



UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE MADRID
ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES

**DISEÑO Y CÁLCULO DE UN DISPOSITIVO PARA LA
OBTENCIÓN DE AGUA POTABLE POR CONDENSACIÓN
DE LA HUMEDAD DEL AIRE**

JUNIO DE 2016

Autor: **Pablo Rodríguez Pajarón**

Tutor: **Francisco Javier Sánchez Alejo**

RESUMEN

Este trabajo de fin de grado tiene como objetivo el diseño y el cálculo de un ciclo de compresión mecánica simple, para su utilización en un dispositivo capaz de obtener agua potable a partir de la humedad del aire.

Ante la situación de escasez de agua apta para el consumo humano que sufren muchas zonas del planeta, o los problemas de abastecimiento puntuales a raíz de catástrofes naturales, esta opción es una tecnología viable y cada vez más desarrollada. Sin embargo, el inconveniente al que se enfrenta es el hecho de que la cantidad de agua obtenida dependa de la temperatura y humedad relativa. El dispositivo que aquí se diseña, trata de resolver la falta de abastecimiento de agua en el Departamento del Amazonas de Colombia, donde la mala calidad de las aguas superficiales pone en riesgo la salud de la población que las utiliza. El Amazonas colombiano es una región de clima húmedo, ideal para el emplazamiento de dispositivos como el que se trata en este texto.

Para conseguir agua a partir de la humedad, es necesario enfriar una corriente de aire, de modo que el agua en estado gaseoso se condense en una superficie de la que pueda ser recogida. Este proyecto se basa, en definitiva, en la aplicación de la tecnología frigorífica y de la psicrometría (ciencia que estudia las propiedades del aire húmedo) para conseguir tal efecto.

Actualmente existen diversas empresas que comercializan máquinas condensadoras capaces de trabajar en un amplio rango de condiciones climáticas, pero con rendimientos mejorables. Por ello, ante un problema tan concreto como el del agua en el Amazonas, este trabajo surge de la necesidad de diseñar una máquina optimizada al máximo para unas condiciones climáticas conocidas.

En este proyecto se aplica un ciclo de compresión mecánica simple, donde un refrigerante recorre un ciclo cerrado, evaporándose a una baja temperatura y condensándose a una temperatura mayor. Esta diferencia de temperaturas, que permite extraer calor de la corriente de aire que se deseca, es posible gracias al aporte de potencia por parte de un compresor.

A pesar de que los ciclos de compresión mecánica simple están muy extendidos y existen gran cantidad de fabricantes de sus componentes, una aplicación tan concreta como la de este trabajo dará lugar a que algunos de ellos deban ser diseñados expresamente. Tal será el caso del evaporador y del condensador.

El evaporador es el componente donde el fluido refrigerante se evapora extrayendo calor de la corriente de aire. A raíz de la disminución de temperatura en el aire, sobre las paredes del evaporador se formarán gotas de agua condesadas. Para asegurar el mejor funcionamiento en el emplazamiento ya descrito, el evaporador de la máquina de este trabajo está diseñado para alcanzar una temperatura mínima de 14°C.

El condensador es el componente que sirve de sumidero de calor del ciclo. En él, el refrigerante se condensa, cediendo calor al ambiente o a cualquier otro foco capaz de enfriarlo. Para cumplir con los requisitos térmicos del dispositivo, el condensador aquí diseñado permanecerá a 32 °C.

RESUMEN

El resto de componentes son seleccionados de catálogos, de forma que el dispositivo sea capaz de generar 1 m³ de agua diario, consumiendo no más de 10 kW eléctricos, en trifásica y a 60 Hz. Del mismo modo se selecciona el refrigerante más adecuado para el ciclo, con especial atención a sus características medioambientales.

Tan importante como el cálculo y el diseño será el análisis del funcionamiento del dispositivo realizado. Para ello se simula, con ayuda de software especializado como EES o CoolPack, su rendimiento con distintas condiciones ambientales.

Los resultados de las simulaciones dan una idea del precio final del agua obtenida, que roza los 29 €/m³ (incluyendo procesos de depuración, consumibles y amortización de la máquina), frente a los cerca de 104 €/m³ del agua embotellada o los 50 €/m³ de otras máquinas condensadores no optimizadas para el Amazonas colombiano.

A pesar de que en este trabajo sólo se diseña el ciclo frigorífico del dispositivo, una máquina de estas características precisa de una estación de depuración de aguas y una unidad de control del ciclo termodinámico y de depuración. Bajo el paraguas del proyecto de la máquina condensadora de agua se han realizado, en la Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales, otros trabajos que contemplan estos aspectos. Durante la realización de este trabajo se ha participado en estos proyectos asociados.

También se ha trabajado con el compañero encargado de aplicar un ciclo de absorción en vez del de compresión mecánica simple para el mismo fin.

Independientemente del modo en el que se enfrie el aire para obtener agua, como se concluye en este trabajo, este método es una opción realista ante un problema que exige soluciones responsables y adaptables a distintos escenarios. Se concluye por tanto este trabajo explicando el modo de aplicar los procedimientos de cálculo y diseño para la optimización de un dispositivo en otro emplazamiento.

Se proponen también líneas futuras de trabajo, como la fabricación del prototipo del dispositivo diseñado o la adaptación a fuentes de energía renovables, como la solar fotovoltaica. Una máquina de las características aquí detalladas, capaz de asegurarse el suministro de energía de forma autónoma, podrá resolver en gran medida los problemas de abastecimiento de agua potable en zonas remotas.

Códigos UNESCO

Este proyecto se puede clasificar dentro del código 3310.01 (tecnologías industriales - equipos industriales).

Además, debido a sus características, también trata temas incluidos en los códigos 3328.26 (procesos tecnológicos – refrigeración); 3313.26 (tecnología e ingeniería mecánica – equipo de refrigeración) y 3328.08 (procesos tecnológicos – desecación).

Palabras clave

Ciclo de compresión mecánica simple: Ciclo termodinámico que consigue extraer calor de un foco frío y devolverlo a otro más caliente por la acción de un compresor.

Compresor: Máquina que eleva la presión de un caudal de gas a expensas de una potencia mecánica.

Condensador: En un ciclo de compresión mecánica simple, intercambiador de calor en el que el fluido refrigerante se condensa cediendo calor al foco caliente.

Diagrama psicrométrico: Representación gráfica de la temperatura, contenido de vapor, volumen específico y entalpía del aire húmedo en condiciones ambientales.

Eficiencia termodinámica del ciclo: Producción frigorífica obtenida en el ciclo por unidad de trabajo mecánico reversible en la compresión.

Factor de by-pass: Medida de la eficiencia del intercambio térmico entre una batería y un flujo de aire.

Humedad relativa: Relación entre la presión parcial del agua en el aire seco y su presión de saturación con las mismas condiciones. Es una forma de medir la saturación relativa de una masa de aire.

Máquina frigorífica: Dispositivo que consigue enfriar un foco frío.

Psicrometría: Ciencia que estudia las propiedades termodinámicas del aire húmedo.

Temperatura de rocío: En psicrometría, temperatura a la que aparece la primera gota de agua condensada al enfriar un aire determinado.

ÍNDICE

1. INTRODUCCIÓN	2
1.1 El agua.....	2
1.2 Departamento del Amazonas, Colombia.....	5
2. OBJETIVOS Y METODOLOGÍA	7
2.1 Objetivos.....	7
2.2 Metodología	8
3. ACERCAMIENTO TEÓRICO	9
3.1 Obtención de agua por condensación. Psicrometría	9
3.2 Ciclo de compresión mecánica simple	13
3.3 Aplicación del ciclo de compresión mecánica simple a la obtención de agua	15
3.4 Refrigerantes	16
3.5 Evaporador.....	18
3.6 Condensador	22
3.7 Compresor	23
3.8 Automatización	29
3.9 Depuración.....	30
3.10 Estado del arte	31
3.11 Software utilizado.....	33
4. DISEÑO PRELIMINAR.....	36
4.1 Requisitos iniciales	36
4.2 Selección de refrigerante.....	37
4.3 Optimización de temperaturas	43
5. DISEÑO Y CÁLCULO DEL EVAPORADOR	48
5.1 Selección del modelo de cálculo	48
5.2 Datos de partida y simplificaciones.....	51
5.3 Dimensiones	52
5.4 Características del evaporador	55
5.5 Pérdidas de carga.....	56
5.6 Dibujos y planos	57
6. DISEÑO Y CÁLCULO DEL CONDENSADOR	62
6.1 Dimensiones y características principales	62
6.2 Pérdidas de carga en el condensador	63
6.3 Dibujos y planos del condensador	64

7. SELECCIÓN DE COMPONENTES	66
7.1 Compresor	66
7.2 Ventiladores	67
7.3 Válvula de expansión	71
8. DISEÑO DEFINITIVO DEL CICLO	72
8.1 Potencia definitiva.....	72
8.2 Agua obtenida con distintas condiciones ambientales	73
8.3 Otras características.....	76
8.4 Diseño del depósito	77
8.5 Consideraciones geométricas.....	78
9. PLANIFICACIÓN	80
9.1 EDP	80
9.2 Diagrama de Gantt.....	80
10. PRESUPUESTO	83
10.1 Coste del proyecto.....	83
10.2 Coste del prototipo.....	85
10.3 Coste del litro de agua	86
11. RESULTADOS	87
11.1 Contraste de los resultados	87
11.2 Adaptación a otros escenarios	89
11.3 Impactos ambientales y sociales.....	91
12. CONCLUSIONES	92
12.1 Justificación de objetivos	92
12.2 Futuros desarrollos	93
BIBLIOGRAFÍA	94
UNIDADES Y ABREVIATURAS.....	97
GLOSARIO	99
ANEXO A: DIAGRAMA PSICROMÉTRICO	101
ANEXO B: FICHA R407C	102
ANEXO C: COMPRESOR SZ110.....	105
ANEXO D: VENTILADOR HB 112 T6 2,2 Kw.....	108
ANEXO E: AQ5000U RAY AGUA.....	110

1. INTRODUCCIÓN

1.1 El agua

El agua es necesaria para la vida. Todas las formas de vida conocidas precisan de esta sustancia, hasta el punto de que cualquier persona contiene entre un 60% y un 70% de su masa en agua.

Además de esto, se trata de una sustancia fundamental para el desarrollo humano, social y económico. No sólo es necesaria para vivir, sino para la industria, la ganadería y la agricultura, la higiene o el ocio. En 2010 la Asamblea General de la ONU reconoció el derecho al acceso a agua potable.

Según la Organización Mundial de la Salud se precisan entre 50 y 100 litros al día por persona para satisfacer las necesidades más básicas, aunque sólo unos 2,5 litros se usen para beber. Si bien la situación ha mejorado en los últimos años, se estima que aún hay 884 millones de personas en el mundo sin acceso a agua potable.

Además, se calcula que de aquí a 2025 la mitad de la población mundial vivirá en zonas con escasez de este recurso.

De cualquier modo, la escasez o dificultad de suministro no es el único problema. La mala calidad del agua existente provoca enfermedades como el dengue, el cólera, la disentería, las fiebres tifoideas o la poliomielitis. Unos 1.800 millones de personas se arriesgan a contraerlas por tener acceso a agua contaminada por heces, situación a la que son especialmente vulnerables los niños.

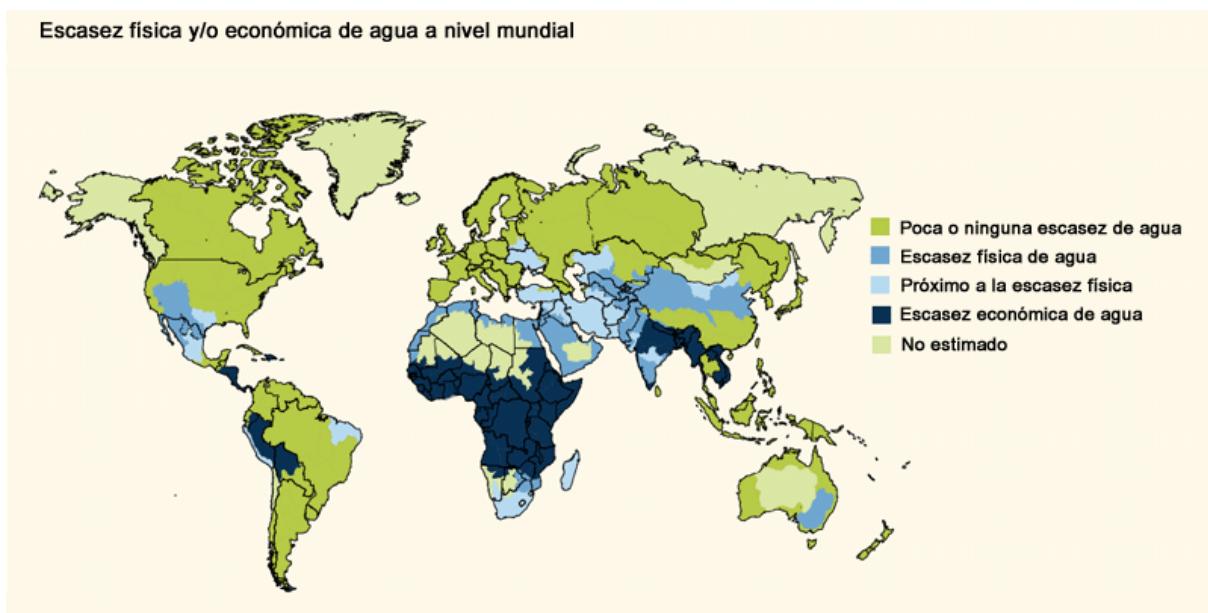


Figura 1.1.1 Escasez de agua a nivel mundial. Fuente: Informe sobre el desarrollo de recursos hídricos en el mundo (2012)

Como se aprecia en la Figura 1.1.1 muchos lugares del mundo sufren escasez de recursos hídricos. De todas formas hay otros muchos lugares donde, aun teniendo agua suficiente no se tiene la tecnología o las infraestructuras para su utilización.

Esta situación tiene especial influencia en lugares sometidos a riadas o inundaciones, como es el caso de las cada vez más devastadoras consecuencias de fenómenos climáticos globales como *El Niño*.

Ante esta situación, compleja y delicada, se debe analizar dónde se encuentra el agua en la naturaleza y cómo puede ser aprovechada.

En la Tierra hay 1.386.000.000 km³ de agua disponible en sus tres estados de agregación y distribuidos según se muestra en la Tabla 1.1.1:

Distribución	Porcentaje de agua dulce	Porcentaje de agua total
Océanos y mares	-	96,5
Casquetes polares y glaciares polares	68,7	1,74
Agua subterránea salada	-	0,96
Agua subterránea dulce	30,1	0,76
Glaciares continentales y permafrost	0,86	0,022
Lagos de agua dulce	0,26	0,007
Lagos de agua salada	-	0,006
Humedad del suelo	0,05	0,001
Atmósfera	0,04	0,001
Embalses	0,03	0,0008
Ríos	0,006	0,0002
Agua en seres vivos	0,003	0,0001

Tabla 1.1.1 Distribución del agua en la Tierra. Fuente: "Earth's water distribution". United States Geological Survey

La obtención de agua para el consumo de cada una de las fuentes implica tecnologías y procesos de extracción y potabilización diferentes y de distinta complejidad.

Entre los más extendidos y directos se puede mencionar la recogida de agua de la lluvia, la construcción de pozos o de fuentes en manantiales, las canalizaciones desde ríos o lagos de agua dulce o la construcción de presas.

Actualmente toma protagonismo la utilización del agua salada (de cualquiera de sus reservas naturales) tras ser desalinizada. Esta técnica tiene como principal ventaja los enormes recursos de agua salada en el planeta y su distribución equilibrada. Aun así presenta inconvenientes, tales como su elevado consumo energético, el alto precio de las plantas o la dificultad de transporte de una planta en una situación de escasez de agua temporal.

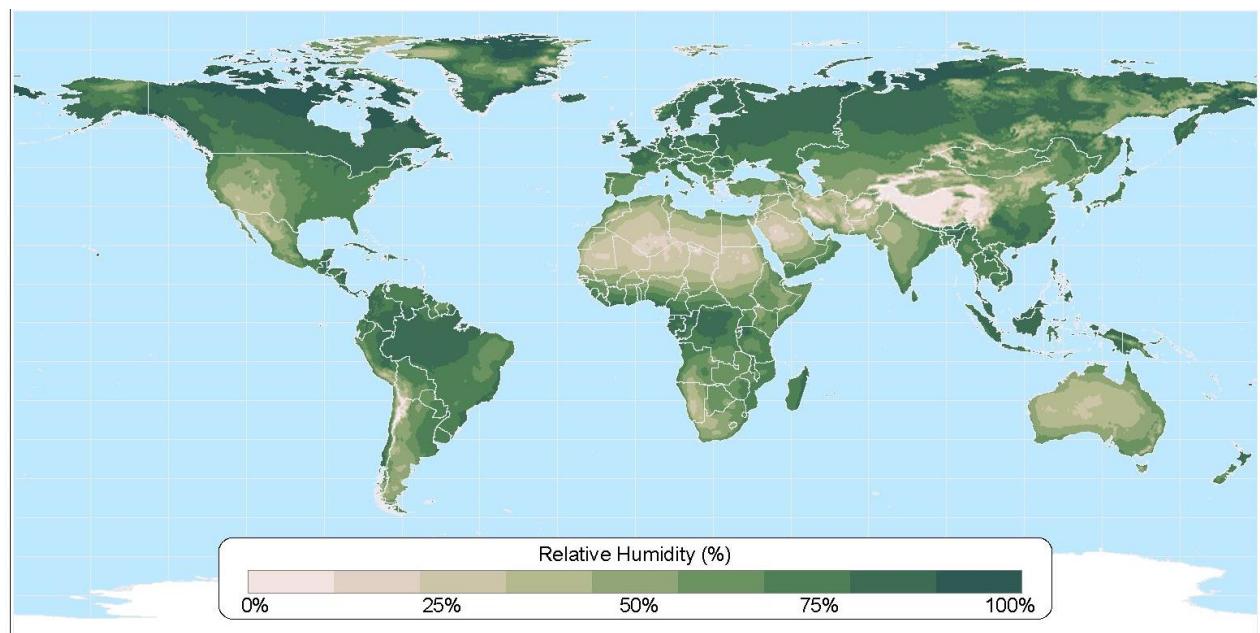
A la vista de todos estos datos, cualquier solución o contribución puede mejorar una situación tan delicada en aspectos humanos, sociales, económicos, medioambientales y geopolíticos.

1. Introducción

En este trabajo se pretenderá resolver técnicamente la obtención del agua presente en la atmósfera que, como se ha visto, acumula más cantidad que los ríos y los embalses juntos.

Además de su abundancia, esta reserva de agua cuenta con la ventaja de ser renovable e inagotable, pues la continua evaporación en mares, océanos y lagos, que forma parte del ciclo del agua, la regenera continuamente.

La distribución de las reservas en la atmósfera se puede evaluar según la humedad relativa en cada zona. Tal como se muestra en la Figura 1.1.2 la humedad es considerablemente mayor en zonas costeras.



Data taken from: CRU 0.5 Degree Dataset (New, et al.)

Atlas of the Biosphere
Center for Sustainability and the Global Environment
University of Wisconsin - Madison

Figura 1.1.2 Humedad relativa media anual en la Tierra. Fuente:
Atlas of Biosphere, University of Wisconsin

Es interesante comparar este último mapa con el ya mostrado en la Figura 1.1.1. Se aprecia que existen zonas, tales como el centro y el golfo de África, el Sureste asiático o la costa Oeste de Suramérica donde a pesar de la escasez de agua la humedad relativa es considerable. También se puede observar, con la Figura 1.1.3, que gran parte de los lugares en los que se concentran grandes poblaciones presentan altas humedades relativas.

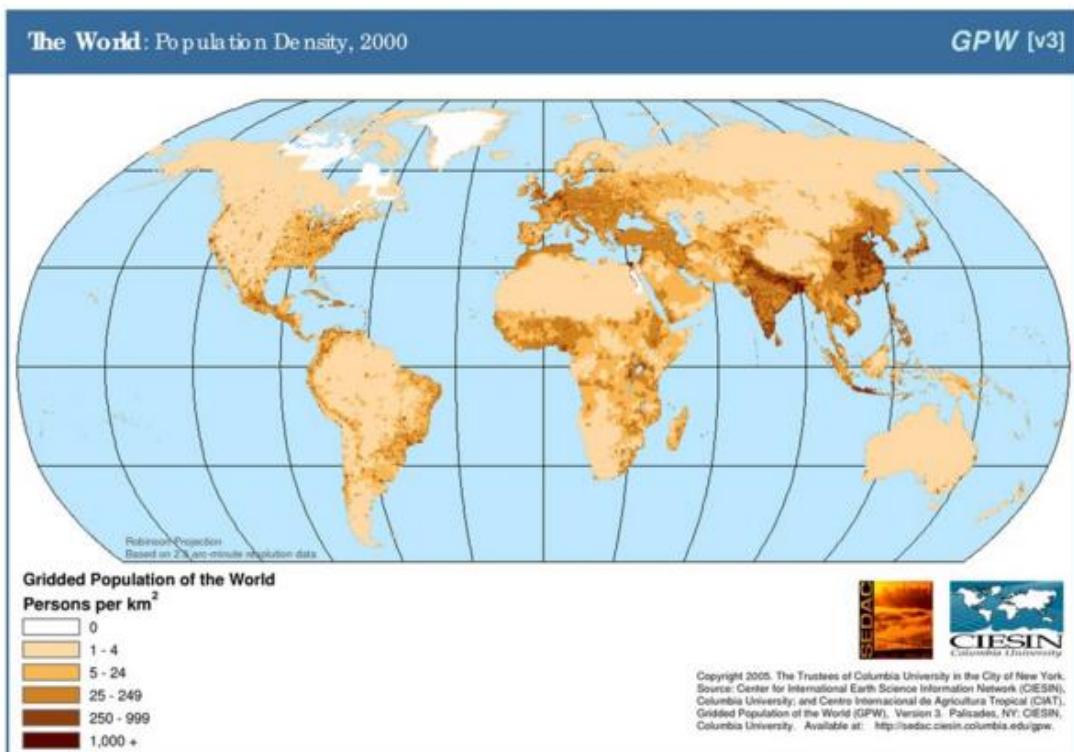


Figura 1.1.3 Densidad de población en el año 2000. Fuente: CIESIN, Columbia University in the City of New York

Ante todas las ventajas que conlleva la extracción de agua de la atmósfera sólo queda centrarse en sus inconvenientes. A lo largo de este Trabajo de Fin de Grado se tratarán de resolver técnicamente.

1.2 Departamento del Amazonas, Colombia

Este trabajo se centra en las condiciones de Leticia, capital del Departamento del Amazonas de Colombia. Esto es debido al interés que sus autoridades han mostrado sobre este tipo de dispositivos, debido a la situación de necesidad que atraviesan.

El Departamento del Amazonas es una región al sur de Colombia que limita con Brasil y Perú. Se encuentra en la selva amazónica y por ella discurren grandes ríos como el Caquetá, el Putumayo o el Apaporis. A pesar de la gran cantidad de agua que proporcionan estos ríos, su calidad para el consumo es muy mala, principalmente por la contaminación por metales pesados como el mercurio.

La instalación de dispositivos como el que se trata en este trabajo puede ser una solución al problema de abastecimiento de agua potable para una población tan dispersa como la que hay en el Departamento del Amazonas. Esto se debe principalmente a las condiciones climáticas que posee, que se resumen en la Tabla 1.2.1.

1. Introducción

	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
Temperatura (°C)	26	26	26	26	26	25	25	26	26	26	26	26
Humedad Relativa (%)	88	88	88	88	88	88	86	85	85	86	87	88
Precipitaciones (mm)	367	355	358	378	302	190	158	158	221	257	317	330

Tabla 1.2.1 Temperaturas, Humedades relativas y precipitaciones medias en la ciudad de Leticia entre 1989 y 2010. Fuente: Elaboración propia con datos del IDAEM de Colombia

Conforme a esto, se tienen unas temperaturas y humedades relativas muy poco variables a lo largo del año de 25,9 °C y 87% de media anual, datos de operación de diseño óptimo con los que se trabajará en este texto.

Además, debido a las altas precipitaciones (249 días de lluvia anuales de media) se podrá adaptar el dispositivo para que la potabilizadora del agua condensada también trate aguas de lluvia. De todos modos la potabilización del agua se escapa de los objetivos de este trabajo.

2. OBJETIVOS Y METODOLOGÍA

En este capítulo se explicará lo que se pretende realizar con este trabajo, así como el modo en el que se espera alcanzar tal propósito.

2.1 Objetivos

La finalidad de este trabajo de fin de grado es el cálculo y el diseño de un ciclo para la obtención de agua potable por condensación de la humedad del aire.

Para ello, en concreto, se fijan unos objetivos principales, de los que se derivan otros secundarios:

- Realizar un diseño de un ciclo de compresión mecánica simple para su aplicación a la obtención de agua por condensación de la humedad del aire.

Para ello, además, se pretende:

- Analizar la situación climática en el emplazamiento seleccionado.
- Analizar el estado del arte de las máquinas condensadoras existentes, así como del de otros métodos de obtención de agua.
- Analizar el estado del arte en refrigerantes, así como sus impactos ambientales y de seguridad, y sus consideraciones legales.
- Seleccionar un rango de temperaturas y potencias aceptables y óptimas para el cálculo del ciclo en su emplazamiento.
- Calcular las características principales del ciclo, que permitan diseñar o seleccionar componentes de catálogos.
- Decidir qué componentes deben ser diseñados expresamente y cuáles podrán ser seleccionados de catálogos.

- Desarrollar el dispositivo conforme al diseño y cálculos que se obtengan del anterior. Esto implica:

- Comparar fabricantes de componentes y seleccionar aquellos que mejor se adapten a las necesidades calculadas.
- Diseñar los componentes que así lo requieran, conforme a las características calculadas.
- Asegurar el correcto funcionamiento de los distintos componentes conjuntamente.

- Simular el agua obtenida con el dispositivo desarrollado, así como su coste energético. Comparar estos datos con otros métodos de obtención de agua.

Para ello se restringirán los siguientes aspectos:

- Potencia: la potencia máxima admisible será de 10 kW eléctricos. Sin embargo, la variable fundamental para el cálculo y el diseño debe ser la cantidad de agua obtenida.

2. Objetivos y metodología

El suministro será en trifásica y con la frecuencia y tensiones típicas del emplazamiento.

- Obtención de agua: Para las potencias anteriores un caudal inferior a 1000 l/día de agua no se considerará aceptable.
- Espacio disponible: Se buscará un ciclo compatible con las exigencias de transporte al que se deberá someter el dispositivo.
- Aspectos medioambientales: Se prestará especial atención a la normativa medioambiental en la selección de refrigerantes y de componentes. Se considerarán especialmente componentes eficientes y respetuosos con el medio ambiente.

2.2 Metodología

Para la consecución de los objetivos anteriores se seguirán los siguientes pasos:

- Asimilación de los modelos físicos que se emplean para aplicaciones similares a la que se trata.
- Aplicación de dichos modelos a los cálculos pertinentes, por medio de software de cálculo especializado o generalista.
- Utilización de software de fabricantes de componentes para la selección de los dispositivos necesarios.
- Utilización de software de CAD para el diseño y disposición de los distintos componentes del ciclo.
- Elaboración de modelos para la simulación del diseño realizado, con ayuda de los anteriores puntos.
- Análisis técnico, económico y medioambiental de los datos obtenidos tras la realización del anterior punto.

A lo largo de este trabajo se irán mostrando los resultados obtenidos durante las distintas etapas del esquema anterior. Además, se incluirán las principales opciones barajadas antes de tomar decisiones importantes, justificando los aspectos decisivos en cada una de ellas.

3. ACERCAMIENTO TEÓRICO

En este capítulo se tratarán los modelos matemáticos y físicos que afectarán al diseño del dispositivo.

Igualmente se hará un repaso sobre las máquinas condensadoras existentes y una pequeña introducción al método de cálculo utilizado, así como a los programas informáticos utilizados.

3.1 Obtención de agua por condensación. Psicrometría

La psicrometría es la ciencia que estudia las propiedades termodinámicas del aire húmedo. Dado que el dispositivo busca obtener agua a partir de la humedad del agua, será de vital importancia conocer qué mecanismos llevan a esta agua a condensarse.

El aire es una mezcla de gases (N_2 , O_2 , Ar, CO_2 y vapor de agua principalmente). En el rango de temperaturas y presiones cercanas a la atmosférica, todos estos gases se pueden considerar incondensables excepto el agua, por lo que se tratará al aire como una mezcla de aire seco y vapor de agua. Además, puesto que las presiones de interés son bajas, se puede utilizar el modelo de mezcla de gases ideales. Con este modelo podemos hablar de presiones parciales de cada uno de los componentes de la mezcla.

Cuando la temperatura es tal que la presión de saturación del agua (variable con T) iguala a la presión parcial del vapor de agua en la mezcla, condensa la primera gota. A esta temperatura se le llama *temperatura de rocío*, T^{roc} .

Dicho todo esto, conviene definir las variables de la mezcla para poder calcular sus propiedades termodinámicas. Para ello será necesario especificar tres variables, como T, P y la cantidad de vapor. Esta cantidad se puede expresar de las siguientes formas:

- *Humedad absoluta o específica (x):*

$$x = \frac{m_v}{m_{as}} \left(\frac{\text{g vapor}}{\text{kg aire seco}} \right)$$

- *Grado de saturación (μ):* relación entre la humedad absoluta y la que debería tener si estuviera saturado a la misma P y T:

$$\mu = \frac{x}{x_{sat}(P, T)}$$

- *Humedad relativa (HR):* relación anterior en fracciones molares o relación entre la presión parcial del agua y la presión de saturación a esa misma P y T:

$$HR = \frac{p_v(T, P, x)}{P_{sat}(P, T)}$$

Los dos últimos valores son bastante similares.

Con estos valores se puede hallar de forma sencilla cualquier característica del aire húmedo, tales como el volumen específico o la entalpía específica, teniendo en cuenta que, según el

3. Acercamiento teórico

modelo de gas ideal, coincidirá con la suma de los valores de cada variable que tendría el componente puro a la misma P y T.

De especial interés es la entalpía del aire húmedo, que se puede dividir en dos contribuciones:

- Entalpía sensible: aquella relacionada con el calentamiento del aire seco, es decir, asociada únicamente a variación de temperatura.
- Entalpía latente: relacionada con la variación de humedad específica, es decir, con el calor latente de evaporación del agua.

De cualquier modo, para cálculos con propiedades termodinámicas del aire húmedo se utilizan los llamados *diagramas psicrométricos*, que para una presión atmosférica determinada, representan la temperatura, humedad absoluta y relativa, grado de saturación, temperatura de rocío, volumen específico y entalpía específica.

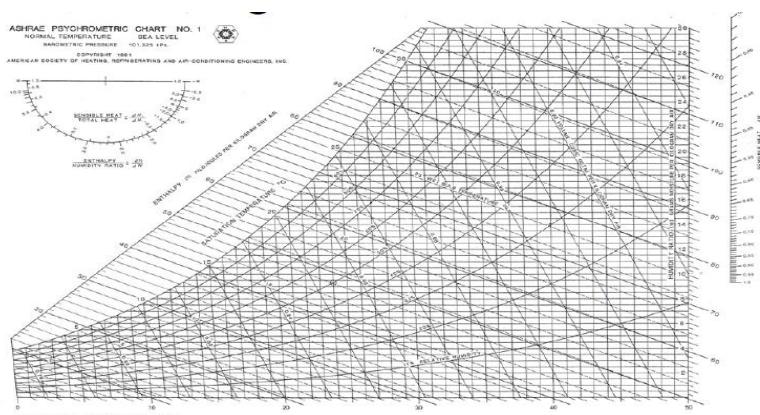


Figura 3.1.1 Diagrama psicrométrico de ASHRAE. Fuente: ASHRAE.

Conviene aclarar que la parte a la izquierda de la curva de saturación en el diagrama corresponde a nieblas, es decir, a un equilibrio líquido-vapor con el líquido en suspensión. Para leer datos en un diagrama psicrométrico se siguen las indicaciones de la figura 3.1.2.

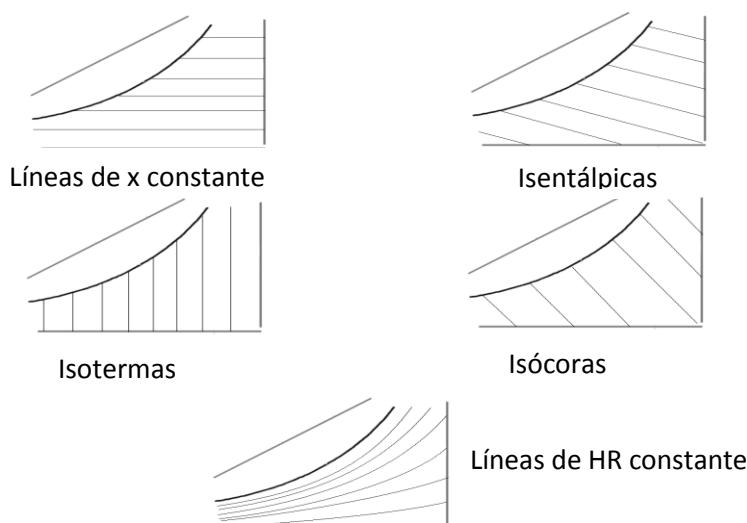


Figura 3.1.2 Líneas características en el diagrama psicrométrico ASHRAE. Fuente: Elaboración propia.

Visto todo esto se pasará a analizar los procesos elementales más característicos que sufre el aire húmedo.

Mezcla de dos caudales húmedos

La mezcla de dos caudales húmedos se representa en el diagrama psicrométrico según la Figura 3.1.3, siempre que los dos puntos estén al mismo lado de la curva de saturación. Para este caso es fácil llegar a que:

$$\frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_2} = \frac{x_2 - x_3}{x_3 - x_1} = \frac{h_2 - h_3}{h_3 - h_1} \approx \frac{T_2 - T_3}{T_3 - T_1}$$

Donde se están mezclando las corrientes 1 y 2 para dar lugar a la 3, y m se refiere al caudal máscico de cada corriente.

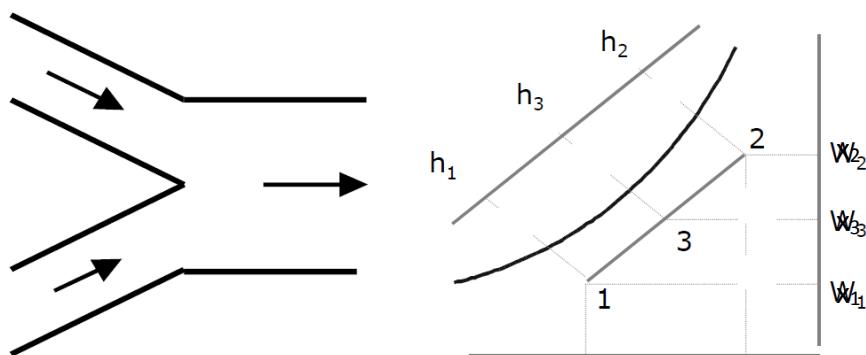


Figura 3.1.3 Mezcla de dos caudales de aire húmedo.

Fuente: Elaboración propia.

Al mezclar dos corrientes de aire saturado se formará niebla, y si se mezclan dos corrientes a distintos lados de la curva de saturación, no se podrá considerar válida la relación entre temperaturas antes expuesta, ya que parte del agua absorberá o cederá calor al cambiar de fase.

Humidificación

Cuando se aporta agua líquida a una corriente de aire, ésta se enfriá y aumenta su humedad absoluta. Para que esto ocurra la temperatura del agua líquida debe ser superior a la de rocío del aire inicial, pues en caso contrario el aire se secará, como se verá en el siguiente apartado.

Este proceso puede considerarse isentálpico, y por tanto en el diagrama psicrométrico vendrá representado según la Figura 3.1.4 .

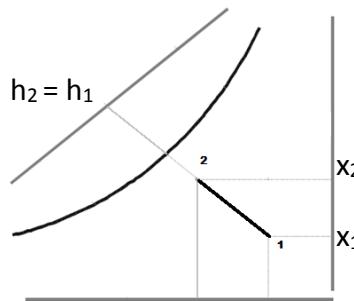


Figura 3.1.4 Humidificación adiabática por aporte de agua líquida. Fuente: Elaboración propia.

Deshumectación por enfriamiento

Cuando se hace pasar una corriente de aire húmedo por una superficie fría a temperatura inferior a la de rocío, además de disminuir su temperatura parte de la humedad condensará. Si la temperatura es inferior a 0°C esta condensación será en forma de escarcha.

Debido a que el contacto entre la superficie fría y el aire no es perfecta, no todo el vapor condensará, quedando parte del aire con condiciones entre la inicial y la de completa deshumectación. En la Figura 3.1.5 se representa en rojo el proceso que sufre el aire, siendo la última etapa la de la mezcla entre la corriente seca y la inicial; y en verde el proceso aparente.

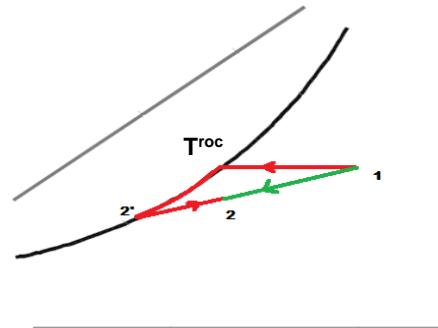


Figura 3.1.5 Deshumectación por enfriamiento. Fuente: Elaboración propia.

El punto 1 de la figura representa las condiciones iniciales del aire, el 2 las condiciones a la salida y el 2' las que tendría el aire si la deshumectación fuese perfecta. La temperatura de 2' coincide con la de la superficie fría -o en su caso la batería enfriadora-. En este ejemplo se ha representado el caso en el que la superficie se encuentra a una temperatura equivalente $T_{2'}$ inferior a T^{roc} .

La separación entre las condiciones ideales ($2'=2$) y las de operación real se miden en función del *factor de by-pass FB*, que se define como:

$$FB = \frac{T_2 - T_{2'}}{T_1 - T_{2'}} = \frac{x_2 - x_{2'}}{x_1 - x_{2'}}$$

En esta ecuación se debe tener en cuenta que:

- La relación de temperaturas será válida para cualquier proceso.
- La relación entre humedades específicas es válida sólo si el punto 2 no está en la zona de nieblas. En ese caso si se consigue recoger todo el agua líquida de la niebla, la humedad x_2 será la de saturación correspondiente a T_2 .

Queda a la vista que se tendrá $FB=0$ cuando la batería sea infinita y capaz de entrar en contacto con todo el aire. En la siguiente Tabla 3.1.1 se incluyen factores de by-pass típicos en baterías.

Número de filas	Paso entre aletas: 3,33 mm		Paso entre aletas: 1,66 mm	
	Velocidad del aire (m/s)		Velocidad del aire (m/s)	
	1,5	3,5	1,5	3,5
2	0,42	0,55	0,22	0,38
3	0,27	0,40	0,10	0,23
4	0,19	0,30	0,05	0,14
5	0,12	0,23	0,02	0,09
6	0,08	0,18	0,01	0,06
8	0,03	0,08	0,00	0,00

Tabla 3.1.1 Factor de by-pass en baterías. Fuente: Aroca Lastra S., Varela Díez F. (2012). Manual de instalaciones de climatización. Madrid: UNED.

El cálculo de las propiedades termodinámicas de la corriente de salida se reduce a balances de masa y energía.

3.2 Ciclo de compresión mecánica simple

El ciclo de compresión mecánica simple, o ciclo de Rankine inverso es la aplicación real del ciclo ideal de Carnot inverso.

Este ciclo basa su funcionamiento en que un fluido -el refrigerante- absorbe calor al evaporarse, permitiendo así disminuir la temperatura de aquello que se quiera enfriar. Por otra parte, el fluido cederá calor al ambiente cuando se condense, cerrando así el circuito. Si, por medio de un compresor y una válvula de expansión, se consigue variar la presión de tal modo que la temperatura a la que se evapora es menor que la de condensación, se podrá extraer calor de un foco a temperatura baja para devolverlo a otro de mayor temperatura.

3. Acercamiento teórico

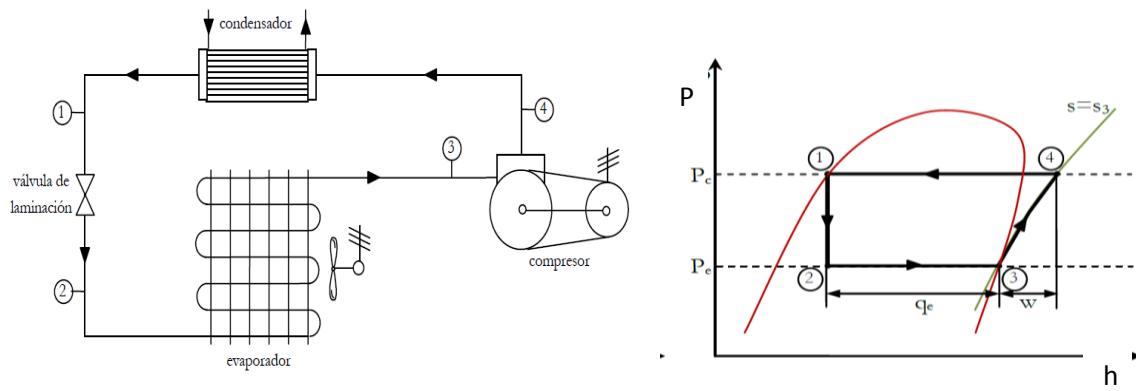


Figura 3.2.1 Esquema del ciclo de compresión mecánica simple. Fuente: Aroca Lastra S., Varela Díez F. (2012). Manual de instalaciones de climatización. Madrid: UNED..

Tal y como se aprecia en la Figura 3.2.1 se debe aplicar un trabajo mecánico externo. Por el Primer Principio de la Termodinámica el calor cedido por el condensador será la suma del absorbido en el evaporador y el aplicado por el compresor. Además, como se comprueba también en la figura, si se mantiene fija la presión en el evaporador, una disminución en la presión de condensación conducirá a una disminución del trabajo aportado sin modificar el calor que extrae el evaporador.

Realizando sencillos balances de energía se llega a que la *eficiencia termodinámica* del ciclo es:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_e}{W} = \frac{h_3 - h_1}{h_4 - h_3}$$

Donde \dot{Q}_e es la potencia calorífica extraída por el evaporador, \dot{W} la potencia mecánica aportada por el compresor y h_n la entalpía específica de cada punto en la Figura 3.2.1.

El *COP*, o relación entre potencia frigorífica y potencia eléctrica será algo inferior por las ineficiencias propias del compresor y los consumos eléctricos de dispositivos de control. De cualquier forma, salvo por este aspecto, la eficiencia sólo depende de las entalpías del refrigerante, función de su presión y temperatura.

Para una potencia de enfriamiento requerida, el caudal másico de refrigerante determinará el caudal de vapor que mueve el compresor. A esta relación se la conoce como *desplazamiento volumétrico unitario* del compresor, que para un volumen específico v , será:

$$DVU = \frac{v_3}{h_3 - h_1}$$

A este ciclo se le deben realizar las siguientes correcciones para acercarlo más a la realidad (Figura 3.2.2):

- La aspiración del compresor no debe ser de vapor saturado, sino de vapor recalentado para evitar la cavitación. Este recalentamiento podrá ser útil, en caso de que se realice en el evaporador o inútil si no extrae calor del foco.

- La compresión isentrópica no es posible, provocando una disminución de la eficiencia.
- En todas las tuberías y componentes se producen pérdidas de carga, que también dan lugar a un aumento de la potencia del compresor y una disminución de la frigorífica.

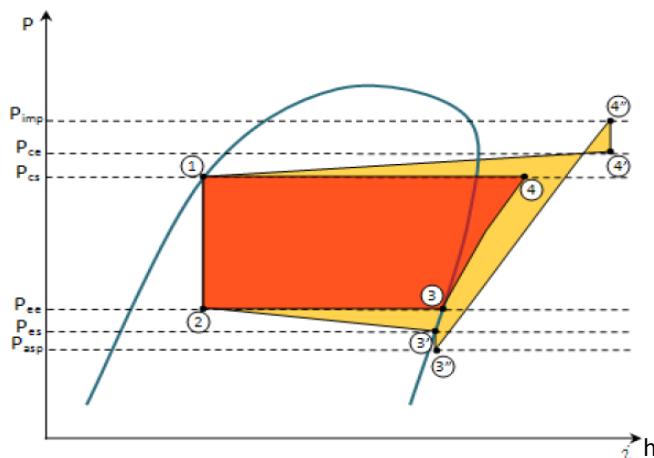


Figura 3.2.2 Diagrama del ciclo real. Fuente: Aroca Lastra S., Varela Díez F. (2012). Manual de instalaciones de climatización. Madrid: UNED.

3.3 Aplicación del ciclo de compresión mecánica simple a la obtención de agua

Como se ha visto en el apartado 3.1 para la obtención de agua por condensación de la humedad será necesario enfriar una corriente de aire. Dado que las temperaturas de aire a condiciones ambientales y la temperatura de rocío son lo suficientemente cercanas, se puede utilizar un ciclo de compresión mecánica simple para este enfriamiento, consiguiendo un buen rendimiento.

Al enfriar una corriente de aire para condensar agua, no sólo se conseguirá reducir su humedad específica, sino que la corriente de salida tendrá una temperatura inferior. Como el único efecto buscado es el primero, se puede usar esta corriente fría para refrigerar el condensador del ciclo, obteniéndose así un menor gasto energético en el compresor, ya que esto permite acercar las temperaturas entre las que trabaja el ciclo.

Las ecuaciones que rigen este dispositivo serán las mencionadas en los apartados anteriores, aplicadas a balances de masa y energía del aire, agua, fluido refrigerante y a los componentes del ciclo.

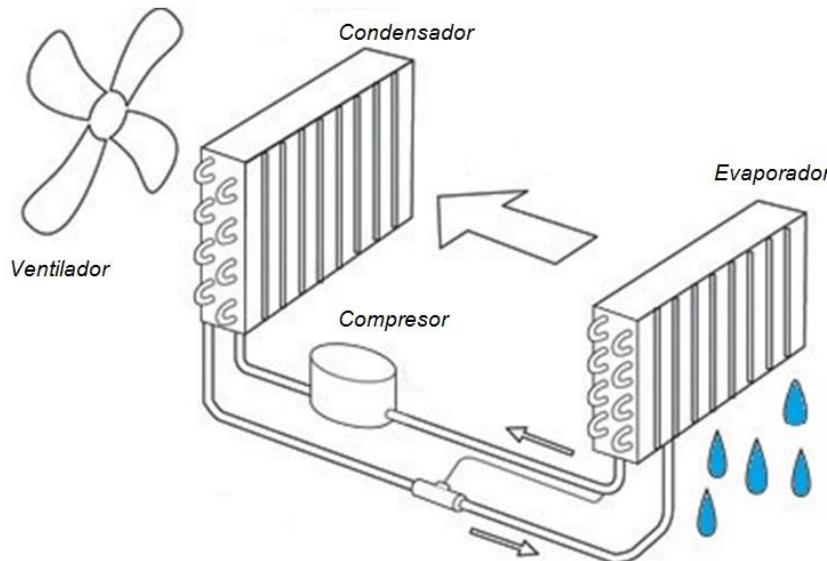


Figura 3.3.1 Ciclo de obtención de agua. Fuente: Dantherm.

3.4 Refrigerantes

El refrigerante es el fluido que pasa por todos los estados y componentes expuestos en el apartado anterior. Por ello debe cumplir con unos requisitos químicos, físicos y termodinámicos, pero también de seguridad y medioambientales. Dado que no existe el refrigerante perfecto se debe elegir uno en función de sus características, que a continuación se exponen.

Propiedades termodinámicas

- *Temperatura de congelación:* Deberá ser más baja que cualquier temperatura alcanzada en el ciclo, para asegurar que no se congele.
- *Calor latente de vaporización:* Un calor latente alto asegurará que el intercambio de calor en el evaporador no requiera mucho caudal. Sin embargo un valor excesivo dificultará el control.
- *Presión de vaporización:* Se buscará una presión superior a la atmosférica, pues en caso contrario puede entrar aire del exterior del circuito. Esto disminuiría la eficiencia y favorecería la corrosión de los componentes.
- *Presión de condensación:* Debe ser, en la medida de lo posible, baja. Así será más cercana a la presión de evaporación, el salto de presiones será menor y el compresor realizará un trabajo menor y más eficiente. Igualmente se disminuyen las fugas de refrigerante.
- *Temperatura crítica:* Debe ser elevada, pues determina el límite del enfriamiento con cambio de fase.
- *Volumen específico:* Este valor vendrá determinado por el tipo de compresor utilizado. Compresores volumétricos requieren valores pequeños, al contrario que los centrífugos.

Propiedades químicas

- *Estabilidad:* Una sustancia estable dura más y es inerte, por lo que no da problemas de corrosión. De cualquier forma dificulta su destrucción, lo que puede ser un gran inconveniente si es tóxica o peligrosa para el medio ambiente.
- *Compatibilidad con materiales y lubricantes:* Para asegurar la duración de éstos.
- *Solubilidad con agua:* Será baja, para evitar problemas de corrosión.
- *Miscibilidad con el aceite:* Esta propiedad puede afectar a la transmisión de calor y a la lubricación del compresor.

Propiedades físicas

Dependen de la temperatura, aunque muchas veces se consideren constantes para un intervalo determinado.

- *Conductividad:* Debe ser alta, para disminuir las superficies de intercambio de calor.
- *Viscosidad:* Una viscosidad baja reducirá las pérdidas de carga en tuberías, con lo que la eficiencia mejorará.
- *Rigididad dieléctrica del vapor:* Siempre que el refrigerante entre en contacto con los devanados del motor eléctrico deberá ser alta.

Seguridad y medio ambiente

- *Toxicidad e inflamabilidad:* Deben ser lo menor posible. En caso contrario se tomarán las medidas de seguridad necesarias.

Para evaluar la seguridad se establecen tres grupos: L1 de máxima seguridad (A1), L2 de seguridad media (A2, B1, B2) y L3 de baja seguridad (A3, B3).

La letra de la anterior clasificación hace referencia a la toxicidad (A es el mejor valor) y el número está dado en función de su inflamabilidad.

- *Comportamiento ambiental:* Muchos refrigerantes (como los CFCs y los HCFCs) contribuyen a la destrucción de la capa de ozono cuando se descomponen por acción de la radiación ultravioleta. Muchos de ellos están restringidos. Se definen dos índices importantes:
 - *ODP o PAO:* Potencial de agotamiento de la capa de ozono.
 - *GWP o PCA:* Potencial de calentamiento atmosférico, valora el efecto invernadero provocado en un intervalo de tiempo.

Refrigerant type	Refrigerant	Name	Safety Groups
-	R717	Ammonia	B2L
-	R744	Carbon Dioxide	A1
HCFC	R22	Chlorodifluoromethane	A1
HFC	R134a	1,1,1,2-tetrafluoroethane	A1
HFC	R404A	R125/143a/134a (44/52/4)	A1
HFC	R407C	R32/125/134a (23/25/52)	A1
HFC	R410A	R32/125 (50/50)	A1
HFC	R507A	R125/143a (50/50)	A1
HFC	R152a	1,1-difluoroethane	A2
HC	R290	Propane	A3
HC	R600	Butane	A3
HC	R600a	Iso-butane	A3
HC	R1270	Propylene	A3

Figura 3.4.1 Seguridad de refrigerantes. Fuente: HC Refrigerants.

3.5 Evaporador

El evaporador es el componente encargado de extraer calor de la corriente de aire, consiguiendo con ello que se enfríe. Con este fin, el flujo de refrigerante se evapora absorbiendo calor.

Dado que el refrigerante se encuentra a baja presión, el cambio de fase se produce a baja temperatura, por lo que la corriente de aire que se desea enfriar está más caliente, siendo así posible el intercambio térmico.

El evaporador se encuentra entre la válvula de expansión, de la que se obtiene vapor saturado con muy poco título -ya que se encuentra a presión y temperatura de saturación-; y descarga a la aspiración del compresor vapor seco.

Existen distintos criterios para clasificar evaporadores. Según la alimentación del fluido refrigerante encontramos:

- Evaporador de expansión seca: utiliza una válvula de expansión termométrica, que sólo permite el paso de tanto fluido refrigerante como el evaporador sea capaz de llevar a vapor seco.

Por la sencillez de su diseño y su bajo precio y mantenimiento son los más utilizados, aunque también los menos eficientes.

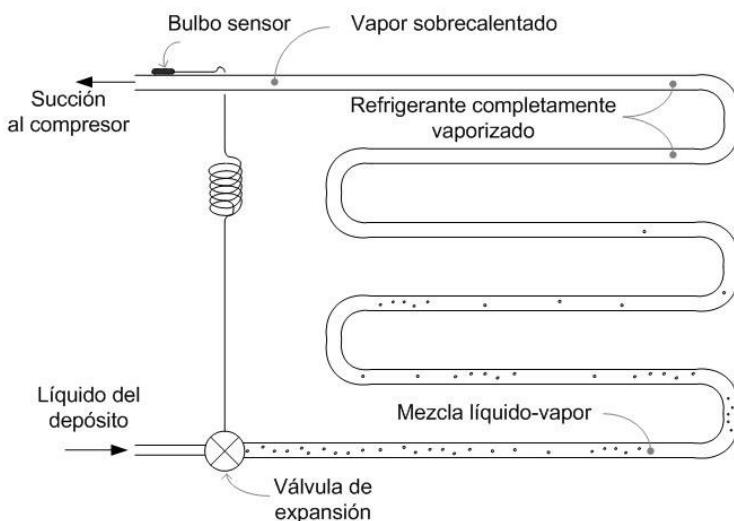


Figura 3.5.1 Evaporador de expansión seca. Fuente: Dossat, Roy J. (2001). Principios de Refrigeración. CECSA.

- Evaporador inundado: en este tipo de dispositivos el evaporador se encuentra siempre lleno de líquido refrigerante. La admisión se controla por medio de una válvula de flotador que mantiene el nivel de líquido constante. La fase vaporizada se separa del líquido en un depósito, con lo que el compresor no corre el riesgo de aspirar fase líquida. Además de esta ventaja los evaporadores inundados evacúan calor a un ritmo elevado con un menor caudal de refrigerante.

Por el contrario, el depósito ya mencionado ocupa un gran tamaño, por lo que son más voluminosos que los anteriores.

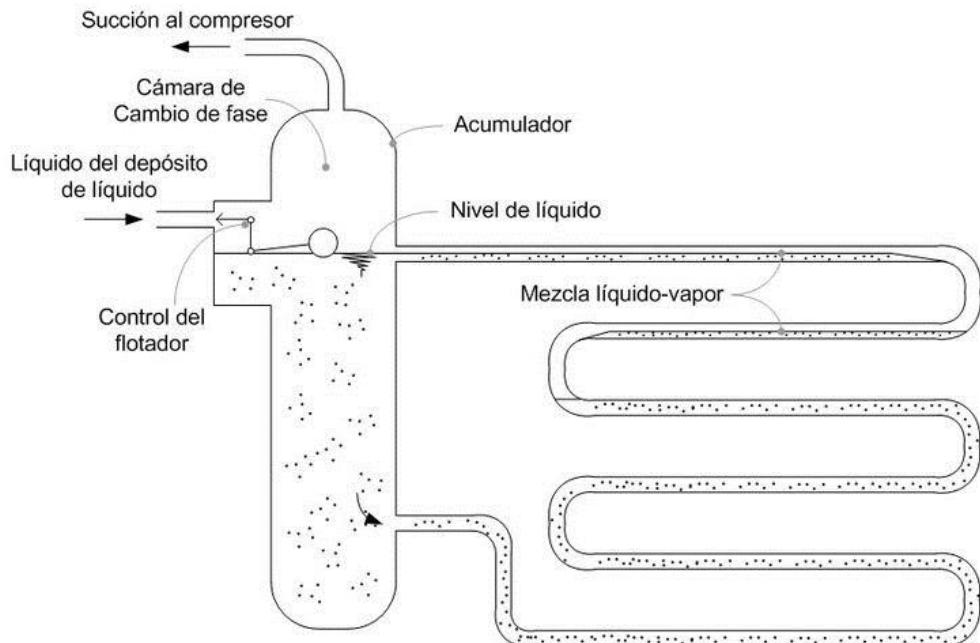


Figura 3.5.2 Evaporador inundado. Fuente: Dossat, Roy J. (2001). Principios de Refrigeración. CECSA.

- Evaporador sobrealimentado: estos evaporadores están sobrealimentados de líquido refrigerante por medio de una bomba. Mientras que el vapor es aspirado por el compresor, el exceso de líquido se recircula al evaporador.

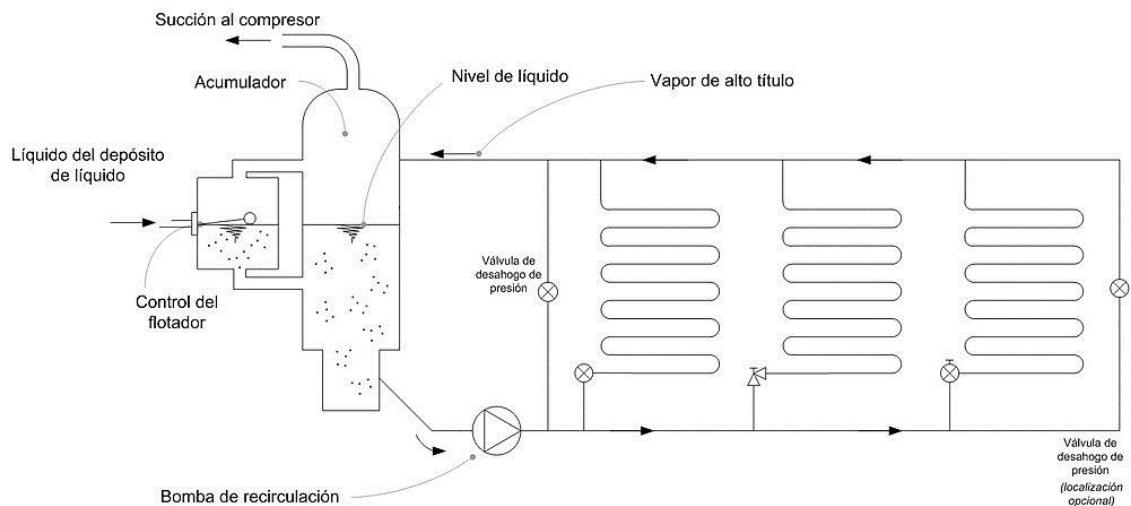


Figura 3.5.2 Evaporador sobrealimentado. Fuente: Dossat, Roy J. (2001). Principios de Refrigeración. CECSA.

Según el tipo de construcción, se pueden clasificar en los siguientes tipos:

3. Acercamiento teórico

- Evaporador de tubos lisos: Ya sea por medio de tubos concéntricos o de haces de tubos en el interior de una carcasa.
- Evaporador de placas: El fluido refrigerante sigue un camino a través de holguras entre una serie de placas embutidas entre sí. Son fáciles de limpiar y permiten variar la superficie de intercambio añadiendo o quitando placas.
- Evaporador de aletas: Se trata de evaporadores de tubos formando un serpentín, sobre los que se colocan aletas (ya sea por soldadura o por presión) para aumentar la superficie de intercambio. A este tipo pertenecen los evaporadores compactos, muy comunes en aplicaciones de enfriamiento de aire.



Figura 3.5.2 Evaporador de aletas. Fuente: Fidvi Refrigeration Industries

Además, el flujo de aire en el evaporador, puede ser forzado o natural.

Capacidad frigorífica del evaporador

La capacidad frigorífica del evaporador es el calor intercambiado entre el aire y el fluido refrigerante. La transmisión de calor en el obedece a tres ecuaciones distintas:

$$Q = \dot{m}_{ref} \cdot l_{ref} \quad (1)$$

$$Q = \dot{m}_{aire} \cdot \Delta h_{aire} \quad (2)$$

$$Q = A \cdot U \cdot \Delta T_{lm} \quad (3)$$

Donde (1) se refiere al calor absorbido por el refrigerante al evaporarse (l_{ref} es el calor latente de vaporización); (2) al calor absorbido por el aire, si se desprecia el calor de la corriente de agua condensada; y (3) relaciona el calor transferido con el área de intercambio A, el coeficiente global de intercambio de calor U y la temperatura logarítmica media ΔT_{lm} .

Para el cálculo de ΔT_{lm} se puede utilizar la siguiente ecuación, donde los subíndices siguen la misma notación que la utilizada en la Figura 3.5.3.

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_e - T_r) - (T_s - T_r)}{\ln \frac{T_e - T_r}{T_s - T_r}}$$

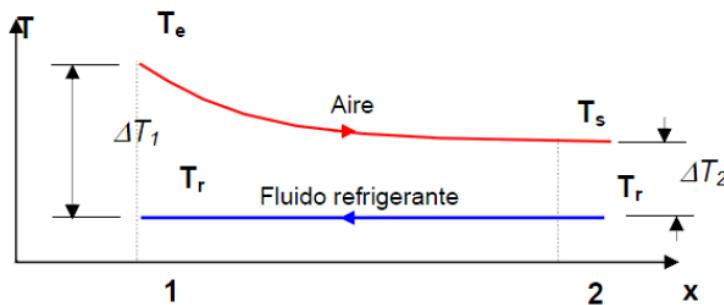


Figura 3.5.3 Evaporador de aletas. Fuente: Aroca Lastra S., Varela Díez F. (2012). Manual de instalaciones de climatización. Madrid: UNED.

Para el cálculo del coeficiente global de transmisión de calor se utiliza la siguiente expresión:

$$\frac{1}{U_e} = \frac{1}{h_i \cdot \frac{D_i}{D_o}} + \frac{1}{2} \cdot \frac{D_o}{k} \cdot \ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right) + \frac{1}{h_o \cdot \eta_0}$$

Donde h_i es el coeficiente de película interior; h_o el coeficiente de película exterior; D_o y D_i los diámetros externo e interno respectivamente; y k la conductividad térmica del material del intercambiador.

El término η_0 se refiere a la eficiencia de la superficie aleteada (en caso de que exista y esté en el exterior de los tubos, caso más común) y se puede calcular según:

$$\eta_0 = 1 - \frac{A_f}{A} (1 - \eta_f)$$

Ecuación en la que A_f se refiere al área de las aletas y A al área total del lado del intercambiador donde se encuentran. A su vez, η_f es la eficiencia de una aleta, y se calcula con ayuda de correlaciones o gráficos en función de la longitud característica de intercambio y la conductividad y el coeficiente de película.

El método de cálculo de los coeficientes de película varía según se trate del interior o del exterior:

- Coeficiente de película exterior h_o : se calcula por medio de correlaciones para convección forzada sobre una pared, o bien con otras más específicas para intercambiadores de calor concretos. Todas ellas vienen dadas en función de números adimensionales como Nussel.
- Coeficiente de película interior h_i : en un evaporador se busca tener una ebullición nucleada, para mejorar así el intercambio de calor. En este tipo de ebullición se forman burbujas en el interior de los tubos, que se desprenden de las paredes y ascienden cuando aumentan de tamaño.

Para calcular el coeficiente, se puede utilizar la expresión para la ebullición nucleada en un cilindro horizontal (Foster y Zuber, 1955):

$$h_0 = 0.00122 \cdot \left[\frac{\lambda_L^{0,79}}{\sigma_L^{0,75}} \cdot \frac{C_{pL}^{0,45} \cdot \rho_L^{0,49}}{\mu_L^{0,49} \cdot L^{0,24} \cdot \rho_v^{0,24}} \right] \cdot (t_w - t_s)^{0,24} \cdot (p_w - p_s)^{0,75}$$

En esta ecuación λ_L es la conductividad térmica del líquido; C_{pL} el calor específico del líquido; ρ_L y ρ_v , las densidades del líquido y del vapor respectivamente; L el calor latente de evaporación; μ_L la viscosidad del líquido; t_w y t_s las temperaturas de la superficie de la pared y de saturación del líquido en ebullición y p_w y p_s las presiones de saturación a esas temperaturas. Por último σ_L es la tensión superficial del líquido.

Asimismo es muy utilizada la correlación de Shah (1982), que utiliza relaciones entre distintos números adimensionales.

Se debe tener en cuenta que aquí se han considerado las superficies limpias, si bien durante la operación se acumula suciedad, principalmente por el aceite del compresor y el polvo que arrastra el aire, que empeoran la transferencia de calor.

3.6 Condensador

El condensador es el componente del ciclo de refrigeración encargado de disipar el calor absorbido en el evaporador y cedido por el compresor. Se trata por tanto de un intercambiador de calor, en el que el fluido refrigerante pasa de estado gaseoso a líquido.

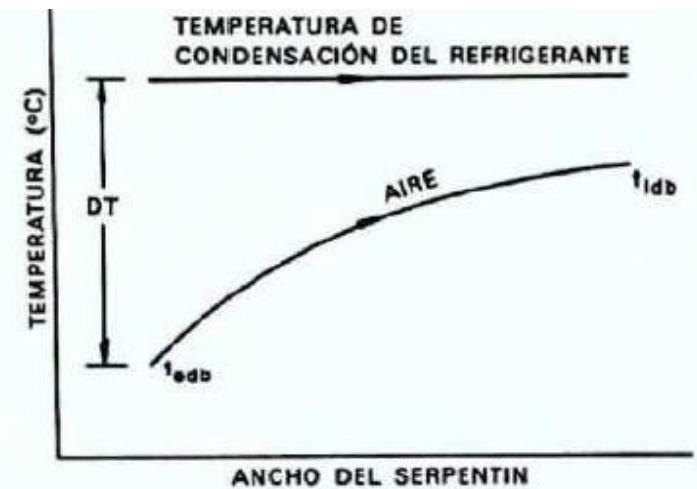
Este calor cedido por el refrigerante es absorbido en otro fluido, que sirve para clasificar los condensadores en tres tipos fundamentales:

- Condensadores refrigerados por aire: una corriente de aire, movida por un ventilador, sirve de foco frío.
- Condensador evaporativo: una corriente de aire sobre la que se rocía agua aumenta su humedad a lo largo del intercambiador, lo que le lleva a absorber calor. Aumenta también, como en el caso anterior, su temperatura.
- Condensador refrigerado por agua: un intercambiador de calor por el que circula agua como foco frío sirve de condensador. El agua se suele enfriar, a su vez, en una torre de refrigeración.

Los más utilizados son lo refrigerados por aire. Este tipo de condensadores están formados por un serpentín por el que circula el refrigerante y un ventilador con su correspondiente motor.

Las ecuaciones que rigen el intercambio de calor en este dispositivo son análogas a las que se mostraron en la sección 3.5, con la diferencia de que en este caso la corriente fría corresponde a la de aire y la caliente a la de refrigerante.

Para una superficie constante de intercambio de calor, un aumento en la temperatura del aire dará lugar a una disminución del calor intercambiado. En la Figura 3.6.1 se muestra la variación de las temperaturas a lo largo del intercambiador.



t_{cdb} = temperatura de termómetro seco de entrada

t_{idb} = temperatura de termómetro seco de salida

DT = diferencia de temperatura

Figura 3.7.2 Condensación con refrigeración por aire. Fuente: Carrier. (2009). Manual de aire acondicionado. Barcelona: Editorial Marcombo S.A.

Si bien se puede controlar el calor disipado por el condensador variando la superficie de intercambio -por inundación de partes del condensador-, el método de control más utilizado se basa en variar el caudal de aire por medio del ventilador.

3.7 Compresor

Como se ha visto, el compresor es el dispositivo que se encarga de mantener el salto de presiones en el circuito frigorífico. Para ello presuriza una corriente de gas a la salida del evaporador, según las necesidades térmicas de cada momento, hasta a presión de saturación correspondiente a la temperatura del condensador.

Para caracterizar a un compresor se emplean dos tipos de rendimientos:

- Rendimiento isentrópico: se refiere al rendimiento térmico de la máquina, comparándolo con el que tendría si efectuase el mismo salto de presiones por vía isentrópica.
- Rendimiento volumétrico: hace referencia a la cantidad de volumen que el compresor presuriza con relación al que aspira. Es una medida del aprovechamiento de su volumen.

Además de estas variables se podrá hablar de tamaño, nivel de ruido o refrigeración de la máquina.

Por lo general, así como en el caso de estudio de este trabajo, el compresor será movido por un motor eléctrico. Lo más común es la utilización de una máquina asincrónica.

A continuación se realizará un estudio de los distintos tipos de compresores existentes.

Compresores alternativos

La compresión la ejecuta un pistón, que empuja el volumen de gas que se encuentra confinado en el émbolo. Para evitar reflujo el compresor cuenta con dos válvulas antirretorno, una de admisión y la otra de escape.

Se muestra su funcionamiento esquemático en la Figura 3.7.1. En ella se aprecia que el flujo comprimido no es continuo. Para homogeneizarlo suelen contar con varios pistones.

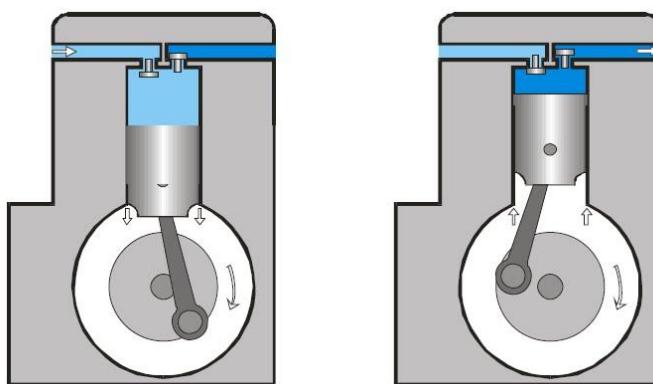


Figura 3.7.1 Compresor alternativo. Fuente: SMC International Training. Neumática. (2002). Thomson Paraninfo.

Las principales pérdidas que afectan al rendimiento isentrópico de este tipo de compresores son las pérdidas de carga en las válvulas, las pérdidas producidas por una mala refrigeración y las pérdidas por rozamiento mecánico. Como se muestra en la Figura 3.7.2 las pérdidas varían con la relación de compresión -relación entre compresión de salida y de aspiración-.

Además se puede afirmar, como norma general, que el rendimiento isentrópico mejora al aumentar el tamaño de los cilindros, al disminuir la velocidad de giro y al refrigerar de manera más eficiente.

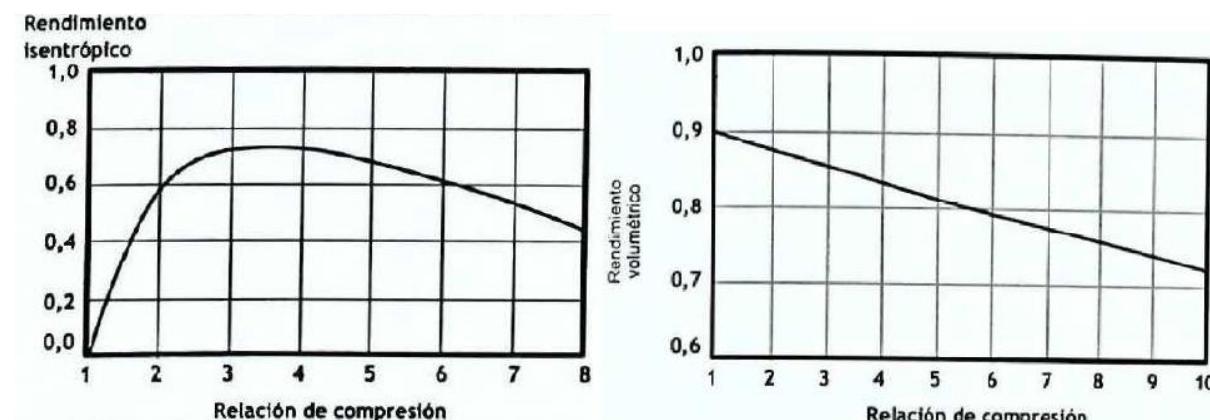


Figura 3.7.2 Rendimientos en compresor alternativo. Fuente: Carrier. (2009). Manual de aire acondicionado. Barcelona: Editorial Marcombo S.A.

En lo que a rendimiento volumétrico se refiere, en este tipo de máquinas, se ve perjudicado por el volumen de gas que se queda inevitablemente dentro del pistón en cada ciclo. Como en el caso anterior, también se aprecia en la Figura 3.7.2 la dependencia general entre el rendimiento volumétrico y la relación de compresión.

Podemos hacer la siguiente clasificación dentro de este grupo de compresores:

- Compresores abiertos: motor y compresor son unidades independientes y separadas. Entre ambas etapas hay un acoplamiento mecánico.
La separación entre la parte que baña el refrigerante y la máquina eléctrica le proporciona su principal ventaja, ya que ante cualquier fallo en una de ellas, la otra no se ve afectada. Sin embargo el sello mecánico y la refrigeración del motor, que no la realiza el refrigerante, son sus grandes inconvenientes.



Figura 3.7.3 Compresor alternativo abierto. Fuente: GEA Group

- Compresores herméticos: Tienen el motor y el compresor incorporados en la misma carcasa. Esto permite que compartan cojinetes y refrigeración, además de no presentar problemas de acoplamiento de ejes. Por contra un fallo eléctrico puede quemar el refrigerante y cualquier reparación se es más compleja.



Figura 3.7.4 Compresor hermético. Fuente: Danfoss

3. Acercamiento teórico

- Compresores semiherméticos: Son un híbrido de los anteriores. El cigüeñal y el eje del motor son solidarios y algunas partes son accesibles de forma separada para mantenimiento.

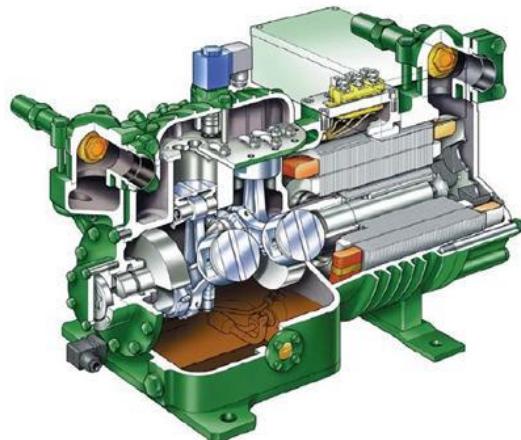


Figura 3.7.5 Compresor semihermético. Fuente: Bitzer

Para controlar la potencia frigorífica de este tipo de compresores normalmente se recurre a:

- Descarga por elevación de la válvula de aspiración: Consiste en no permitir que las válvulas de algunos de los cilindros asienten. Con esto, en dichos cilindros, la compresión no tiene lugar.
- By-pass en las culatas de los cilindros: Si se deriva el flujo desde la lumbrera de entrada de un cilindro hasta la de salida. El refrigerante atravesará el cilindro, pero no será comprimido.
- Control de velocidad: Por un control de frecuencia sobre la máquina asincrónica se controla la velocidad del compresor, que es prácticamente proporcional a su capacidad.

Compresores volumétricos rotativos.

Su funcionamiento, al igual que en el bloque anterior, consiste en la aspiración de un volumen de gas y la posterior reducción del espacio que lo contiene. El aspecto que marca la diferencia radica en que en los compresores volumétricos rotativos es el propio volumen de control el que avanza por un conducto que se hace más angosto.

El hecho de que no existan cilindros ni válvulas de admisión y escape da pie a que el flujo comprimido sea más homogéneo y continuo.

El rendimiento isentrópico de estos compresores es, en general, mejor que el de los alternativos, siempre y cuando estén trabajando en sus condiciones de diseño. Se muestra en la Figura 3.7.6 el rendimiento isentrópico en función de la relación de compresión.

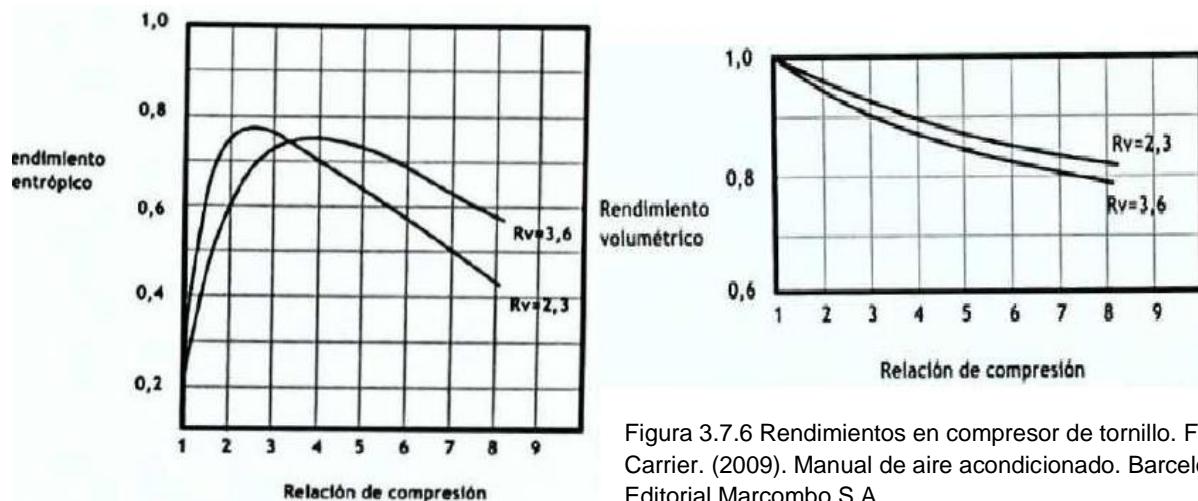


Figura 3.7.6 Rendimientos en compresor de tornillo. Fuente: Carrier. (2009). Manual de aire acondicionado. Barcelona: Editorial Marcombo S.A.

Por su parte, el rendimiento volumétrico, es teóricamente mejor que en el grupo anterior, ya que no existe cilindro en el que se pueda quedar encerrado ningún volumen de gas.

Existen diversos tipos de compresores volumétricos rotativos, aunque se explicarán los dos más comunes: de tornillo y en espiral. En cualquiera de ellos también aplica la clasificación anterior en abiertos, herméticos y semiherméticos.

- Compresores de tornillo: El gas queda encerrado entre uno o dos tornillos engranados y la carcasa. El movimiento del tornillo hace que el espacio donde se aloja el gas disminuya conforme se avanza en el sentido del flujo.
Estos compresores se refrigeran por medio de una camisa de agua que rodea la carcasa, lo que permite aumentar el rendimiento.
Además, dado que la holgura entre la carcasa y el tornillo debe ser pequeña es necesario lubricar con aceite, que también actúa como sellante. Como ocurría en los compresores alternativos es necesario un sistema de recuperación y bombeo de aceite.



Figura 3.7.7 Compresor de tornillo. Fuente: Atlas Copco

- Compresor en espiral o scroll: Formado por dos platos con espirales, uno fijo y otro móvil, funciona de forma similar al de tornillo, pero en este caso el hueco que va disminuyendo en sentido del flujo se produce entre los dos platos. El resto de características son análogas a los de tornillo.



Figura 3.7.8 Compresor en espiral. Fuente: Atlas Copco

El control de este tipo de compresores se realiza por medio del método del by-pass o por variación de frecuencia del motor eléctrico.

Turbocompresores

En este tipo de máquinas, el movimiento de un rotor confiere energía cinética al gas. Esta energía es convertida en presión por medio de conductos divergentes. Su principal inconveniente es que funcionan a un régimen de giro muy alto, por lo que el acoplamiento con el motor se hace a través de una caja de engranajes multiplicadora compleja.

Los más comunes en sistemas de refrigeración son los compresores centrífugos, ya que permiten mayores relaciones de compresión en menos etapas.

En lo que respecta al control de la potencia frigorífica con estos aparatos destaca el empleo de variadores de velocidad en el motor eléctrico. De cualquier forma, cuando la velocidad se reduce demasiado se pueden producir oscilaciones en el flujo de gas.



Figura 3.7.9 Rotor de turbocompresor centrífugo. Fuente: Concepts NREC

Elección del compresor

Para la elección de la máquina más adecuada a cada proyecto se atenderá principalmente a los siguientes aspectos:

- Potencia necesaria.
- Eficiencia energética de la máquina y eficiencia en el rango de condiciones de utilización deseado.
- Nivel de ruidos y vibraciones.
- Coste.
- Compatibilidad con refrigerantes y otros sistemas de la instalación.

3.8 Automatización

Si bien no se realizará el diseño de los elementos de control del ciclo, se añade una explicación de las características fundamentales de estos sistemas, para tener así una visión más amplia del dispositivo.

Se entiende por Automatización Industrial la aplicación de diferentes tecnologías para controlar y monitorear maquinarias o procesos industriales, para que operen sin intervención humana.

Como una disciplina de la Ingeniería más amplia que un sistema de control, abarca la instrumentación industrial, que incluye los sensores, los transmisores de campo, los sistemas de control y supervisión; los sistemas de transmisión y recolección de datos; y las aplicaciones de software en tiempo real para supervisar y controlar las operaciones de plantas o procesos industriales.

Para el control de dispositivos como el de este trabajo se utiliza un PLC (Programable Logic Controller) o autómata programable.

Un PLC es una máquina electrónica programable diseñada para ser utilizada en un entorno industrial, capaz de ejecutar un programa para controlar un proceso secuencial, utilizando una memoria programable para el almacenamiento interno de instrucciones. Se consigue así controlar en tiempo real dispositivos externos, ya que, a partir de las señales recibidas de sensores (entradas del PLC) y de la toma de decisiones de acuerdo al programa que el usuario elabore según el esquema del proceso a controlar, el PLC envía órdenes de ejecución (salidas del PLC).

3. Acercamiento teórico

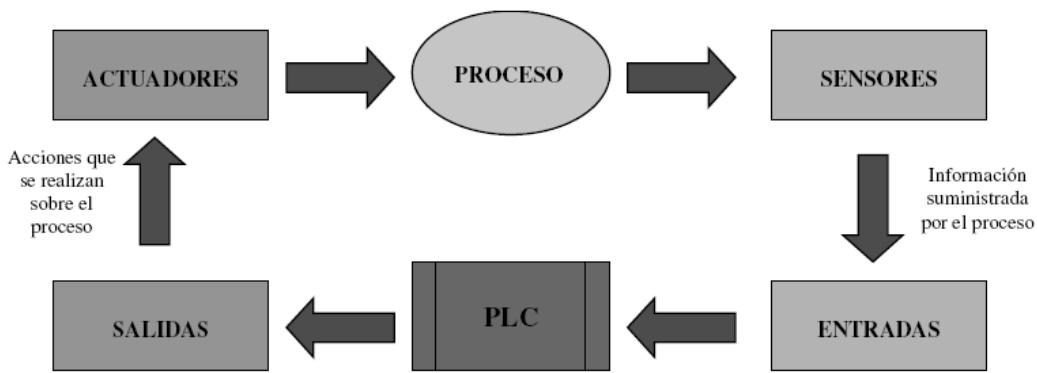


Figura 3.8.1 Esquema de un proceso controlado por PLC. Fuente: Elaboración propia.

Las principales ventajas que aporta un PLC se resumen en:

- Los PLCs son herramientas de fácil manejo por medio de software de programación y configuración.
- No se requiere de personal altamente cualificado.
- El interfaz hombre-máquina de estos dispositivos es muy potente, lo cual facilita la labor tanto del personal de mantenimiento como del de producción.

La utilización de este sistema, por tanto, implica la selección e instalación de sensores, actuadores y el propio PLC, además del conocimiento del sistema que permita programar la lógica de control adecuada.

3.9 Depuración

Al igual que el apartado anterior, si bien la depuración se escapa de los objetivos de este trabajo, se incluyen aquí explicaciones que ayudarán a entender el conjunto del proyecto.

Dado que los proveedores de agua de consumo son en todo momento responsables de la calidad y la inocuidad del agua que producen, la gestión preventiva es el mejor sistema para garantizar la seguridad del agua de consumo y debe tener en cuenta todas las características del sistema de abastecimiento de agua.

En este contexto, la vigilancia de la calidad del agua de consumo puede definirse como la «evaluación y examen, de forma continua y vigilante, desde el punto de vista de la salud pública, de la inocuidad y aceptabilidad de los sistemas de abastecimiento de agua de consumo» (OMS, 1976).

Para ello se toman medidas de control que, aplicadas en el sistema de abastecimiento de agua de consumo, impiden, reducen o eliminan la contaminación. Incluyen, por ejemplo, los filtros, las infraestructuras de desinfección y los sistemas de distribución de agua por tuberías, de tal manera que, si funcionan correctamente en conjunto, garantizan el cumplimiento de las metas de protección de la salud.

Además se debe realizar un monitoreo operativo consistente en la realización de observaciones o mediciones, según un plan establecido, para determinar si las medidas de control existentes en un sistema de abastecimiento de agua de consumo funcionan correctamente.

La frecuencia del monitoreo operativo varía en función de la naturaleza de la medida de control. En el caso que se está estudiando se requiere un control de forma continua, que indique al instante si el agua está dentro de los límites establecidos de los parámetros analizados. La comprobación de que un parámetro no se ajusta a la especificación establecida indica que el agua puede ser insalubre.

En la mayoría de los casos, el monitoreo operativo se basará en observaciones o pruebas sencillas y rápidas. Los análisis complejos, como son los microbiológicos o químicos, suelen realizarse como parte de las actividades de validación y verificación.

Por tanto, con el fin de cumplir las metas de protección de salud, para conseguir un sistema de depuración válido, además de los elementos que lo conforman, se debe diseñar un sistema de control y una serie de circuitos de agua específicos.

3.10 Estado del arte

Para la realización de este apartado se ha realizado un estudio de los dispositivos similares a los de este trabajo existentes en el mercado. Se incluye a continuación las principales características de las máquinas más representativas:

- Water Micron - AWG-C500

Potencia	10 kW, 380V/50Hz en trifásica
Capacidad de producción	500 l/día (a 30º y 80%HR)
Compresor	2 compresores Daikin de 4,8 kW
Condiciones de trabajo	15ºC a 38ºC y 40% a 95% HR
Refrigerante	R22
Defrost	Automático
Nivel de ruido	<79dB
Tamaño	225·75·146 cm



Tabla 3.10.1 Características AWG C500. Fuente: Water Micron.

3. Acercamiento teórico

- Air Water Systems - AWB500

Potencia	10 kW, 380V/50Hz en trifásica	
Capacidad de producción	500 l/día (a 30°C y 80%)	
Compresor	2 compresores de 4,8 kW	
Condiciones de trabajo	10°C a 38°C y 35% a 90% HR	
Refrigerante	R22/R407C	
Tamaño	200-65-145 cm	

Tabla 3.10.2 Características AWB500. Fuente: Air Water Systems

- Hendrix EA-500

Potencia	11 kW, 380V/50Hz en trifásica	
Capacidad de producción	500 l/día	
Compresor	9,45 kW	
Condiciones de trabajo	15°C a 40°C y 35% a 95% HR	
Refrigerante	R22/R407C	
Tamaño	1460-850-2350 mm	

Tabla 3.10.3 Características EA-500. Fuente: Hendrix.

- Aquair 5000U

Potencia	31 kW, 380V/50Hz en trifásica	
Capacidad de producción	8.400 l/día (a 30°C y 80%)	
Compresor	30 kW	
Condiciones de trabajo	5°C a 55°C y 20% a 99% HR	
Refrigerante	R407C	
Tamaño	3500-2100-2140 mm	

Tabla 3.10.4 Características Aquair 5000E. Fuente: Rayagua.

3.11 Software utilizado

EES (Engineering Equation Solver)

Desarrollado por F-Chart Software, EES es un programa para la resolución de ecuaciones de carácter general. Este software resuelve sistemas de ecuaciones lineales o no lineales numéricamente de forma fácil, sin necesidad de programar algoritmos complejos. También tiene funciones para la resolución de ecuaciones diferenciales o integrales.

Para resolver un sistema de ecuaciones en EES, basta con escribirlas en la ventana de texto. Para ello no hace falta incluir ningún tipo de comando extra.

Además de resolver las ecuaciones, EES proporciona los residuos obtenidos en la cada solución, permitiendo ajustar su valor máximo, el número de iteraciones, el valor inicial de cada variable o el rango en el que se encuentra el resultado.

Además EES permite trabajar con variables con significado físico, asignando a cada una de ellas unas unidades y asegurándose de que las ecuaciones propuestas son consistentes dimensionalmente. La conversión de unas unidades a otras se implementa de forma sencilla con funciones programadas y disponibles en las librerías.

Sin embargo, la mayor ventaja de EES, es la posibilidad de incluir en el sistema de ecuaciones cualquier función de su amplia librería, en la que además de funciones matemáticas comunes, se encuentran correlaciones termodinámicas, de transferencia de calor y de mecánica de fluidos. También están disponibles librerías de propiedades de gran cantidad de fluidos, entre los que se incluye el aire húmedo o los refrigerantes tratados en este trabajo.

De igual modo se puede trabajar con tablas paramétricas, modo en el que EES se refiere a la resolución de problemas para muchos valores de una variable. Esto es útil para encontrar la solución óptima de un problema variando discretamente una o varias de sus entradas.

Con los valores obtenidos de cualquier resolución se pueden construir gráficas en 2D o en 3D, que también pueden ser editadas.

3. Acercamiento teórico

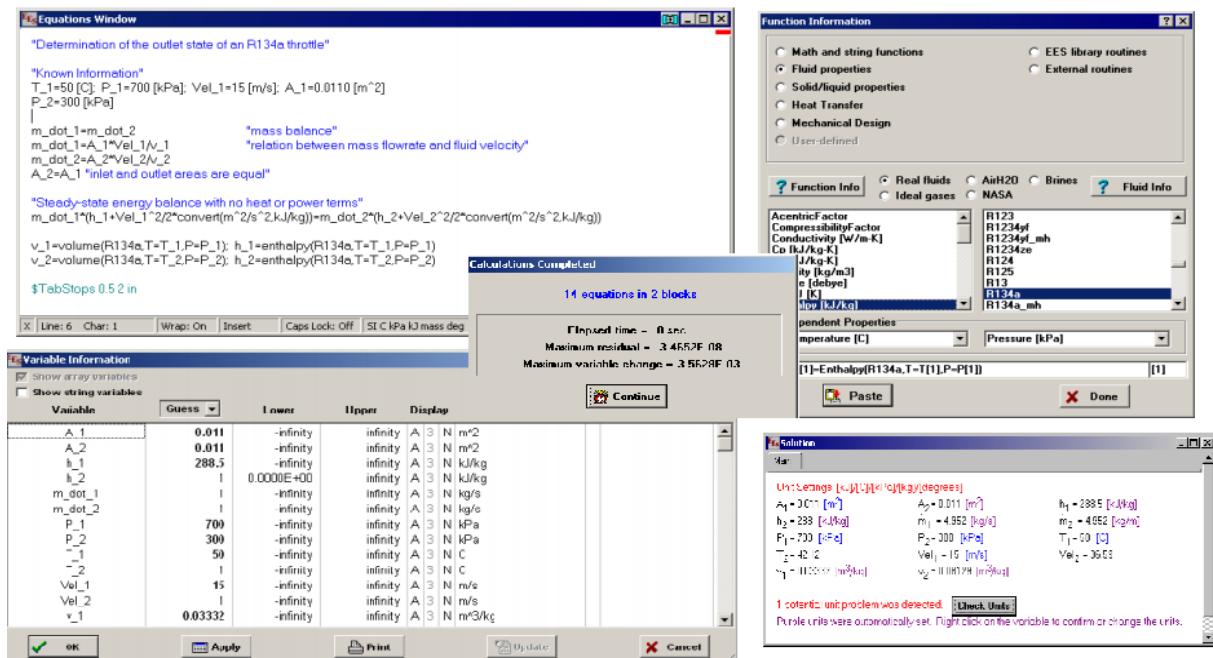


Figura 3.11.1. Principales ventanas de EES. Fuente: EES.

CoolPack

CoolPack es una colección de programas de simulación, que puede ser utilizada para el diseño, dimensionamiento, análisis y optimización de sistemas de refrigeración. Fue desarrollada por el departamento de Ingeniería Mecánica de la DTU (Danmarks Tekniske Universitet).

Este software tiene la ventaja de tener distintos ciclos de refrigeración programados, por lo que con introducir los parámetros del ciclo se obtienen las salidas. Además presenta un interfaz de funcionamiento sencillo y práctico.

Dado que está basado en EES, contiene una amplia librería de propiedades de refrigerantes y funciones y correlaciones de transferencia de calor y pérdidas de carga.

Para el cálculo de ciclos de compresión mecánica simple, resulta especialmente interesante la herramienta de análisis, en la que especificando temperaturas de evaporación y condensación y potencia frigorífica requerida, se calculan el resto de parámetros y estados del refrigerante en cada punto del ciclo. La herramienta también proporciona el rendimiento del sistema.

Además, se puede analizar el ciclo incluyendo otros fenómenos, como pérdidas de carga en tuberías, sobrecaleamientos o subenfriamientos y rendimientos del compresor menores que la unidad.

Esta aplicación es especialmente útil para comparar el funcionamiento del ciclo con distintos refrigerantes o para el análisis final una vez seleccionados los diferentes componentes.

Se incluye en la Figura 3.9.2 una captura de pantalla de las principales interfaces del programa de análisis de ciclos.

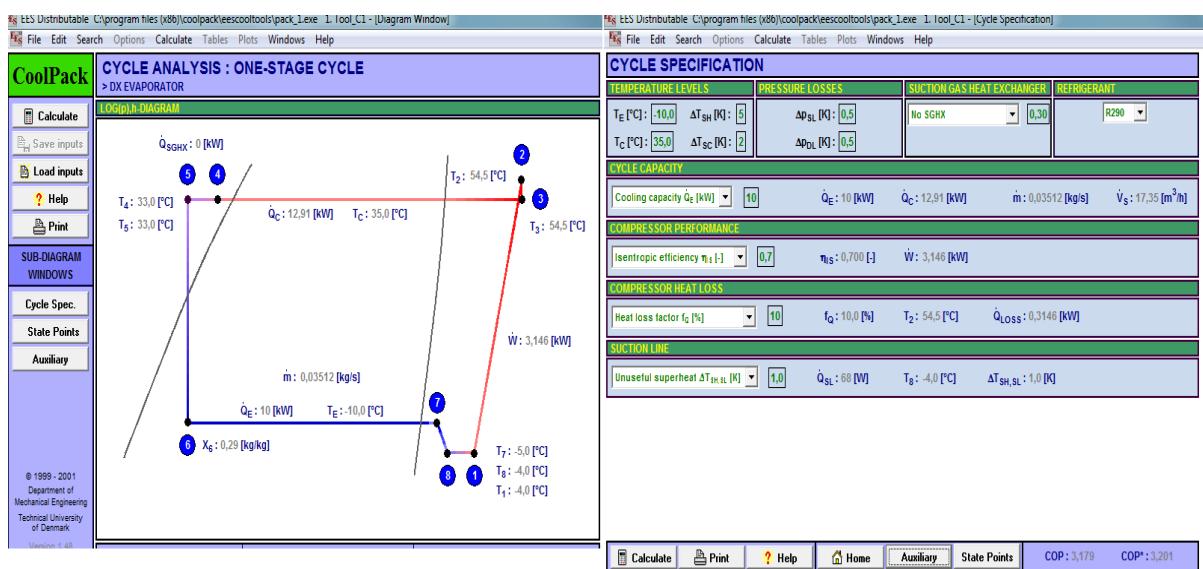


Figura 3.11.2 Programa CoolPack. Fuente: CoolPack.

4. DISEÑO PRELIMINAR

En este capítulo se realizará un diseño preliminar del ciclo de compresión mecánica simple.

Para ello se comenzará exponiendo los requisitos iniciales o datos de partida sobre los que se sustentarán el resto de cálculos.

Con ellos, fijando unas temperaturas de trabajo iniciales, se escogerá el refrigerante óptimo para la aplicación que se busca, basando la decisión en cálculos termodinámicos, psicrométricos y variables ambientales y de seguridad.

Una vez escogido el refrigerante, será posible seleccionar las temperaturas definitivas entre las que trabajará el ciclo. Estas temperaturas, son decisivas para el rendimiento del ciclo y la cantidad de agua obtenida. Esto se debe a que una menor temperatura en el evaporador permitirá aumentar el caudal de agua obtenido por unidad de flujo de aire, si bien conllevará una mayor distancia entre la temperatura de evaporación y condensación, con la disminución de rendimiento que esto implica.

Si con estas temperaturas y el refrigerante seleccionado el ciclo cumple con los requisitos iniciales se hará un diseño en profundidad de los elementos del dispositivo y el conjunto en los siguientes capítulos.

4.1 Requisitos iniciales

Para calcular la potencia del ciclo de compresión mecánica simple, la cantidad de agua que condensa y continuar con el diseño de sus componentes, será necesario tomar unos datos de partida.

Caudal de agua obtenido

Se fija como objetivo principal que la máquina obtenga 1000 litros de agua al día, trabajando a condiciones óptimas de temperatura y humedad relativa. Se supondrá un factor de utilización horario de 24 horas/día.

Potencia eléctrica

Este dispositivo para obtención de agua no tiene como destino ser instalado en casas particulares. De cualquier forma, para no sobrepasar una potencia excesiva, ésta debe ser siempre inferior a 10 kW eléctricos en total.

Además, la conexión será en trifásica y a 60 Hz, pues es la frecuencia utilizada en Colombia.

Dimensiones

Las dimensiones del dispositivo vendrán dadas por dos aspectos fundamentales:

- Tamaño de contenedores: Para su transporte se limita el tamaño máximo al de un contenedor, que conforme a la norma ISO 1496-1 tendrá unas dimensiones interiores mínimas de 5867 mm de largo, 2330 mm de ancho y 2197 mm de alto. Es conveniente añadir que el largo no será limitante, mientras que el ancho y el alto deben ser corregidos por el tamaño de las puertas, con 2286 mm de ancho y 2134 mm de alto.

- Dimensiones orientativas de la competencia, ya analizadas en el capítulo anterior.

Además de esto, para centrar el cálculo del evaporador y restringirse a estas dimensiones, se limitará el evaporador y la bandeja que recoja el condensado a 1,7x1,7 m de frente.

4.2 Selección de refrigerante

Para comparar el funcionamiento del ciclo con distintos refrigerantes, es necesario fijar las temperaturas extremas a las que trabajarán el condensador y el evaporador del ciclo.

Evaporador

En el cálculo del evaporador se deben tener en cuenta dos temperaturas, la del refrigerante que se evapora y la del lado aire (corriente con la que se obtiene agua). La temperatura del refrigerante es fija y viene determinada por el salto de presiones en el ciclo termodinámico, que en última instancia es controlada por la válvula de laminación.

La temperatura del lado de la corriente de aire podrá ser, en la mejor de las situaciones, en las que se suponga que no hay resistencia térmica por conducción ni convección, igual a la temperatura del refrigerante. En cualquier otra situación real será siempre mayor.

Dado que no se desea que la temperatura del lado aire sea inferior a 0°C, para evitar así congelación del condensado, que empeoraría considerablemente el intercambio de calor y por tanto la producción de agua, se restringe la temperatura de evaporación a:

$$T_{\text{evaporación}} = 0 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

De todas formas, para cálculos más detallados en lo que sigue, la temperatura del evaporador se optimizará en el último apartado de este capítulo. Sirva por tanto este resultado para los primeros cálculos que aquí se exponen.

Además, se tomará como hipótesis inicial para los cálculos que se exponen en este capítulo que la temperatura de las baterías será algo superior, de $T^{\text{batería}} = 1,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Condensador

Como ya se explicó anteriormente, convendrá reducir al máximo la temperatura de condensación, ya que es equivalente a reducir el salto de presiones del compresor.

En un primer acercamiento se puede pensar que la temperatura de condensación debe ser superior a la mayor temperatura ambiental dentro de los límites de trabajo (40 °C). Sin embargo, en beneficio de la eficiencia, esta temperatura puede reducirse.

Esto se debe a que el condensador no está enfriándose a expensas del ambiente, sino también de la corriente recién secada en el evaporador. En la corriente de aire, además de una reducción de la humedad absoluta -efecto buscado en el dispositivo-, se produce una reducción de la temperatura.

4. Diseño preliminar

En una primera aproximación se tomará un factor de by-pass $FB=0,25$. Cualquier disminución en el factor de by-pass implica una disminución de la temperatura de la corriente de salida. Si la temperatura del condensador ya ha sido fijada, se podrá ver incrementada la producción de agua de este modo.

Con el factor de by-pass; la temperatura de la batería del apartado anterior $T_{2'} = 1,5$; y una temperatura de entrada del aire lo más desfavorable posible ($T_1 = 40$):

$$FB = \frac{T_2 - T_{2'}}{T_1 - T_{2'}} \Rightarrow T_2 = 11,125^\circ\text{C}$$

El condensador no es tan voluminoso como el evaporador. Esto conlleva que para la transmisión de calor necesite una diferencia mayor entre temperaturas de condensación y de la corriente. Este tema se abordará con mayor exactitud en el diseño de condensador, pero como acercamiento inicial, tal y como se suele hacer en este tipo de cálculos, se darán 10°C de diferencia.

$$T^{\text{condensación}} = 21^\circ\text{C}$$

Cálculo preliminar del ciclo

Hecho esto, junto con el resto de variables comentadas en requisitos iniciales, se puede simular el ciclo para distintos refrigerantes

Entre todos los refrigerantes existentes se han preseleccionado cinco, entre los cuales se encuentran los más utilizados para aplicaciones de este tipo y aquellos diseñados para trabajar en el intervalo de temperaturas ya explicado.

Los factores que se analizarán para decantarse por uno o por otro serán los siguientes:

- Aspectos legales: se ha consultado el Real Decreto 138/2011, *Reglamento de seguridad para instalaciones frigoríficas* y el reglamento 517/2014 del Parlamento Europeo sobre determinados gases de efectos fluorados.
- Seguridad (toxicidad e inflamabilidad).
- Efectos medioambientales: evaluados por el PCA o GWP (potencial de calentamiento atmosférico) y el PAO u ODP (potencial de agotamiento del ozono ambiental).
- Desplazamiento volumétrico: medida del tamaño del compresor. Cuanto menor sea el desplazamiento volumétrico menor será el tamaño y por tanto el coste del compresor.
- Temperatura de descarga del compresor: Una elevada temperatura de descarga propicia el fallo del compresor. Normalmente temperaturas inferiores a 120°C no causan problemas.
- Potencia del compresor: Para un caudal de agua dado de 1000 l/día se calculará la potencia frigorífica necesaria. Esta potencia en el evaporador será mantenida a expensas de una potencia en el compresor cuyo valor variará entre distintos refrigerantes.

Los indicadores ambientales y de seguridad vienen dados para cada refrigerante, mientras que el resto de factores se calculan con una simulación. Para ello se ha usado el software de cálculo Coolpack 1.5, ya comentado en el capítulo 3.

Como datos iniciales para las simulaciones se toman:

Temperatura condensación (°C)	21
Temperatura evaporación (°C)	0
Sobrecalentamiento (°C)	5
Subenfriamiento (°C)	2
Sobrecalentamiento útil (°C)	1
Rendimiento volumétrico	1
Rendimiento isentrópico	0,7
Agua obtenida (kg/s), 1000 l/día	0,0116
Temperatura ambiente (°C)	30
Humedad relativa (%)	80
Factor de by-pass en la batería	0,25
Temperatura de la batería (°C)	1,5

Tabla 4.2.1 Hipótesis de cálculo

El cálculo de la cantidad de agua se realiza teniendo en cuenta que la temperatura de entrada del aire y la de salida es conocida (ya que se relacionan por el factor de by-pass). Además, el punto de salida en el diagrama psicrométrico está en la recta que une el punto inicial y el de aire saturado a temperatura de la batería (tal y como se expuso en el capítulo 3).

Es interesante mencionar que si dicho punto se encuentra en zona de nieblas el aire a la salida de la batería, suponiendo que se logra recoger toda el agua líquida en suspensión de la corriente, corresponderá a aire saturado ($HR=100\%$) a la misma temperatura. Con esto se puede afirmar:

$$FB = \frac{T_2 - T_{2'}}{T_1 - T_{2'}} \Rightarrow T_2 = 8,6 \text{ °C}$$

$$x_1 = 0,02191 \frac{kg_{agua}}{kg_{aire seco}}$$

$$x_2 = 0,00714 \frac{kg_{agua}}{kg_{aire seco}}$$

Por medio de un balance de energía en el evaporador y un balance de masa a la corriente de aire, despreciando la entalpía de la corriente de agua líquida al enfriarse (pues su valor es muy pequeño frente a la del aire y la de condensación):

$$\dot{m}_{aire} (kg/s) = \dot{Q}_{evaporador} / (h_1 - h_2)$$

$$m_{agua} (kg/kg_{aire seco}) = x_1 - x_2$$

4. Diseño preliminar

Por tanto:

$$\dot{Q}_{ev} = \frac{\dot{m}_{agua}(h_1 - h_2)}{x_1(1 - FB)} = 47,54 \text{ kW}$$

A continuación se muestran las simulaciones realizadas para los refrigerantes R134a, R404A, R407C, R410A y R600a.

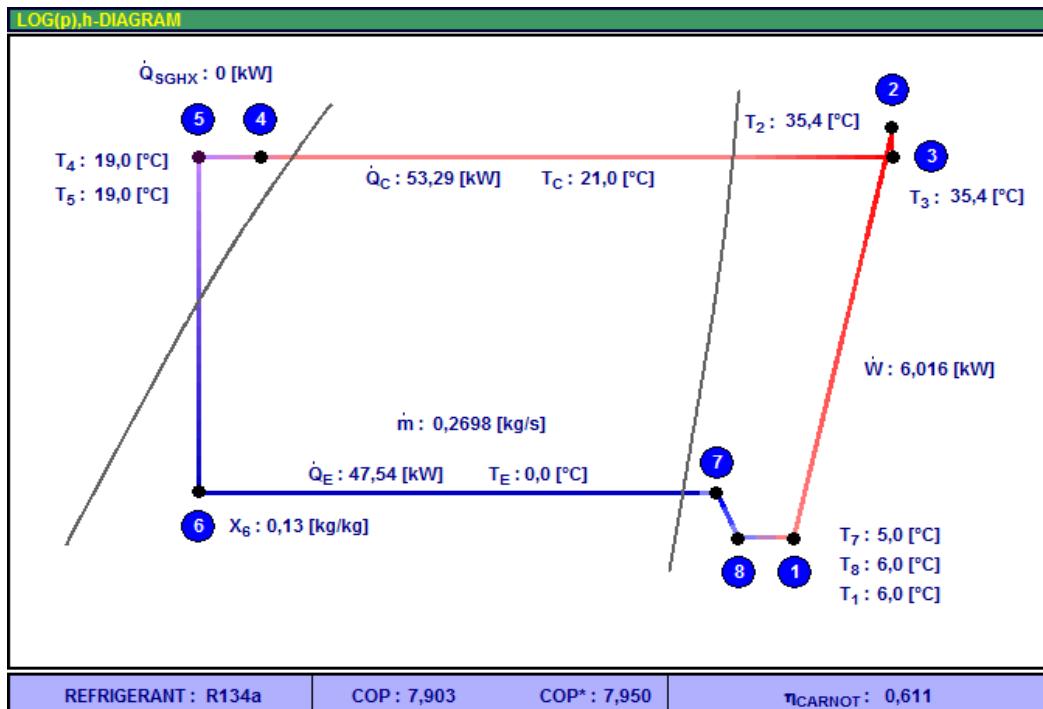


Figura 4.2.1 Simulación R134a. . Fuente: elaboración propia.

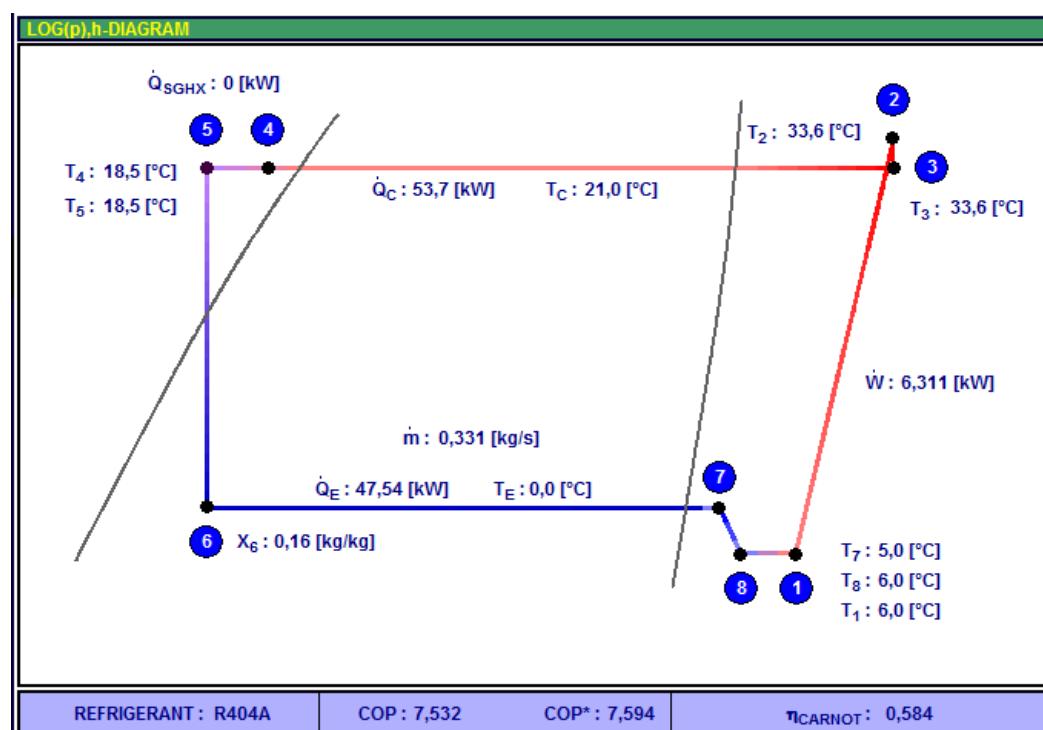


Figura 4.2.2 Simulación R404A. . Fuente: elaboración propia.

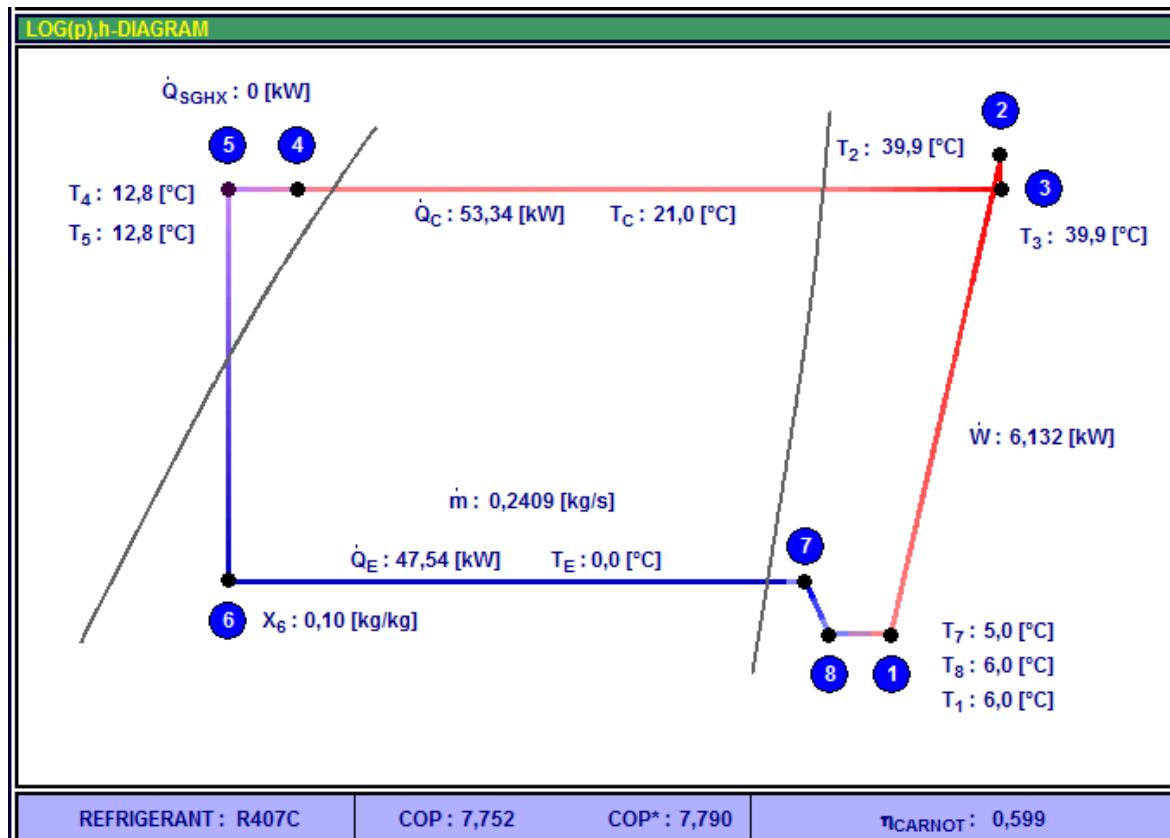


Figura 4.2.3 Simulación R407C. . Fuente: elaboración propia.

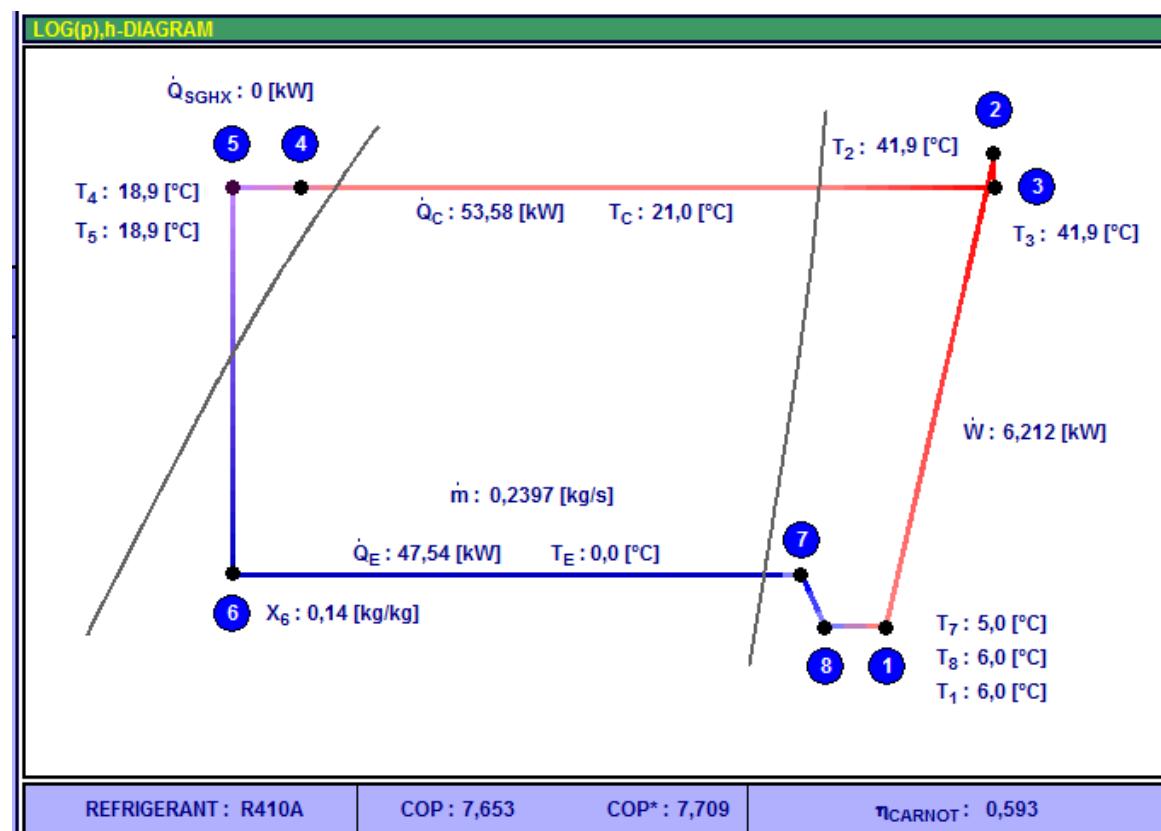


Figura 4.2.4 Simulación R410A. . Fuente: elaboración propia.

4. Diseño preliminar

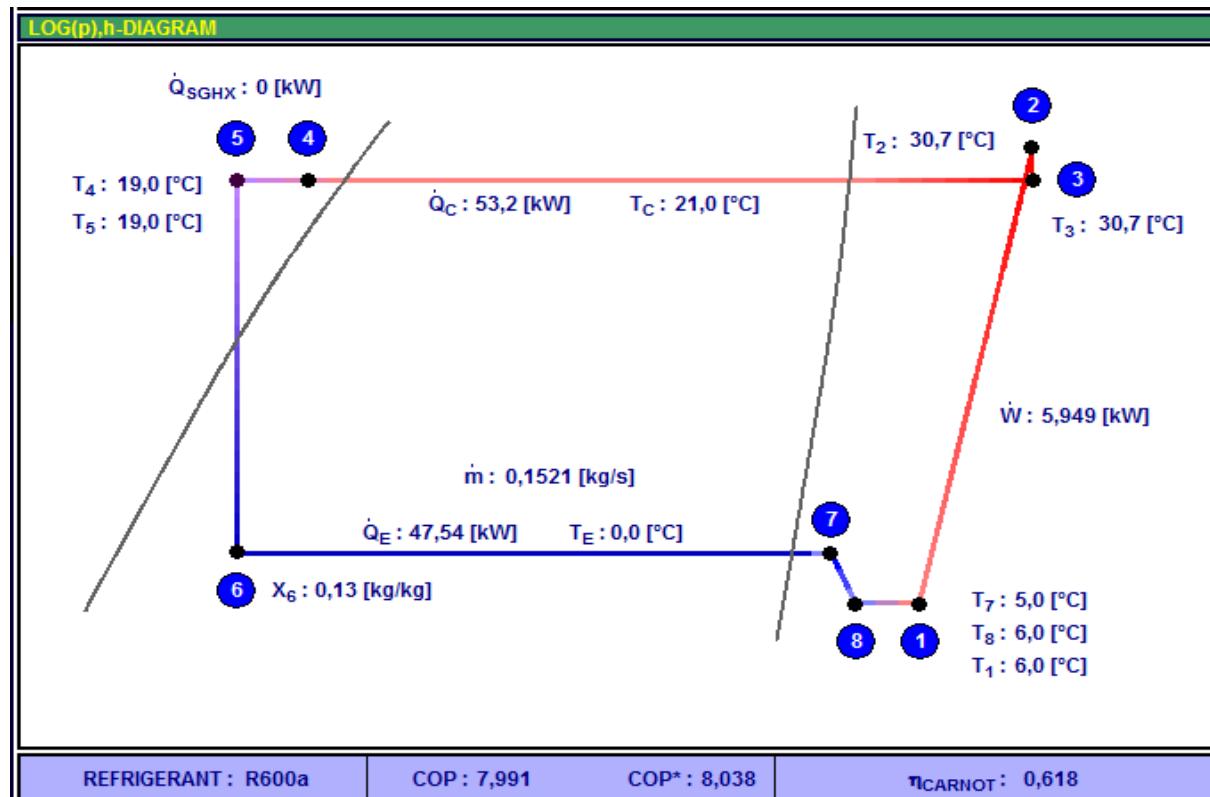


Figura 4.2.5 Simulación R600a. Fuente: elaboración propia.

En la siguiente tabla (Tabla 4.3.2) se pueden comparar todos los factores de influencia para la elección del refrigerante, obtenidos de las anteriores simulaciones y de la bibliografía.

	Desplazamiento Volumétrico (m ³ /h)	T _{descarga} (°C)	PCA o GWP	PAO o ODP	Grupo seguridad, T _{autoignición} (°C)	Potencia compresor (kW)
R134a	70,39	35,4	1200	0	743 / A1	6,016
R404A	41,3	33,6	3922	0	728 / A1	6,311
R407C	47,87	39,9	1774	0	704 / A1	6,132
R410A	29,94	41,9	1890	0	* / A1	6,212
R600a	133,08	30,7	3	0	460 / A3	5,95

* No conocido

Tabla 4.2.2 Resultados de las simulaciones. Fuente: elaboración propia.

Conforme a todo esto se realizan los siguientes descartes:

- R600a: Pese a ser el que mejor comportamiento ambiental presenta, da un desplazamiento volumétrico excesivo. Además, debido a sus peores características de seguridad, la legislación limita su uso a cargas inferiores a 0,2 kg.
- R134a: Su desplazamiento volumétrico es también alto en comparación con el del resto.
- R404A: Presenta la mayor potencia en el compresor y las peores características ambientales.

En cualquiera de las opciones la temperatura de descarga es muy baja, por lo que este factor no es decisivo, salvo en el R600a, que ya ha sido descartado.

Con todo esto nos quedan el refrigerante R407C y el R410A. Si bien el R410A presenta un desplazamiento volumétrico mucho menor, su potencia en el compresor y características ambientales son peores. Esto último, unido al uso más ampliamente extendido del R407C, lleva a la selección de este refrigerante.

El R407C es uno de los refrigerantes más adecuados para las aplicaciones en las que antes se usaba R22. Es además muy utilizado para aplicaciones comerciales y cercanas a alimentos, como cámaras frigoríficas.

En el Anexo B se incluye su ficha de características y de seguridad. Este refrigerante lo fabrica Chemours International y en España lo distribuye Kimical.

4.3 Optimización de temperaturas

Según todo lo anterior se pueden definir las características del ciclo para el diseño y elección de componentes de los capítulos siguientes. Una de las variables principales, que afectarán de forma decisiva al resto de parámetros, serán las temperaturas de evaporación y condensación en el ciclo.

El ciclo de este dispositivo será de compresión mecánica simple, dado que la alta temperatura del evaporador no requiere un ciclo más complejo. En este apartado, para unas condiciones ambientales de 25,9°C y 87% de humedad relativa, se analizará la cantidad de agua obtenida al poner el evaporador a distintas temperaturas (todas ellas positivas e inferiores a la de rocío, de 23,6°C) así como el consumo eléctrico específico. Este cálculo permitirá decidir la temperatura óptima del evaporador, y en función de ésta, el control que necesitará el dispositivo.

4. Diseño preliminar

Antes de comenzar conviene aclarar distintos aspectos:

- Fijado el caudal de agua (1000 l/día) se puede calcular, en función de las temperaturas, las potencias del compresor, evaporador y condensador, así como caudales de aire en cada uno de los intercambiadores. Para estas simulaciones no se considerarán recalentamientos ni pérdidas de carga en el compresor. Se asume un rendimiento isentrópico de 0,7 y un rendimiento volumétrico de 1.
- Si se utiliza una temperatura de evaporador alta, la corriente de salida de aire no estará muy fría. En dicho caso, esta corriente no será necesaria para enfriar el condensador, que precisará de un caudal de aire mayor proveniente del exterior.
- Una disminución de la temperatura del evaporador revertirá en una disminución de la humedad del aire de salida, con lo que el agua obtenida aumentaría. Aun así, al alejar las temperaturas del foco frío y el caliente disminuye la eficiencia del ciclo, lo que reduce la potencia en el evaporador y por tanto el agua obtenida. Este apartado busca obtener la combinación óptima de ambos efectos.

Para ello se ha utilizado el refrigerante R407C y se ha supuesto un factor de by-pass $FB=0,25$ para el evaporador y el condensador.

Es importante tener en cuenta que los datos que se muestran tratan de agua condensada, que en el ideal de los casos podrá ser recogida totalmente.

Para efectuar los cálculos se ha escrito un código en EES, obteniendo para cada juego de temperaturas del evaporador y condensador (temperaturas en las baterías), los flujos de aire (en cada elemento), el agua obtenida y las potencias.

Para la elección de las temperaturas óptimas se debe tener en cuenta:

- Potencia del compresor: responsable del mayor consumo eléctrico del dispositivo su influencia en el coste del agua es decisivo.
- Potencia en evaporador y condensador: cuanto mayores sean, más grandes tendrán que ser estos intercambiadores, con la influencia en coste y pérdidas de carga en el aire que esto implica.
- Flujos de aire, pues determinarán la potencia de los ventiladores.

Se muestra a continuación en la Figura 4.4.1 la relación entre las temperaturas en cada uno de los intercambiadores de calor y la potencia requerida en el compresor. En ella se aprecia que los puntos más interesantes están en el cuadrante inferior derecho, donde las temperaturas en evaporador y condensador son más cercanas y por tanto el ciclo más eficiente.

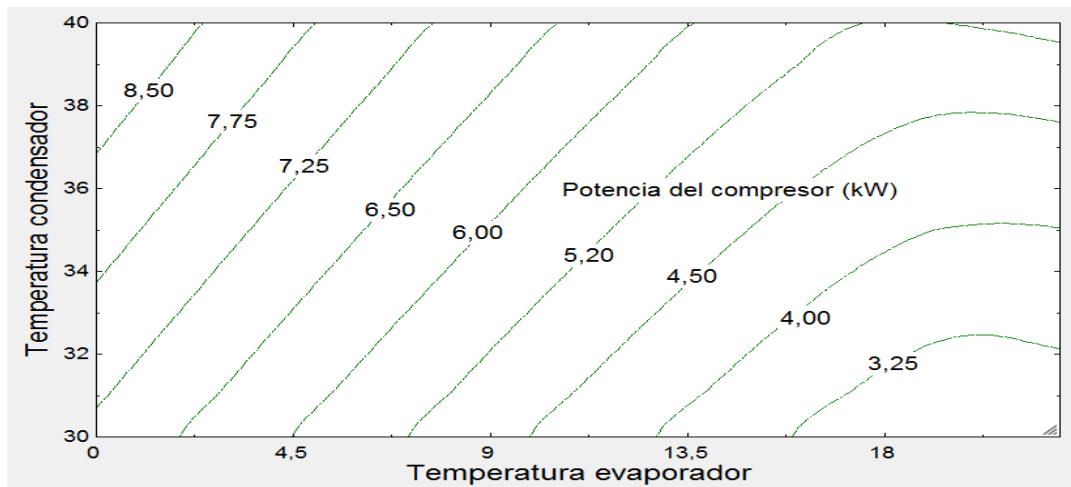


Figura 4.3.1 Potencia del compresor (kW) en función de las temperaturas. Fuente: elaboración propia.

Para no excederse en los caudales de aire que atraviesan cada intercambiador, lo anterior debe ser contrastado con las flujo de aire. Se incluye en la Figura 4.4.2 la relación entre este caudal máscio y las temperaturas en cada batería.

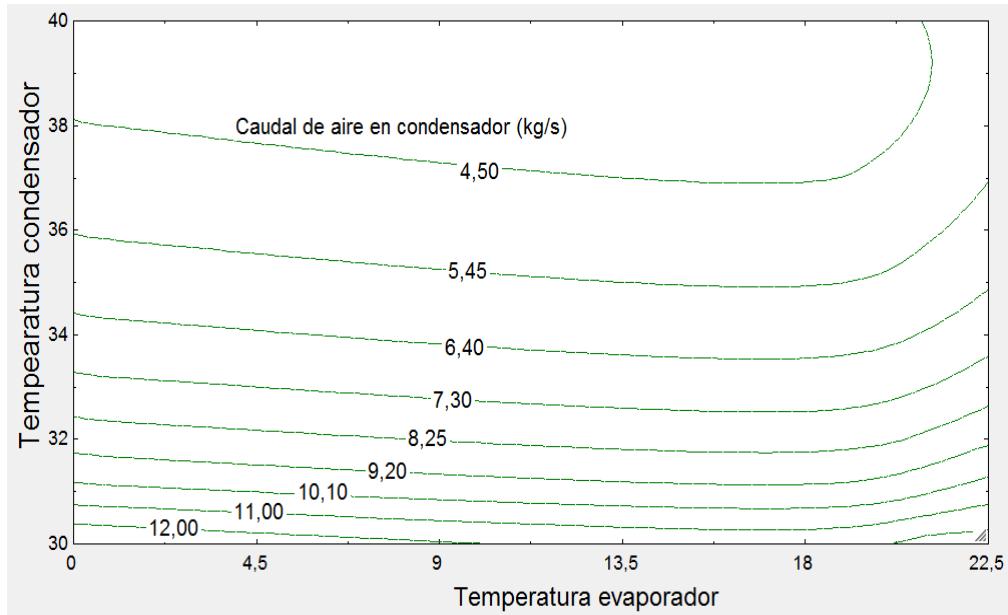


Figura 4.3.2 Caudal de aire en función de las temperaturas. Fuente: elaboración propia.

De forma orientativa se pueden estimar las pérdidas de carga del flujo de aire en cada una de las baterías (condensador y evaporador), para obtener así la potencia necesaria para accionar ventiladores y compresor. Estos componentes concentrarán la mayor parte del gasto eléctrico, por lo que minimizar su consumo equivale a reducir el coste por litro del agua. Se muestra en la Figura 4.3.3 la potencia total del ciclo frente a las temperaturas de las baterías.

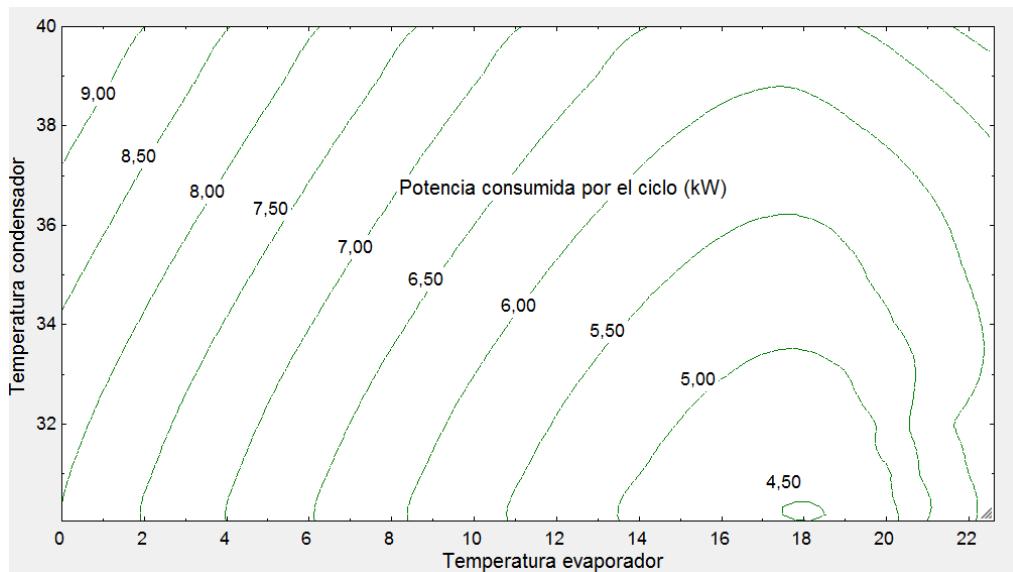


Figura 4.3.3 Potencia total del ciclo en función de las temperaturas. Fuente: elaboración propia.

Debe tenerse en cuenta que los resultados de la Figura 4.3.3, que conjugan los de las dos anteriores, no son definitivos, ya que el consumo de ventiladores se ha calculado únicamente como producto de las pérdidas de carga y flujo másico.

De cualquier modo, se aprecia que las temperaturas óptimas de trabajo son en torno a 18°C en el evaporador y 30°C en el condensador. Sin embargo, y pese al incremento de potencia que esto implica, se deciden unas temperaturas algo alejadas de este punto.

Esto se debe a que una temperatura inferior en el evaporador permitirá la obtención de agua en condiciones ambientales no tan favorables, mientras que los anteriores 18°C restringen excesivamente las condiciones climáticas de funcionamiento.

Con todo esto se decide que el ciclo trabaje con los siguientes parámetros, detallados en la Tabla 4.3.1

Caudal de agua (l/día)	Temperatura evaporador (°C)	Temperatura condensador (°C)	Caudal de aire en evaporador (kg/s)	Caudal de aire en condensador (kg/s)	Potencia evaporador (kW)	Potencia condensador (kW)	Potencia compresor (kW)
998,91	14	32	1,8	7,97	46,306	50,4	4,094

Tabla 4.3.1 Características del ciclo escogido. Fuente: elaboración propia.

Estas son las condiciones con las que se diseñarán y escogerán los componentes el ciclo, donde se debe tener en cuenta que la cantidad de agua obtenida es para las condiciones ambientales de 25,9°C y 87% de humedad relativa.

Dado que estos resultados se ajustan a los requisitos iniciales, se toman como válidos y se continuará en los siguientes capítulos con el diseño y selección de cada uno de los componentes del ciclo. Una vez realizados estos cálculos, una nueva simulación del ciclo permitirá ajustar de forma más concisa todos los resultados.

5. DISEÑO Y CÁLCULO DEL EVAPORADOR

En este capítulo se acometerá el diseño definitivo del evaporador, como componente más característico del ciclo. Al contrario que otros componentes, se ha decidido realizar un diseño y no una selección entre los modelos existentes a la venta. Esto se explica por su uso específico y particular, pues no sólo extrae calor de una corriente de aire sino que condensa agua, por lo que tendrá que tener un diseño que permita su recogida y maximice su producción.

Puesto que ya han sido especificadas la potencia y las temperaturas de trabajo del evaporador, la conclusión principal de este capítulo será el tamaño y forma del evaporador, así como las pérdidas de carga que sufre el aire a su paso por este intercambiador.

5.1 Selección del modelo de cálculo

Para realizar el cálculo y el diseño del evaporador se han considerado distintos modelos físicos de los fenómenos que ocurren en él. En este apartado se muestran los resultados y se discute su utilidad para el diseño a fondo del componente.

Modelo de condensación en película

Se puede plantear un modelo tomando como hipótesis que únicamente se producirá condensación de agua en una película adherida a las paredes del intercambiador. La sencillez de este modelo permitirá calcular la cantidad de agua obtenida en un evaporador con una potencia similar a la calculada en el capítulo 4.

Para la elaboración de un modelo coherente se han utilizado las ecuaciones de difusión de masa (ley de Fick) y de calor en caso de convección forzada. Para facilitar los cálculos en una primera aproximación se ha considerado flujo unidimensional.

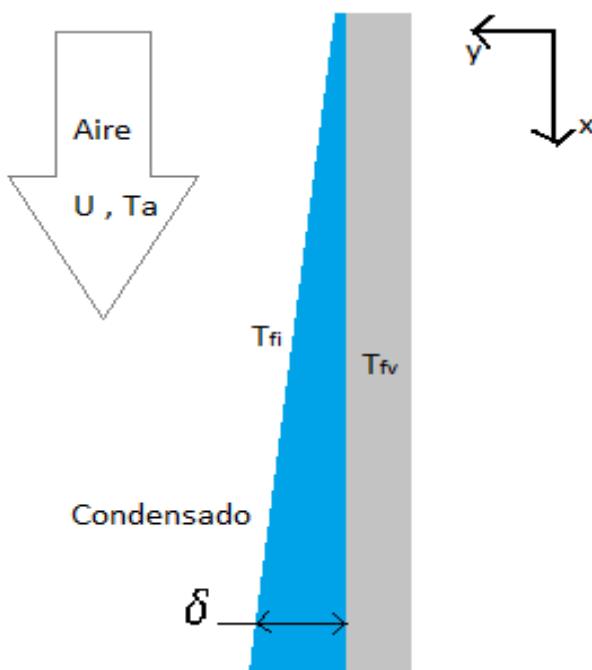


Figura 5.1.1 Condensación en película

Las ecuaciones fundamentales que se tendrán en cuenta en este apartado son:

- (1) $\frac{dm_v}{dx} = -K\rho x$ donde K es el coeficiente de transferencia de masa del vapor de aire en la mezcla de aire húmedo, ρ es la densidad del aire húmedo e Y_v la fracción másica de vapor.

Esta ecuación expresa la difusión de vapor de agua m_v en el aire, considerando que éste se encuentra a una humedad tal que la fracción másica de agua sea Y_v y en el volumen de aire inmediatamente pegado a la película de condensado no hay vapor pues se ha secado al completo.

- (2) $\frac{du}{dy} = \frac{(\rho_l - \rho_g)g}{\mu_l} (\delta - y) + \frac{\tau_g}{\mu_l}$

Esta ecuación expresa el perfil de velocidades (u) del agua líquida (con densidad ρ_l y viscosidad dinámica μ_l) en función de la gravedad (g), el espesor de la capa límite (δ) y la tensión cortante entre el agua líquida y la corriente de aire (ζ_g).

- (3) $\frac{dm_v}{dx} = -[\frac{\rho_l(\rho_l - \rho_g)g\delta^2}{\mu_l} + \frac{\mu_l\tau_g\delta}{\mu_l}] \frac{d\delta}{dx}$

Obtenida de la anterior, expresa el incremento de flujo de condensado a partir de la mezcla aire vapor.

Igualando (1) y (3) e integrando podemos calcular el espesor de la capa límite. Sabiendo además la velocidad del agua en ésta, se puede hallar, por medio de (2) y un sencillo balance de masa, el caudal de agua obtenido. Esto requiere predefinir las dimensiones del evaporador, que en primera aproximación serán como las citadas en el apartado 4.1.

Para completar el modelo se debe añadir:

- (4) $q'' = h_0(T_a - T_{fi})$

Que constituye la Ley de Newton de la convección, siendo q'' la potencia intercambiada por unidad de superficie; T_a la temperatura de la corriente de aire y T_{fi} la de la intercara aire condensado.

- (5) $q'' = \frac{k}{\delta}(T_i - T_v)$

Esta ecuación permite calcular el flujo de calor conducido a través de la película de agua, con conductividad térmica k_f , hasta la pared del evaporador, a una temperatura T_{fv} .

5. Diseño y cálculo del evaporador

Para resolver las ecuaciones anteriores, con las que se pretende poder relacionar la masa de agua condensada, la potencia en el evaporador y el área del intercambiador, es necesario hacer unas consideraciones previas:

- Para el cálculo de K (coeficiente de transferencia de masa del vapor de agua en el aire) se utilizan las correlaciones de Holman (1992), según las cuales:

$$Sh = 1,04 \cdot 0,0395 \cdot Re^{0.75} \cdot Sc^{1/3},$$

siendo Re el número de Reynolds de la corriente de aire (cuya velocidad se estima en 2 m/s, teniendo en cuenta el caudal de aire y el volumen del evaporador); y Sc el número de Schmidt.

Calculado el número de Sherwood (Sh) la obtención de K es inmediata.

- Para el cálculo de H_{av} se usa la misma correlación, sustituyendo Sc por Pr , número de Prandtl y Sh por Nu (número de Nusselt).
- Los datos de los fluidos se obtienen de tablas a las temperaturas de trabajo.
- La tensión cortante ζ_g se puede calcular por medio de:

$$\tau_g = 0,316 \cdot Re^{-0.25} \frac{(U - u_{fb})^2}{2}$$

con U la velocidad de la corriente de aire y u_{fb} la velocidad media del agua condensada en la capa límite.

Se tomarán como datos de partida los del cálculo de aire del capítulo 4 - 29,5°C y 87% de humedad relativa. En primera aproximación se tomará la temperatura de la pared donde condensa el agua constante e igual a la temperatura de rocío del aire en dichas condiciones (20,2° C); y la temperatura de la corriente de aire invariante a medida que avanza en el condensador.

Para la resolución de las ecuaciones algebraicas planteadas se ha utilizado un código de Matlab que realiza las iteraciones necesarias. Por medio de este programa se ha conseguido relacionar el área de intercambio con la cantidad de agua obtenida, gráfica que se muestra a continuación.

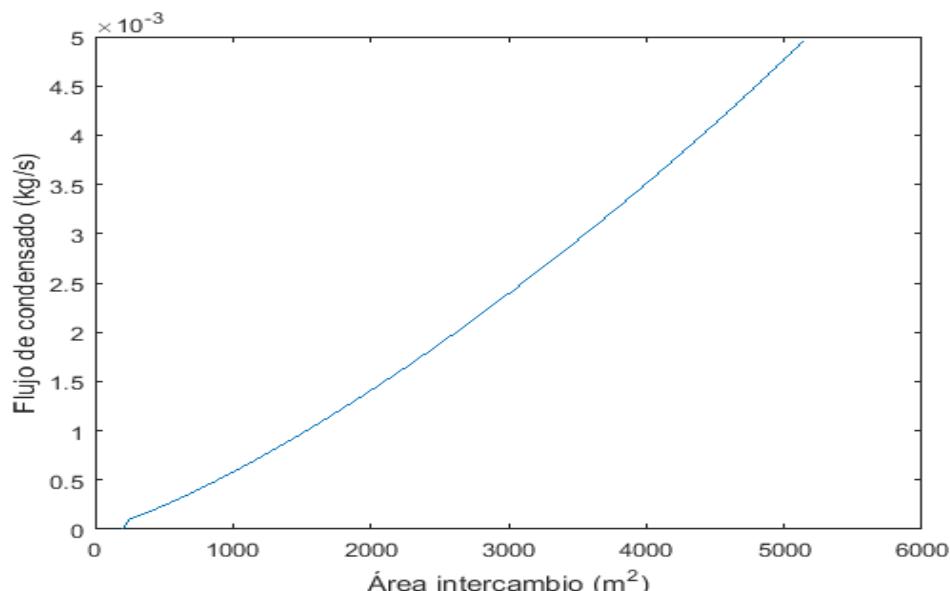


Figura 5.1.2 Cantidad de agua en función del área

Como se aprecia en la Figura 5.1.2 el área de intercambio es enorme para la obtención de cantidades de agua razonables.

A la vista de todo esto se puede concluir que:

- El modelo de condensación por película no es válido para el diseño del evaporador, ya que con él no se obtienen resultados útiles.
- En los aparatos existentes en el mercado, y en el que se diseña en este trabajo, no se produce este tipo de condensación (por lo menos no únicamente), ya que éstos presentan una potencia similar y una cantidad de agua obtenida incompatibles con el área del evaporador factible si hay condensación en película.

Modelo de condensación por gotas

No siendo válido el modelo anterior queda considerar una condensación por gotas. Este tipo de condensación es complejo de modelar y por tanto su cálculo no es factible utilizando las ecuaciones de transferencia de masa como en el caso anterior.

Si bien no se logrará la exactitud anterior, los cálculos basados en procesos psicrométricos y en transferencia de calor en intercambiadores, nos darán unos resultados cercanos a la realidad.

Para el cálculo de la condensación por gotas, se han utilizado correlaciones de la literatura térmica, que se han explicado en el capítulo de acercamiento teórico.

5.2 Datos de partida y simplificaciones

Se han tomado los siguientes datos de partida:

- Condiciones climáticas: las mismas que para el cálculo de la temperatura óptima de batería, de forma que se tiene una temperatura de aire de entrada de 25,9 °C y una humedad relativa de 87%.
- Temperatura de la batería: como ya se explicó anteriormente, ésta queda fijada en 14° C. En el cálculo del evaporador no se ha considerado sobrecalentamiento del refrigerante.
- Potencia: Para las condiciones especificadas y un caudal de agua de 998,91 l/día, como se vio anteriormente por medio de una simulación del ciclo, se debe diseñar un evaporador de 46,31 kW.

Con estas características se realizan las siguientes simplificaciones:

- Se considerará fluido monofásico en el lado aire, dado que la fracción de agua es baja aun cuando se optimiza la máquina para maximizarla. De cualquier modo se toman

valores de las propiedades del aire teniendo en cuenta la condensación y la presencia de agua.

- Se asume que el agua forma una película homogénea en las paredes del intercambiador a la hora de calcular la resistencia térmica de la fase líquida.
- Se desprecia la resistencia de las paredes del intercambiador, por tener una conductividad considerablemente mayor que el agua líquida.
- Se supone un factor de by-pass de 0,25 en la batería, dato coherente con las tablas del Manual de Instalaciones de Climatización, UNED, mostradas en el capítulo de acercamiento teórico.
- Se asume homogeneidad en el lado aire, y se toman como condiciones de salida las expresadas en el capítulo anterior, con una temperatura en función del factor de by-pass y una humedad relativa del 100%.

5.3 Dimensiones

A partir de todo lo anterior, se tienen datos suficientes para el cálculo del área del evaporador. Para ello se ha utilizado el software EES, que contiene librerías con las propiedades termoquímicas del aire húmedo, agua y del refrigerante R407C.

Además, se han utilizado las funciones que permiten calcular coeficientes de transferencia de calor, como la de ebullición en tubos, basada en la correlación de Shah (1982); y la función que permite obtener el coeficiente de convección exterior en un evaporador compacto.

Antes de acometer el cálculo del área, comprobando que para aplicaciones similares se utilizan intercambiadores compactos, se ha decidido utilizar uno de este tipo. Esto se debe a que el fluido caliente (aire húmedo) no presenta buenas propiedades térmicas, por lo que para la alta potencia requerida es necesario una gran área de intercambio. Esta área ocuparía un volumen excesivo en un intercambiador convencional.

Además se diseñará un evaporador inundado, puesto que para las potencias que se tratan resulta interesante poder reducir el flujo de refrigerante.

Dentro de los distintos modelos de intercambiadores compactos, se ha centrado la elección en los que fueron estudiados por Kays y London (1984), por la gran cantidad de datos disponibles que facilitan el cálculo. En concreto se ha decidido escoger un evaporador del tipo tubos circulares y aletas planas, diseño CF-8.0-3/8T, por dos motivos fundamentales:

- Las aletas planas continuas permiten recoger agua de forma más homogénea que las circulares.
- Es el más compacto dentro de los intercambiadores de aletas planas continuas, lo que permitirá reducir sus dimensiones.

Las características geométricas de este intercambiador se muestran a continuación:

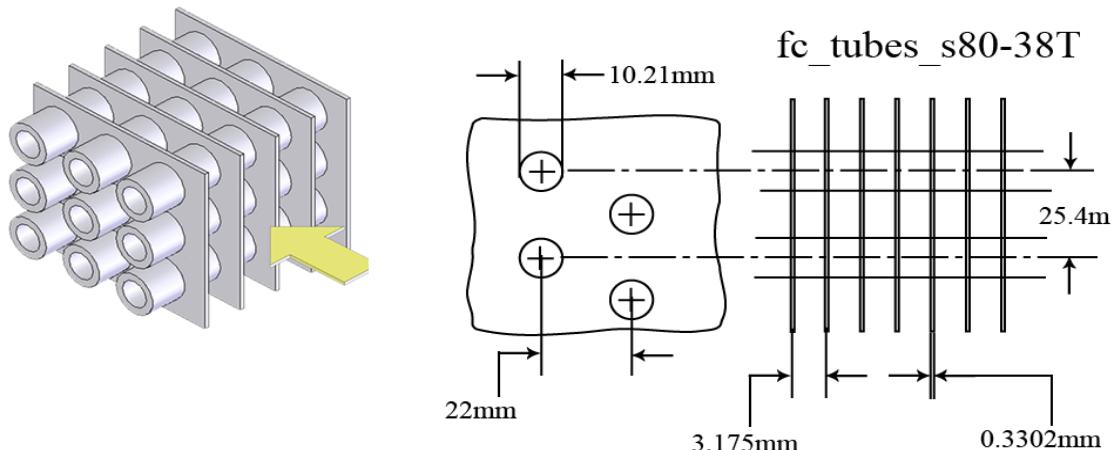


Figura 5.3.1 Intercambiador compacto CF 7'75 -5/8T. Fuente: Kays, W.M. y London, A.L., Compact heat exchangers. McGraw Hill. 1984.

Puesto que para unas dimensiones dadas –lado, alto y ancho- quedan fijadas las superficies de intercambio de calor debido al diseño del evaporador, se escogerá el juego de valores que mejor conviene al diseño de conjunto y que cumpla con los requisitos térmicos comentados.

Es interesante tener en cuenta que la relación entre todas ellas no es meramente geométrica, pues una variación en el alto o ancho provocará un cambio en el diámetro hidráulico del lado aire y por tanto en la transferencia de calor, lo que influirá de nuevo en el área.

Por ello se ha iterado entre valores fijos del alto y ancho del intercambiador (entre 0,5 y 1,5 m), obteniéndose en cada caso un valor del fondo del evaporador para el que las áreas de intercambio son las necesarias para la transmisión requerida. Con ello se ha obtenido el mapa de dimensiones mostrado en la Figura 5.3.2.

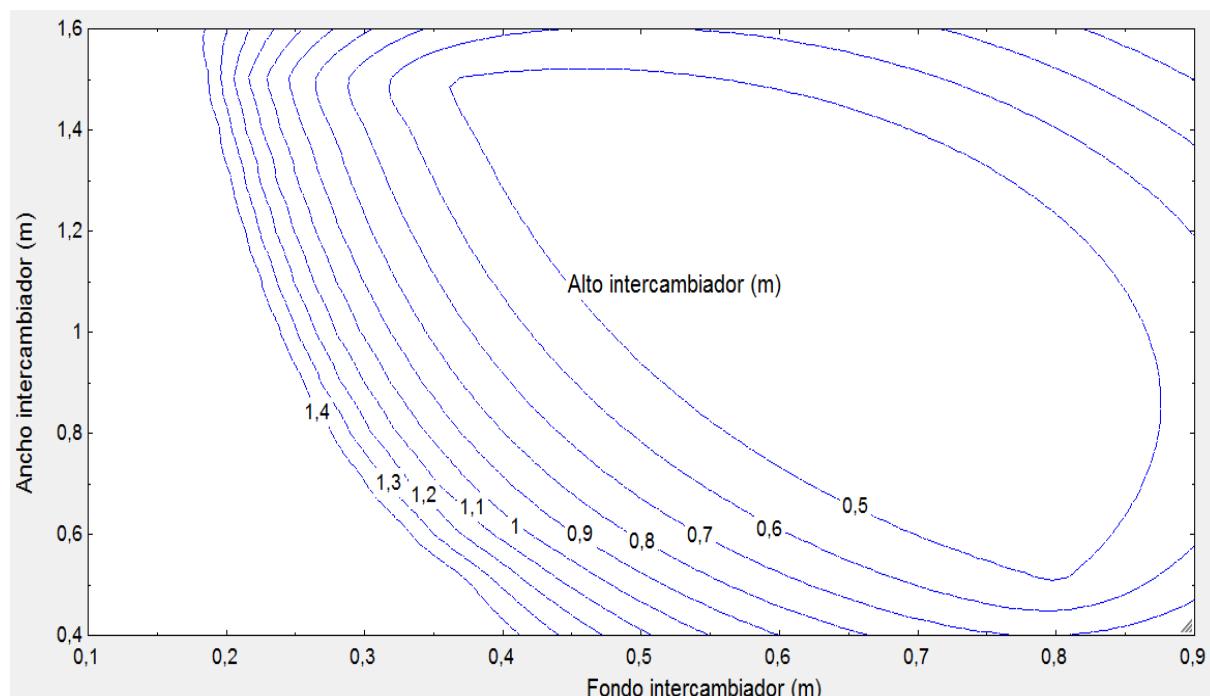


Figura 5.3.2 Análisis de las dimensiones del evaporador. Fuente: Elaboración propia.

5. Diseño y cálculo del evaporador

Como se observa en la gráfica, para cada valor de ancho y fondo del evaporador existe un alto en el que se tienen las áreas necesarias. Entre todos estos juegos de valores posibles serán preferibles los que cumplan las siguientes características:

- Fondo pequeño, para minimizar las pérdidas de carga y por tanto la potencia requerida por el ventilador.
- Menor volumen del intercambiador, calculado como el producto de las tres variables anteriores.
- Menor número de tubos (y por tanto menor coste por reducción de material)
- Menores superficies de intercambio (por el mismo motivo).

Se comprueba en los datos obtenidos, que los menores valores de área se corresponden con los de volumen más pequeño. Sin embargo para estos puntos el fondo es muy grande. Para visualizar mejor esta relación se incluye la Figura 5.3.3.

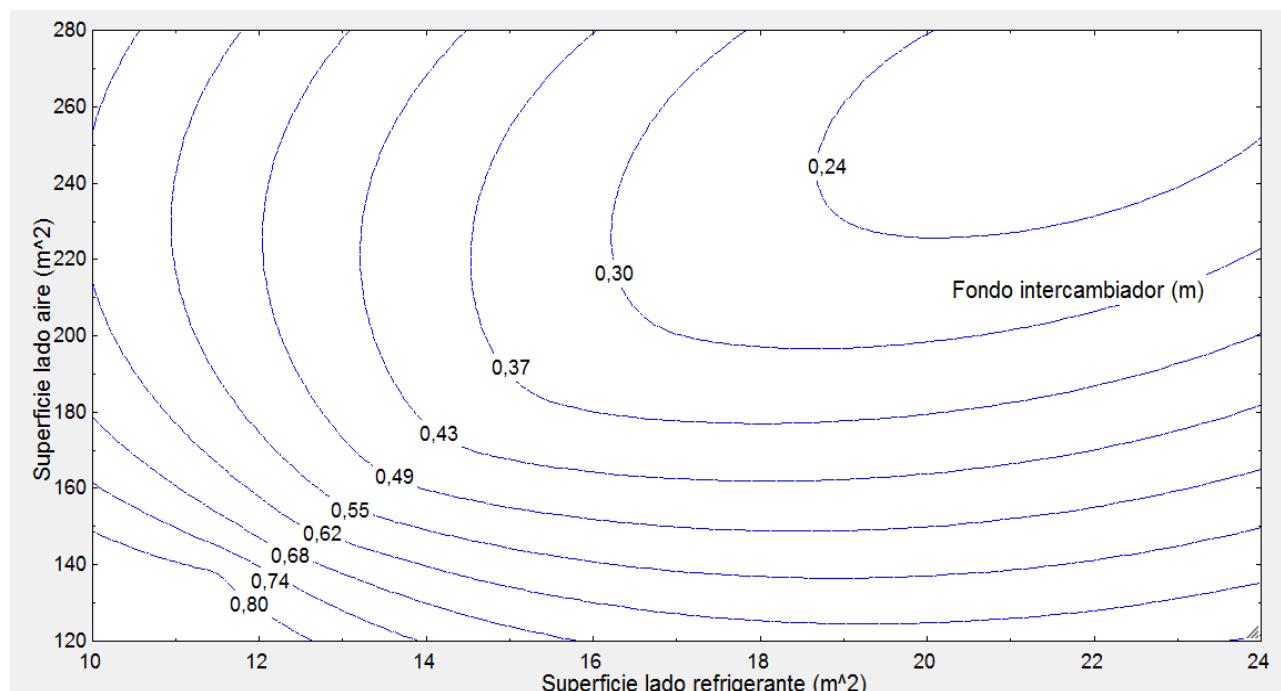


Figura 5.3.3 Análisis de las dimensiones del evaporador. Fuente: Elaboración propia.

Se decide una solución que priorice la influencia del fondo, pues aunque su disminución implique un aumento del coste del dispositivo, su operación será más barata.

Ancho (m)	Alto (m)	Fondo (m)	Área lado refrigerante (m ²)	Número de tubos	Área lado aire (m ²)	Volumen total (m ³)
1,4	1,0	0,24	19,2	428	231,1	0,34

Tabla 5.3.1 Dimensiones finales del evaporador. Fuente: Elaboración propia.

5.4 Características del evaporador

Además de todas las dimensiones del evaporador que han sido definidas y justificadas en los apartados anteriores es necesario referirse también a sus características constructivas.

En primer lugar, se decide que el intercambiador será de cobre, por ser un metal muy utilizado en este tipo de aplicaciones, compatible con el refrigerante y con el agua para consumo. Este punto es fundamental a la hora de decidir el material frente a otros como el aluminio, que presentaría la ventaja de ser más ligero. Si bien para la aplicación de condensar agua que más tarde será potabilizada, no hay normativa sobre los materiales, se desecha el aluminio, ya que su uso está prohibido su uso para aplicaciones con agua para consumo (Real Decreto 140/2007 del 7 de febrero).

El cobre presenta una elevada densidad, lo que llevará a que el evaporador tenga una inercia térmica considerable. Por otro lado, esta característica provocará que pese más, con el incremento de precio que supone.

Atendiendo a las características de las tuberías de cobre para refrigeración especificadas en la norma UNE-EN 12735- 1:2001/A1:2006, se encuentra que los tubos de 5/8 " cumplen los siguientes requisitos:

Diámetro nominal ("")	Diámetro exterior (mm)	Espesor del tubo (mm)	Diámetro interior (mm)	Peso (kg/m)
3/8	9,525	0,762	8,001	0,24

Tabla 5.4.1 Tubos 3/8 ". Fuente: UNE-EN 12735- 1:2001/A1:2006.

Conocida la superficie y dimensiones de las aletas y la densidad del cobre se puede concluir la masa total del evaporador.

Masa del evaporador (kg)
143,8

Tabla 5.4.2 Masa del evaporador. Fuente: Elaboración propia.

Igualmente, se ha tenido en cuenta que una gota de agua condensada en la parte superior debe recorrer toda la altura del evaporador hasta llegar a la bandeja colectora. Durante este recorrido, además de dificultar la transmisión de calor y por tanto la formación de nuevas gotas, puede ser desviada por la corriente de aire, hasta el extremo de que puede caer fuera de la zona de recogida. Para disminuir estos efectos se toman dos medidas:

- Se divide el evaporador en dos zonas, una superior y otra inferior. Debajo de cada sección del evaporador se sitúa una bandeja colectora de agua conectada al depósito de agua condensada.
- Las bandejas colectoras tienen más profundidad que el evaporador, de forma que existe una zona de la bandeja sobre la que ya no hay placas del evaporador pero que recoge agua arrastrada por la corriente de aire.

5. Diseño y cálculo del evaporador

Se incluye a continuación una sencilla modelización de los efectos a los que se ve sometida una gota, de modo que se puedan justificar numéricamente las medidas anteriores.

Para ello, supóngase que una gota de agua se forma en la parte superior del evaporador. Para acudir a la gota más desfavorable, se supondrá además que la gota condensa en plena masa de aire (por lo que la fricción con las paredes no la retendrá dentro de la batería), y que lo hace cuando la corriente de aire va a abandonar la batería.

Esta gota de agua se ve sometida a la acción de la gravedad y a una velocidad en el sentido y dirección de la del aire, que despreciando fricción, será igual a ésta. Su recorrido será por tanto parabólico, como la composición de los dos efectos anteriores.

El cálculo de la distancia del evaporador en la que la gota alcanza la bandeja colectora en caso de que el evaporador esté dividido o no lo esté, se muestran a continuación.

Distancia evaporador sin dividir (cm)	66,5
Distancia evaporador con dos partes (cm)	47,1

Por el simple hecho de dividir en dos el evaporador, lo que sólo aumenta su altura en 15 cm, permite reducir casi en 20 cm la región de sombra sobre la que cae el agua más allá de la batería del evaporador.

5.5 Pérdidas de carga

Para dimensionar el ventilador que mueve el aire (en el Capítulo 7) será necesario conocer las pérdidas de carga en el lado aire del evaporador, que serán las más importantes de todo el recorrido del aire.

Para ello se hace uso de la función de EES para el cálculo de pérdidas de carga en un diseño de evaporador como el explicado anteriormente. Debe tenerse en cuenta que no se consideran en este cálculo ni pérdidas de carga en la entrada o en la salida, ni por efecto de compresión del fluido (que serán muy pequeñas). Esto es decir que sólo se están teniendo en cuenta pérdidas de carga por fricción entre las paredes y tubos de la batería.

Puesto que el ventilador se situará aguas abajo del evaporador, dentro de éste la presión será inferior a la atmosférica. Esto se hace así para asegurar un flujo más uniforme en todo el intercambiador.

Con las dimensiones y temperaturas del evaporador tratadas en apartados anteriores se obtienen las siguientes pérdidas de carga:

Pérdidas de carga (Pa)	43,87
------------------------	-------

Tabla 5.4.3 Pérdidas de carga en el evaporador. Fuente: Elaboración propia.

Como se adelantó en el apartado anterior, las pérdidas de carga crecen de forma lineal con el fondo del evaporador, por lo que la elección de un fondo tan pequeño como fuera posible (siempre que no se comprometieran el resto de variables) queda aquí justificada.

5.6 Dibujos y planos

En este apartado se incluyen los dibujos del diseño realizado para el evaporador. Además se ha diseñado una bandeja para recoger el agua condensada. Todos los dibujos se han obtenido con la herramienta de renderizado de Catia. Por último se muestran los planos de las figuras realizadas.

Se muestran en las siguientes figuras los dibujos del evaporador y la bandeja colectora.

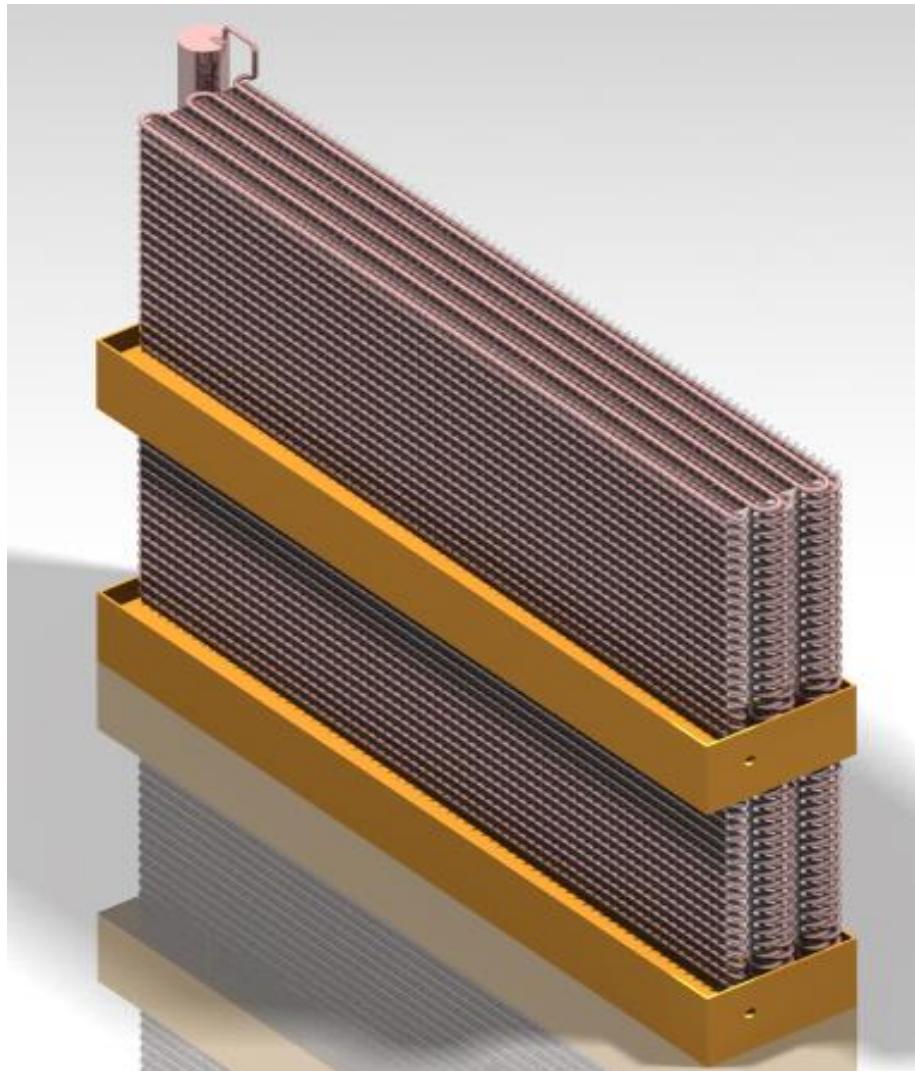


Figura 5.6.1 Evaporador con bandejas colectoras. Fuente: Elaboración propia.

5. Diseño y cálculo del evaporador

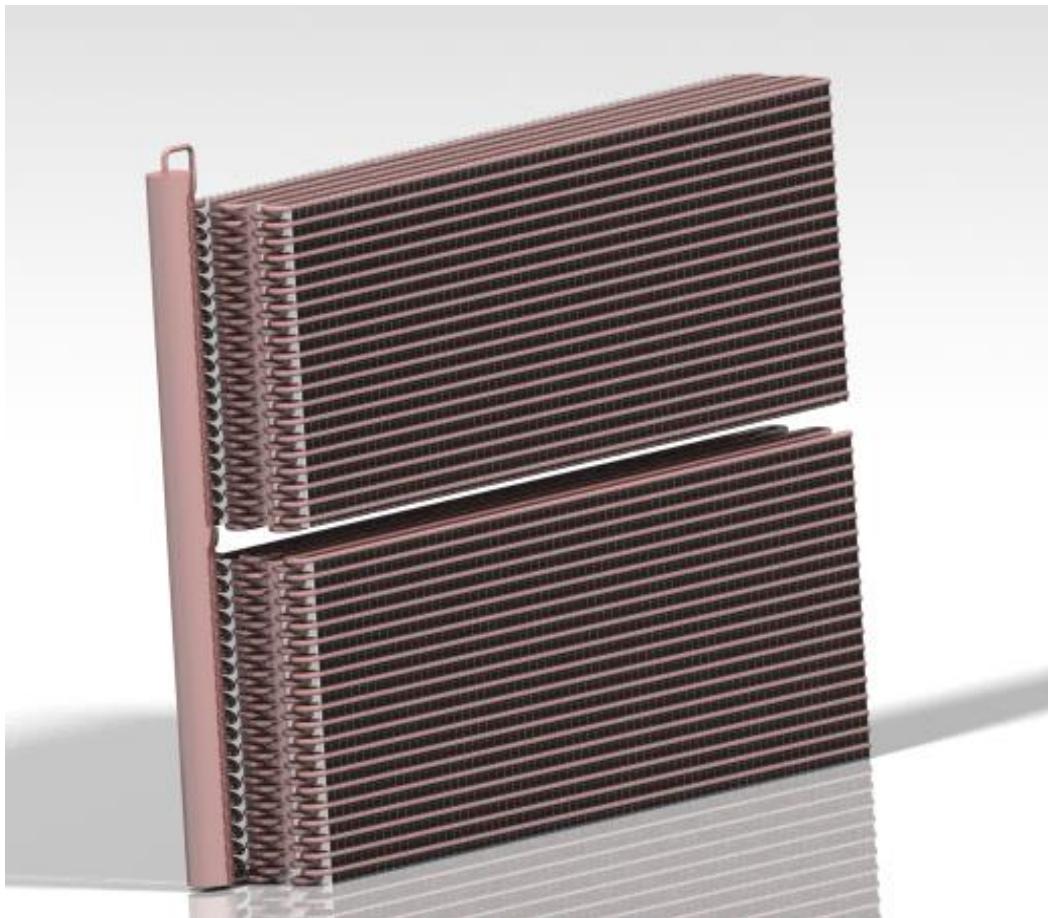


Figura 5.6.2 Evaporador. Fuente: Elaboración

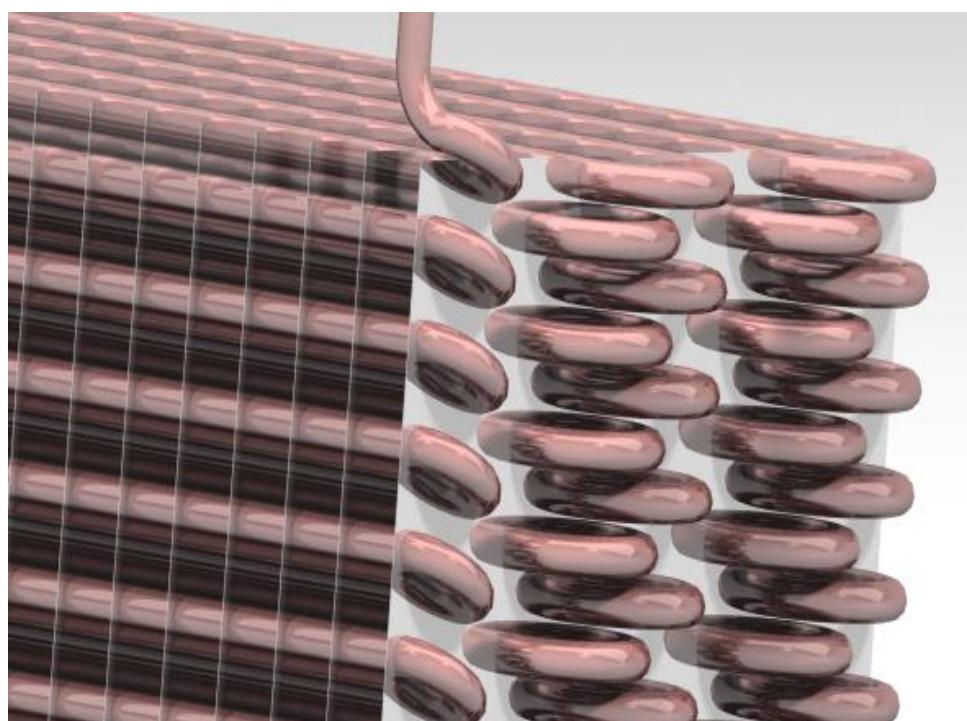


Figura 5.6.3 Detalle tubos y placas del evaporador. Fuente: Elaboración

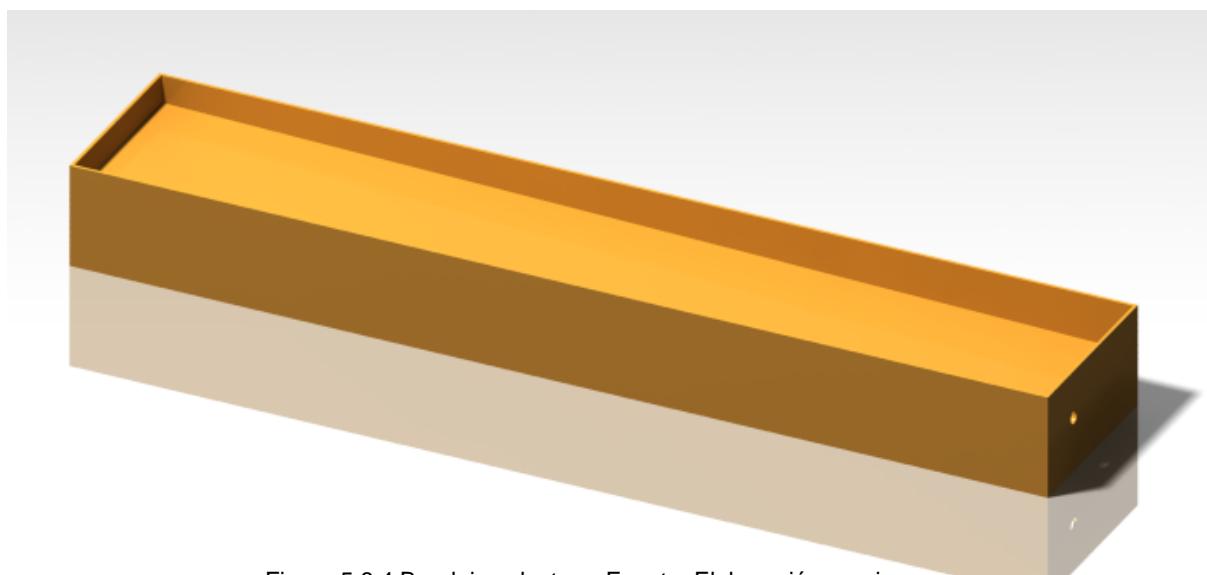


Figura 5.6.4 Bandeja colectora. Fuente: Elaboración propia.

Se añaden a continuación los planos del evaporador y de la bandeja colectora.

Diseño y cálculo de un dispositivo para la obtención de agua potable de la humedad del aire

DESIGNED BY:
PRP
DATE: 09/03/2016

CHECKED BY:
F. J. Sánchez Alejo
DATE: 24/06/2016

SIZE:
A4

SCALE:
1:10

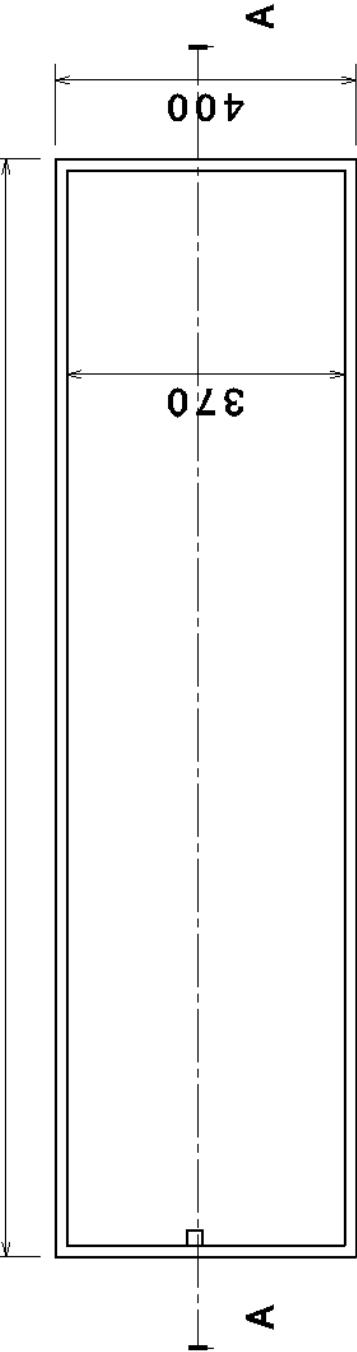
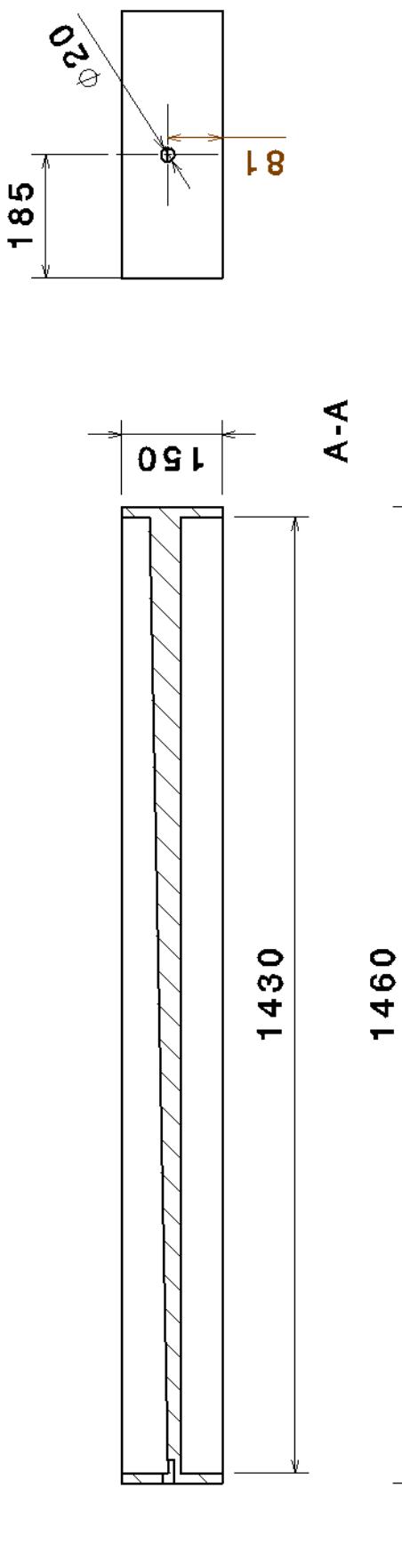
WEIGHT (kg)

DRAWING NUMBER

133,72

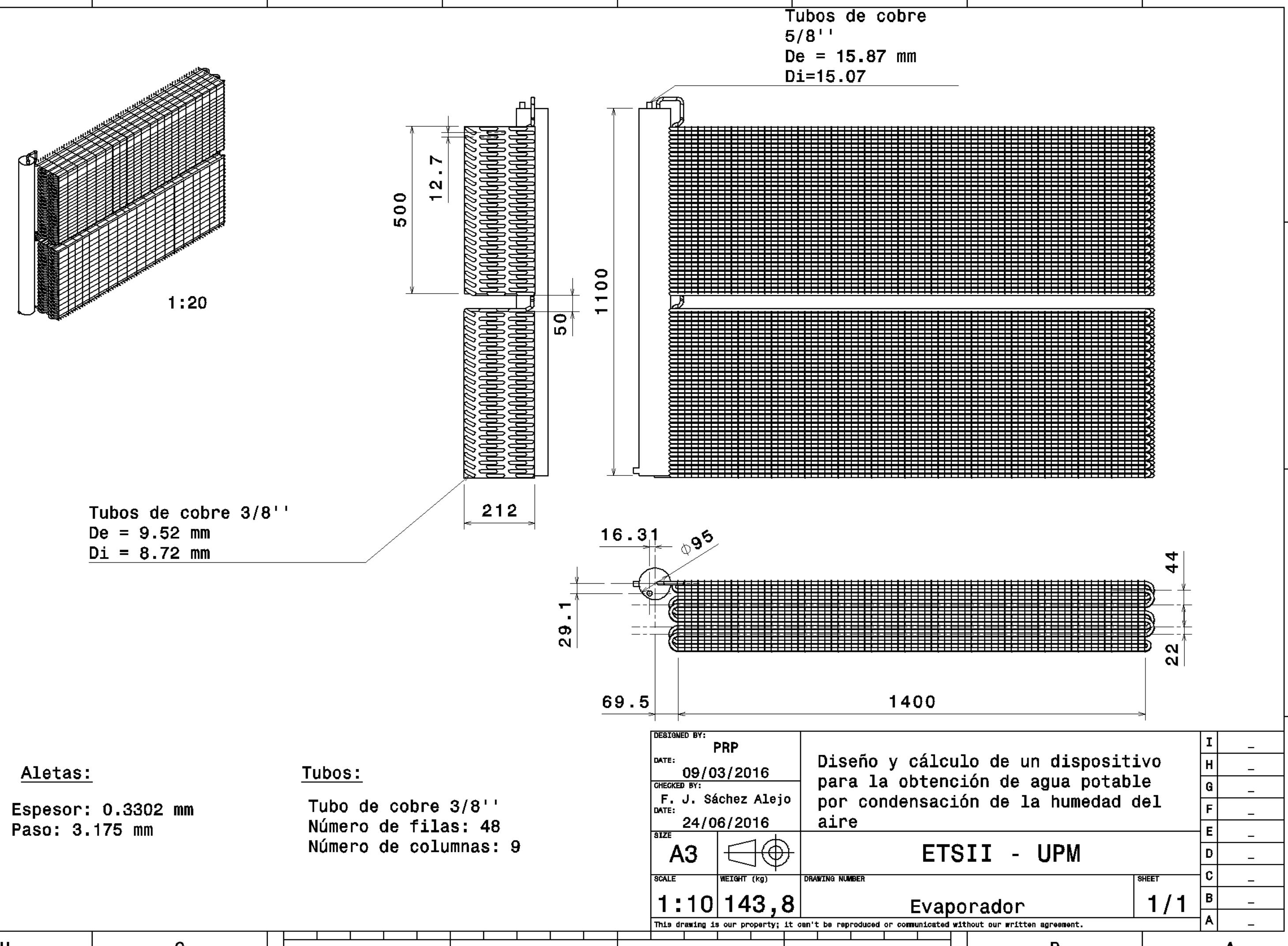
SHEET

1 / 1



4	3	2	1
A			A
B			
C			
D			D
A-A			
This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.			

H G F E D C B A



6. DISEÑO Y CÁLCULO DEL CONDENSADOR

En este capítulo se calculará el condensador. Para ello, partiendo de las potencias y temperaturas de los capítulos anteriores, se obtendrá una superficie de intercambio de calor. Asimismo se definirán las dimensiones, formas y características de este intercambiador.

Es interesante mencionar que el condensador también se diseña, dado que no utiliza únicamente aire del exterior, como ocurre con los que se encuentran en catálogos de fabricantes. Así mismo, en el dispositivo que se está diseñando, el condensador estará incluido en la estructura y no en una carcasa externa como es habitual.

Para todo esto utilizará un método de cálculo similar al empleado en el evaporador.

6.1 Dimensiones y características principales

En el cálculo del condensador no se van a escoger dimensiones del intercambiador, pues se utilizarán las mismas que en el evaporador para que el frente por el que circula el aire sea el mismo, evitando así pérdidas de carga. Por ello, dadas las medidas de ancho y alto del apartado anterior se buscan obtener las superficies de intercambio.

Debe tenerse en cuenta que el condensador es algo más alto que el evaporador, pues no sólo debe ocupar la superficie frontal de las dos partes del evaporador, sino también de la bandeja de agua intermedia. Esto hace una altura de 1,15 m.

De nuevo, para facilitar el cálculo, diseño y fabricación se hace uso de modelos de intercambiadores compactos existentes, normalizados y estudiados. Con ayuda de un código EES escrito para tal fin se compararán dos diseños de intercambiador compacto distintos:

- CF-7.75-5/8T: mismo intercambiador que el utilizado en el evaporador, lo que podría abaratar el coste del componente.
- CF-8.8-1.0J: Intercambiador compacto e tubos y aletas circulares. Presenta aletas menores que el anterior, por lo que su coste unitario será inferior. Se muestra en la Figura 6.1.1 la disposición del intercambiador.

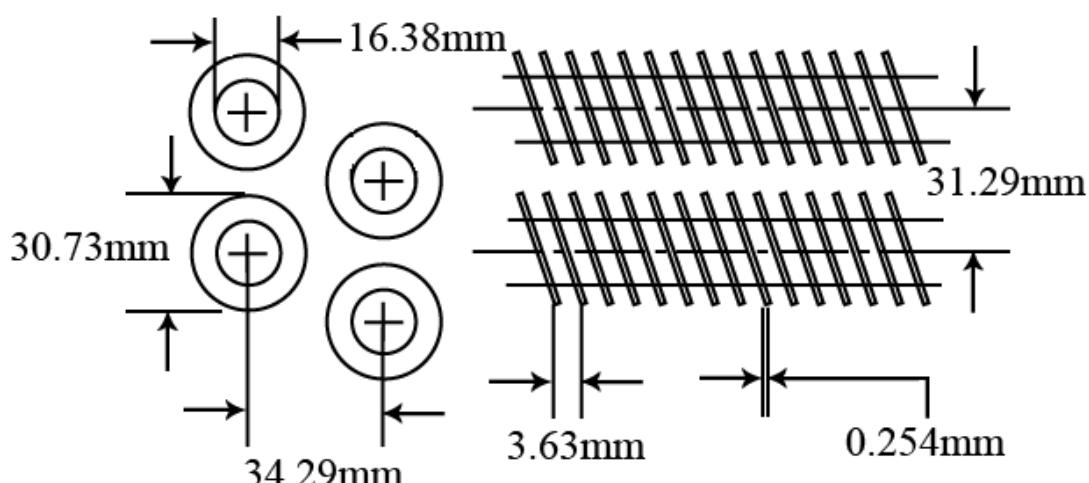


Figura 6.1.1 Intercambiador compacto CF-8.8-10J. Fuente: Kays, W.M. y London, A.L., Compact heat exchangers. McGraw Hill. 1984.

Para analizar los resultados del cálculo y poder escoger uno de ellos se muestra la Tabla 6.1.1:

	CF-7.75-5/8T	CF-8.8-1.0J
Fondo intercambiador (m)	0,05	0,07
Masa intercambiador (kg)	96,15	68,43
Superficie lado aire (m^2)	52,96	86,31
Superficie lado refrigerante (m^2)	2,62	2,12
Columnas de tubos	7	4

Tabla 6.1.1 Cálculo de dimensiones y masa del condensador. Fuente: Elaboración propia.

Se decide escoger para el condensador el modelo de intercambiador compacto CF-8.8-1.0J, puesto que, con unas dimensiones similares, la reducción en masa es significativa respecto al CF-7.75-5/8T. Con esto, las características del condensador serán las siguientes:

Ancho (m)	1,4
Alto (m)	1,15
Fondo (m)	0,07
Superficie lado aire (m^2)	86,31
Superficie lado refrigerante (m^2)	2,12
Columnas de tubos	4
Volumen total (m^3)	0,113
Masa intercambiador (kg)	68,43

Tabla 6.1.2 Dimensiones y características del condensador. Fuente: Elaboración propia.

6.2 Pérdidas de carga en el condensador

De forma análoga a como se hizo en el evaporador, se calculan las pérdidas de carga del aire a su paso por la batería del condensador. Este valor será necesario para dimensionar y escoger los ventiladores que muevan aire.

Para los cálculos se hacen las mismas hipótesis y simplificaciones que en el capítulo anterior. Debe tenerse en cuenta que no se han considerado las pérdidas de carga asociadas a la mezcla de las dos corrientes de aire que confluyen en el condensador (la de aire ambiente y la de salida del evaporador).

Pérdidas de carga (Pa)	33,25
------------------------	-------

Tabla 6.2.1 Pérdidas de carga en el evaporador. Fuente: Elaboración propia.

6.3 Dibujos y planos del condensador

En este apartado se incluyen los renderizados realizados con Catia del diseño especificado en los apartados anteriores. Asimismo se muestra el plano del condensador.

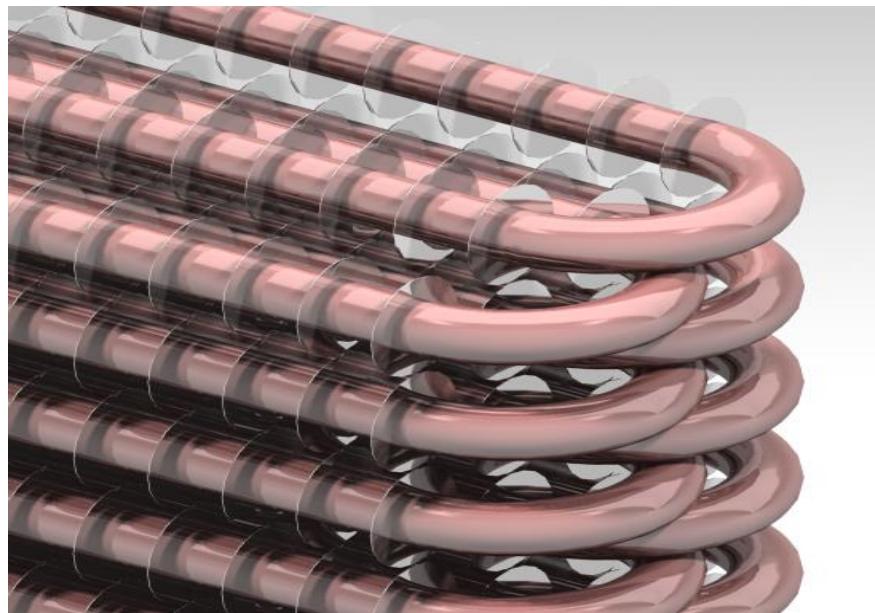


Figura 6.3.1.Detalle tubos y placas del condensador. Fuente: Elaboración

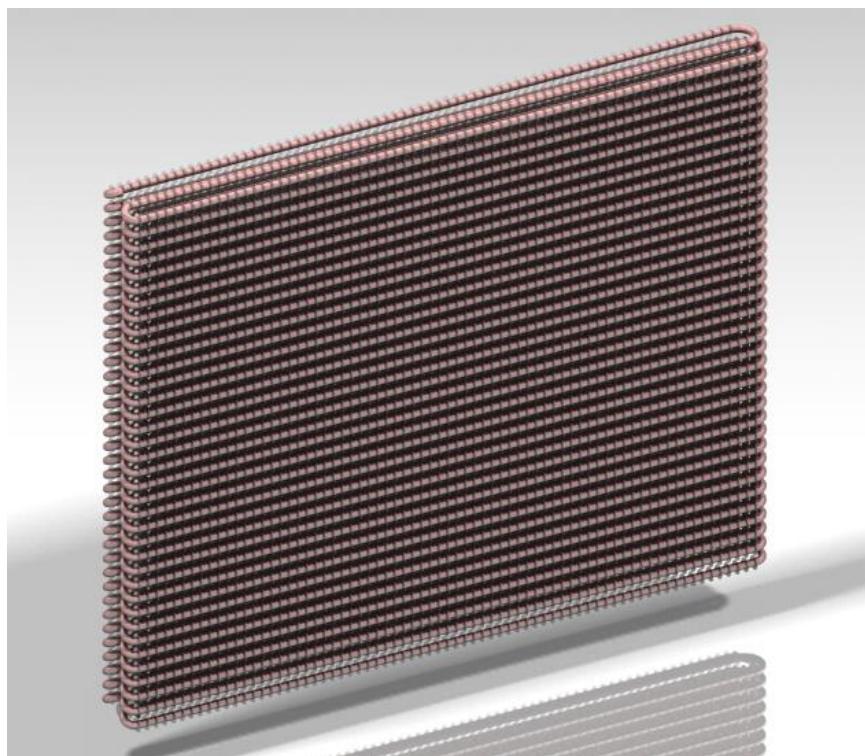
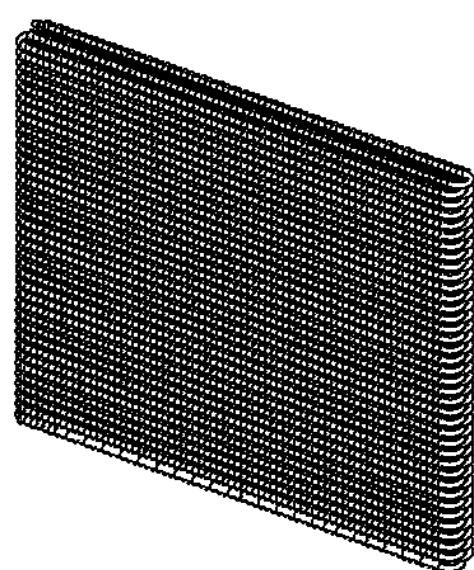
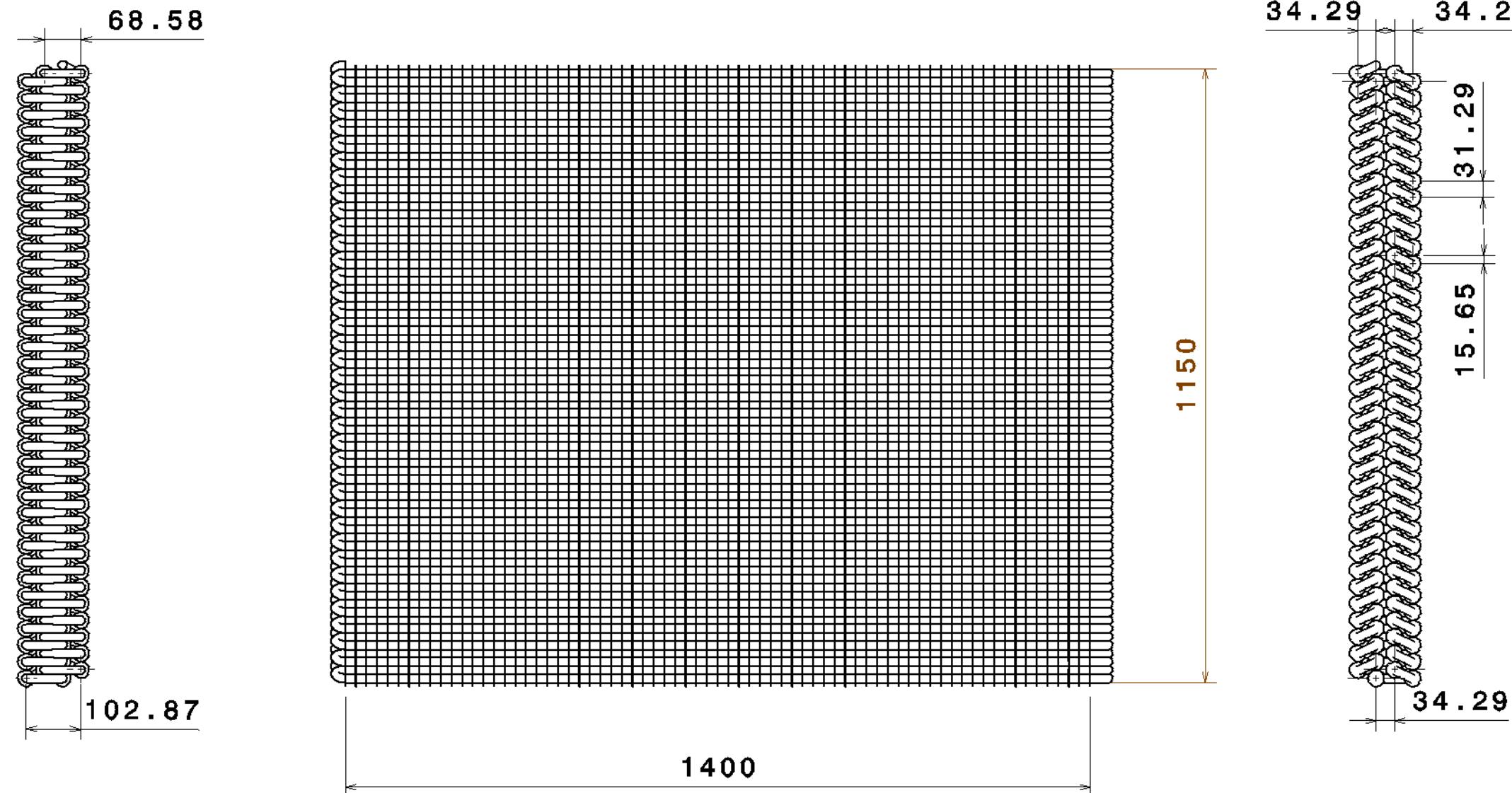


Figura 6.3.2.Condensador. Fuente: Elaboración propia.

H G F E D C B A

4



1:20

Tubos de cobre 5/8''
De = 19.05 mm
Di = 17.81 mm

Aletas:

Diámetro: 30.73 mm
Espesor: 0.254 mm
Paso: 3.63 mm

Tubos

Tubo de cobre 5/8 ''
Número de filas: 37
Número de columnas: 4

DESIGNED BY:

PRP

DATE:

09/03/2016

CHECKED BY:

F.C. Sánchez Alejo

DATE:

24/06/2016

SIZE

A3

SCALE

1:10

WEIGHT (kg)

68,43

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

Diseño y cálculo de un dispositivo
para la obtención de agua potable
de la humedad del aire

ETSII - UPM

Condensador

1 / 1

I	-
H	-
G	-
F	-
E	-
D	-
C	-
B	-
A	-

H

G

A

B

C

D

E

F

G

H

1

2

3

4

1

7. SELECCIÓN DE COMPONENTES

En este capítulo se seleccionarán de catálogos los distintos componentes que, junto a los diseñados anteriormente, configurarán el ciclo de compresión mecánica simple.

Para ello se parte de los datos obtenidos en las simulaciones del ciclo.

7.1 Compresor

El compresor es el elemento que mayor potencia consumirá en el ciclo. Para su selección se compararán distintos modelos de diferentes fabricantes, haciendo uso en cada caso del software de selección de compresores proporcionado por cada casa.

En concreto se han comparado los productos de los siguientes fabricantes:

- Danfoss.
- Frascold.
- Bitzer.
- Bock (GEA).

Dado que se busca optimizar el dispositivo para la región del Amazonas en Colombia, donde la red eléctrica funciona a 60 Hz, se escogerá un compresor que trabaje en estas características. La tensión de trabajo en este país es de 208 (trifásico) para redes domésticas y de 277/408 V para aplicaciones de potencia superior.

El principal problema que aparece a la hora de escoger un compresor es la elevada temperatura del evaporador, ya que por lo general los compresores están diseñados para aplicaciones de temperaturas en el evaporador medias o bajas. Aun así se selecciona un compresor de la casa Danfoss (modelo SZ110-3VI), válido para la aplicación requerida.



Figura 7.1.1 Compresor seleccionado. Fuente: Danfoss

Como se aprecia en la figura se trata de un compresor de tipo scroll, ideal para relaciones de compresiones no muy altas. Este tipo de compresores son herméticos, lo que hace que sea más compacto y manejable.

Se incluye a continuación una tabla con las principales características, incluyéndose en el Anexo C los planos del compresor y más características proporcionadas por el fabricante.

Potencia nominal (kW)	
5,65	
Dimensiones	
Altura (mm)	558
Diámetro carcasa (mm)	254
Masa (cargado, en kg)	72
Aceite	
Referencia	160SZ
Carga de aceite (l)	3,5
Conexiones	
Aspiración (in)	1 3/8
Descarga (in)	7/8
Datos eléctricos	
Fases	3
Tensión nominal (V)	200-230
Frecuencia (Hz)	60
Régimen (rpm)	3500

Tabla 7.1.1 Características compresor. Fuente: Danfoss

Este compresor permite además la utilización de variadores de frecuencia por medio de un control de tipo inverter.

7.2 Ventiladores

Antes de escoger ventiladores para el dispositivo es necesario tener en cuenta qué aire debe ser movido y a qué pérdidas de cargas deberán hacerse frente. Tanto los caudales de aire como las pérdidas de carga por el paso del aire en cada intercambiador de calor ya han sido calculadas, y se resumen en la siguiente tabla:

	Evaporador	Condensador
Pérdida de carga (Pa)	43,87	33,25
Caudal (m ³ /h)	6.480	28.692

Tabla 7.2.1 Datos flujos de aire. Fuente: Elaboración propia.

De los 28.692 m³/h de aire que atraviesan el condensador, 6.480 m³/h provienen directamente del evaporador, mientras que los 22.212 m³/h restantes son aire del exterior. Debe diseñarse por tanto el circuito de aire por el que se mezclen las dos corrientes y los ventiladores que las mueven.

7. Selección de componentes

Para este fin se proponen dos alternativas, ilustradas en las Figuras 7.2.1 y 7.2.2, que se discutirán a continuación.

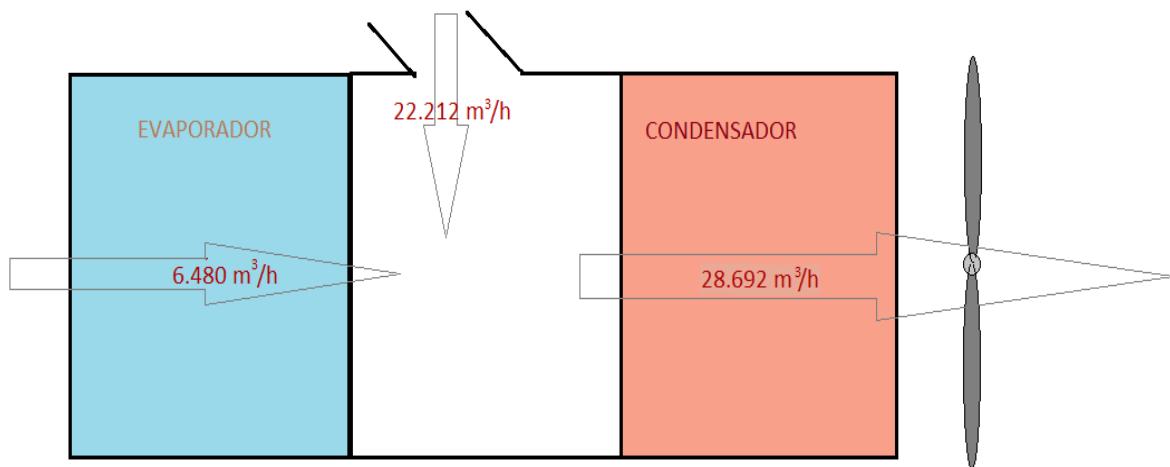


Figura 7.2.1 Alternativa ventilación 1. Fuente: Elaboración propia

En esta alternativa, desde la entrada al evaporador hasta el final del recorrido, el aire se encuentra a presiones inferiores a la ambiental. Para ello es necesario un ventilador a la descarga del condensador, que venza una pérdida de carga de 77,12 Pa para un caudal de $28.692 \text{ m}^3/\text{h}$. Para que el aire no cortocircuite el conducto de aporte extra para el condensador, ahorrándose el paso por el evaporador, se debe asegurar que esta apertura imponga una pérdida de carga igual a la del evaporador.

Con esto, la potencia necesaria para mover el aire será de 0,62 kW, siendo la principal ventaja que sólo es necesario un ventilador. Por contra, su gran inconveniente es la dificultad de controlar las pérdidas de carga y caudales que bypassan el evaporador.

El método de control más sensato será la utilización de una válvula de mariposa, controlada a partir de la temperatura en la batería del condensador. Con esto el caudal de aire no será continuo, pero cuando el condensador se sobrecaliente, la mariposa abrirá para enfriarlo, permitiéndose estados intermedios.

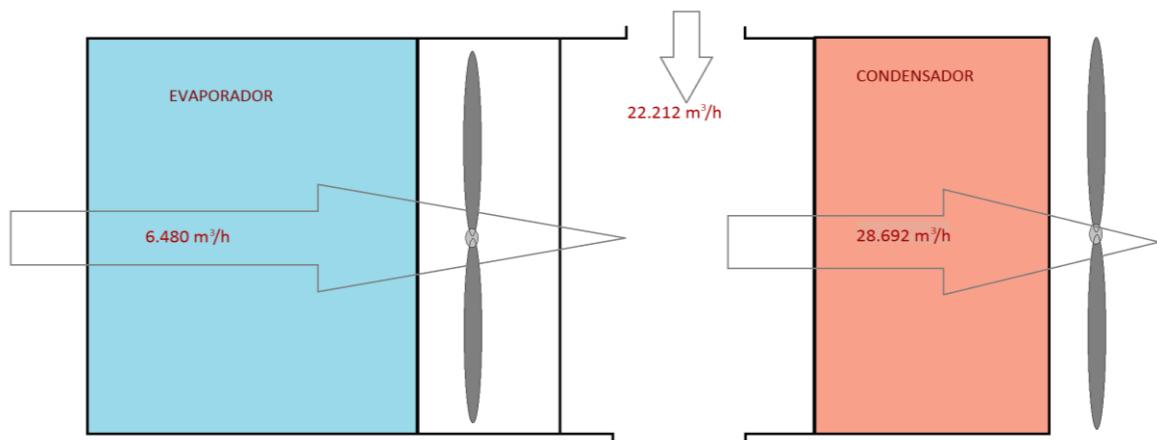


Figura 7.2.2 Alternativa ventilación 2. Fuente: Elaboración propia

La segunda alternativa cuenta con una zona de mezcla intermedia donde la presión es la atmosférica. Esto resuelve el problema de la anterior opción, aunque para ello sea necesario incluir en el circuito un segundo ventilador. Con todo, dado que cada ventilador hace frente a menores pérdidas de carga y que el caudal de aporte extra al condensador no sufre ninguna, la potencia total necesaria para mover los fluidos será de 0,31 kW.

Con esta disposición el control de los caudales es mucho más sencillo y operativo, además de consumir menor potencia.

De cualquier forma, esta opción cuenta con tres inconvenientes fundamentales que hacen que se descarte frente a la primera:

- La presencia de un ventilador entre los dos intercambiadores implica un diseño menos compacto y de difícil mantenimiento.
- El ventilador del evaporador generará flujos de aire inestables y poco laminares en la batería. Esto no es deseable, ya que se pretende que el aire recorra todo el evaporador de forma homogénea para maximizar la cantidad de agua obtenida.
- Puesto que el ventilador se refrigerará con el propio aire que mueve el aire, en el condensador entrará más caliente, disminuyendo la eficiencia del ciclo.

Con esto, el único ventilador que se escoge para el ciclo debe cumplir las siguientes especificaciones:

Salto de presión (Pa)	77,12
Caudal (m^3/h)	28.692

Tabla 7.2.2 Necesidades de ventilación. Fuente: Elaboración propia

Entre los fabricantes consultados destacan los dispositivos de Soler and Palau, de Sodeca, y de Casals, todas ellas compañías españolas.

Finalmente se opta por los ventiladores de Casals. Esto se debe a que, presentando todos ellos características similares, las facilidades para instalar un motor de 60 Hz en vez del de 50 Hz típico en Europa, son mayores en esta casa.

Dentro de los distintos modelos proporcionados se escogen el siguiente:

Se selecciona el modelo HB 112 T6 2,2kW, cuyas principales características se incluyen a continuación. Se muestran, en el Anexo D, los planos proporcionados por el fabricante, así como otras características del aparato

7. Selección de componentes

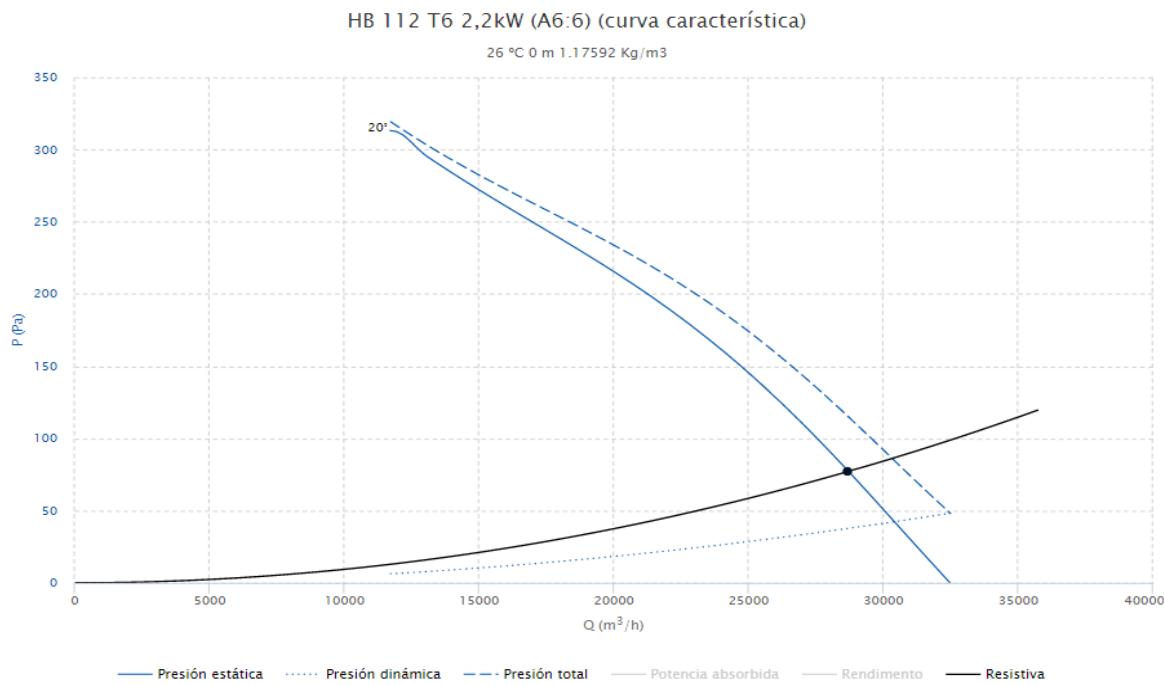


Figura 7.2.3 Curva de ventilación. Fuente: Casals

En la figura anterior se aprecia el punto de funcionamiento, corte entre la curva negra, que representa el sistema, y la azul, que es la curva del ventilador.

Peso del conjunto (kg)	138
Diámetro máximo (mm)	1234
Caudal máximo (m ³ /h)	32.500
Régimen de giro (rpm)	967
Potencia nominal (kW)	2,2
Tensión alimentación (V)	230



Figura 7.2.4 Datos ventilador. Fuente: Casals

Uno de los factores decisivos para la selección de este ventilador es su diámetro, similar a las medidas del intercambiador. De cualquier forma, para mejorar la distribución de aire se rodeará de un marco como el de la Figura 7.2.7, proporcionado por la misma casa.



Figura 7.2.7 Marco ventilador evaporador. Fuente: Casals

Para el punto de funcionamiento anteriormente descrito el ventilador consumirá 2,08 kW, según las curvas del fabricante. Esta potencia es bastante superior a la estimada en un principio, pues tiene en cuenta otras pérdidas de carga además de las del paso por el evaporador, así como los rendimientos del ventilador y del motor.

Además, el motor de este ventilador, proporcionado por el mismo fabricante, cuenta con un variador de frecuencia para facilitar el control de los caudales.

Para el funcionamiento del ciclo se debe incluir un conducto de aire entre los dos intercambiadores, por el que pase la corriente de aire de mezcla. Para controlarla se utilizará una mariposa con un servomotor.

7.3 Válvula de expansión

La válvula de expansión es el elemento que regula el flujo entre el condensador y el evaporador y que mantiene el salto de presiones entre ambos. Se decide utilizar una válvula de expansión electrónica por la facilidad de control que ésta ofrece. Además se trata de las válvulas más reducidas en tamaño.

Las válvulas electrónicas son ideales para evaporadores de expansión seca.

Para facilitar la compatibilidad de la válvula con el compresor se escoge una válvula del fabricante Danfoss. Se elige en concreto el modelo AKV 15-3, cuya imagen se incluye a continuación.

Tamaño entrada (in)	0,88
Tamaño salida (in)	0,88



Figura 7.3.1 Válvula de expansión AKV 15-3 Fuente: Danfoss

8. DISEÑO DEFINITIVO DEL CICLO

En este capítulo se analizará el funcionamiento y características de los elementos diseñados y elegidos anteriormente, que conforman el ciclo definitivo. Asimismo se analizará el rendimiento del ciclo para condiciones ambientales distintas a la óptima de diseño, siempre dentro del rango de condiciones climáticas de Leticia, Colombia.

8.1 Potencia definitiva

Con las temperaturas y elementos anteriores se simula el ciclo teniendo en cuenta el rendimiento isentrópico y volumétrico real de compresor. Además se añade sobrecalentamiento en el evaporador de 2°C, el diseño del evaporador como inundado y las pérdidas de carga en las tuberías, para obtener la potencia real consumida por el funcionamiento de la máquina.

Se ha simulado el ciclo con ayuda de Coolpack y se incluyen en la Figura 8.1.1 los resultados.

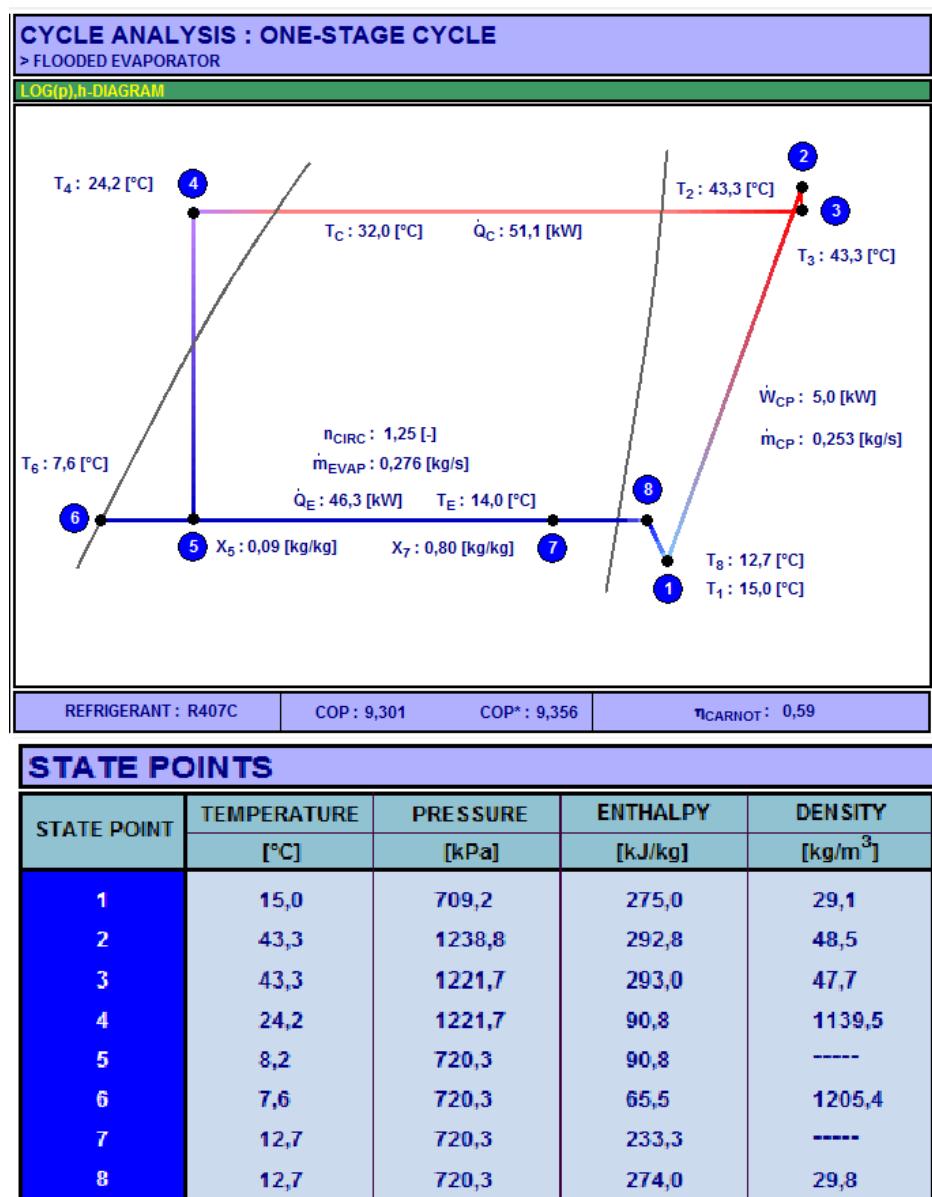


Figura 8.1.1 Simulación del ciclo definitivo Fuente: Elaboración propia.

Se añade a continuación, en la Tabla 8.1.1 los consumos de potencia definitivos del dispositivo, que serán analizados en el siguiente punto en referencia al agua obtenida.

Potencia compresor (kW)	5,0
Potencia ventilador (kW)	2,06
Total (kW)	7,06

Tabla 8.1.1 Consumos finales de potencia. Fuente: Elaboración propia

8.2 Agua obtenida con distintas condiciones ambientales

En este apartado se analizará el agua que es capaz de obtener el dispositivo para distintas condiciones ambientales, dentro de las temperaturas y humedades relativas registradas en Leticia, Colombia. Se restringe por tanto el análisis entre unas temperaturas de 23 °C y 30 °C y unas humedades relativas desde 77% hasta 95%.

Todas las simulaciones se realizan teniendo en cuenta los límites de funcionamiento de los dispositivos diseñados y seleccionados. Sin embargo, para poder maximizar la cantidad de agua obtenida se tienen en cuenta las dos variables que se podrán modificar automáticamente durante la operación:

- Temperatura del evaporador: Por medio de un termopar a su salida se puede controlar la temperatura de la batería del evaporador, con lo que se conoce por sistema inverter (variador de velocidad en el compresor).
- Caudal de aire: Mediante un variador de velocidad en el ventilador se puede modificar el caudal de aire que éste mueve. Igualmente se puede variar el caudal de aire modificando la posición de la mariposa de entrada de aire exterior al condensador.

Debe tenerse en cuenta que con estas dos variables se fijan otras, como el caudal de aire necesario en el evaporador. La correcta relación entre el flujo de aire en evaporador y condensador, como ya se ha explicado, se realizará jugando con el ventilador y la mariposa.

La variable que más restringe la cantidad de agua obtenida para temperaturas ambientales altas será el caudal máximo de aire en el condensador de 10,5 kg/s. Un caudal de aire superior llevaría al ventilador a un punto fuera de su diseño.

Por contra, para temperaturas bajas, la variable que restringe el dispositivo es la temperatura mínima del evaporador. El sistema se ha diseñado con una temperatura de evaporador de 14°C.

8. Diseño definitivo del ciclo

Se incluye en la Tabla 8.2.1 un resumen de las temperaturas óptimas del evaporador. Con estos datos, se debe programar el controlador que actúa sobre el variador de frecuencia del compresor, de modo que la temperatura en la batería siga a los valores de la tabla.

	77 %	80 %	85 %	90 %
23 °C	14	15,2	16,5	17,7
24 °C	14,6	16,2	18	19,2
25 °C	14,9	17,4	19,2	20,6
26 °C	17,6	18,5	20,3	21,9
27 °C	18,6	19,6	21,4	22,5
28 °C	19,6	20,7	21,9	
29 °C	20,6	21,7		
30 °C	21,8	21,9		

Tabla 8.2.1 Temperatura óptima de evaporador (°C). Fuente: Elaboración propia.

El caudal de aire por el condensador maximiza el agua obtenida cuando es igual a 10,5 kg/s, si bien es cierto que el caudal de aire en el evaporador varía según las condiciones. Es por esto que se añade en la Tabla 8.2.2 la relación de caudales de aire para maximizar la variable objetivo. Con estos valores se debe programar el controlador que actúa sobre la apertura de la mariposa, siendo la velocidad del ventilador constante y capaz de mover los 10,5 kg/s requeridos.

	77 %	80 %	85 %	90 %
23 °C	9,1	10,1	10,3	10,3
24 °C	7,1	8,8	10,4	10,4
25 °C	5,3	7,9	9,5	10,3
26 °C	6,1	6,8	8,3	9,8
27 °C	5,4	5,8	7,0	5,3
28 °C	4,3	4,7	4,5	
29 °C	3,1	3,5		
30 °C	2,2	1,7		

Tabla 8.2.2 Caudal de aire óptimo en el evaporador (kg/s). Fuente: Elaboración propia.

Cuando se fijan los caudales y las temperaturas en estos puntos se consiguen las máximas cantidades de agua, que se muestran a continuación en la Figura 8.2.1.

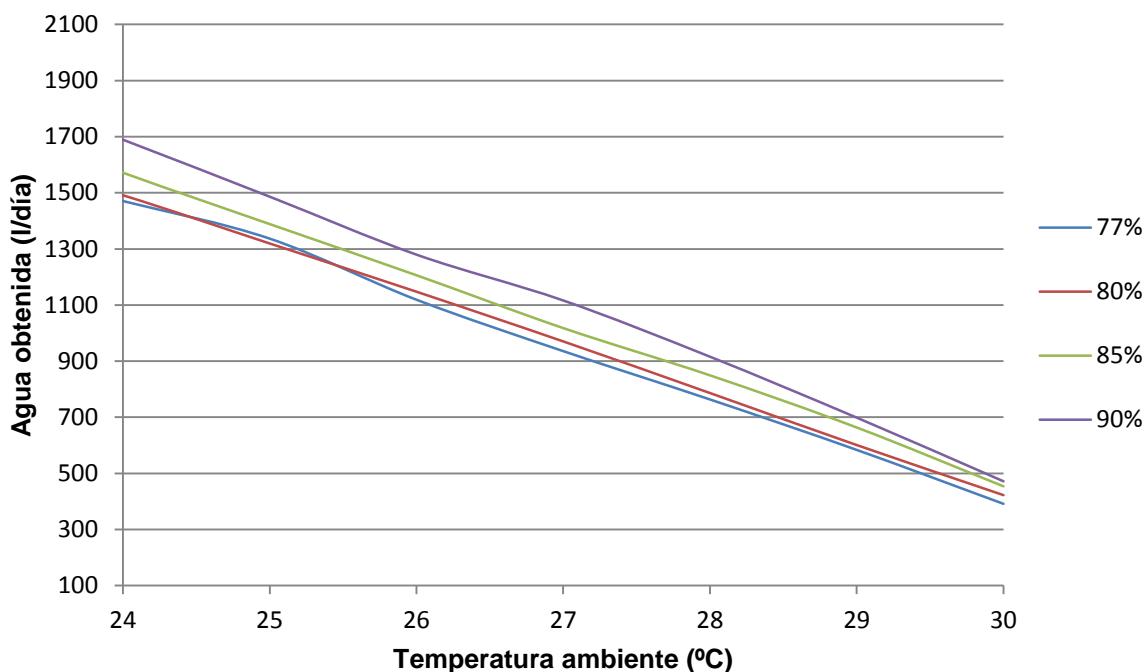


Figura 8.2.1 Agua obtenida con distintas condiciones ambientales. Fuente: Elaboración propia.

En la gráfica se aprecia que la diferencia de humedades relativas no es decisiva, lo que se debe a que a temperaturas altas como las tratadas, las humedades específicas son muy similares para estos valores.

Llama la atención que para mayor temperatura (y por tanto mayor humedad específica para la misma relativa) la cantidad de agua obtenida es menor. Esto se debe a que con estas temperaturas altas el limitante para obtener agua no es la diferencia de humedades relativas conseguida por la batería, sino la potencia calorífica intercambiada con un caudal de aire limitado.

Al ser mayor la temperatura del aire de entrada, para conseguir un intercambio calorífico capaz de condensar toda el agua sería necesario mover un caudal muy grande. Dado que el ventilador no es capaz de mover caudales mayores de 10,5 kg/s, se limita el flujo de aire y por tanto el agua obtenida disminuye.

También es interesante apreciar el coste energético del litro de agua. Para este cálculo se ha atendido a consumos de energía eléctrica en el compresor (en la situación de funcionamiento propia de cada caso) y en el ventilador. Se muestran las conclusiones en la Figura 8.2.2.

En ella se aprecia que el coste es mínimo para humedades altas y temperaturas cercanas a la de diseño óptimo (25,9 °C). Al alejarse de estas condiciones el coste del litro de agua aumenta, aunque todos los valores se encuentran centrados en torno a un coste de 140 W·h el litro.

Para ajustarse más a la realidad se ha consultado a los encargados del proyecto de depuración y control del dispositivo el consumo energético de sus sistemas, que se aproximan a 0,0616 Wh/l.

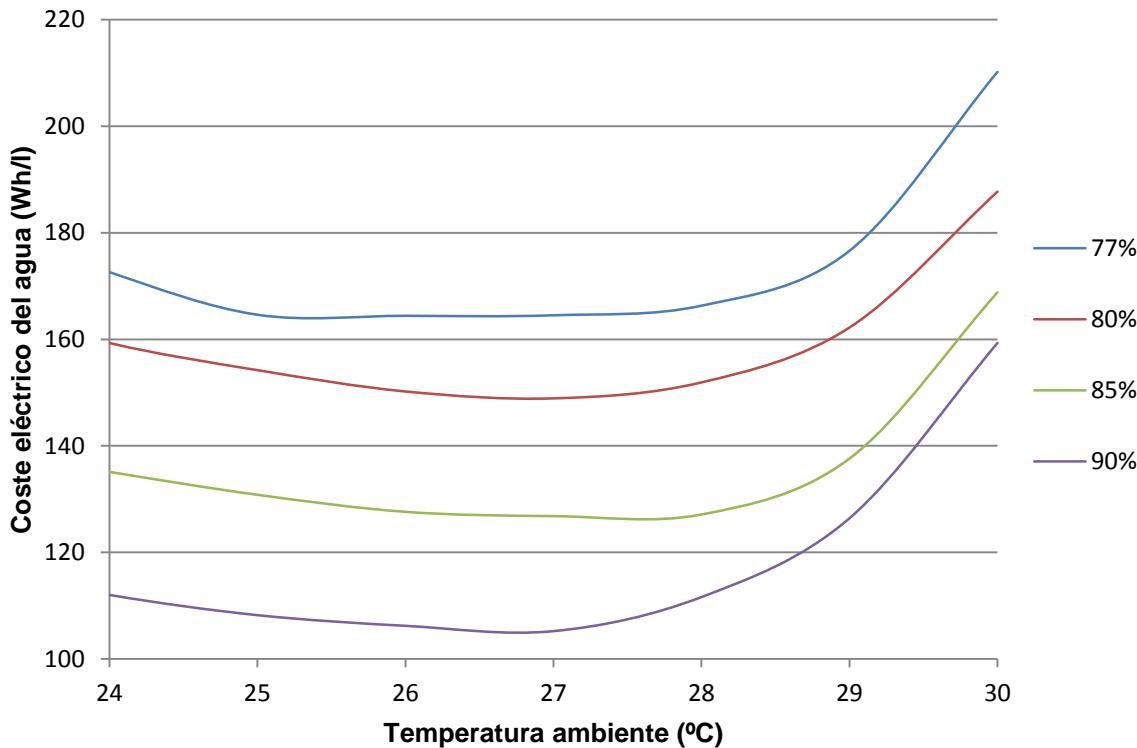


Figura 8.2.2. Coste eléctrico del litro de agua. Fuente: Elaboración propia.

El aumento del coste con la temperatura se explica del mismo modo que la disminución de agua obtenida, ya tratada cuando se comentó la Figura 8.2.1.

8.3 Otras características

Análisis de ruidos

Aprovechando los datos sobre niveles sonoros proporcionados por los fabricantes del compresor y de los ventiladores, y dado que son estos los componentes que más ruido harán en el ciclo, se puede estimar unos niveles sonoros a una distancia de 1,5 m:

Potencia sonora compresor dB(A)	81
Potencia sonora ventilador dB(A)	78
Total dB(A)	82,8

Tabla 8.3.1 Potencia sonora a 1,5 m. Fuente: Elaboración propia

Ciclo de depuración

Para el consumo de agua es necesario su tratamiento. Se ha consultado a la persona encargada del diseño de la depuración y se incluyen a continuación las características más relevantes de su trabajo.

Para la depuración será necesario un ciclo consistente en diversos dispositivos, como filtros y una lámpara UV y sensores y válvulas para el correcto funcionamiento. Además, para trasegar el agua obtenida por el circuito de depuración son necesarias dos bombas.

Con objeto de almacenar el agua depurada, además del pequeño depósito de recogida de agua condensada, se instalará un depósito de 1000L de capacidad.

Para cálculos posteriores, cada una de las bombas requerirá una potencia de 0,8 kW, aunque debido al esquema de funcionamiento del ciclo, (suponiendo una producción de 1000L de agua diarios) sólo precisarán funcionar 0,31 h/día y 0,46 h/día cada una de ellas.

Se muestra en la Figura 8.3.1 un esquema del ciclo de depuración de agua.

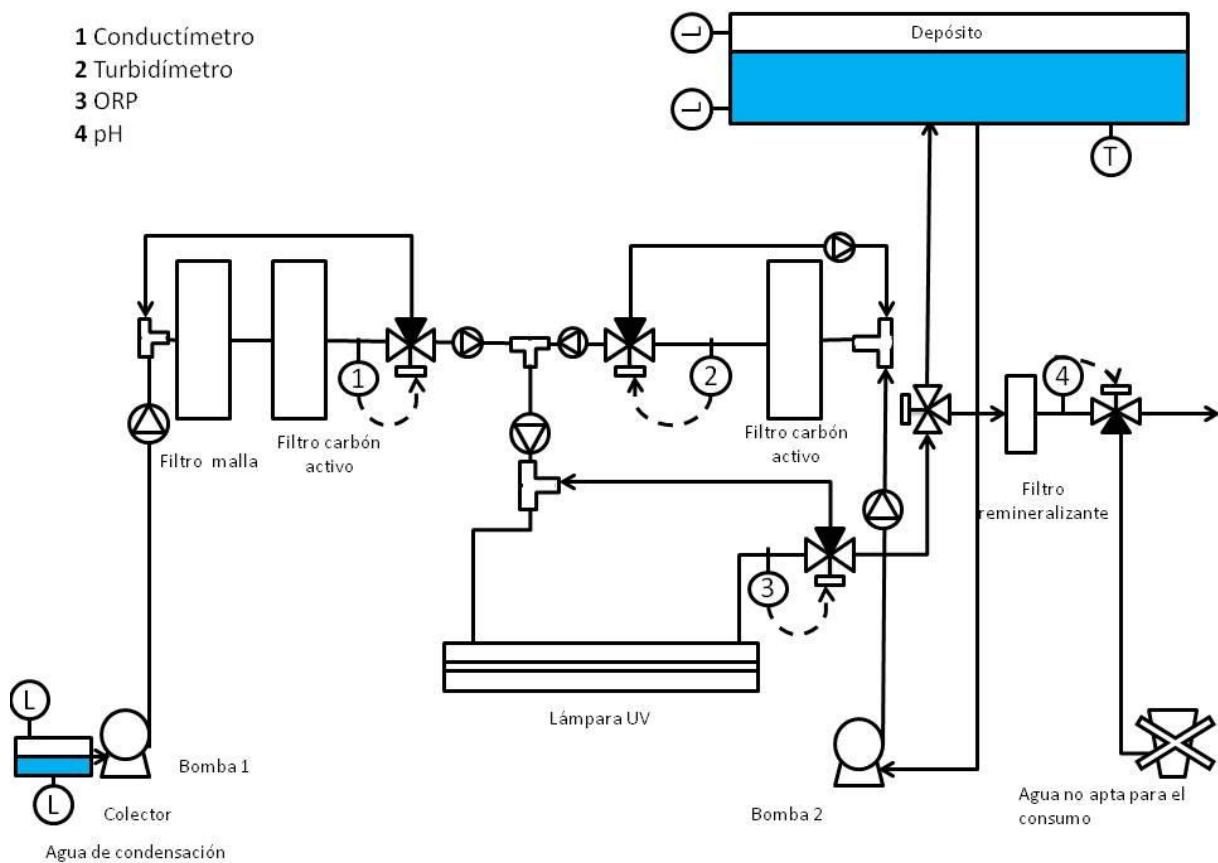


Figura 8.3.1 Ciclo de depuración. Fuente: Diseño y desarrollo del sistema de control. Claudia Sáenz Ortigosa.

8.4 Diseño del depósito

Se requiere un depósito de 1m³, de área mínima y de un material que sea apto para almacenar agua para consumo. El material del depósito de almacenaje será determinante en la cantidad de tiempo que el agua almacenada permanecerá en buenas condiciones.

El agua siempre debe ser almacenada en contenedores construidos con material apto para el almacenamiento de alimentos o diseñados específicamente para el almacenaje de agua. Se ha realizado un estudio de tres posibles materiales que pueden ser utilizados para este fin: el Polietileno de alta densidad, el Poliéster reforzado con fibra de vidrio y el Acero inoxidable.

Por sus propiedades, características y ventajas se elige el acero inoxidable como material más adecuado para el depósito a pesar de que será el más caro.

8. Diseño definitivo del ciclo

El depósito de acero inoxidable se realiza a partir de una chapa de 2mm de espesor. Estos depósitos se fabrican doblando la chapa y uniéndola con un solo cordón de soldadura y uniendo las bases después.

Volumen (m ³)	Ancho (m)	Fondo (m)	Alto (m)	Peso (kg)
1	1,8	0.9	0,6	112

Se han seleccionado estas dimensiones para que el fondo del depósito coincida con el de los elementos del ciclo de compresión mecánica simple. De este modo el depósito se puede situar bajo los componentes del ciclo (con el ahorro en potencia de bombeo que esto implica) aprovechando al máximo el espacio y dejando suficiente hueco para los sistemas de control y depuración. De cualquier modo estas ideas se profundizarán en el siguiente apartado.

8.5 Consideraciones geométricas

El objetivo de este apartado es describir, en líneas generales, la disposición espacial de los distintos elementos del ciclo. El diseño espacial de toda la máquina se escapa de los objetivos de este trabajo, pues incluye aspectos propios del prototipado y fabricación y todos los componentes de la depuración y el control del ciclo.

De cualquier modo, para un funcionamiento óptimo del ciclo, se deben tener en cuenta las siguientes consideraciones espaciales:

- La batería del condensador se encuentra a continuación de la del evaporador, separada por una rejilla que sea capaz de recoger el agua suspendida en la corriente de aire.
- Para asegurar un flujo de aire homogéneo en el evaporador, el ventilador se encuentra detrás del condensador, al final del recorrido.
- Antes del evaporador hay otro filtro, para disminuir la suciedad que pueda empeorar el funcionamiento del evaporador.
- El ventilador, el condensador, la válvula de laminación y el resto de válvulas y sistemas sobre las tuberías se emplazan en la parte trasera de la máquina. Gracias a esto, para cualquier reparación bastará con abrir la parte trasera del dispositivo sin necesidad de desmontar uno de los intercambiadores. Asimismo, se facilita la limpieza del evaporador evitando elementos que impidan su accesibilidad.
- Los depósitos de agua se situarán bajo las baterías, de modo que éstas se encuentren a una cierta cota del suelo, evitando así la entrada de polvo o tierra a los intercambiadores.
- Todos los conductos de aire serán cerrados, para evitar que la corriente de aire bypassée el circuito. Las entradas de aire de mezcla entre ambos intercambiadores (tras la mariposa) no se harán en un solo punto, para asegurar la homogeneidad.

De modo orientativo se muestra en la Figura 8.4.1 la distribución general de los elementos descritos en los anteriores capítulos. Para mejorar su visualización no se han añadido las rejillas, los conductos de aire ni sus filtros.

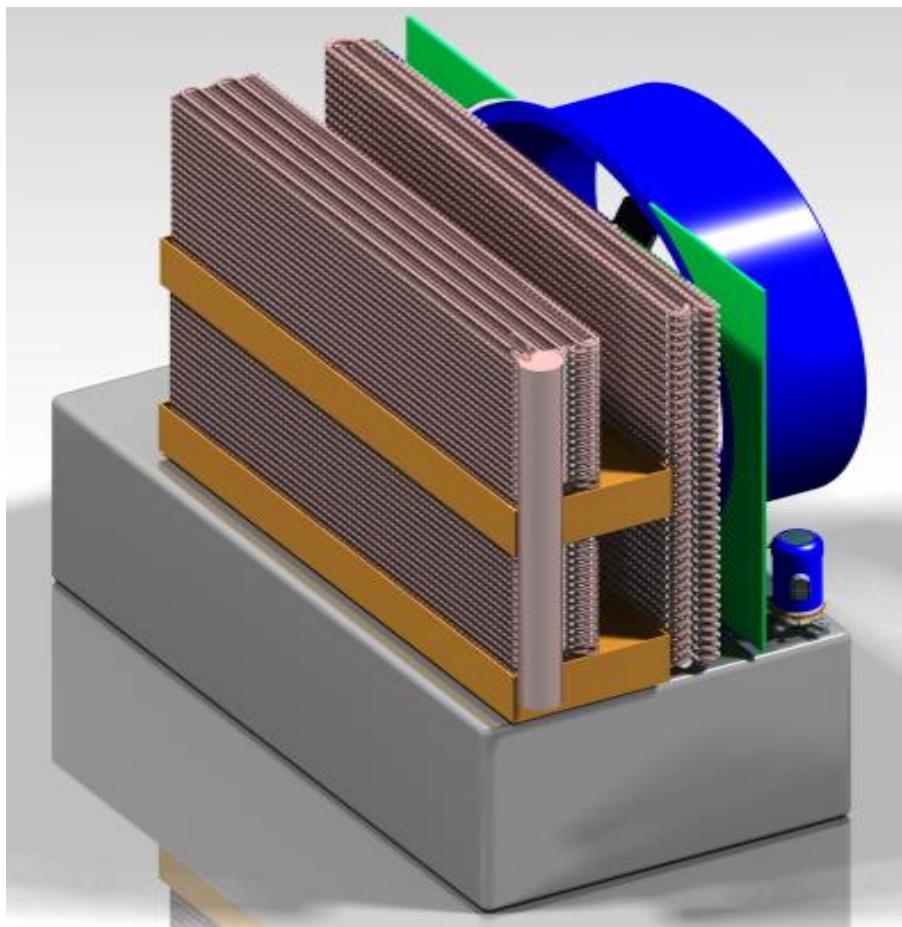


Figura 8.5.1 Vista general del conjunto. Fuente: Elaboración propia

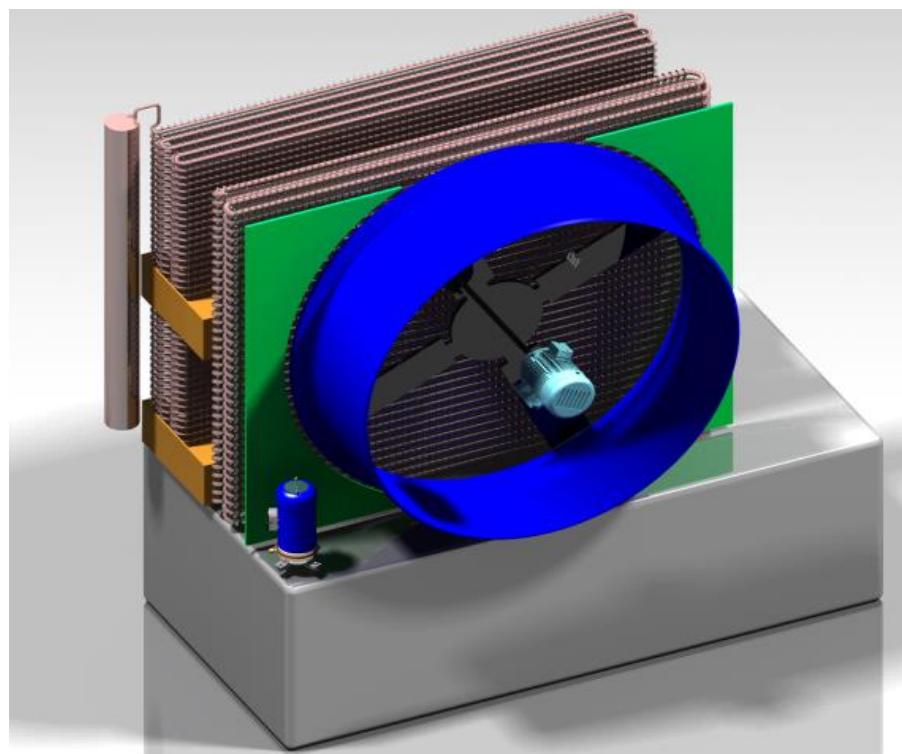


Figura 8.5.2 Vista general del conjunto. Fuente: Elaboración propia

9. PLANIFICACIÓN

En este capítulo se detalla la organización temporal de las distintas actividades necesarias para la consecución de este trabajo. Para facilitar la comprensión del trabajo se añade también un diagrama de descomposición del proyecto.

9.1 EDP

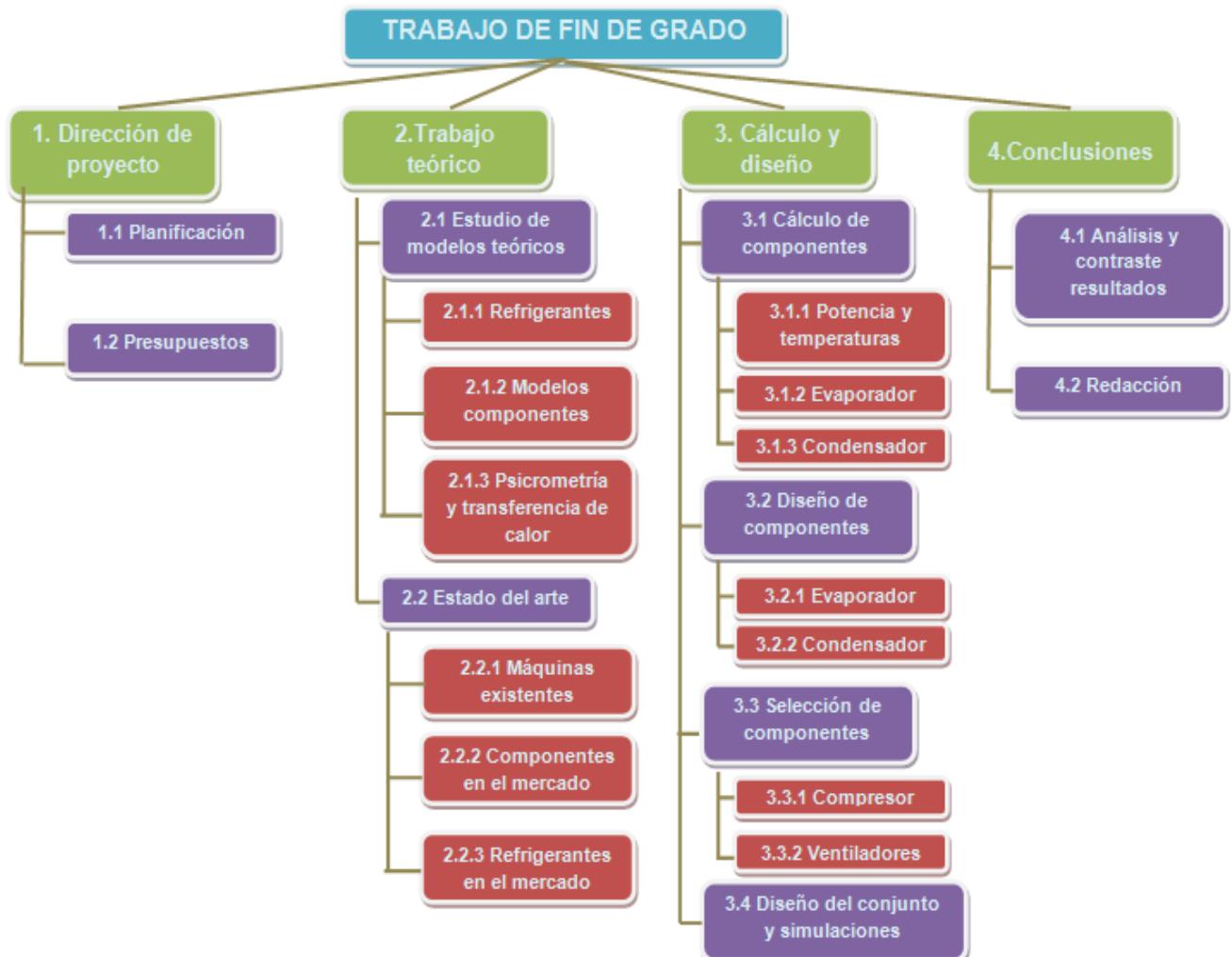


Figura 9.1.1 EDP del Trabajo. Fuente: Elaboración propia

9.2 Diagrama de Gantt

El diagrama de Gantt incluye las actividades anteriores, relacionadas por su duración y orden temporal en el que deben realizarse.

Se incluye en la Tabla 9.2.1 dicha información, esquematizada en la Figura 9.2.1 en forma de Diagrama de Gantt.

Para muchas de las relaciones de precedencia que se muestran, el limitante no es la necesidad de tener la anterior tarea realizada, sino la imposibilidad de realizarlas ambas al mismo tiempo.

Se planifica la redacción como actividad complementaria a lo largo de todo el trabajo, lo que permite ahorrar tiempo y fijar las ideas según se van elaborando.

Actividad	Duración	Precedencia
1.1 Planificación	1 semana	-
1.2 Presupuestos	3 días	3.3.4
2.1.1 Estudio refrigerantes	3 días	1.1
2.1.2 Estudio componentes	3 días	2.1.1
2.1.3 Psicrometría y transferencia de calor	5 días	2.1.2
2.2.1 Estudio máquinas existentes	3 días	2.1.3
2.2.2 Estudio componentes mercado	1 semana	2.2.1
2.2.3 Estudio refrigerantes mercado	5 días	2.2.2
3.1.1 Cálculo temperaturas y potencia	5 semanas	2.2.3
3.1.2 Cálculo evaporador	4 semanas	3.1.1
3.1.3 Cálculo condensador	2 semanas	3.1.2
3.2.1 Diseño evaporador	1 semana	3.1.3
3.2.2 Diseño condensador	1 semana	3.2.1
3.3.1 Selección compresor	5 días	3.2.2
3.3.2 Selección ventiladores	5 días	3.3.1
3.3.4 Diseño conjunto y simulaciones	4 semanas	3.3.2
4.1 Análisis y contraste	2 semanas	1.2
4.2 Redacción	-	1.1

Tabla 9.2.1 Planificación trabajo. Fuente: Elaboración propia

El proyecto se inicia a mediados de octubre y finaliza a principios de junio, con una duración de ocho meses.

9. Planificación

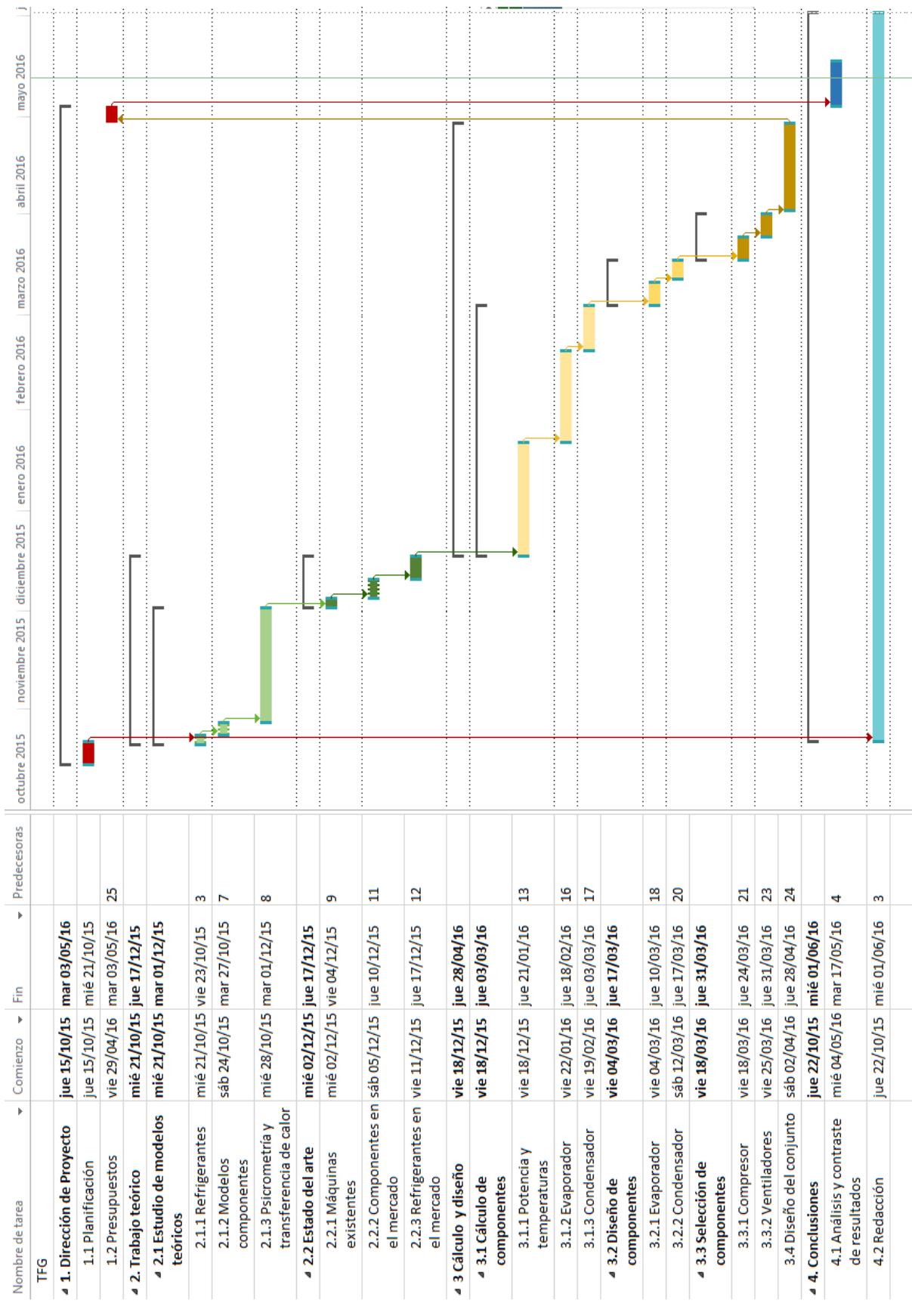


Figura 9.2.1 Diagrama de Gantt. Fuente: Elaboración propia.

10. PRESUPUESTO

En este capítulo se resumen tanto los costes de la realización del proyecto, como los costes que se derivarían de realizar un prototipo de la máquina diseñada.

Además, se incluyen en el último apartado los costes de la obtención de un litro de agua con este dispositivo, que resume económicamente el rendimiento del dispositivo diseñado.

10.1 Coste del proyecto

Se incluyen en este apartado los siguientes conceptos:

- I. Coste laboral del alumno: Este trabajo ha requerido la dedicación de 360 horas de trabajo. Este tiempo se ha repartido desde el inicio del curso académico 2015/2016 hasta la entrega del Trabajo de Fin de Grado.
Se asume un coste horario de 10 €/h.
- II. Coste laboral del tutor: A lo largo de la realización del trabajo, el tutor ha empleado 20 horas. Se considera un coste unitario de 35 €/h
- III. Asesoría: Dado que para la realización de este trabajo se ha contado con la asesoría técnica de un profesional del sector del frío, se incluyen aquí sus 10 horas de trabajo. Se le asigna también un coste unitario de 35 €/h.
- IV. Adquisición de libros: Para la realización de este proyecto se han utilizado los recursos de las distintas bibliotecas de la Universidad Politécnica de Madrid. Además se ha adquirido el libro Fundamentos de Transferencia de Calor, por un precio de 61,60 €.
- V. Ordenador y software: Para la realización de este trabajo se ha utilizado un ordenador y una colección de software, si bien los programas específicos de ingeniería utilizados se han hecho bajo la licencia de la Universidad Politécnica de Madrid. Sin embargo, se estima el coste del ordenador y software de pago utilizado en 1250 €.
Considerando un período de amortización de 4 años para estas partidas, y una duración del trabajo de 8 meses, se imputa un coste relativo al tiempo de utilización, que asciende a 208,33 €.
- VI. Reprografía: Igualmente se añade aquí el gasto en fotocopias durante la realización del trabajo, que se estima en 35 €.

10. Presupuesto

Con todas estas partidas explicadas se incluye a continuación el coste total de la elaboración del trabajo de fin de grado (Tabla 10.1.1):

Concepto	Cantidad	Precio unitario	Precio total
Coste laboral alumno	360 h	10 €/h	3.600 €
Coste laboral tutor	20 h	35 €/h	700 €
Coste laboral asesor	10 h	35 €/h	350 €
Adquisición de libros	1	61,60 €	61,60 €
Ordenador y software	1	208,33 €	208,33 €
Reprografía	1	35 €	20 €
PRESUPUESTO			4.954,93 €

Tabla 10.1.1 Presupuesto de elaboración del trabajo. Fuente: Elaboración propia

Por tanto, el coste total del proyecto asciende a 4.954,93 €,

"CUATRO MIL NOVECIENTOS CINCUENTA Y CUATRO EUROS CON NOVENTA Y TRES CÉNTIMOS".

10.2 Coste del prototipo

Se incluyen aquí los costes derivados de la futura construcción de un prototipo del dispositivo.

Para ello se ha estimado el coste de los componentes que han sido diseñados (evaporador y condensador), teniendo en cuenta el coste de fabricación de las distintas piezas y la mano de obra.

Se ha especificado el precio de catálogo de los componentes seleccionados de distintos fabricantes. Además, se ha incluido un apartado de mano de obra de montaje del conjunto.

Concepto	Cantidad	Coste
Evaporador	1	3.500 €
Condensador	1	1.150 €
Compresor Danfoss PSH051 y accesorios (con variador)	1	4.750 €
Ventilador Casals HB 112 T6 2,2kW y accesorios (con variador)	1	2.225 €
Válvulas, tuberías y filtros	1	1.950 €
Instalación eléctrica	1	250 €
Depósitos y estructuras	1	550 €

Tabla 10.2.1 Presupuesto prototipo del ciclo. Fuente: Elaboración propia

Con todo esto los componentes del ciclo tienen un coste estimado de 14.375 €.

Los cálculos anteriores no incluyen costes de los componentes necesarios para la potabilización ni el control de los distintos sistemas, pues son aspectos que se escapan al alcance de este trabajo. De cualquier forma, se añaden en la Tabla 10.2.2 los costes asociados a estos conceptos, consultados de las personas encargadas de estos sistemas del proyecto.

Concepto	Coste
Ciclo de compresión	14.375 €
Control del ciclo y depuración	8.996 €
Mano de obra montaje	225 €
TOTAL DISPOSITIVO	23.596€

Tabla 10.2.1 Presupuesto prototipo del dispositivo. Fuente: Elaboración propia.

Se concluye por tanto que el coste total estimado de fabricación de un prototipo asciende a 23.596 €.

“VEINTITRÉS MIL QUINIENTOS NOVENTA Y SEIS EUROS”

Además, dado que los sistemas de depuración y los sensores de calidad de agua exigen un control y reposición de sustancias químicas muy ajustado, se incluye a continuación el coste de mantenimiento anual, obtenido del proyecto de la depuración de agua para el dispositivo de este trabajo.

Concepto	Precio total
Electrodo pH	100,00 €
Electrodo ORP	86,50 €
Bombilla UV	70,00 €
Soluciones (buffer)	39,80 €
Kit calibración	131,00 €
Filtros	40 €
COSTE ANUAL	467,30 €

Tabla 10.2.2 Coste anual de mantenimiento. Fuente Diseño y desarrollo del sistema de control de una máquina para la obtención de agua potable por condensación de la humedad del aire, Claudia Sáenz Ortigosa.

10.3 Coste del litro de agua

Teniendo en cuenta todos los costes anteriores, suponiendo una amortización de la máquina de 10 años lineal, se calcula el precio del litro de agua.

Para ello se ha considerado una producción de 1000 l de agua diarios y un coste eléctrico de 0,14 €/kWh. Se incluyen en el coste:

- Coste máquina: cada año se amortizarán 2.359,6 €. Suponiendo una producción de 350.000 litros anuales suponen 0,0067 €/l.
- Coste mantenimiento: Con 467,30 € anuales, por medio del mismo razonamiento anterior, se tienen 0,00128 €/l.
- Coste producción de agua: Según los cálculos de potencia y obtención de agua anteriores corresponden a este apartado un total de 0,021 €/l.
- Coste potabilización: En concepto de consumo eléctrico de los elementos de potabilización se estima un consumo de 0,00062 kWh/l, lo que aumenta supone 0,00009 €/l.

Todo esto hace un total de 0,029 €/l o 28,87 €/m³ de agua. De éstos 21,09 €/m³ corresponden a consumos eléctricos.

11. RESULTADOS

En este capítulo, con los datos de coste de producción de agua y la energía consumida por litro de agua, se realizará una comparativa con otros dispositivos y tecnologías para el abastecimiento de agua. Todos los datos comparativos mostrados se dan para las condiciones óptimas de funcionamiento en el Departamento del Amazonas de Colombia.

Se explica también cómo se puede adaptar esta tecnología a otros escenarios.

11.1 Contraste de los resultados

En este apartado se contrastarán los resultados de costes energéticos de agua obtenida con el de otras tecnologías para el aprovechamiento del agua, que ya fueron explicadas en la introducción de este trabajo.

Comparativa con otros dispositivos condensadores

Se comenzará comparando el coste energético del agua en el dispositivo diseñado con respecto al de otras máquinas similares del mercado. Para ello, dada la escasa información del funcionamiento de las máquinas con distintas condiciones ambientales, se han extrapolado sus rendimientos teniendo en cuenta los datos disponibles.

Se incluye en la Figura 11.1.1 una comparativa de distintos dispositivos comparados. Los datos que se muestran son de agua obtenida a 27°C y 85% de humedad relativa.

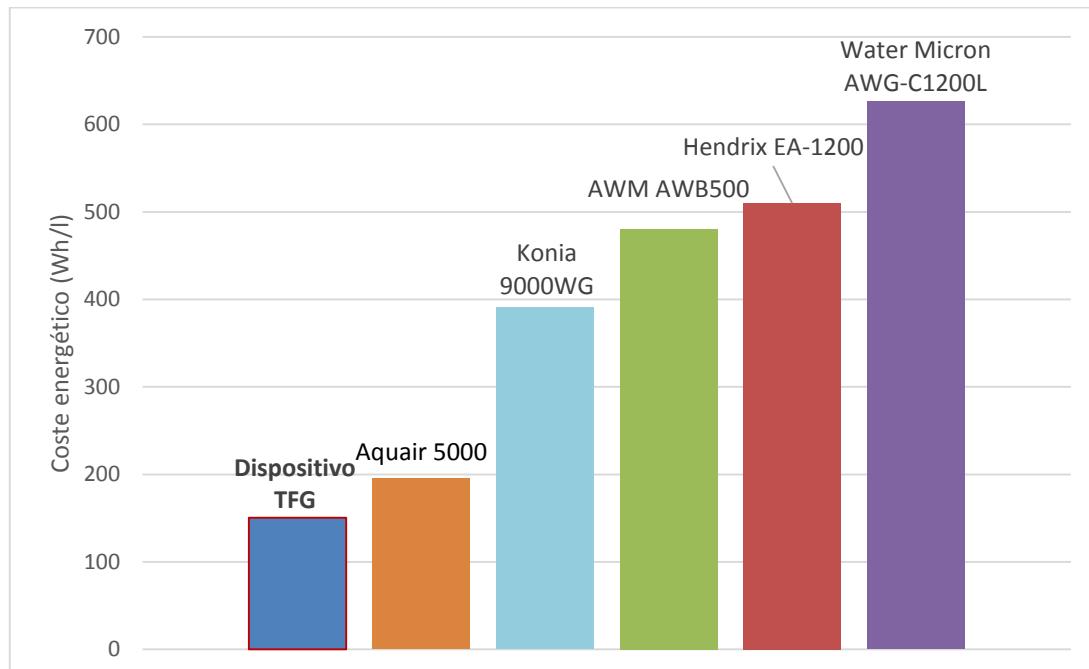


Figura 11.1.1 Coste energético. Comparativa con otros dispositivos. Fuente: Elaboración propia.

Se aprecia que el coste del agua obtenida por el dispositivo diseñado en este texto es muy inferior al de otras alternativas. Esto es así porque se ha diseñado el dispositivo para su optimización a estas temperaturas, mientras que las otras máquinas pueden operar en un gran rango de condiciones. En estos cálculos, como se explicó anteriormente, se han incluido

11. Resultados

los consumos energéticos de los dispositivos para la depuración, correspondientes a otros proyectos de fin de grado.

Por contra, el dispositivo de este trabajo no obtendría agua con temperaturas y humedades muy distintas a las indicadas anteriormente, mientras que las otras máquinas seguirían funcionando con rendimientos aceptables.

Tampoco se han tenido en cuenta costes de fabricación, con los que el dispositivo de este trabajo se vería penalizado frente a otros por el hecho de incorporar componentes diseñados fuera de catálogo. Es por esto que se incluye a continuación el precio (en euros) del metro cúbico de agua, donde sí se han considerado los costes de fabricación y mantenimiento.

Comparativa con otras técnicas de obtención de agua

Se compara aquí el coste de la obtención de agua por distintos métodos. Para ello se han consultado los precios de las distintas tecnologías conforme lo estipula el Sistema Español de Información sobre el Agua, así como las distintas tecnologías de desalinización.

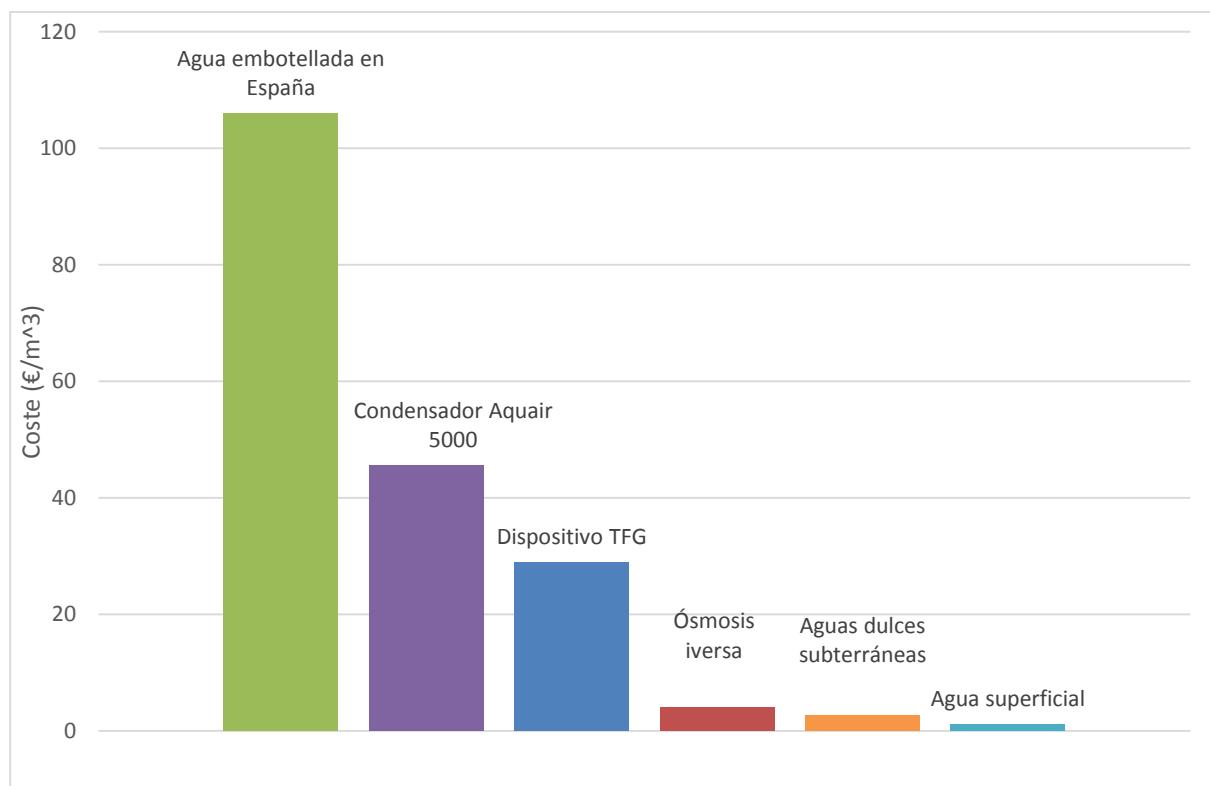


Figura 11.1.2 Coste de producción. Comparativa con otras tecnologías. Fuente: Elaboración propia.

Para poder aplicar un coste en euros se ha tomado la referencia del kWh en España en 2015 (0,14 €/kWh). En la Figura 11.1.2 se aprecia que el coste de la obtención de agua por medio de este dispositivo es de un orden de magnitud mayor que el de otras tecnologías. La deshumectación no puede competir con la obtención de agua por medio de tecnologías tradicionales intensivas, pero sí es ideal para situaciones en las que:

- No es posible la utilización de otras tecnologías, como en el caso del Amazonas colombiano, siempre y cuando las técnicas de eliminación de metales pesados de aguas subterráneas y superficiales no se desarrollen plenamente.
- Las necesidades sean puntuales y se requiera trasladar el dispositivo de forma sencilla y rápida.
- No se pueda instalar una planta industrial de gran tamaño y costes de inversión.
- No se puedan aplicar otras tecnologías.

Para situaciones como estas la tecnología de deshumectación del aire, además de competir en coste con el agua embotellada, permite una independencia en cuanto a suministros. Esto adquiere gran importancia en zonas mal comunicadas, como es el Departamento del Amazonas colombiano.

11.2 Adaptación a otros escenarios

El dispositivo diseñado en este trabajo presenta unos rendimientos muy superiores a máquinas de la competencia en las condiciones óptimas de funcionamiento. Sin embargo, para condiciones ambientales con humedades específicas menores que las que se dan con 23 °C y 77% de humedad relativa, la máquina no produce agua a precios razonables.

Todo esto se debe a que se ha optimizado el funcionamiento del dispositivo a las condiciones climáticas de la región del Departamento del Amazonas colombiano. Si bien este dispositivo no sería adecuado para trabajar en condiciones distintas, se explica en este apartado como se puede llevar esta tecnología a otras condiciones.

Adaptación del dispositivo a otros climas

El dispositivo diseñado puede ser utilizado en cualquier clima similar al del Amazonas de Colombia. La condición de funcionamiento será que las condiciones climáticas para las que se deseé que funcione presenten una temperatura de rocío superior a 15 °C.

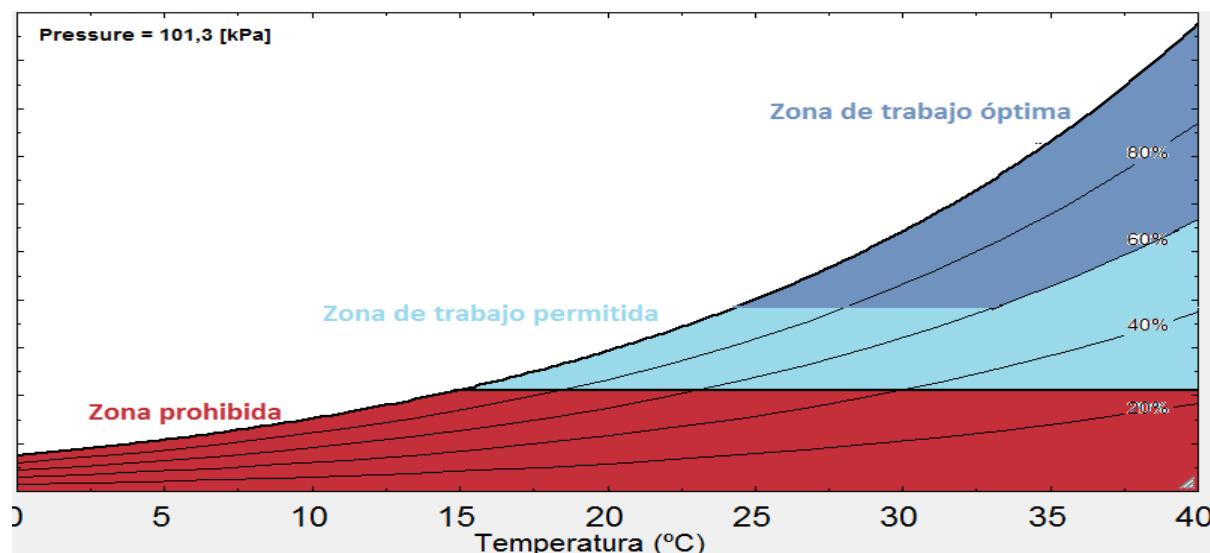


Figura 12.1.1 Zonas de trabajo del dispositivo. Fuente: Elaboración propia.

En caso de que se desee rebajar esta temperatura, dado que el sistema está diseñado para obtener como mínimo 14 °C en el evaporador, se debe instalar un compresor de mayor potencia, o colocar otro compresor en serie con el escogido.

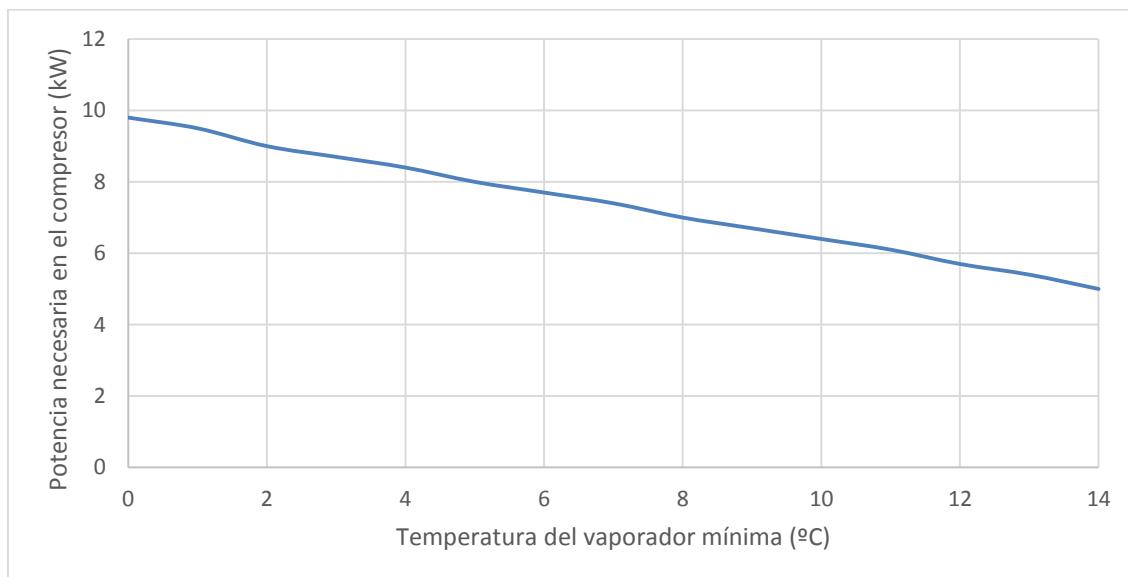


Figura 12.1.2 Potencias aproximadas de compresor para distintas condiciones. Fuente: Elaboración propia.

La válvula de laminación es muy versátil, por lo que podrá asumir variaciones de potencia sin dañarse.

Debe tenerse en cuenta que esta solución permitirá que la máquina funcione, pero se obtendrán peores rendimientos, dado que los intercambiadores de calor están diseñados para las potencias óptimas en Colombia.

Optimización de dispositivos para otras condiciones

Como solución más duradera, se puede diseñar un dispositivo para otras condiciones determinadas, tal y como se ha hecho en este trabajo.

Para ello, partiendo del trabajo ya realizado, sólo sería necesario ejecutar el conjunto de códigos que han llevado a los distintos resultados expuestos, cambiando las condiciones climáticas a las deseadas. Sería de gran importancia el cálculo de la temperatura óptima del evaporador, por medio del análisis de una gráfica como la de la Figura 4.4.3.

Escogida esta temperatura, con la potencias de cada componente, adaptar las dimensiones de los intercambiadores de este trabajo es de aplicación directa y sencilla.

11.3 Impactos ambientales y sociales

Este apartado toma en consideración los distintos aspectos ambientales y sociales que repercuten en la aplicación del contenido del trabajo.

Impactos ambientales

El funcionamiento del dispositivo diseñado presenta cuatro impactos ambientales principales, cuyas características y magnitud se discuten a continuación:

- Desección y calentamiento del ambiente: El dispositivo de este trabajo obtiene agua condensando la humedad del aire. Además, debido a que se trata de una máquina frigorífica, utiliza como foco caliente el ambiente.
De cualquier modo, este dispositivo no está diseñado para trabajar en edificios cerrados y residenciales, sino en el exterior. Su baja potencia hace que el impacto climático no sea apreciable.
- Consumo eléctrico: Esta máquina consume una potencia cercana a los 10 kW eléctricos. El impacto ambiental de este gasto energético dependerá de la fuente de la que provenga.
Para mejorar este aspecto y facilitar la instalación, se propone como futuro desarrollo la adaptación del dispositivo a un campo solar fotovoltaico. Para alimentar los distintos componentes será necesaria una superficie aproximada de 70 m² de paneles solares.
- Refrigerante: Como se ha explicado anteriormente, los refrigerantes son fluidos con importantes implicaciones ambientales. Si bien no se puede despreciar el potencial de calentamiento atmosférico del R407C, se ha escogido el refrigerante menos dañino entre las opciones posibles.
- Ruidos: La máquina diseñada produce ruidos en el compresor y el ventilador (como ya ha sido analizado), pero también en las bombas de la depuración y por el paso del aire a través de los intercambiadores. Puesto que se trabaja con caudales de aire mayores que en otras máquinas, estos ruidos tendrán mayor repercusión.

Impactos sociales

La instalación de este dispositivo en su emplazamiento presenta tres impactos sociales principales:

- Mejora del abastecimiento de agua potable: En una zona con serios problemas de acceso al agua potable, esto acarrearía grandes mejoras en la salud de la población. Puede, asimismo, ser un impulso económico para zonas como el Amazonas colombiano.
- Formación de técnicos: La instalación del dispositivo debe ir acompañado de la formación de personal capaz de operar y realizar mantenimiento y reparaciones básicas. Esto puede suponer una mejora en la educación y en las condiciones de trabajo de la población autóctona.
- Cultura del agua: La utilización de este dispositivo debe ir asociada a una concienciación colectiva de la importancia del agua y su uso correcto, no sólo por parte de los beneficiarios sino de las personas que la financien y las que lo fabriquen e instalen.

12. CONCLUSIONES

En este capítulo se realizará una revisión de los objetivos cumplidos durante la realización del trabajo.

También se analizarán los futuros desarrollos que pueden completar los resultados de este trabajo de fin de grado.

12.1 Justificación de objetivos

Tras los cálculos, resultados y diseños obtenidos, se puede afirmar que se han cumplido los objetivos fijados en este proyecto. Para ello se debe tener en cuenta que:

- Se ha diseñado el ciclo de compresión mecánica simple que realiza la función solicitada. Se ha optimizado, además, su funcionamiento para las condiciones climáticas requeridas.
- Se ha realizado un análisis del estado de la técnica de dispositivos similares y de otras tecnologías, así como un estudio de las metodologías y modelos de cálculo necesarios para los procesos físicos involucrados.
- Se ha comprobado la compatibilidad de refrigerantes y materiales con las aplicaciones requeridas, prestando especial atención a aspectos medioambientales.
- Se han diseñado los componentes que por sus características especiales no han podido ser seleccionados de catálogos. El resto de componentes han sido elegidos de entre los distintos fabricantes consultados.
- Se ha simulado el funcionamiento del ciclo en conjunto, con gran interés en el coste energético de la obtención del agua.

Tras esto se han comparado los resultados obtenidos con otros métodos de obtención de agua y se ha realizado una reflexión ambiental y social del proyecto.

Además se han cumplido las limitaciones iniciales de potencia, de dimensiones y de caudales de agua.

Para ello, junto con cálculos y diseños sobre el papel, se ha utilizado software específico, como CoolPack, EES, Matlab, Catia o MS Project. También se ha hecho uso de aplicaciones de selección de componentes de distintos fabricantes.

Del mismo modo, se ha trabajado con otros estudiantes, cuyos proyectos complementan a éste. Tal es el caso del proyecto de diseño y cálculo de una máquina para la obtención de agua potable por medio de un ciclo de absorción; la depuración de las aguas obtenidas por condensación de la humedad del aire; el control del ciclo y su depuradora, o la simulación de los flujos en un condensador de agua como el diseñado en este trabajo.

12.2 Futuros desarrollos

Tras el diseño de este dispositivo y dadas las características particulares que presenta hay varios puntos que pueden ser ampliados. Entre ellos destacan:

- a) Simulación del evaporador y optimización de su diseño: Sería interesante validar las hipótesis de cálculo utilizadas para el diseño del evaporador, por medio de códigos CFD. Esto permitiría optimizar su forma para la maximización del agua obtenida, teniendo en cuenta de una forma más precisa las pérdidas de carga, la condensación de agua o el factor de by-pass en la batería, en función de la velocidad del aire y las temperaturas y humedades.
- b) Diseño del control del ciclo: Para completar el trabajo realizado sería necesario adaptar el sistema de control, para asegurar que el evaporador tiene la temperatura óptima ya calculada. También habría que situar el ventilador y la mariposa en el punto de trabajo, para que el caudal de aire sea el estudiado.
- c) Utilización de energía solar: Diseñar un sistema de generación de energía por paneles solares y la adaptación de los componentes del ciclo al mismo proporcionaría muchas ventajas para la instalación del dispositivo en zonas remotas.
- d) Adaptación a otras condiciones: En caso de querer llevar el diseño a otras condiciones climáticas habría que seguir los pasos descritos en el apartado 11.2. Sería interesante comprobar el rendimiento de máquinas similares en escenarios diferentes.
- e) Prototipado y ensayos con distintas condiciones: Fabricación y realización de pruebas y compatibilidad de la etapa de depuración con la recogida de aguas de lluvia.
- f) Estudio de la adaptación del dispositivo para unidades modulares de mayor capacidad de producción de agua.

BIBLIOGRAFÍA

Libros y manuales

- Carrier. (2009). *Manual de aire acondicionado*. Barcelona: Editorial Marcombo S.A.
- Stoecker W.F., Jones J.W. (1986). *Refrigeration and air conditioning*. Michigan: Mc Graw-Hill.
- Incropera F.P., De Witt D.P. (1999). *Fundamentos de transferencia de calor*. México: Prentice Hall.
- Kays W.M., London A.L. (1998). *Compact heat exchangers*. Florida: Krieger.
- Kakaç S. (2002). *Heat exchangers: selection, rating and thermal design*. Florida: CRC Press.
- Crespo Martínez A. (2010). *Mecánica de fluidos*. Madrid: Paraninfo.
- Aroca Lastra S., Varela Díez F. (2012). *Manual de instalaciones de climatización*. Madrid: UNED.
- Klein S.A., Alvarado F.L. (2012). *EES for Microsoft Windows Operating Systems*. Echart.

Normativa

Real Decreto 138/2011, de 4 de febrero, por el que se aprueban el Reglamento de seguridad para instalaciones frigoríficas (RSIF) y sus instrucciones técnicas complementarias. Boletín Oficial del Estado, núm. 58 de 8 de marzo de 2011, pp. 25187 a 26011.

Reglamento (CE) nº 842/2006 del Parlamento Europeo y del Consejo, de 17 de mayo de 2006, sobre determinados gases fluorados de efecto invernadero. Diario Oficial de la Unión Europea, 14 de junio de 2006, L161.

Reglamento (CE) nº 1005/2009 del Parlamento Europeo y del Consejo de 16 de septiembre de 2009 sobre las sustancias que agotan la capa de ozono. Diario Oficial de la Unión Europea, 31 de octubre de 2009, L286.

Reglamento (CE) nº 517/2014 del Parlamento Europeo y del Consejo, de 20 de mayo de 2014, sobre determinados gases fluorados de efecto invernadero. Diario Oficial de la Unión Europea, 20 de mayo de 2014, L150.

Real Decreto 140/2003, de 7 de febrero, por el que se establecen los criterios sanitarios de la calidad del agua de consumo humano. Boletín Oficial del Estado, núm. 45 de 21 de febrero de 2003, pp. 7228 a 7245.

UNE-EN 12735-1:2001. Cobre y aleaciones de cobre. Tubos redondos de cobre, sin soldadura, para aire acondicionado y refrigeración. Parte 1: tubos para canalización. Aenor CTN, de 21 de septiembre de 2011.

ISO 1496 -1:2013. Series 1 freight containers, Specification and testing, Part 1: General cargo containers for general purposes. ISO TC, 21 de junio de 2013.

Artículos, informes y proyectos

Monsalvo Rodríguez J.A.(2015). *Diseño y desarrollo del equipo frigorífico de doble etapa para su aplicación a una criosauna*. Universidad Politécnica de Madrid, Madrid.

Saraireh M. (2012). *Heat transfer and condensation of wáter vapour from humid air in compact heat exchangers*. Victoria University, Melbourne.

Sáenz Ortigosa C. (2016). *Diseño y desarrollo del sistema de control de una máquina para la obtención de agua potable por condensación de la humedad del aire*. Universidad Politécnica de Madrid, Madrid.

Casas Vela B. (2016). *Diseño del Sistema de control y mejora de la calidad del agua en una máquina condensadora de la humedad del aire*. Universidad Politécnica de Madrid, Madrid.

United Nations, World Water Assesment Programme. (2012). *Managing water under uncertainty and risks*. UN Water.

Estevan A., García Sánchez- Colomer M. (2007). El consumo de energía en la desalación de agua de mar por ósmosis inversa: situación actual y perspectivas. *Ingeniería Civil*, 148, 113-121.

OMS. (2015). Agua. Nota descriptiva num. 391 de junio de 2015.

Shiklomanov I. (1993). World fresh water resources. En Peter H. Gleick (Eds *Water in Crisis: A Guide to the World's Fresh Water Resources*). New York: Oxford University Press.

Instituto de Hidrología, Meteorología y Estudios ambientales. (2011). *Promedios climatológicos 1981-2010*. Bogotá: Ministerio de Ambiente y Desarrollo, Gobierno de Colombia.

Fabricantes y distribuidores de componentes

Bitzer compressors. Recuperado en abril de 2016 de www.bitzer.de.

Compresores Embraco. Recuperado en abril de 2016 en www.embraco.com.

Compresores Frascold. Recuperado en abril de 2016 en www.frascold.it.

Componentes de climatización Danfoss. Recuperado en marzo de 2016 de www.danfoss.es

Distribuidor de refrigerantes de Dupont en España. Recuperado en diciembre de 2015 de www.kimikal.es.

Intercambiadores de calor Alfa Laval. Recuperado en marzo de 2016 de www.alfalaval.es.

Ventiladores Casals. Recuperado en marzo de 2016 de www.casals.tv/es.

Ventiladores Sodeca. Recuperado en marzo de 2016 de www.sodeca.com.

Ventiladores Soler & Palau. Recuperado en marzo de 2016 de www.solerpalau.es.

Bibliografía

Condensadoras de agua Ray Aqua. Recuperado en diciembre de 2015 de www.rayagua.com.

Condensadoras de agua Hendrix. Recuperado en diciembre de 2015 de www.hendrxwater.com.

Condensadoras de Water Micron. Recuperado en diciembre de 2015 de www.watermicronworld.com

Condensadoras de AWB. Recuperado en diciembre de 2015 de www.awm.cl.

Otras páginas web

Unicef. Agua, saneamiento e higiene. Recuperado en octubre de 2015 de www.unicef.org/spanish/wash.

Dayton ASHRAE. Aplicación de cálculos psicrométricos. Recuperado en noviembre de 2015 de www.daytonashrae.org/psychrometrics_si.html.

Sistema Español de Información sobre el agua. ¿Cuánto cuesta el agua?. Recuperado en mayo de 2016 de www.hispagua.cedex.es.

Software especializado

EES (2015), [software]. Fchart.

Matlab R2015b (2015), [software]. MathWorks.

Catia V5 (2014), [software]. Dassault Systems.

CoolPack v1.5 (2000), [software]. Technical University of Denmark.

CoolSelector 2 (1995), [software]. Danfoss.

MS Project (2014, [software]. Microsoft.

UNIDADES Y ABREVIATURAS

A_f [m^2] – Área de la aleta

A_{ref} [m^2] – Área del lado refrigerante

A_{aire} [m^2] – Área del lado aire

C_{pl} [J/kg K] – Calor específico del líquido

COP [-] – Rendimiento del ciclo frigorífico

D [m] - Diámetro

DVU [-] – Desplazamiento volumétrico

FB [-] – Factor de by-pass

g [m/s^2] – Aceleración gravitatoria

h [kJ/kg] – Entalpía

h_i [J/K] – Coeficiente de película interior

h_o [J/K] – Coeficiente de película exterior

HR [%] – Humedad relativa

k [W/k m] – Conductividad térmica

K [m^2/s] – Coeficiente de transferencia de masa

L [kJ/kg] – Calor latente de evaporación

l_{ref} [kJ/kg] – Calor latente de evaporación del refrigerante

\dot{m}_{aire} [kg/s] – Caudal másico de aire

\dot{m}_{ref} [kg/s] – Caudal másico de refrigerante

\dot{m}_v [kg/s] – Caudal másico de vapor

p_s [Pa] – Presión de saturación

p_w [Pa] – Presión de saturación a la temperatura de la pared

q [J/kg] – Calor específico

q'' [/kg m^2] – Flujo de calor específico

Q [J] – Calor

\dot{Q}_e [W] – Potencia del evaporador

t_s [$^{\circ}$ C] – Temperatura de saturación del líquido

t_w [$^{\circ}$ C] – Temperatura de superficie de pared

T^{bat} [$^{\circ}$ C] – Temperatura de la batería

T^{evap} [°C] – Temperatura del evaporador

T^{roc} [°C] – Temperatura de rocío

U [m/s] – Velocidad del agua condensada

U [kJ/mK] – Coeficiente global de transferencia de calor

W [W] – Potencia (del compresor)

X $\left[\frac{g_{\text{vapor}}}{kg_{\text{aire seco}}}\right]$ – Humedad específica o absoluta

ε [-] – Eficiencia termodinámica

δ [m] – Espesor de la capa límite

ΔT_{lm} [°C] – Temperatura logarítmica media

λ_l [W/m K] – Conductividad térmica del líquido

η_f [-] – Eficiencia de una aleta

η_o [-] – Eficiencia de superficie aleteada

ρ_l [kg/m³] – Densidad del líquido

ρ_v [kg/m³] – Densidad del vapor

σ_L [N/m] – Tensión superficial del líquido

μ [-] – Grado de saturación

μ_L [kg/m s] - Viscosidad dinámica del líquido

ζ_g [Pa] – Tensión cortante entre agua líquida y corriente de aire

GLOSARIO

Batería: Intercambiador de calor en el que uno de los fluidos es aire.

CFC: Refrigerantes a base de clorofluorocarbouros. Tienen un alto potencial de agotamiento de la capa de ozono, por lo que su uso no está permitido.

Cavitación: Fenómeno que ocurre en compresores cuando se aspira líquido en el seno del gas. Puede dañar gravemente el compresor.

Ciclo de compresión mecánica simple: Ciclo termodinámico que consigue extraer calor de un foco frío y devolverlo a otro más caliente por la acción de un compresor.

Compresor: Máquina que eleva la presión de un caudal de gas a expensas de una potencia mecánica.

Condensador: En un ciclo de compresión mecánica simple, intercambiador de calor en el que el fluido refrigerante se condensa cediendo calor al foco caliente.

COP: Producción frigorífica obtenida en el ciclo por unidad de potencia eléctrica aportada al sistema.

DVU: Desplazamiento volumétrico unitario del compresor.

Diagrama psicrométrico: Representación gráfica de la temperatura, contenido de vapor, volumen específico y entalpía del aire húmedo en condiciones ambientales.

Eficiencia termodinámica del ciclo: Producción frigorífica obtenida en el ciclo por unidad de trabajo mecánico reversible en la compresión.

Entalpía latente: Componente de la entalpía del aire húmedo debida a la presencia de vapor de agua.

Entalpía sensible: Componente en la entalpía del aire húmedo debida a su temperatura.

Evaporador: En un ciclo de compresión mecánica simple, intercambiador de calor en el que el fluido refrigerante se evapora absorbiendo calor del foco frío.

Factor de by-pass: Medida de la eficiencia del intercambio térmico entre una batería y un flujo de aire.

GWP: Medida en la que un gas de efecto invernadero determinado contribuye al calentamiento global. Toma como referencia el la cantidad de CO₂ que causaría el mismo efecto invernadero en un intervalo determinado de tiempo (20, 100 o 500 años).

Grado de saturación: En psicrometría, relación entre la humedad absoluta de una masa de aire húmedo y la que tendría si estuviera saturado a la misma P y T.

HFC: Refrigerante a base de fluorocarbouros. Presentan un mejor comportamiento ambiental que los CFCs, pero contribuyen al efecto invernadero.

Humedad absoluta: Masa de vapor de agua contenido en la unidad de masa de aire seco.

Humedad relativa: Relación entre la presión parcial del agua en el aire seco y su presión de saturación con las mismas condiciones. Es una forma de medir la saturación relativa de una masa de aire.

Máquina frigorífica: Dispositivo que consigue enfriar un foco frío.

Mariposa: Dispositivo que regula el caudal de aire a través de un conducto.

Niebla: En psicrometría, estado en el que el aire presenta más humedad de la que es capaz de diluir. Por tanto, parte de la humedad se encuentra en forma líquida dispersa en el aire.

ODP: Capacidad de destrucción de una gas sobre el ozono estratosférico, referenciado al mismo volumen de CFC-11 (que toma valor 1). Los libres de cloro tienen ODP=0.

Ósmosis inversa: Proceso para la obtención de agua dulce a partir de agua salada, por medio de someter a un volumen de agua a una presión superior a la osmótica, para que atraviese una membrana semipermeable, que las sales no pueden atravesar.

PAO: Ver ODP.

PCA: Ver GWP.

Presión de vapor: Presión a la que una sustancia comienza el cambio de fase líquido a gaseoso a una determinada temperatura.

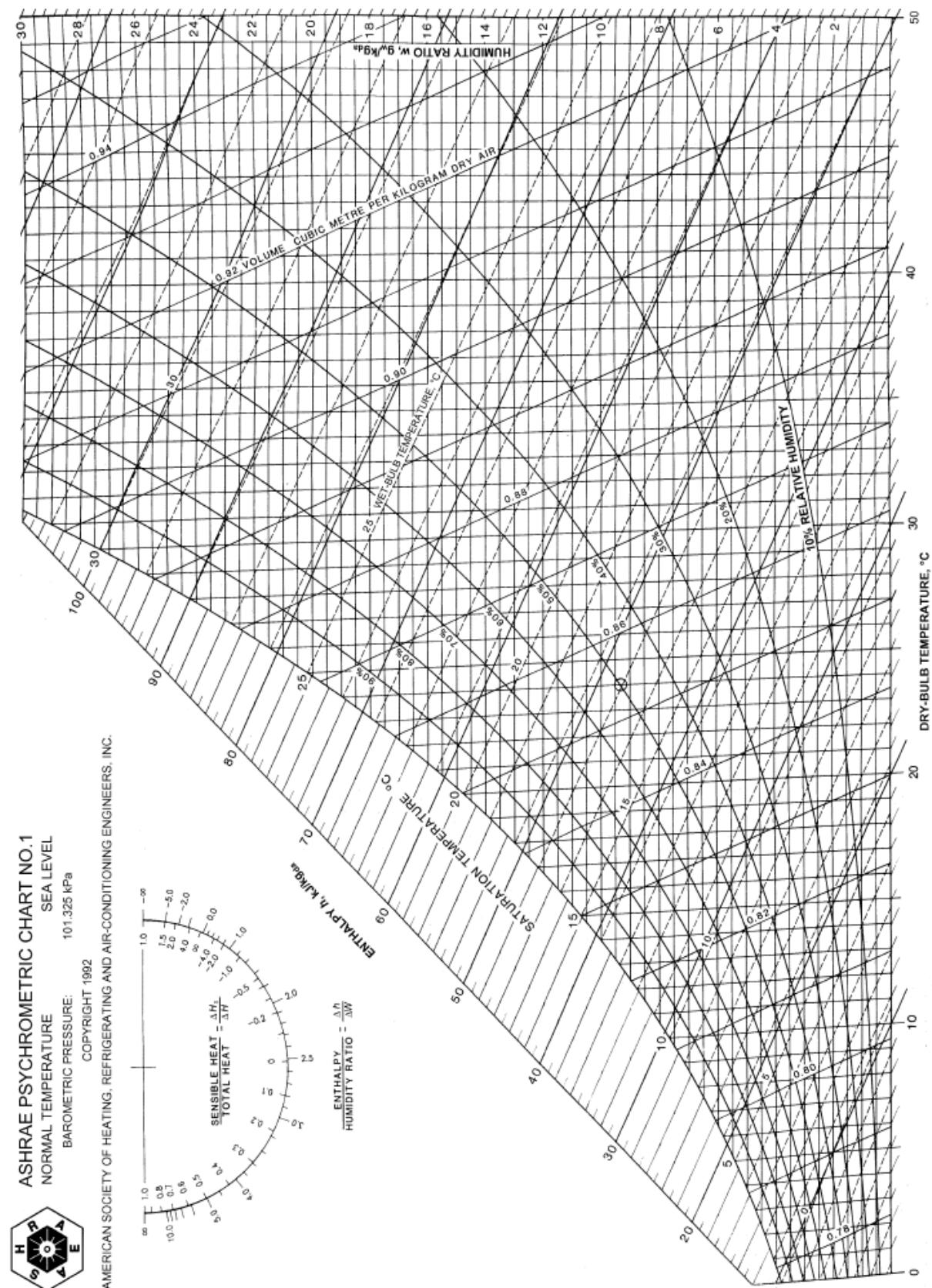
Psicrometría: Ciencia que estudia las propiedades termodinámicas del aire húmedo.

Rendimiento isentrópico: Se refiere al rendimiento térmico de la máquina, comparándolo con el que tendría si efectuase el mismo salto de presiones por vía isentrópica.

Rendimiento volumétrico: Hace referencia a la cantidad de volumen que el compresor presuriza con relación al que aspira. Es una medida del aprovechamiento de su volumen.

Temperatura de rocío: En psicrometría, temperatura a la que aparece la primera gota de agua condensada en un aire determinado.

ANEXO A: DIAGRAMA PSICROMÉTRICO



ANEXO B: FICHA R407C



USES

Suva® 407C refrigerant performs similarly to HCFC-22 under evaporator temperatures ranging from -7 to 10°C (20 to 50°F). It is designed for use in new equipment and as a service refrigerant for existing HCFC-22 air conditioning, heat pump and medium-temperature refrigeration equipment.

Suva® 407A is intended for use in new medium and low temperature refrigeration systems that have traditionally used R-404A. R-407A has a global warming potential about 50% lower than R-404A.

Table 2 shows theoretical performance of Suva® 407C, Suva® 407A, and HCFC-22. Suva® 407C exhibits similar performance to HCFC-22 at air conditioning conditions, while Suva® 407A exhibits similar performance to R-404A with lower capacity at low and medium temperature refrigeration conditions.

PHYSICAL PROPERTIES

General physical properties for Suva® 407C and Suva® 407A are shown in Table 3. The pressure-enthalpy diagrams for Suva® 407C are shown in Figures 1 and 2.

Additional physical property data may be found in other DuPont publications. Bulletin ART-26 contains viscosity, thermal conductivity, and heat capacity for the liquid and vapor phases of Suva® 407C. Thermodynamic properties booklets are also available for Suva® 407C and Suva® 407A in both English and metric units. Transport properties booklets are available for Suva® 407A in both English and metric units.

Table 2a. Theoretical Cycle Performance

	HCFC-22	Suva® 407C (R-407C)
Refrigeration Capacity (HCFC-22 = 1.0)	1.00	1.00
Coefficient of Performance	6.43	6.27
Compression Ratio	2.66	2.83
Compressor Discharge Temperature, °C (°F)	77.3 (171.2)	75.1 (167.1)
Compressor Discharge Pressure, kPa abs (psia)	1662 (241.0)	1763 (255.6)
Temperature Glide, °C (°F)	0 (0)	4.9 (8.9)

Conditions: 43.5°C (110°F) condenser/7.2°C (45°F) evap./2.8°C (5°F) of subcooling/8.3°C (15°F) of superheat

Table 2b. Theoretical Cycle Performance

	Medium Temp		Low Temp	
	R404A	R407A	R404A	R407A
Relative Capacity (R-404A = 1.00)	1.00	0.89	1.00	0.86
Coefficient of Performance	2.6	2.4	1.4	1.5
Compression Ratio	4.4	5.8	10.5	14.5
Compressor Discharge Temp, °C (°F)	68 (154)	91 (196)	78 (172)	104 (219)
Compressor Discharge Pressure, kPa abs (psia)	2034 (295)	2096 (304)	2034 (295)	2096 (304)
Temperature Glide, °C (°F)	-2.2(4)	-4.4 (8)	-2.2(4)	-4.4 (8)

LT conditions: -28.5°C (-20°F) evap., 43.5°C (110°F) Cond., 5.5°C (10°F) SH and SC

MT conditions: -6.7°C (20°F) evap., 43.5°C (110°F) Cond., 5.5°C (10°F) SH and SC

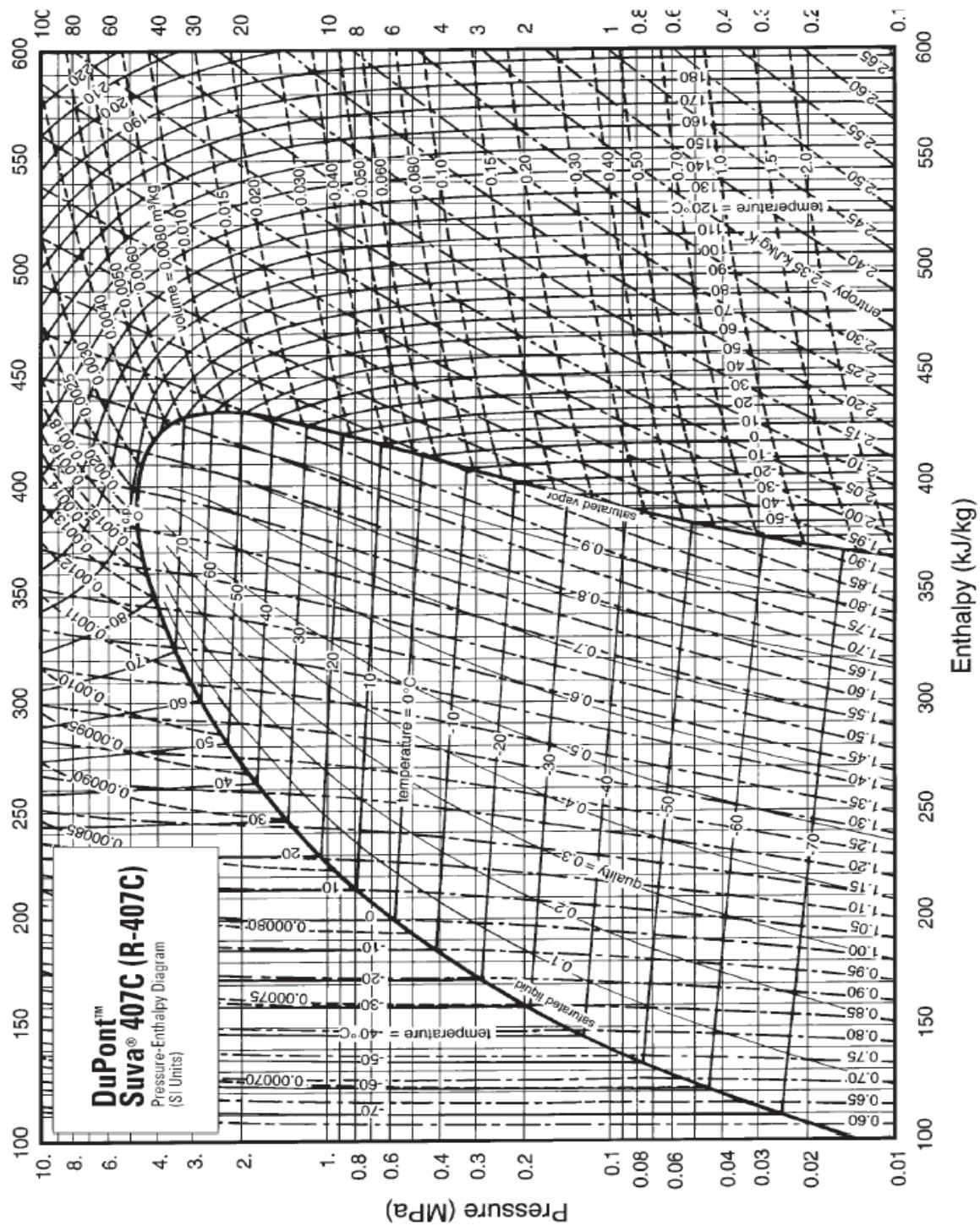
Table 3 General Property Information, DuPont™ Suva® 407C, DuPont™ Suva® 407A, and HCFC-22

Physical Property	Unit	Suva® 407C (R-407C)	Suva® 407A (R-407A)	HCFC-22
Molecular Weight, avg.	g/mol	86.20	90.11	86.47
Vapor Pressure at 25°C (77°F)	kPa abs psia	1174.1 170.29	1253.1 181.74	1043.1 151.40
Boiling Point (1 atm)	°C °F	-43.56 -46.40	-45.01 -49.01	-40.80 -41.40
Critical Temperature	°C °F	86.74 188.13	82.26 180.06	96.24 205.24
Critical Pressure	kPa abs psia	4619.10 669.95	4515.2 654.9	4980.71 722.39
Critical Density	kg/m³ lb/ft³	527.30 32.92	498.86 31.14	524.21 32.73
Liquid Density at 25°C (77°F)	kg/m³ lb/ft³	1134.0 70.80	1145.1 71.49	1194.68 74.53
Density, Sard. Vapor at 25°C (77°F)	kg/m³ lb/ft³	41.98 2.62	49.75 3.11	44.21 2.76
Specific Heat, Liquid at 25°C (77°F)	kJ/kg-K Btu/lb-°F	1.54 0.367	1.52 0.363	1.24 0.296
Specific Heat, Vapor at 25°C (77°F) (1 atm)	kJ/kg-K Btu/lb-°F	0.830 0.198	0.829 0.198	0.685 0.157
Vapor Pressure of Satd. Liquid at 25°C (77°F)	kPa abs psia	1173.4 170.3	1253.1 181.74	1043.1 151.4
Heat of Vaporization at Normal Boiling Point	kJ/kg Btu/lb	245.1 105.4	235.6 101.34	233.5 100.4
Thermal Conductivity at 25°C (77°F)				
Liquid	W/m-K Btu/hr-ft-°F	0.0819 0.0455	0.0795 0.0460	0.0849 0.0458
Vapor (1 atm)	W/m-K Btu/hr-ft-°F	0.01314 0.00758	0.01368 0.00791	0.01074 0.00621
Viscosity at 25°C (77°F)				
Liquid	Pa·s	1.60 x 10⁻⁴	1.51 x 10⁻⁴	1.59 x 10⁻⁴
Vapor (1 atm)	Pa·s	1.23 x 10⁻⁵	1.25 x 10⁻⁵	1.30 x 10⁻⁵
Hammability Limit in Air (1 atm)	vol%	none	none	none
Ozone Depletion Potential	CFC-11 = 1.0	0	0	0.05
Global Warming Potential (AR4)	CO ₂ = 1.0 (100-yr ITH)	1774	2107	1810
TSCA Inventory Status	Included	yes	yes	yes
Inhalation Exposure Limit*	ppm (8- and 12-hr TWA)	1000	1000	1000

*The exposure limit is calculated based on the DuPont Acceptable Exposure Limit (AEL) for each component of the refrigerant blend. AEL is an airborne exposure limit established by DuPont that specifies time-weighted average concentrations to which nearly all workers may be repeatedly exposed without adverse effects during an 8- or 12-hr workday and a 40-hr work week.



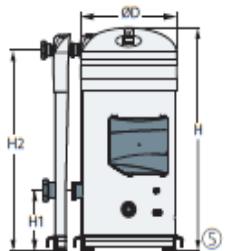
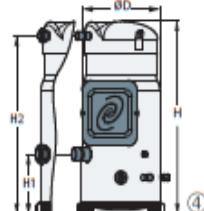
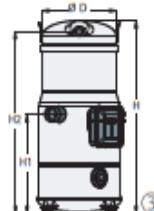
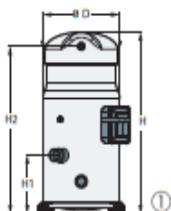
Figure 2. Pressure-Enthalpy Diagram for DuPont™ Suva® 407C (SI Units)



ANEXO C: COMPRESOR SZ110

Quick reference

Product range single compressors



Model	Motor voltage code				Dimensions (inch)			
	3	4	7	9	D	H	H1	H2
SM/SZ084-090-100	●	●	●	●	100	200	56	18.3
SM/SZ110-120	●	●	●	●	100	220	70	20.3
SM/SZ148-161	●	●	●	●	105	233	71	21.9
SM112	●	●	●	●	96	211	10.9	19.8
SM124-147	●	●	●	●	96	213	10.9	20.0
SM/SZ175-185	○ ●	○ ●	○ ●	○ ●	124	267	71	25.2
SY185	○ ●	○ ●	○ ●	○ ●	124	267	71	25.2
SY/SZ240	○ ●	○ ●	○ ●	○ ●	135	286	77	25.8
SY/SZ300	○ ●	○ ●	○ ●	○ ●	135	291	77	26.2
SZ380	○ ●	○ ●	●	●	135	300	77	27.1

○ Rotolock version ● Brazed version

Technical specifications

Model	Nominal cooling capacity Cap. 60Hz		Powerinput kW	Max. operating current A	COP @	EER @	Sound power dB(A)	Swept volume cu.in/rev	Displacement cuft/h	Oil charge oz	Net weight lbs
	TR	W	Btu/h	A	@	W/W	Btu/h/W	cu.in/rev	cuft/h	oz	lbs
R22 single	SM084	7	24600	84000	7.4	17	3.34	11.4	74	6.99	849
	SM090	7.5	26400	90100	7.8	17	3.37	11.5	75	7.35	894
	SM100	8	27500	93900	8.1	18	3.38	11.5	75	7.76	943
	SM110	9	31600	107800	9.3	20	3.38	11.5	78	8.80	1069
	SM112	9.5	34000	116000	9.6	21	3.53	12.1	78	9.25	1124
	SM120	10	36700	125300	10.8	24	3.4	11.6	78	10.17	1236
	SM124	10.5	37700	128700	10.6	23	3.56	12.2	77	10.34	1257
	SM147	12	43600	148800	12.2	26	3.58	12.2	78	11.81	1435
	SM148	12	43800	149500	13	29	3.37	11.5	83	12.14	1476
	SM161	13	47600	162500	14.1	31	3.39	11.6	84	13.22	1606
	SM175	14	51100	174400	15.3	34	3.34	11.4	82.5	14.22	1728
R407C single	SM/SV185	15	55300	188700	16.3	35	3.39	11.6	82.5	15.25	1853
	SY240	20	74100	252900	22.1	47	3.35	11.4	85	21.22	2579
	SY300	25	94500	322500	27.5	58	3.43	11.7	86	26.70	3245
	SY380	30	115300	393500	33.4	69	3.46	11.8	92	32.42	3939
	SZ084	7	22500	76800	7.1	17	3.19	10.9	74	6.99	849
	SZ090	7.5	24400	83300	7.6	17	3.2	10.9	77	7.35	894
	SZ100	8	26500	90400	8.2	18	3.24	11.1	77	7.76	943
	SZ110	9	30100	102700	9.3	20	3.24	11.1	81	8.80	1069
	SZ120	10	34800	118800	10.7	24	3.24	11.1	81	10.17	1236
	SZ148	12	42600	145400	13.3	29	3.19	10.9	83	12.14	1476
	SZ161	13	46000	157000	14.3	31	3.21	11.0	83	13.22	1606
	SZ175	14	48700	166200	15.3	34	3.19	10.9	84	14.22	1728
	SY/SZ185	15	51800	176800	16.4	35	3.15	10.8	84	15.25	1853
	SY/SZ240	20	71100	242700	22.7	47	3.14	10.7	87	21.22	2579
	SY/SZ300	25	87900	300000	27.5	58	3.2	10.9	87.5	26.70	3245
	SZ380	30	107300	366200	33.5	69	3.2	10.9	91	32.42	3939

① at ARI standard rating conditions: 45°F evaporating temperature, 130°F condensing temperature, 15°F subcooling, 20°F superheat

② for 45°F evap. temp.; 130°F cond. temp. under nominal voltage 460V / 3~ 60Hz, -10%

③ displacement at nominal speed: 3500 rpm at 60 Hz

④ net weight with oil charge

TR = Ton of Refrigeration

COP = Coefficient Of Performance

EER = Energy Efficiency Ratio

Quick reference
Performance data SZ R407C

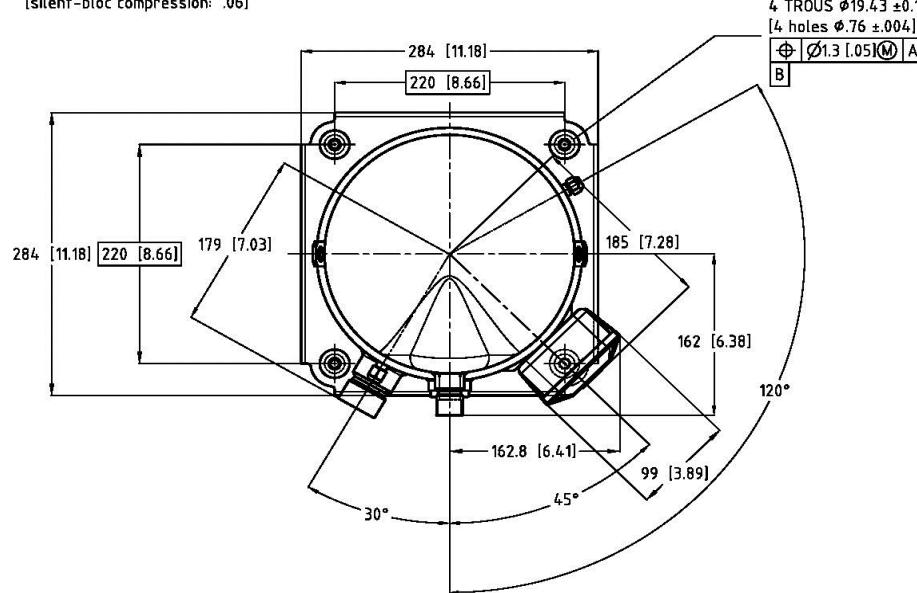
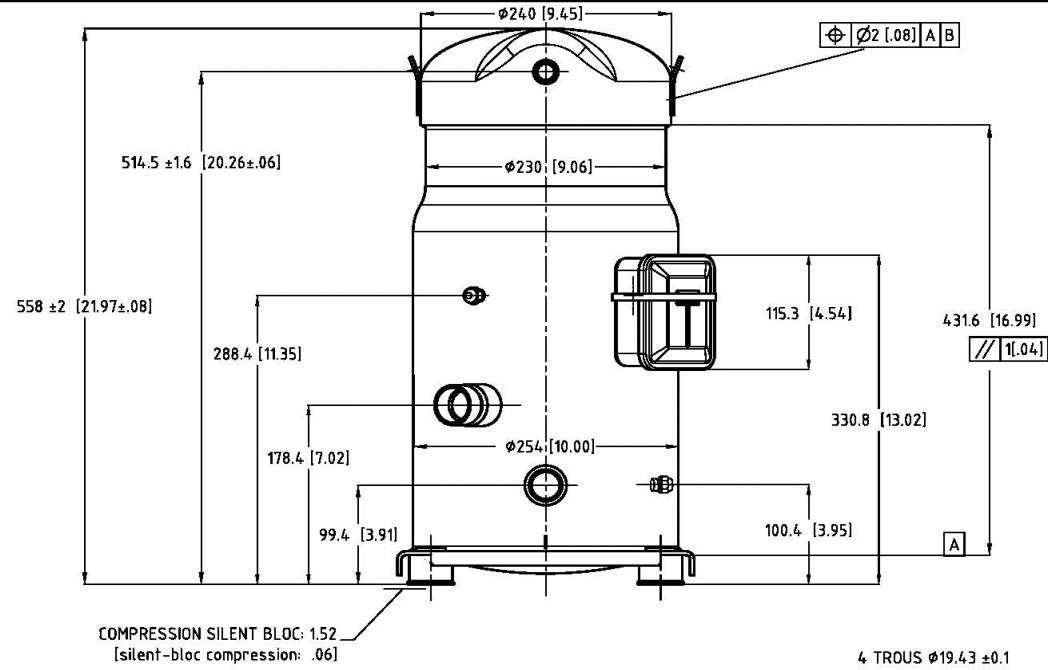
Model	To	0		10		20		30		40		45		50	
	Tc	Qe	Pe												
SZ084	100	30900	4.80	41900	4.80	54800	4.80	69700	4.80	86800	4.80	96300	4.80	106400	4.70
	130	-	-	-	-	39700	7.10	53100	7.10	68500	7.10	76900	7.10	86000	7.00
SZ090	100	33900	5.10	45200	5.20	58700	5.30	74500	5.30	92800	5.30	103000	5.30	113900	5.20
	130	-	-	-	-	44800	7.60	58500	7.60	74500	7.60	83300	7.60	92800	7.60
SZ100	100	37100	5.50	48900	5.60	63000	5.70	79800	5.70	99500	5.70	110500	5.70	122400	5.70
	130	-	-	-	-	50500	8.10	64600	8.10	81200	8.20	90500	8.20	100500	8.20
SZ110	100	42600	6.30	55900	6.30	71900	6.40	90800	6.50	112900	6.50	125300	6.50	138700	6.50
	130	-	-	-	-	57600	9.20	73500	9.30	92200	9.30	102800	9.30	114100	9.30
SZ120	100	49800	7.20	65100	7.30	83500	7.40	105200	7.50	130700	7.50	144900	7.40	160100	7.40
	130	-	-	-	-	66900	10.70	85300	10.80	106800	10.80	118900	10.80	131900	10.70
SZ148	100	61000	8.90	79300	9.00	101200	9.10	127200	9.30	158000	9.40	175300	9.40	194000	9.50
	130	-	-	-	-	82600	13.10	104700	13.20	130700	13.30	145400	13.40	161400	13.40
SZ161	100	65800	9.50	85600	9.70	109200	9.80	137300	9.90	170500	10.00	189100	10.10	209300	10.10
	130	-	-	-	-	89200	14.10	112900	14.20	141000	14.30	156900	14.30	174100	14.40
SZ175	100	71000	10.10	92100	10.30	117600	10.40	147800	10.60	183300	10.70	203200	10.70	224600	10.70
	130	-	-	-	-	94100	14.90	119400	15.10	149300	15.20	166200	15.30	184300	15.40
SY/SZ185	100	75500	10.90	98000	11.10	125100	11.20	157200	11.40	195000	11.50	216100	11.50	238900	11.50
	130	-	-	-	-	100100	16.00	127100	16.20	158900	16.40	176800	16.40	196100	16.50
SY/SZ240	100	99700	14.90	131000	15.30	168500	15.70	213100	16.00	265800	16.40	295500	16.60	327500	16.70
	130	-	-	105600	21.20	137000	21.70	174200	22.10	218100	22.50	242800	22.70	269500	22.90
SY/SZ300	100	130800	17.90	167400	18.30	211600	18.70	264900	19.10	329000	19.40	365400	19.60	405100	19.80
	130	-	-	134100	25.60	170800	26.10	215300	26.70	269100	27.20	300000	27.50	333800	27.80
SZ380	100	157800	21.70	202900	22.20	257100	22.80	321700	23.40	398000	24.00	440900	24.30	487300	24.60
	130	-	-	164300	31.30	210000	31.90	264700	32.50	329600	33.20	366300	33.50	406000	33.90
SZ170	100	60900	9.50	82600	9.60	107900	9.60	137300	9.60	171000	9.60	189700	9.50	209500	9.40
	130	-	-	-	-	78300	14.10	104600	14.20	134800	14.10	151500	14.10	169400	14.10
SZ180	100	66800	10.30	89100	10.40	115700	10.50	146800	10.50	182900	10.50	203000	10.50	224500	10.50
	130	-	-	-	-	88300	15.20	115300	15.20	146700	15.30	164200	15.30	182900	15.30
SZ200	100	73200	11.00	96400	11.20	124200	11.30	157200	11.40	196000	11.50	217700	11.50	241100	11.50
	130	-	-	-	-	99600	16.10	127300	16.30	159900	16.30	178300	16.40	198100	16.40
SZ220	100	83900	12.50	110200	12.70	141600	12.80	178800	12.90	222500	12.90	246900	12.90	273100	12.90
	130	-	-	-	-	113400	18.40	144800	18.50	181700	18.60	202400	18.60	224700	18.60
SZ242	100	98000	14.50	128300	14.70	164500	14.80	207300	14.90	257400	14.90	285400	14.90	315400	14.80
	130	-	-	-	-	131700	21.40	168000	21.50	210500	21.50	234300	21.50	259900	21.40
SZ268	100	109100	16.10	142300	16.30	181900	16.50	229000	16.70	284300	16.90	315300	16.90	348800	16.90
	130	-	-	-	-	147300	23.80	187100	23.90	234000	24.10	260400	24.10	288900	24.20
SZ271	100	106800	15.80	139400	16.00	178400	16.20	224700	16.30	279200	16.50	309800	16.50	342800	16.60
	130	-	-	-	-	144500	23.30	183600	23.50	229800	23.60	255800	23.60	283800	23.70
SZ281	100	113800	16.70	148400	17.00	189800	17.20	238900	17.30	296600	17.50	329000	17.50	363900	17.50
	130	-	-	-	-	153700	24.80	195200	25.00	244100	25.10	271700	25.10	301400	25.10
SZ296	100	120200	17.80	156200	18.00	199300	18.20	250600	18.50	311200	18.80	345300	18.90	382200	18.90
	130	-	-	-	-	162800	26.20	206200	26.30	257500	26.60	286500	26.70	317900	26.80
SZ322	100	129700	19.00	168600	19.30	215100	19.50	270500	19.80	335800	20.00	372600	20.10	412400	20.20
	130	-	-	-	-	175600	28.10	222400	28.40	277800	28.60	309100	28.70	343000	28.70
SZ350	100	139800	20.20	181500	20.60	231600	20.90	291200	21.10	361100	21.30	400300	21.40	442400	21.50
	130	-	-	-	-	185300	29.80	235300	30.10	294200	30.40	327300	30.60	363000	30.70
SZ370	100	148700	21.80	193100	22.10	246400	22.40	309700	22.70	384100	22.90	425800	23.00	470600	23.10
	130	-	-	-	-	197200	32.00	250300	32.40	313000	32.70	348200	32.90	386200	33.00

To: Evaporating temperature in °F
 Tc: Condensing temperature in °F

Qe: Cooling capacity in Btu/h
 Pe: Power input in kW

Superheat = 20 °F
 Subcooling = 15 °F

Voltage: 460 V / 3 / 60 Hz



B	PEP	13/06/00	MAP	DM 980927
A	PEP	22/09/99	SOP	CREATION DM 990234
IND	RT	PAR	DATE	APPROBATIONS
MATIERE:				
Ech.: 1/4 Tol.gén.: ± 0.8 [$\pm .03$] $\pm 2^\circ$				
ENCOMBREMENT S110/120 - V				
S110/120 - V OUTLINE				
Ce plan est la propriété de Maneurop SA Toute copie ou communication à des tiers est interdite sans autorisation				
B 85 52 037				

Danfoss Maneurop S.A.

Z.I. de REYRIEUX - B.P. 331F
01603 TREVOUX - FRANCE

ANEXO D: VENTILADOR HB 112 T6 2,2 Kw

HB 112 T6 2,2kW (A6:6)



modelo

HB 112 T6 2,2kW (A6:6)

código

2602066620P

VENTILADOR HELICOIDAL MURAL DE PALA VARIABLE

CARACTERÍSTICAS CONSTRUCTIVAS:

- Ventilador helicoidal de marco redondo reforzado con nervio intermedio.
- Montaje modular del conjunto motor hélice que permite una total versatilidad en caso de cualquier cambio.
- Protegidos contra la corrosión mediante recubrimiento en polvo de resina epoxy.
- Motor asincrono normalizado de jaula de ardilla con protección IP-55 y aislamiento clase F. Voltajes Standard 230V 50Hz para motores monofásicos, 230/400V 50Hz para motores trifásicos hasta 4kW y 400/690V 50Hz para potencias superiores.
- HB: Hélice de poliamida reforzada con fibra de vidrio de ángulo variable en origen.
- HBA: Hélice en fundición de aluminio de ángulo variable en origen.

APLICACIONES:

- Diseñados para montaje en pared o en conducto, son indicados para:
 • Renovación de aire en todo tipo de edificios e industrias.
 • Temperatura máxima de trabajo en continuo: monofásicos 50°C, trifásicos 60°C.

BAJO DEMANDA:

- Hélice impelente (sentido de aire hélice-motor).
- Hélice reversible 100%.
- Ventiladores para trabajar a 60Hz y voltajes especiales.
- Envolvente en chapa galvanizada en caliente o acero inoxidable.

ventilador

Grados	peso aprox.	caudal máx.
20	100 kg	32500 m ³ /h

motor

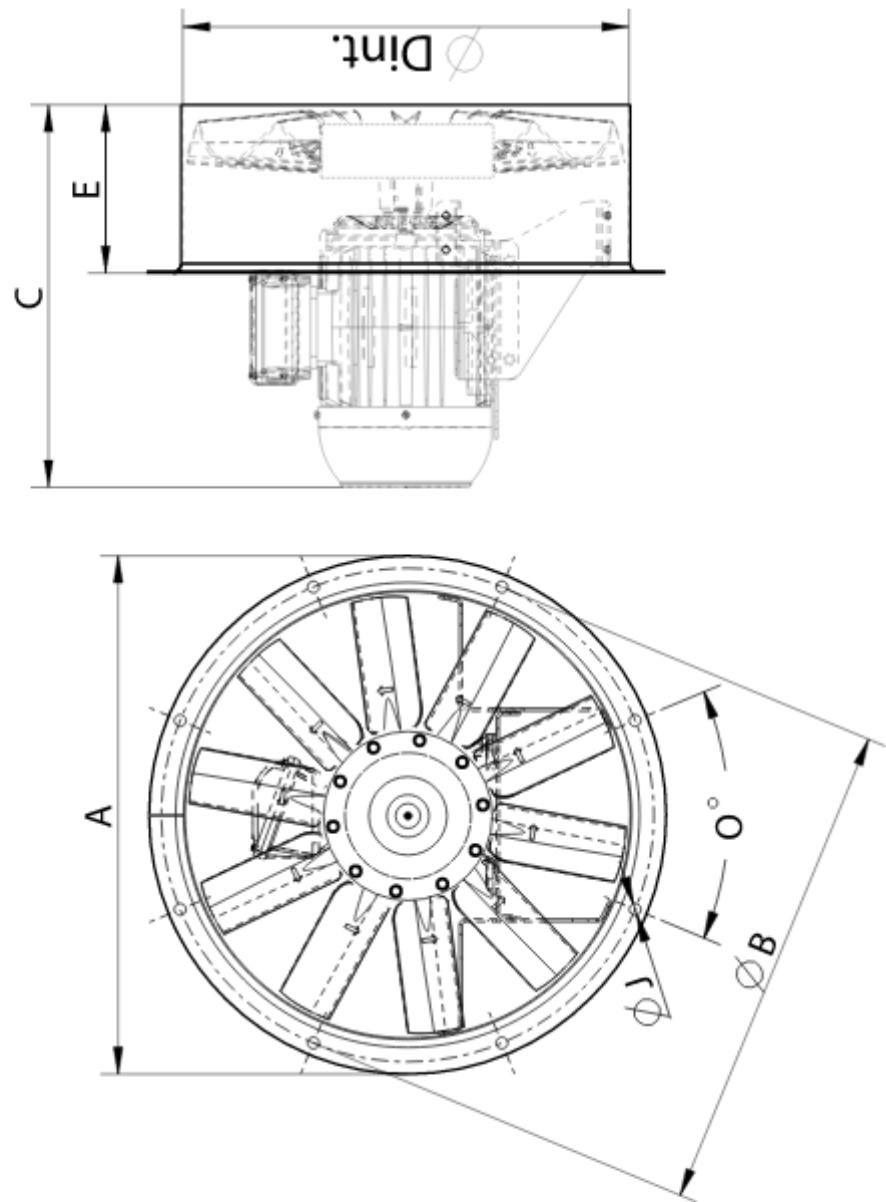
potencia	RPM motor	imax 230V	imax 400V
2,2 kW	965	10,3 A	5,94 A
tamaño motor	peso aprox. motor	eficiencia	FP
112M	38 kg	83,5 %	0,64

DATOS ERP

Ficha ventilador			
Tipo de ventilador	Ventilador axial		
Categoría instalación	A	Aspiración e impulsión libre	
Categoría eficiencia	Estática		No
El Vent debe ser instalado con VF			
Pot. motor (kW)	2,2		83,5 %
Valores Casals		Requisitos	
MAX Eficiencia (%)	50.77	32.25	36.25
Grado eficiencia (N)	54.53	36	40
P _{abs} (kW)	2.56		
Caudal (m ³ /h)	19469.18		
P _s (Pa)	226.39		
Velocidad (rpm)	967		
Ratio específico	1.00		

HB 112 T6 2,2kW (A6:6)

C	E	O	$\varnothing A$	$\varnothing B$	$\varnothing Dint.$	$\varnothing J$
760	340	16x22,5°	1234	1190	1132	12



ANEXO E: AQ5000U RAY AGUA



NEW
Eco

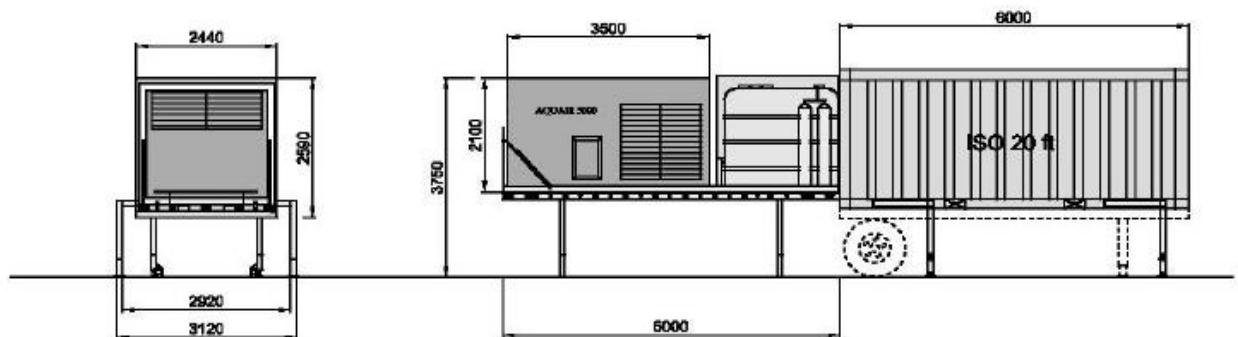
NEW ECO- AQUAIR5000 UNIVERSAL (AQ5000 U)



UNIT ESPECIFICATIONS

- Daily maximum capacity production: up to 8.400 liters approx/day.
- Cost per liter: 0,16 kWh/l approx.
- Wide operation field for extreme conditions:
 - Temperature limits 5°C-55°C.
 - Relative humidity limits 20%-99%.
- Three-phase, 400 V- 3ph-50 Hz. 108 A.
- Minimum water tank reserve 3.000 liters.
- Generator with autonomy for 4 days with 1.000 liters diesel tank.
- Quick installation of the equipment on their own supports.
- Sliding platform.
- Any electrical energy, including renewable.
- Automatic switch on/off.
- Treatment system and complete water filtration.
- Visor of water production
- Presentation 20 foot ISO container
- Prepared for several environments.
- Standard spares.
- Environment friendly.
- Sanitary registration nº 200761400005519

DIMENSIONS





AVERAGE WATER PRODUCTION AND ENERGY CONSUMPTION PER LITER

Environment conditions	10°C -90%HR	30°C -85%HR	40°C -90%HR
Water production	90 l/h	235 l/h	335 l/h
Absorbed power	24,3 kWh	37,6 kWh	30,55 kWh
Power per liter	0,27 kWh/l	0,16 kWh/l	0,13 kWh/l

OPERATING LIMITS. Temperature and relative humidity, maximum and minimum

Temperature	5°C-55°C
Relative humidity	20%-99%

CHARACTERISTICS TECHNICAL

Water Production	Nominal	225 l/h (30°C -80%HR)
	Nominal absorbed power	50 kW
Compressor	Type	Hermetic Alternative
	Brand	4xDANFOSS-MTC 125
	Displacement (l/s)	108 A
	Nominal power CV	40 CV
Fan	Nominal flow	34.000 m³/h
	Type	Centrifuge 3 speeds
	Available static pressure	14 mm. c.a.
	Power	4 kW-895 rpm
Cooling circuit	Gas	R-407 C
	Gas Load	70 Kg
	Expansion	Thermostatic valve
Electric Characteristics	Voltage	400 V-III-50 Hz
	Max operating current	108 A
Sound level	Sonic pressure	79 dB (A)
Dimensions	High	3500 mm
	Wide	2100 mm
	Deep	2140 mm
	Weight	1550 kg

AQ5000 U WATER PRODUCTION AND POWER CONSUMPTION

The production capacity of AQ5000 U is linked to environment conditions. That is, in an environment warm and wet, with a higher content of water vapor, the production capacity is greater than in a dry place.

This diagram represents the production of water per hour from a AQ5000 U unit with its own power consumption per liter, depending on the environmental conditions, temperature and relative humidity to register at all times. With this diagram we know the production and consumption through the AQ5000 U depending on temperature and humidity at all times and in every geographic area.

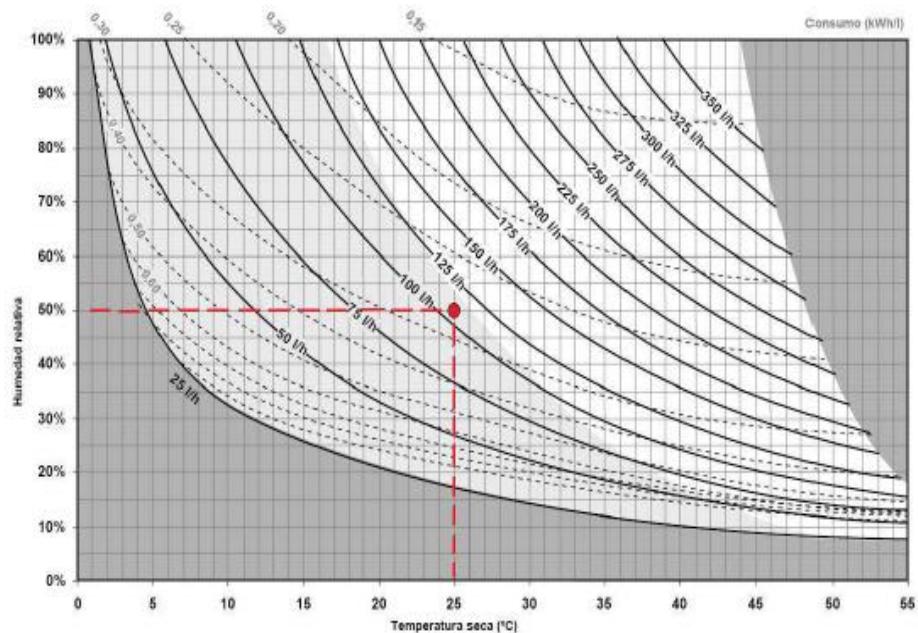


Diagram of production and energy costs by the AQ5000 U equipment

Example: the discontinuous red stripe mark in his intersection a point in which the water production of a AQ5000 U unit reaches 102 liters per hour, in the environmental conditions of 50 % of relative humidity and 25 °C of temperature, with an electrical consumption per liter of 0,28 kWh/l.

