KWh. El consumo del generador de alta temperatura de la temporada es de 4443,6 KWh. Se considera que el rendimiento de la caldera de gas natural es del 85%.

7.1 Coste del Consumo de energía.

Se considera que el coste del KWh a día de hoy medio es de 0,08€/KWh

El consumo de la caldera es de $4443,6 \text{ KWh} / 0,85 = 5227,7 \text{ KWh}$

Por lo que el coste de la temporada de la energía es de: $5227,7 \text{ KWh} \cdot 0,08\text{€/KWh}$

Precio total de 418,2 € para la refrigeración de toda la temporada

7.2 CO₂ emitido por la caldera de Gas.

Puesto que consideramos una demanda de KWh de la caldera de 5227,7 y aplicando los cálculos realizados para el apartado anterior, obtenemos una masa de CO₂:

Masa CO₂ caldera= $5227,7 \cdot 0,22 \text{ KgCO}_2/\text{Kwh} = 1150,1 \text{ Kg}$ de CO₂ emitidos por la caldera durante la temporada de estudio.

8. Trabajos Futuros

Como parte del proceso de análisis, han ido surgiendo ideas de posibles estudios y simulaciones a realizar para mejorar el funcionamiento de la máquina y para su mejor comprensión.

Un posible estudio trataría del análisis de los calores perdidos a lo largo del ciclo. En un ciclo de refrigeración, uno de los elementos que más reducen su eficiencia son los calores perdidos. En este estudio se han considerado pequeños. La realidad es que aunque pequeños, pueden empeorar el rendimiento. Un estudio de los materiales a utilizar posibles y de las formas a reutilizar el calor perdido (redirigirlo a los intercambiadores...) podría ser muy interesante.

Otra idea de un trabajo futuro, es el análisis de los posibles refrigerantes para la máquina. Este estudio sería desde un punto de vista más químico. Se habla del bromuro de litio como refrigerante y se toman valores de sus propiedades para los cálculos. La pregunta aquí a hacerse sería si existe un refrigerante que de mejores propiedades con bajo impacto ambiental y coste.

Por último sería interesante a nivel futuro el analizar el dimensionamiento de la máquina según el área a estudio. En este trabajo se ha considerado un área a refrigerar de 70 m². Sería interesante realizar el estudio para áreas tanto mucho mayores como menores. Por ejemplo, realizar el estudio para la refrigeración de un centro comercial de 1000 m² o para la refrigeración de un coche. De esta forma se podría analizar como varía el rendimiento de la máquina según la refrigeración necesaria. A parte del rendimiento, es posible que la máquina necesitase de partes más grandes para ser capaz de trabajar a altas temperaturas o de elementos más precisos para ser capaz de trasladar los flujos.

En definitiva, existen varias líneas de estudio para seguir indagando en el funcionamiento de este tipo de máquinas y ser capaces de comprenderlas mejor y de desarrollar el análisis de sus posibles usos.

9. Conclusión

Tras el desarrollo de la simulación y cálculos de la máquina de absorción de doble efecto, se pueden llegar a una serie de conclusiones que atañen principalmente al funcionamiento de la misma y al impacto ambiental producido:

Puesto que se trata de una máquina de doble efecto, se llegan a temperaturas superiores a una de simple efecto. Esto produce una mayor eficiencia en cuanto a la facilidad para refrigerar. Se ve reflejado en el COP de la máquina que ronda siempre los 1.3 mientras que el COP de una máquina de simple efecto ronda los 0.7

La potencia necesaria para la producción de calor es menor en la máquina de doble efecto al reutilizarse parte de ese calor debido a los dos intercambiadores y a los dos ciclos, el de alta y el de baja temperatura. Debido a estos dos ciclos, la energía necesaria para formar ese calor (obtenida de caldera o de electricidad) es menor que en una máquina de simple efecto.

Ya hemos hablado de la eficiencia de la máquina de doble efecto respecto a la de simple efecto. Debemos tratar ahora el impacto ambiental de la máquina de doble efecto.

Se puede observar que la máquina va a generar CO₂ de forma directa e indirecta durante su funcionamiento. Es muy importante tener en cuenta que la gran mayoría de CO₂ se producirá por la necesidad de energía de la máquina. Esto significa que es contaminación indirecta ya que de por sí la máquina de refrigeración no lo produce. Esta contaminación vendrá de la producción de calor por parte de una caldera de gas o por parte de un generador eléctrico.

Por otro lado, la máquina necesitará una disolución de Bromuro de Litio para funcionar. La producción de Bromuro de Litio necesita un aporte de calor, por lo que generará algo de contaminación. Se ha podido observar en el apartado pertinente, que para el depósito de refrigerante considerado, la generación de CO₂ es muy pequeña, llegando así a la conclusión de que es una solución limpia y agradable con el medio ambiente.

A la vista de estas conclusiones se puede considerar la máquina de refrigeración por absorción de doble efecto refrigerada por LiBr como una mejor solución para la climatación de hogares y centros tanto por eficiencia como por impacto ambiental.

10. Nomenclatura:

- COP: Coefficient of Performance
- Q: Carga térmica / calor
- m_i: caudal de cada parte
- h_i: entalpía de cada parte
- ε_i: eficiencia
- X_i: concentración
- T_i: temperaturas
- U: coeficiente global de transferencia de calor
- K_i: conductividad térmica
- R_i: resistencia térmica
- A_i: área
- C_p: calor específico
- ρ: densidad
- V_i: caudales ventilación
- I: radiación incidente
- f: factores de sombra
- C: superficie acristalada
- D: demanda
- ΔP: pérdida de carga
- P_i: presiones
- η_i: rendimiento
- H: entalpías formación
- EVAP: evaporador
- HTD: Generador de alta temperatura
- LTD: Generador de baja temperatura
- Cond: Condensador
- Abs: Absorbedor
- HR: Intercambiador alta temperatura
- LR: Intercambiador baja temperatura
- Vent: Ventilador
- Bomb: bomba

11. Listado de Figuras:

Figura 1 Máquina Carnot.....	6
Figura 2 Plano Vivienda	8
Figura 3 Resistencias Convección	12
Figura 4 Carga de ventilación	16
Figura 5 Radiación Solar	18
Figura 6 Máquina de absorción de doble efecto condensada por aire	22
Figura 7 Máquina absorción doble efecto.....	25
Figura 8 Diagrama Duhring.....	28
Figura 9 Cálculos diagrama Duhring 1	29
Figura 10 Cálculos diagrama duhring 2	30
Figura 11 cálculos diagrama duhring 3.....	31
Figura 12 Diagrama Merkel	33
Figura 13 cálculos merkel 1	34
Figura 14 bomba disolucion	35
Figura 15 Densidad según concentración LiBr.....	35
Figura 16 cálculos merkel 2	37
Figura 17 cálculos merkel 3	39
Figura 18 Temperatura Media temporada estudio	45
Figura 19 Temperatura máxima temporada estudio	46
Figura 20 Temperatura mínima temporada estudio	46
Figura 21 Temperatura día más caluroso	47
Figura 22 Temperaturas día menos caluroso	48
Figura 23 Temperaturas día medio	48
Figura 24 carga térmica día más caluroso	49
Figura 25 carga térmica día menos caluroso	50
Figura 26 carga térmica día medio	51
Figura 27 DEMANDA TOTAL TEMPORADA CARGA TÉRMICA	52
Figura 28 QHTD día más caluroso.....	53
Figura 29 QHTD DIA MEDIO.....	53
Figura 30 QHTD día menos caluroso	54
Figura 31 Demanda QHTD temporada	54
Figura 32 QLTD día más caluroso	55
Figura 33 QLTD dia medio	55
Figura 34 QLTD día menos caluroso	56
Figura 35 Demanda QLTD temporada	56
Figura 36 QCond día más caluroso	57
Figura 37 QCond día medio	57

Figura 38 QCond día menos caluroso	58
Figura 39 Balance QCond temporada.....	58
Figura 40 QAbs día más caluroso	59
Figura 41 QAbs día medio	59
Figura 42 QAbs día menos caluroso	60
Figura 43 Balance QAbs temporada	60
Figura 44 QHR día más caluroso.....	61
Figura 45 QHR día medio.....	62
Figura 46 QHR día menos caluroso	62
Figura 47 Balance QHR temporada	63
Figura 48 QLR día más caluroso.....	63
Figura 49 QLR día medio.....	64
Figura 50 QLR día menos caluroso	64
Figura 51 Balance QLR temporada	65
Figura 52 Dimensiones ventilador	66
Figura 53 CURVA CARACTERÍSTICA VENTILADOR.....	67
Figura 54 QVent día más caluroso.....	68
Figura 55 QVent día medio.....	68
Figura 56 QVent día menos caluroso.....	69
Figura 57 Consumo QVent temporada.....	69
Figura 58 Bomba disolución	70
Figura 59 Curva densidad según concentración LiBr.....	71
Figura 60 QBOMB DIS DÍA MÁS CALUROSO	72
Figura 61 QBomb dis día medio	72
Figura 62 QBomb dis día menos caluroso	73
Figura 63 Consumo QBomb temporada.....	73
Figura 64 Bomba Absorbedor.....	74
Figura 65 Curva calor específico	75
Figura 66 QBOMB ABS DÍA MÁS CALUROSO	76
Figura 67 QBomb Abs día medio	76
Figura 68 QBomb Abs día menos caluroso.....	77
Figura 69 Consumo QBomb Abs temporada	77
Figura 70 Bomba Evaporador	78
Figura 71 QBomb Evap día más caluroso	79
Figura 72 QBomb Evap día medio	79
Figura 73 QBomb Evap día menos caluroso	80
Figura 74 Consumo QBomb Evap temporada	80
Figura 75 COP día más caluroso	81

Figura 76 COP día medio	82
Figura 77 COP día menos caluroso	82
Figura 78 CO2 Generador	87
Figura 79 CO2 VENTILADOR	89
Figura 80 CO2 Bomba disolución.....	91
Figura 81 Bomba Absorbedor.....	92
Figura 82 CO2 Bomba Evaporador	94

12. Bibliografía:

- M. Izquierdo. Apuntes de Conceptos Avanzados de Ingeniería térmica. *Master de Ingeniería térmica y de fluidos*.
- J.D.Marcos, M.Izquierdo, E.Palacios (2011). New method for COP optimization in wáter and air-cooled single and double effect LiBr water absorption machines. *International Journal of Refrigeration*
- Apuntes y diapositivas de “Calor y frío Industrial”. *Ingeniería Industrial UC3M*
- Varios Autores. Código Técnico de la Edificación. Ahorro de Energía.
- J. Muñoz Rodriguez. (1998). Modelización de máquinas frigoríficas de absorción de bromuro-litio / agua.
- J.D.Marcos.(2008). Prototipo de máquina frigorífica de absorción de LiBr/H₂O de doble efecto condensada por aire.
- V. Salguero (2011). Modelado y simulación de una máquina de absorción de doble efecto en una planta de refrigeración solar.
- Varios Autores. ASHRAE.
- Varios Autores. Catálogo de Ventiladores *CASALS*