

Centro Universitario de la Defensa en la Escuela Naval Militar

TRABAJO FIN DE GRADO

Diseño y simulación de una instalación experimental de climatización solar con máquina de absorción para la ENM

Grado en Ingeniería Mecánica

ALUMNO: Javier Gómez-Pastrana Alva

DIRECTORES: Arturo González Gil

Miguel Ángel Gómez Rodríguez

CURSO ACADÉMICO: 2016-2017

Universidad de Vigo



Centro Universitario de la Defensa
en la Escuela Naval Militar

TRABAJO FIN DE GRADO

Diseño y simulación de una instalación experimental de climatización solar con máquina de absorción para la ENM

Grado en Ingeniería Mecánica

Intensificación en Tecnología Naval

Cuerpo General

Universidade Vigo

RESUMEN

La producción de frío es de gran importancia en el mercado energético actual, especialmente con fines de climatización. El alto consumo eléctrico de los equipos convencionales para la producción de frío, y el impacto medioambiental causado por los refrigerantes que emplean, hace que surja la necesidad de encontrar alternativas más eficientes y respetuosas con el medioambiente. La producción de frío solar mediante máquinas de absorción con bromuro de litio/agua se presenta como una alternativa muy interesante, pues utiliza energía solar, barata y renovable, y sustituye los refrigerantes convencionales por una disolución no contaminante. Sin embargo, la disponibilidad de este tipo de sistemas en el mercado es relativamente reducida, siendo en su totalidad máquinas enfriadas por agua. Las máquinas refrigeradas por aire presentan la ventaja de no necesitar torres de refrigeración para su funcionamiento, pero todavía están en fase de desarrollo porque presentan una alta posibilidad de la cristalización de la disolución empleada.

En este trabajo, se realiza el cálculo de los requerimientos de los componentes para una instalación experimental de producción de frío solar para climatización mediante una máquina de absorción de $LiBr/H_2O$ refrigerada por aire. Además, se realiza la simulación de la instalación propuesta con datos climatológicos del verano de 2016 en Pontevedra, obteniéndose que se puede satisfacer más del 95% de la demanda de una dependencia en la Escuela Naval Militar de 150 m^2, con una potencia nominal de 12 kW y 50 m^2 de captadores solares. Otros resultados interesantes de la simulación son que la máquina propuesta trabajaría con un COP eléctrico estacional de 3,2 y sin signos de cristalización en la disolución.

PALABRAS CLAVE

Absorción, climatización, bromuro de litio, frío solar, eficiencia energética.

AGRADECIMIENTOS

Quiero agradecer a todas las personas que me han apoyado desde que ingresé en la Escuela Naval Militar. En especial a Paloma, por haber estado a mi lado incluso en los momentos más difíciles, y a mi madre, por el cariño que siempre me ha transmitido y la ilusión que siempre ha mostrado. A todos mis amigos del Puerto de Santa María porque, a pesar de la distancia, las grandes amistades nunca cambian. A toda mi familia.

Quiero agradecer también a mi tutor, Arturo González Gil, quien ha conseguido inculcarme la ilusión por el frío solar y la tecnología de absorción. Sin su esfuerzo y ayuda, la realización de este trabajo hubiera sido imposible.

CONTENIDO

Contenido 1

Índice de Figuras 3

Índice de Tablas 4

1 Introducción y objetivos 5

1.1 Introducción al frío solar 5

1.2 Motivación e interés del trabajo 9

1.3 Objetivos 10

1.4 Metodología 10

2 Estado del arte 12

2.1 Refrigeración convencional: el ciclo de compresión de vapor 12

2.2 Descripción del ciclo de absorción de simple efecto y sus componentes principales 14

2.2.1 El Compresor Térmico 14

2.2.2 La Disolución 16

2.2.3 Refrigeración del sistema o subsistema de disipación 16

2.3 Balance de masa y energía en el ciclo de absorción de simple efecto 17

2.3.1 Introducción 17

2.3.2 Generador 18

2.3.3 Condensador 18

2.3.4 Válvulas de Expansión 18

2.3.5 Evaporador 18

2.3.6 Absorbedor 19

2.3.7 Bomba 19

2.3.8 Intercambiador de Calor 19

2.4 Propiedades de los fluidos 19

2.4.1 Diagrama de Dühring 20

2.4.2 Diagrama de Merkel 20

2.4.3 Otras propiedades 21

2.5 Otros componentes de una instalación de refrigeración solar con máquina de absorción 21

2.5.1 Subsistema de Captación 21

2.5.2 Subsistema de Distribución 23

2.5.3 Otros componentes 24

2.6 Máquinas de Absorción en el Mercado 24

2.6.1 Yazaki 24

2.6.2 Thermax 25
2.6.3 Robur 26
3 Diseño de la instalación de producción de frío solar 27
3.1 Condiciones de Diseño 27
3.2 Cálculo de la máquina de absorción 29
3.2.1 Resolución de los balances de masa y energía 29
3.2.2 Flujos Másicos 30
3.2.3 Potencia de los principales componentes 30
3.2.4 COP de la máquina de absorción 30
3.3 Cálculo de la demanda térmica del local a refrigerar 31
3.4 Subsistema de Captación 32
4 Simulación de la Instalación 34
4.1 Procedimiento 34
4.2 Simulación de la máquina de absorción de simple efecto y carga térmica 35
4.3 Simulación de la instalación sin acumulador 38
4.3.1 Comportamiento diario 38
4.3.2 Comportamiento estacional 40
4.4 Simulación de la instalación con acumulador 40
4.4.1 El acumulador 40
4.4.2 Resultados de la simulación para el día de mayor demanda 42
4.4.3 Resultados estacionales 44
4.4.4 Resultados estacionales para diferentes capacidades del acumulador y superficies del campo de colectores 46
5 Conclusiones 48
5.1 Conclusiones 48
5.2 Líneas futuras 49
6 Bibliografía 50
Anexo I: Planos reforma aulas de investigación 53

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1-1 Esquema de la metodología empleada 11
Figura 2-1 Esquema de funcionamiento del ciclo de refrigeración por compresión de vapor 13
Figura 2-2 Diagrama simplificado del ciclo de absorción 14
Figura 2-3 Ciclo de Absorción de Simple Efecto 15
Figura 2-4 Diagrama de Dühring obtenido de [27] 20
Figura 2-5 Digrama de Merkel obtenido de [27] 21
Figura 2-6 Valores medios de irradiancia solar en España [31] 22
Figura 2-7 Distribución de captadores solares en Europa según el tipo 23
Figura 2-8 Paneles Solares con Captadores de Tubos de Vacío [13] 23
Figura 2-9 Yazaki de la serie CH tomada de [33] 25
Figura 2-10 Thermax de la serie SS, tomada de [33] 26
Figura 2-11 Enfriadora de agua por ciclo de absorción, tomada de [33] 26
Figura 3-1 Ciclo de absorción con las condiciones de diseño 28
Figura 3-2 Esquema de Colectores Solares. 33
Figura 4-1 Evolución de la temperatura máxima diaria entre el 1 de junio y el 30 de agosto 34
Figura 4-2 Evolución de la temperatura el 7 de agosto de 2016 35
Figura 4-3 Simulación de funcionamiento de la máquina de aborción 36
Figura 4-4 Evolución del COP teórico entre el 1 de junio y el 30 de agosto de 2016 36
Figura 4-5 Evolución de la carga térmica el 7 de agosto de 2016 37
Figura 4-6 Evolucin de la irradiancia solar el 7 de agosto de 2016 37
Figura 4-7 Esquema simplificado de la instalación sin acumulador 38
Figura 4-8 Evolución de la carga térmica frente a la capacidad de producción el día 7 de agosto de 2016 39
Figura 4-9 Esquema simplificado de la instalación con acumulador 42
Figura 4-10 Diferencia entre la capacidad de producción y la carga térmica el día 7 de agosto de 2016 43
Figura 4-11 Temperatura del agua del acumulador frente a la necesaria en el generador 44
Figura 4-12 Temperaturas en acumulador y generador desde el 1 de junio al 30 de agosto de 2016 45
Figura 4-13 Simulación de la instalación para distintas capacidades de acumulador 47

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1-1 Relación de refrigerantes y su PCA 6
Tabla 3-1 Condiciones de Diseño 28
Tabla 3-2 Potencias de diseño 30
Tabla 4-1 Resultados de la instalación sin acumulador para el día 7 de agosto 39
Tabla 4-2 Resultados de la instalación sin acumulador para toda la estación 40
Tabla 4-3 Resultados de la instalación con acumulador para el día 7 de agosto 44
Tabla 4-4 Resultados del periodo entre el 1 de junio y el 30 de agosto 46

1 INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS

1.1 Introducción al frío solar

En la actualidad el consumo energético es imprescindible en cualquier ámbito en los países desarrollados. No es posible imaginar industrias, negocios u hogares que no utilicen distintas fuentes de energía para satisfacer sus necesidades.

El aumento del nivel de vida y el crecimiento de la población va, por lo tanto, unido a un aumento en el consumo energético en los últimos años. El principal medio para la obtención de energía en la actualidad es mediante la quema de combustibles fósiles, lo cual desemboca en distintos problemas:

1. El aumento de las emisiones de CO_2 a la atmósfera, que trae como consecuencia un aumento del efecto invernadero. Según datos de la N.A.S.A [1], los niveles de dióxido de carbono en el aire son los mayores en los últimos 650.000 años. A consecuencia de esto, se observa un aumento de la temperatura global del planeta, de forma que 9 de los 10 años más calurosos de los que se tienen datos han ocurrido después del año 2000. Además, el nivel del mar ha aumentado 17 cm en el último siglo y la tasa de aumento en la última década dobla a la del siglo pasado.
2. La quema de combustibles fósiles provoca la emisión de óxidos de nitrógeno y sulfuro, que en la atmósfera se oxidan pasando a formar ácido nítrico y sulfúrico, respectivamente. Estos se diluyen en las gotas de agua presentes en la atmósfera y caen en a la superficie en forma de precipitación. Es la conocida como lluvia ácida. Según [1] desde la Revolución Industrial la acidez de la superficie de los océanos se ha incrementado en un 30%.
3. Un problema de abastecimiento, ya que los combustibles fósiles son un bien limitado. Existen diversos estudios que dan previsiones sobre el agotamiento de estos recursos, con opiniones muy dispares. Algunos de ellos, como [2], sitúan el 2050 como el año en el que la producción de petróleo será menor que el necesario para consumo.

Dentro de los consumos energéticos en España, la producción de frío juega un papel muy importante, tanto a nivel industrial y de servicios como a nivel doméstico. En las viviendas, debido al creciente nivel de vida, el consumo para climatización ya alcanza el 47% según el IDAE [3]. Además, según la misma fuente, los frigoríficos suponen un 30% del gasto eléctrico dentro del consumo de los electrodomésticos, que a su vez suponen casi un tercio del consumo eléctrico total de los hogares.

En la producción de frío es importante realizar una distinción a la climatización. La climatización se caracteriza por mantener una temperatura considerada de confort en espacios destinados al uso humano. Dicha temperatura se sitúa entre los 21ºC y los 25ºC [4]. Aparte de la climatización, la producción de frío tiene otra multitud de aplicaciones, en adelante denominadas como refrigeración,

que trabajan en un abanico más amplio de temperaturas como cámaras frigoríficas en las industrias o las neveras en los hogares. En cualquier caso, la climatización es la rama de la producción de frío de interés en este trabajo.

La principal manera de producir frío en la actualidad es mediante el ciclo de compresión mecánica de vapor. Estos sistemas se caracterizan por tener un rendimiento elevado y ser relativamente baratos. Sin embargo, consumen una importante cantidad de energía eléctrica, debido a que llevan instalado un compresor mecánico. De hecho, existen estudios como [5] en el que se relacionan los picos de demanda eléctrica con los días más calurosos del verano, llegando incluso a producir "apagones" que las productoras eléctricas achacan a la elevada demanda. Además, existe otro importante problema que radica en que para su funcionamiento es necesario el empleo de fluidos, conocidos como refrigerantes, que causan impactos muy negativos para el medio ambiente. El hecho de que estas instalaciones trabajen a una presión superior a la atmosférica hace que se produzcan fugas a la atmósfera, aunque sean diseñados para ser estancos [6]. Una prueba de ello es que este tipo de máquinas deben de ser recargadas de refrigerante cada cierto tiempo.

El empleo de estos refrigerantes ha sido un tema de debate desde sus inicios. Los primeros en utilizarse fueron los conocidos como clorofluorocarbonados (CFC). Estos gases, debido a su contenido en cloro, reaccionan con el ozono de la atmósfera, destruyéndolo y causando la destrucción de la conocida como "capa de ozono" como se explica en [7]. La principal característica de esta capa es que impide el paso de la radiación ultravioleta, perjudicial para el ser humano. Por lo tanto, su destrucción supone que la radiación ultravioleta llegue a la tierra, pudiendo llegar a tener graves consecuencias para la vida humana. Como alternativa a los gases CFC surgieron los denominados HCFC, cuyo potencial de destrucción de la capa de ozono es menor que el de los primeros. El "Protocolo de Montreal", acuerdo para la protección de la capa de ozono, supuso la eliminación de los CFC en el 1996, y la reducción paulatina de los HCFC (también destructores de ozono). Hasta el año 2014 se permitió el uso de HCFC reciclados para pruebas y mantenimientos de equipos.

Los refrigerantes clorofluorocarbonados (CFC y HCFC) fueron sustituidos por los fluorados, libres de cloro y que por lo tanto no afectan al ozono. Sin embargo, estos siguen teniendo un impacto importante en el efecto invernadero. El R134a, por ejemplo, uno de los refrigerantes más utilizados a nivel industrial tiene un PCA (Potencial de Calentamiento Atmosférico) de 1300 lo que quiere decir que cada kilogramo de refrigerante tiene un efecto en el calentamiento global equivalente a 1300 kilogramos de Dióxido de Carbono (CO_2). La Tabla 1-1 muestra el PCA de algunos de los refrigerantes más utilizados y su PCA con datos obtenidos de [8].

Refrigerante	PCA
R134a	1300.0
R404A	3784.0
R507A	3850
R407C	1652.5
R600A	20
R290	20

Tabla 1-1 Relación de refrigerantes y su PCA

Debido a las fugas de estos gases y el potencial de daño ambiental que conllevan, surge normativa que limita el uso de refrigerantes fluorados. El "Reglamento UE 517/2014" [8], por ejemplo, tiene como objetivo principal la reducción de gases fluorados que contribuyan al efecto invernadero en un 70% de cara al año 2030. Además, se imponen impuestos por el uso de estos gases, cuya cuantía puede

aproximarse a los 70 euros por kilogramo de refrigerante, como es el caso del R404a. La mayor parte de estos refrigerantes tienen como fecha límite de uso el año 2020 según la misma normativa. Como alternativa surgen los refrigerantes no fluorados o refrigerantes naturales, que tienen la ventaja de no disponer de una fecha límite de uso [8]. Un ejemplo es el amoníaco, considerado por muchos profesionales de la refrigeración como el refrigerante del futuro.

La edificación en España también da un paso en la búsqueda de la eficiencia energética. El Código Técnico de Edificación (CTE), contiene un Documento Básico (HE) de Ahorro de Energía, en el que se disponen las exigencias mínimas de eficiencia energética que deben poseer los edificios, algo totalmente necesario teniendo en cuenta la existencia de pactos a nivel europeo, como la Directiva 2010/31/UE [9], que establece que para 2020, en los edificios, un 20% de la energía total consumida debe provenir de fuentes renovables, y se deben reducir en un 20% las emisiones totales de gases de efecto invernadero.

En este contexto, se entiende la necesidad de la búsqueda de sistemas de producción de frío que utilicen energías renovables, refrigerantes no contaminantes y que tengan elevada eficiencia energética, como puede ser el frío solar, que a grandes rasgos consiste en producir frío utilizando la energía aportada por la radiación solar como fuente de energía

A primera vista, el frío solar posee algunas desventajas frente a la refrigeración convencional: un rendimiento menor y la necesidad de una inversión inicial superior, ya que las tecnologías de frío solar son más costosas [10]. Además, hemos de tener en cuenta que, debido a la intermitencia de la energía solar, es probable que no sea capaz de satisfacer el 100% de la demanda (periodos de nubosidad, por ejemplo). Se estima que un sistema de frío solar puede satisfacer, por lo general, 2/3 de la demanda, como es demostrado experimentalmente en [11]. El resto de la demanda debe de satisfacerse mediante otro sistema independiente, por ejemplo, una máquina de compresión mecánica, o bien incorporando una fuente de energía auxiliar al sistema de frío solar, por ejemplo, un quemador de gas o incluso de biomasa. El uso de una fuente auxiliar de energía es la solución más utilizada, ya que resulta más económico teniendo en cuenta que la fuente auxiliar de energía también tendría otros fines, como calefacción o calentamiento de agua sanitaria.

Sin embargo, estudiando más a fondo la tecnología de frío solar, se puede observar que posee una serie de características que la convierten en una interesante alternativa a los ciclos de refrigeración tradicionales:

- En primer lugar, la fuente de energía utilizada principalmente es el calor solar, captado mediante paneles solares. Una fuente de energía limpia y gratuita, eliminando de esta forma la problemática del consumo de los compresores en los ciclos tradicionales. Además, favoreciendo el cumplimiento de la normativa del CTE sobre el ahorro de energía.
- La energía solar que se obtiene mediante paneles solares, no solo se puede aprovechar para la producción de frío, sino que también se puede utilizar para la calefacción en las temporadas frías o para calentar agua caliente sanitaria, de forma que los paneles solares no serían de uso solo durante estaciones cálidas, sino también en estaciones frías. Esto mismo también se aplica en caso de que la fuente de energía sea otra, por ejemplo, un quemador de combustible. El agua caliente obtenida en este puede usarse tanto para calefacción como para la máquina de absorción.
- Los picos de demanda de producción de frío para climatización coinciden con los meses más calurosos en los que, por lo tanto, más energía se puede obtener a través de los paneles solares y conseguir más capacidad de refrigeración. Es decir, cuando más frío necesitamos es cuando más frío podemos producir.
- La climatización solar utiliza refrigerantes que no dañan la capa de ozono, no contribuyen al efecto invernadero y, por lo general, son seguros para el ser humano. Las sustancias más utilizadas por estos sistemas son amoniaco, agua y sales como el bromuro de litio. De

estos, únicamente el amoniaco es tóxico para el ser humano, lo que dificulta su manejo. Además, todas estas sustancias se caracterizan por no ser excesivamente costosas y tener alta disponibilidad.

- La eliminación del compresor, además de suponer un menor consumo, también disminuye el ruido y las vibraciones producidas por el sistema, de forma que pueden conseguir equipos silenciosos. Si bien es importante considerar que en muchos casos las instalaciones de frío solar implican el uso de bombas y ventiladores que también producen ruido.

Una vez conocidas las principales características de los sistemas de refrigeración solar, conviene explicar los principales sistemas que existen hoy en día. Las principales alternativas son los sistemas de absorción, de adsorción y de refrigeración evaporativa.

1. *Frío por Absorción:* los sistemas de frío por absorción basan su funcionamiento en el empleo de una disolución cuyos componentes, refrigerante-absorbente, son muy afines químicamente entre sí. El refrigerante realiza la misma función que en un ciclo de compresión mecánica, mientras que el absorbente sirve como medio de transporte del anterior, al que absorbe gracias a la compatibilidad química entre ambas sustancias. Realmente, el ciclo de frío por absorción es muy similar al ciclo de refrigeración por compresión, a excepción del compresor, que es sustituido por un conjunto generador-absorbedor. Este conjunto genera vapor mediante la aplicación de calor, que se puede obtener de diversas maneras, aunque estos sistemas solo son rentables cuando se emplean fuentes de energía muy baratas, como la energía solar [12]. Las disoluciones más empleadas son H_2O/LiBr y NH_3/H_2O, nombrados por orden refrigerante y absorbente.
2. *Frío por Adsorción:* su funcionamiento es similar al de los sistemas de absorción, pero en lugar de utilizar un líquido absorbente se emplea una sustancia sólida. Esta sustancia capta al refrigerante mediante un proceso de adsorción, por el cual este queda adherido a su superficie. La sustancia adsorbedora más utilizada en el mercado es el gel de sílice, pero existen líneas de I+D destinadas al uso de zeolita y carbón activo [13].
3. *Refrigeración Evaporativa:* consiste en eliminar agua del aire exterior, proceso conocido como secado, para luego enfriarlo humedeciéndolo (enfriamiento adiabático). Para ello se utiliza un sólido o líquido desecante, siendo el primero más conocido y empleado, que es regenerado mediante energía solar. Los sistemas de refrigeración evaporativa, por lo general, son ciclos abiertos, ya que el refrigerante es descargado tras producirse el enfriamiento [14].

Cada una de las tecnologías descritas posee ciertas ventajas y desventajas frente a las otras. La refrigeración evaporativa, en aplicaciones de climatización, consigue alcanzar un preciso control del confort porque permite la regulación simultánea de temperatura y humedad. Sin embargo, su empleo está limitado a zonas donde el clima lo permita, ya que en ambientes muy húmedos el desecante no sería capaz de extraer suficiente humedad y el sistema no sería viable. Además, tiene un alto coste y en general ocupan mucho espacio, por lo que están limitados a grandes instalaciones.

Por su parte, los sistemas de adsorción pueden alcanzar rendimientos mayores que los sistemas evaporativos, pueden trabajar con temperaturas generadoras bajas y su consumo energético es reducido ya que no necesitan bombas al no trabajar con disoluciones. Sin embargo, son tecnologías muy costosas, con un rendimiento aún por debajo de los sistemas de absorción y que requieren grandes espacios para instalarse debido a su volumen y peso.

La refrigeración por absorción es la más viable de las tecnologías de frío solar: se pueden alcanzar altos rendimientos y proporcionar capacidades de refrigeración elevadas, el tamaño y el precio de instalación son relativamente menores, aun siendo elevados con respecto a los sistemas tradicionales de compresión de vapor [14]. Por otro lado, tiene importantes inconvenientes: es necesario mantener muy bajas las presiones en el sistema para su correcto funcionamiento y requiere de temperaturas de generación más elevadas que los otros sistemas de frío solar. Las máquinas de absorción pueden ser de

simple o doble efecto. Las máquinas de doble efecto tienen mejores rendimientos, pero requieren temperaturas de generación mucho mayores, por encima de los 150ºC, según [14] y [15].

Entre los tipos de máquinas de absorción existentes, cabe hacer una distinción en función de la disolución empleada. De las posibles opciones destacan H_2O/LiBr y NH_3/H_2O. En el primer caso, el refrigerante es el agua, y el bromuro de litio actúa de absorbente. En el segundo, el amoniaco es el refrigerante y el agua el absorbente.

Existen numerosos estudios sobre el desempeño de cada una de estas disoluciones, como en [16] y en [17] los cuales determinan que el uso de H_2O/LiBr resulta ser más eficiente y conveniente que el NH_3/H_2O para aplicaciones de climatización. Las disoluciones con amoniaco se reservan para aplicaciones en las cuales se requiera alcanzar una temperatura bajo cero, en las que no es válido el uso de la disolución de bromuro de litio, que emplea el agua como refrigerante y solidifica a 0ºC. El amoniaco, sin embargo, tiene un punto de fusión mucho menor, y puede utilizarse para enfriamientos cercanos a los -30ºC.

El empleo de la disolución de bromuro de litio presenta el riesgo de la cristalización de la sal, que se produce cuando la disolución alcanza su concentración de saturación provocando que el sistema deje de funcionar. La posibilidad de que se produzca este fenómeno aumenta de manera proporcional con la temperatura, de forma que es muy importante llevar a cabo una buena refrigeración del sistema.

Los sistemas de frío por absorción tradicionalmente son refrigerados mediante torres de refrigeración. Estas torres suponen un importante aumento en el coste del sistema y aumentan considerablemente su tamaño. Además, las torres de refrigeración requieren un consumo de agua que se estima entre 2 kg y 5 kg por kWh de refrigeración, lo que puede suponer un problema en zonas áridas [11]. Por último, este tipo de instalaciones son propensas al desarrollo de bacterias como la *legionela*.

La alternativa al uso de torres de refrigeración es el empleo de ventiladores, de forma que la refrigeración del sistema se consigue mediante aire. El uso de sistemas enfriados por aire elimina la problemática de las torres de refrigeración, con un consiguiente ahorro en el consumo de agua, y evitando así el problema de los brotes de *legionela*. Por otro lado, estos sistemas son menos eficientes, ya que la capacidad del aire para disminuir la temperatura de los componentes de la instalación es mucho menor que la del agua. Al aumentar la temperatura de los componentes el peligro de cristalización de la disolución de bromuro de litio es considerablemente mayor, por lo que este tipo de instalaciones no son comunes.

En concreto, la empresa Rotárica (quebró en 2011) ofrecía un diseño de instalación refrigerado por aire de manera indirecta. Esto es, la instalación estaba refrigerada por un circuito de agua que a su vez estaba refrigerado por aire. Sin embargo, este sistema hace que el conjunto pierda eficiencia debido a las pérdidas producidas en los intercambios de calor entre el aire y el agua como se demuestra en [18]. Aparte de este diseño no se conocen más máquinas comerciales condensadas por aire que empleen bromuro de litio.

Sin embargo, recientemente se ha desarrollado una línea de investigación que demuestra la viabilidad de las máquinas de absorción de LiBr/H_2O enfriadas directamente por aire para usos de climatización. Así, por ejemplo, en [19] y [20] se describen experiencias con prototipos accionados por energía solar y otras fuentes de calor en los que no se produce cristalización.

1.2 Motivación e interés del trabajo

En la actualidad, la eficiencia energética es un tema de preocupación en las Fuerzas Armadas y en concreto en la Armada. En la página web de la Armada [21] existe un apartado denominado “Acciones frente al Cambio Climático”, en el que se expresa la preocupación de la institución por reducir los niveles de emisiones de CO_2, principalmente mediante el uso de energías renovables.

Por ello, vistas las ventajas y dificultades que ofrece la refrigeración solar mediante sistemas de absorción de $LiBr/H_2O$ con respecto a otros sistemas de refrigeración, se considera de interés abrir una línea de investigación que estudie las posibilidades de uso de estos sistemas para la Armada. Como primer paso en esta línea de investigación, este trabajo pretende establecer las bases para el estudio y diseño de instalaciones de climatización solar para edificios, y en particular mediante el uso de máquinas de absorción refrigeradas por aire. Como hemos visto en el apartado anterior, este tipo de tecnología se encuentra actualmente en desarrollo, siendo necesario solucionar diversos aspectos de su funcionamiento antes de su puesta en el mercado. El desarrollo de las máquinas de refrigeración enfriadas directamente por aire puede ser de interés para la Armada no sólo para ahorrar energía en sus edificios, sino que también pueden ser de gran utilidad para los campamentos y unidades móviles de Infantería de Marina, en los que el agua puede llegar a ser un bien escaso.

Paralelamente al desarrollo de las máquinas de absorción de $LiBr/H_2O$ refrigeradas por aire, la línea de investigación introducida con este trabajo pretende llegar a estudiar el uso de las máquinas de absorción refrigeradas por agua en buques de la Armada, donde pueden contribuir al ahorro energético mediante el aprovechamiento de calores residuales o formando parte de sistemas de trigeneración como se propone en [22].

1.3 Objetivos

El objetivo global de este trabajo es el diseño funcional de una instalación experimental de climatización solar con máquina de absorción para la Escuela Naval Militar. Para la consecución de dicho objetivo, se han llevado a cabo los siguientes objetivos específicos:

1. Familiarizarse con el ciclo de refrigeración por absorción, además de los diferentes tipos de instalaciones que existen según la disolución y la forma de condensación empleada.
2. Realizar un cálculo de los requerimientos básicos de los componentes de una instalación de producción frío solar mediante una máquina de absorción de $BrLi/H_2O$, refrigerada directamente por aire, para posible uso en una dependencia de la Escuela Naval Militar.
3. Realizar la simulación del funcionamiento de la instalación propuesta para un año y mostrar de manera clara los resultados obtenidos, centrándose en el consumo eléctrico, la cantidad de demanda que se puede satisfacer y la identificación de sus principales problemas. Realizar propuestas para mejorar la eficiencia del sistema.

Finalmente, este trabajo pretende contribuir a la divulgación y desarrollo de la tecnología de absorción con el objeto de que en un futuro pueda utilizarse en unidades de la Armada Española.

1.4 Metodología

Para la consecución de los objetivos propuestos en este trabajo se han seguido los siguientes pasos (Figura 1-1):

1. Lectura, análisis y comprensión de la literatura sobre la tecnología de frío por absorción que incluye artículos de revistas científicas, libros y otras publicaciones. Elaboración de un Estado del Arte que resuma sus aspectos más relevantes tales como sus principales componentes y las ecuaciones que definen el funcionamiento del ciclo de absorción. Investigación de los principales comercializadores y descripción de las alternativas que ofrecen, obtenida de sus sitios webs (apartado 2).
2. A partir de resultados experimentales recogidos en otros trabajos, se establecen las condiciones de diseño para una máquina de absorción de simple efecto de bromuro de litio enfriada directamente por aire. Las ecuaciones definidas en el Estado del Arte, junto con las condiciones de diseño establecidas, se utilizan para realizar el cálculo preliminar de los requerimientos básicos de los componentes de una instalación de frío solar por absorción (apartado 3).

3. Se recogen datos climatológicos de Pontevedra para el periodo entre el 1 de junio y 30 de agosto de 2016 a partir de diversas páginas webs. Estos datos se utilizan para realizar la simulación, mediante MATLAB®, del funcionamiento de la instalación diseñada anteriormente. Se presentan los resultados y se realiza un análisis y discusión de los mismos (apartado 4).
4. De los resultados obtenidos a lo largo del trabajo, se extraen conclusiones que resumen los puntos más relevantes tratados. Además, se puntualizan elementos de interés no tratados y se establecen líneas de estudio futuras (apartado 5)

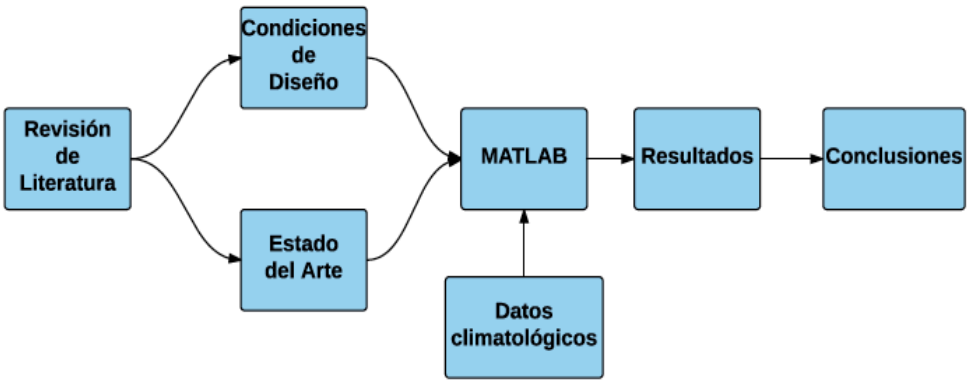


Figura 1-1 Esquema de la metodología empleada

2 ESTADO DEL ARTE

2.1 Refrigeración convencional: el ciclo de compresión de vapor

El ciclo de refrigeración por compresión pretende transmitir calor desde un ambiente a una temperatura (T_1) a otro a mayor temperatura (T_2). Es decir, transmite calor desde una región fría a una región cálida. Para ello utiliza un fluido, conocido como refrigerante, y aprovecha el calor absorbido por este al pasar de estado líquido a estado de vapor (evaporación) [12], [23].

El ciclo de compresión de vapor es un ciclo cerrado que utiliza fundamentalmente cuatro componentes: Compresor, Condensador, Válvula de Expansión y Evaporador. La secuencia de funcionamiento es la siguiente:

- Compresor (4-1): el refrigerante parte de un estado de vapor saturado, cuya presión es elevada en el compresor de forma isentrópica, alcanzando un estado de vapor recalentado. Los requerimientos del compresor dependerán de la necesidad de enfriamiento. En el ciclo ideal simple, se trabaja únicamente con dos presiones, que son la de entrada y salida del compresor, y estas dos presiones son las que van a determinar la capacidad de enfriamiento del sistema.
- Condensador (1-2): el vapor recalentado pasa por el condensador, donde se produce un enfriamiento isobárico, condensándose este y llegando a un estado de líquido saturado. Para este enfriamiento, el refrigerante transfiere calor a la región cálida, que por lo general es el aire atmosférico. Por lo tanto, es necesario que la temperatura de saturación del líquido sea mayor que la temperatura ambiente.
- Válvula de Expansión (2-3): antes de llegar al evaporador, el refrigerante pasa por una válvula de expansión, donde se reduce la presión del líquido en un proceso isoentálpico. A la salida de esta, el refrigerante se encuentra en un estado bifásico.
- Evaporador (3-4): En este componente se produce la evaporación isobárica de la parte líquida del refrigerante procedente de la Válvula de Expansión, llegando este en estado de vapor saturado a la entrada del compresor y, por lo tanto, volviendo al punto de partida. La evaporación es un proceso endotérmico, y por lo tanto requiere una absorción de calor. Este calor se absorbe de la región fría, de forma que se consigue el enfriamiento de esta.

En la Figura 2-1 se muestra el esquema de funcionamiento de un ciclo de refrigeración por compresión de vapor. En colores más cálidos los componentes a mayor temperatura y en colores más fríos los componentes con temperaturas más bajas.

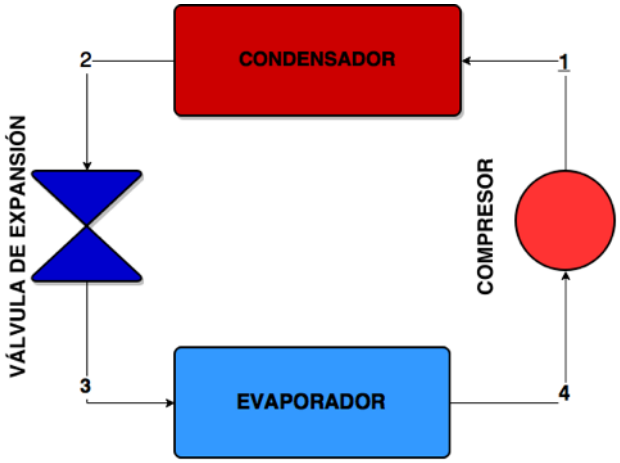


Figura 2-1 Esquema de funcionamiento del ciclo de refrigeración por compresión de vapor

Por lo tanto, el calor sustraído de la zona a refrigerar es el calor absorbido por el refrigerante en el evaporador (Q_{evp}) y para ello es necesario realizar un trabajo en el compresor (W_c), acorde con la Segunda Ley de la Termodinámica [23]. En los ciclos de refrigeración, el rendimiento energético estándar es el denominado coeficiente de actuación (COP, por sus siglas en inglés *Coeficient of Performance*), resultado del cociente de la energía de refrigeración conseguida y la energía que se necesita aportar al ciclo.

$$\frac{Q_{evp}}{W_c} = COP$$

Los ciclos de refrigeración por compresión de vapor se caracterizan por tener rendimientos relativamente elevados, pudiendo alcanzarse valores de entre 4 y 6, o incluso mayores, dependiendo de las condiciones de trabajo específicas de cada caso.

Atendiendo a los procesos que se llevan a cabo en el evaporador y en el compresor, se puede establecer la siguiente relación de entalpías [23]:

$$q_{evp} = h_1 - h_4$$

$$w_c = h_2 - h_1$$

$$COP = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

Hemos de tener en cuenta, sin embargo, que hasta ahora se ha descrito el funcionamiento del ciclo ideal. En el ciclo real, sin embargo, se producen irreversibilidades que reducen el rendimiento del proceso, debido principalmente a la fricción del fluido y a la transferencia de calor desde o hacia los componentes [12]. En [23] se explican las irreversibilidades que se producen en el compresor, donde se había supuesto una compresión isentrópica, y en el condensador y evaporador, donde se había supuesto transformaciones isóbaras. Además, hay que tener en cuenta que en las tuberías que conectan los distintos componentes también se producen caídas de presión y transferencia de calor.

Las pérdidas que se producen en el proceso hacen imposible que el sistema se diseñe con precisión para alcanzar justo los puntos de saturación mencionados. Por lo tanto, se realizan algunas modificaciones

- Es necesario asegurar que en el compresor no entre nada de líquido, por lo que es fácil diseñar el sistema para que el vapor se sobrecaliente y a la entrada del compresor solo haya vapor.
- No es deseable enviar refrigerante en estado de vapor a la válvula de expansión. Por lo tanto, es necesario diseñar el sistema de forma que a la salida del condensador obtengamos líquido subenfriado, asegurando de esta manera que en la válvula de expansión solo hay agua en estado líquido.

2.2 Descripción del ciclo de absorción de simple efecto y sus componentes principales

En el ciclo de absorción, el funcionamiento es muy similar al del ciclo de compresión de vapor descrito anteriormente y sus componentes son prácticamente los mismos, a excepción del compresor [24].

En el ciclo de absorción, la función del compresor la hace un conjunto denominado "compresor térmico", en el que se trabaja con la disolución de un refrigerante que produce la refrigeración o carga útil, y un absorbente, cuya principal propiedad es la de absorber fácilmente al primero. Los sistemas de absorción, por lo tanto, implican la absorción de un refrigerante por un medio de transporte (absorbente). Este tipo de ciclo está formado por dos circuitos diferenciados e interconectados:

1. El circuito de refrigeración, compuesto por condensador, válvula de expansión y evaporador. El funcionamiento de este circuito es igual que en el ciclo de compresión. Se trabajaba exclusivamente con el refrigerante.
2. El circuito del "compresor térmico", formado por generador y absorbedor, además de una bomba, que mueve al fluido de uno a otro, y una válvula de expansión. En este circuito se trabaja con la disolución refrigerante-absorbente.

La conexión entre ambos circuitos se produce tanto en el generador, desde donde el refrigerante sale del compresor térmico hacia el condensador, como en el absorbedor, a donde retorna el refrigerante tras pasar por el evaporador. En la Figura 2-2 se muestra un esquema simplificado de la máquina de frío por absorción.

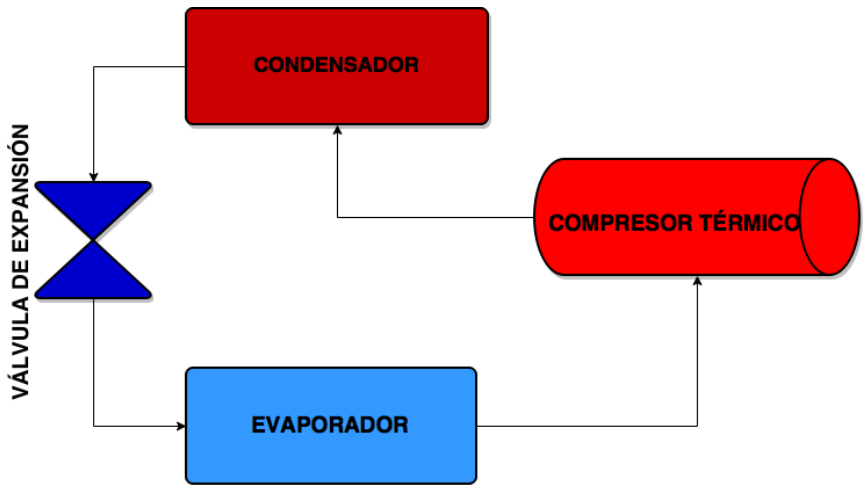


Figura 2-2 Diagrama simplificado del ciclo de absorción

2.2.1 El Compresor Térmico

La función del compresor térmico es similar a la de un compresor mecánico: aspirar vapor a baja presión y temperatura y producir vapor a alta presión y temperatura. En la Figura 2-3 se aprecia el funcionamiento del ciclo de absorción de simple efecto y se representan los principales elementos del compresor térmico. Nótese que entre 1-4 el ciclo es igual que en el ciclo de refrigeración convencional

explicado anteriormente. Es en el compresor donde se aprecia una variación, entrando en juego el compresor térmico.

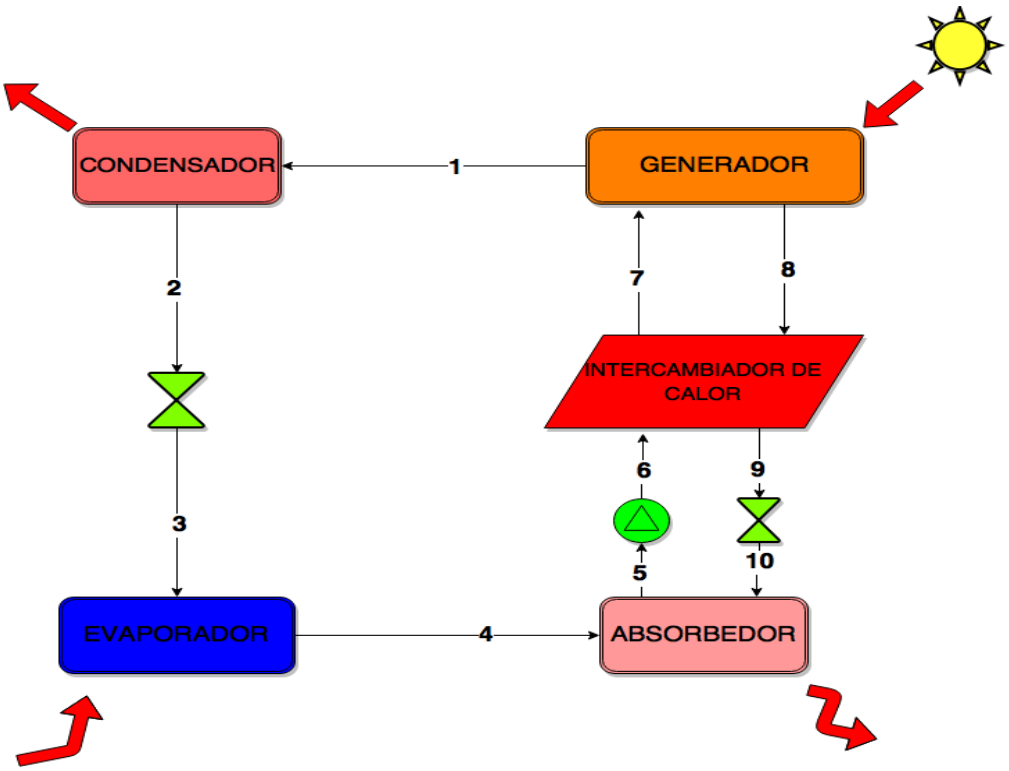


Figura 2-3 Ciclo de Absorción de Simple Efecto

El funcionamiento del compresor térmico comienza con la aplicación de calor a la disolución en el componente denominado generador. Este calor puede producirse mediante cualquier fuente caliente: quema de algún combustible, gases o líquidos residuales a alta temperatura o, como es el objeto de estudio, mediante placas solares. Esto hace que el refrigerante, que tiene la temperatura de ebullición más baja de los dos, se evapore (1), se separe de esta y entre en el ciclo de refrigeración.

Como consecuencia, la disolución resultante tiene una concentración más alta de absorbente: para una misma cantidad de este, la cantidad de refrigerante ha disminuido, ya que parte de él se ha separado y ha entrado en el circuito de refrigeración. La disolución concentrada fluye hacia el absorbedor (8), pasando por una válvula de expansión donde se reduce la presión, y entra en contacto con el vapor proveniente del evaporador (10). Debido a la mayor presión en el evaporador, se produce una reacción de equilibrio, de forma que el vapor del evaporador se condensa y diluye en la disolución que, de esta manera, recupera la concentración inicial (5).

La reacción llevada a cabo en el absorbedor es una reacción exotérmica, es decir, se libera calor. Esto supone un problema, ya que la cantidad de refrigerante que puede absorberse es inversamente proporcional a la temperatura [25] . Por lo tanto, para maximizar el poder de absorción es necesario reducir la temperatura lo máximo posible. Por esto, la refrigeración del absorbedor es fundamental para el correcto funcionamiento del sistema. Esta disminución de temperatura puede conseguirse mediante agua o aire, siendo la primera la más utilizada.

Finalmente, la disolución resultante en el absorbedor es impulsada por una bomba de vuelta al generador (6).

Debido a que en el generador se necesita un aporte de calor y en el absorbedor un enfriamiento, por lo general, se incorpora un intercambiador de calor intermedio, de forma que el líquido que fluye hacia el generador (7) es precalentado por el líquido que sale de este (8), aumentando así la eficiencia del proceso.

2.2.2 La Disolución

En vista de los anteriores apartados, se puede deducir que la elección de la mezcla es fundamental para el correcto funcionamiento del sistema, ya que si el conjunto refrigerante-absorbente no posee unas cualidades determinadas es imposible llevar a cabo el ciclo.

En primer lugar, es necesario que el punto de ebullición del refrigerante sea menor que el del absorbente, de forma que en el generador se pueda separar parte del refrigerante de la disolución. Además, es necesario que la solubilidad del absorbente en el refrigerante sea alta, de cara a que se pueda producir la absorción en el absorbedor. También es muy importante que no se produzca la cristalización del absorbente, que resulta ser uno de los principales problemas en las mezclas LiBr-H_2O como se ha mencionado en el apartado 1.1.

Para que la refrigeración sea lo más eficiente posible es necesario que el refrigerante tenga un elevado calor latente, de forma que se absorba gran cantidad de calor en el evaporador.

Por último, es deseable que la disolución tenga otras propiedades con el fin de hacer el sistema más eficiente y seguro: estable químicamente, no corrosiva, no contaminante, barata y fácil de obtener. También es deseable que las presiones de trabajo no sean elevadas, con el fin de disminuir el grosor de las tuberías y por lo tanto el peso del sistema.

Como ya se ha mencionado (apartado 1), la disolución a empelar en la instalación de estudio es la de bromuro de litio, de la cual se han explicado brevemente sus ventajas. Sin embargo, se considera de interés realizar un estudio más profundo de sus propiedades, así como las de la alternativa principal a esta disolución, es decir, la disolución de amoniaco y agua.

La mezcla H_2O-NH_3 ha sido empleada como fluido de trabajo desde la invención del ciclo de absorción [26]. Ambos componentes son muy estables, no son contaminantes y el refrigerante (NH_3) no solo tiene un alto calor de vaporización, sino que también tiene un punto de ebullición muy bajo, lo que le permite refrigerar a temperaturas bajo cero. Sin embargo, es una mezcla muy corrosiva, tóxica y que requiere el empleo de altas presiones. Además, como el absorbente también es una sustancia volátil (agua) es necesario el empleo de un rectificador que separe el vapor de agua del amoniaco a la salida del generador, ya que de otra manera vapor de agua accedería al ciclo de refrigeración y se acumularía en el evaporador estropeando el proceso.

Por otro lado, el conjunto LiBr-H_2O tiene dos características muy importantes: en primer lugar, el absorbente no es volátil, por lo que la necesidad del rectificador se suprime. Además, el agua tiene un calor de vaporización muy alto, lo que mejora la eficiencia del proceso. Sin embargo, no se puede refrigerar a temperaturas bajo cero debido al punto de fusión del agua. También existe peligro de cristalización de la disolución a elevadas concentraciones.

2.2.3 Refrigeración del sistema o subsistema de disipación

La refrigeración del absorbedor es fundamental para el correcto funcionamiento del sistema. Si en el absorbedor no se reduce la temperatura, el poder de absorción disminuye y, en el caso de la disolución con bromuro de litio, es posible que se produzca la cristalización del mismo y por ende se bloquee el funcionamiento del sistema. Además, también es necesaria la extracción de calor del condensador. De esta manera, todos los sistemas de absorción deben de contar con un "subsistema de disipación" [14], cuya función principal sea mantener la temperatura del absorbedor baja, para así aumentar el rendimiento del sistema.

La refrigeración del absorbedor se puede realizar, principalmente, de dos maneras: mediante agua o aire. Cada sistema posee ventajas y desventajas frente al otro, si bien el sistema más ampliamente utilizado en la actualidad es el refrigerado por agua, mientras que los sistemas de absorción refrigerados por aire se limitan a algunas instalaciones experimentales. En [27] se determina que los sistemas refrigerados por agua necesitan una menor temperatura de ebullición en el generador y su peligro de cristalización es menor, pudiendo alcanzar una concentración un 7% mayor en el caso de la

refrigeración por agua, resultado que no sorprende teniendo en cuenta que el calor específico del agua es mucho mayor que el del aire.

Cabe destacar que este calor excedente puede aprovecharse en otras funciones, por ejemplo, precalentar agua sanitaria o climatizando una piscina, como se propone en [14], lo cual sería lo más deseable, puesto que la eficiencia del sistema aumenta considerablemente. Sin embargo, en caso de no existir dicha posibilidad, la alternativa más utilizada en sistemas refrigerados por agua es la torre de refrigeración.

Las torres de refrigeración son una solución eficiente y de bajo coste. Su funcionamiento, detallado en [12], se basa en la evaporación de una pequeña parte de agua mediante contacto con el aire. Esta parte de agua enfría al resto. Según el tipo de torre de refrigeración se utilizan distintos métodos para conseguir una superficie de intercambio máxima, como un separador de gotas en las torres cerradas. Este subsistema de disipación es muy efectivo para instalaciones grandes, sin embargo, es menos práctico para pequeñas potencias de refrigeración ya que suponen un aumento considerable del tamaño del sistema. Además, exige un exhaustivo mantenimiento higiénico, debido a la posibilidad de la proliferación de bacterias como puede ser la *legionela*, de la cual se conocen brotes todos los años a pesar de la existencia de normativa específica para evitarlo. Como se mencionó en el apartado 1.1, las torres de refrigeración también suponen un elevado gasto de agua, que se estima de entre 2 kg y 5 kg por kWh de refrigeración lo cual supone un problema en zonas áridas, donde las necesidades de refrigeración son mayores.

En los subsistemas de disipación por aire se utilizan ventiladores que impulsan un flujo de aire hacia los componentes a refrigerar. La diferencia de temperaturas entre el aire y dichos componentes hace que los últimos se enfríen, mediante un intercambio de calor con el propio aire. La capacidad del subsistema de disipación en este caso va a depender de la cantidad de aire impulsado, del calor específico de este y de la diferencia de temperaturas existente entre el aire y los componentes a refrigerar. Cuanto menor sea la diferencia de temperaturas menor será la capacidad del ventilador para disminuir la temperatura del absorbedor y condensador, pudiendo llegar a ser nula.

Por lo tanto, en los subsistemas de disipación por aire hemos de tener en cuenta que no pueden disipar a temperaturas más bajas que la temperatura ambiente de bulbo seco, por lo que no serán efectivos en climas extremadamente cálidos. Para altas temperaturas exteriores no se podrá refrigerar el absorbedor por debajo de la temperatura de cristalización y por lo tanto habrá de pararse el funcionamiento de la instalación.

2.3 Balance de masa y energía en el ciclo de absorción de simple efecto

2.3.1 Introducción

Para poder realizar cálculos de diseño de los componentes, trataremos a cada uno de ellos como un volumen de control, en el que se produce conservación de la masa y de la energía [12]. De esta forma, analizaremos cada uno de los componentes fundamentales de la instalación de frío por absorción, teniendo en cuenta los flujos másicos entrantes y salientes, así como las aportaciones de calor o enfriamientos correspondientes. No tendremos en cuenta, sin embargo, las pérdidas que puedan ocasionarse, suponiendo un funcionamiento adiabático.

Además, como la capacidad de refrigeración es directamente proporcional al flujo de refrigerante($\dot{m}_v$) que se evapora en el evaporador, tomaremos una referencia de 1 kg/s de refrigerante:

$$\dot{m}_v = 1Kg/s$$

Se utilizará la Figura 2-3para referenciar las entalpías (h) de los fluidos en cada punto y el sentido de los flujos. Además, tendremos en cuenta que el flujo de disolución diluida que entra en el generador

proveniente del absorbedor se denomina $\dot{m}_d$. Para todas las ecuaciones desarrolladas se ha tomado como referencia [11], [12] y [28].

2.3.2 Generador

En el generador hay un aporte de calor (q_g), que hace que parte del refrigerante se separe en forma de vapor de la disolución y salga de este hacia el condensador. La parte restante de la disolución, más concentrada, retorna al absorbedor. Por otro lado, la disolución procedente de del absorbedor regresa al generador tras ser impulsada por una bomba. El balance de energía en el generador será:

$$q_g + \dot{m}_d h_7 - m_v h_1 - (\dot{m}_d - \dot{m}_v) h_8 = 0$$

$$q_g = \dot{m}_d (h_8 - h_7) + (h_1 - h_8)$$

También es importante calcular la relación entre los flujos másicos. Teniendo en cuenta que la cantidad de vapor de agua no varía y que al condensador solo llega vapor de agua y no se evapora nada de bromuro de litio, y llamando X_c y X_d a las concentraciones de bromuro de litio concentrada y diluida respectivamente:

$$\dot{m}_d (1 - X_d) = \dot{m}_v + (m_d - \dot{m}_v)(1 - X_c)$$

$$\dot{m}_d X_c - \dot{m}_d X_d = \dot{m}_v X_c$$

$$r = \frac{X_c}{X_c - X_d} = \frac{\dot{m}_d}{\dot{m}_v}$$

Siendo 'r' la relación entre el flujo másico de disolución entrante en el generador y el flujo másico de vapor saliente de este. Por lo tanto, el calor aportado al generador se puede expresar como:

$$q_g = r(h_8 - h_7) + (h_1 - h_8)$$

2.3.3 Condensador

En el condensador se produce la licuación del vapor de agua separado en el generador. No se consideran las pérdidas, por lo que la presión se mantiene constante. Para ello, será necesario refrigerarlo, extrayendo un calor equivalente a:

$$q_{cond} = \dot{m}_v h_1 - \dot{m}_v h_2$$

$$q_{\,cond} = h_1 - h_2$$

2.3.4 Válvulas de Expansión

En las válvulas de expansión se supone una expansión isentrópica, de forma que:

$$h_2 = h_3$$

$$h_9 = h_{10}$$

2.3.5 Evaporador

El evaporador tomará calor del exterior (q_{evp}) en función del calor latente del refrigerante. No se tendrán en cuenta las pérdidas, por lo que la presión en el evaporador se mantendrá constante:

$$q_{evp} = \dot{m}_v h_4 - \dot{m}_v h_3$$

$$q_{evp} = h_4 - h_3$$

El flujo másico de vapor $\dot{m}_v$ dependerá de la potencia de refrigeración que queramos obtener. De esta forma si necesitamos extraer una cantidad de calor Q_{evp} la cantidad de refrigerante que ha de evaporarse en el evaporador será:

$$\dot{m}_v = \frac{Q_{evp}}{q_{evp}}$$

2.3.6 Absorbedor

Es importante mantener refrigerado el absorbedor. Para mantenerlo a una temperatura fija habrá que eliminar el calor liberado en la reacción de absorción (q_{abs}):

$$-q_{abs} - \dot{m}_d h_5 + \dot{m}_v h_4 + (\dot{m}_d - \dot{m}_v) h_{10} = 0$$

$$q_{abs} = \dot{m}_v (h_4 - h_{10}) + \dot{m}_d (h_{10} - h_5)$$

$$q_{abs} = r(h_{10} - h_5) + (h_4 - h_{10})$$

2.3.7 Bomba

La bomba tiene que impulsar la disolución entre el absorbedor y el generador La energía aportada por la bomba a la disolución en forma de presión (w_b) será:

$$\dot{m}_d h_5 + w_b - \dot{m}_d h_6 = 0$$

$$w_b = r(h_6 - h_5)$$

Además, el trabajo realizado por la bomba será proporcional a la diferencia de presiones entre generador y absorbedor:

$$w_b = \frac{(P_{cond} - P_{evp})\dot{m}_d}{\rho}$$

Por lo que referido a 1 kg/s de refrigerante, su consumo eléctrico será:

$$w_b = \frac{\left(P_{gen} - P_{abs}\right) \cdot r}{n \cdot \rho}$$

siendo n el rendimiento eléctrico de la bomba y ρ la densidad de la disolución.

2.3.8 Intercambiador de Calor

Para aumentar la eficiencia del sistema, se incorpora un intercambiador de calor, de forma que el flujo caliente procedente del generador precaliente a la disolución procedente del absorbedor. Este intercambio de calor (q_{int}) será:

$$\dot{m}_d (h_7 - h_6) = (\dot{m}_d - \dot{m}_r)(h_8 - h_9)$$

$$q_{int} = r(h_7 - h_6)$$

Además, hay que tener en cuenta la eficiencia del intercambiador, que se define como el cociente entre la cantidad de energía transmitida y la máxima energía que podría haberse transmitido:

$$\varepsilon = \frac{h_8 - h_9}{h_8 - h_6}$$

2.4 Propiedades de los fluidos

Para poder realizar el diseño de una máquina de frío por absorción utilizando disolución de bromuro de litio y agua es necesario conocer las propiedades de la disolución, así como del vapor de agua. Estas propiedades varían con la temperatura y la presión, y puede llevar errores a la hora de dimensionar los componentes. Por ejemplo, una temperatura demasiado elevada en el absorbedor puede llevar a la cristalización de la disolución y el consiguiente colapso de la instalación. También será necesario conocer el calor latente del vapor de agua a la temperatura del evaporador, para calcular el flujo másico de vapor que ha de correr por el circuito de refrigeración.

Estas propiedades, por lo tanto, son de fundamental conocimiento para poner en funcionamiento una máquina de frío por absorción de forma exitosa, y ya han sido estudiadas y recogidas en diferentes fuentes como [27].

2.4.1 Diagrama de Dühring

El diagrama de Dühring muestra la concentración de la disolución en función de la presión y temperatura de esta. Es muy importante tener en cuenta que la gráfica está limitada a la derecha por la curva de formación de cristales de disolución. Como puede observarse en la Figura 2-4, a partir de una concentración del 70% puede producirse la cristalización de la disolución, en función de su temperatura. Este diagrama se basa en la denominada regla de Dühring, que establece que, si se representa el punto de ebullición de una disolución frente al punto de ebullición del disolvente puro, los puntos correspondientes a las distintas presiones se aproximan a una recta [29]. Por lo tanto, es fundamental tener en cuenta este diagrama a la hora de diseñar los componentes.

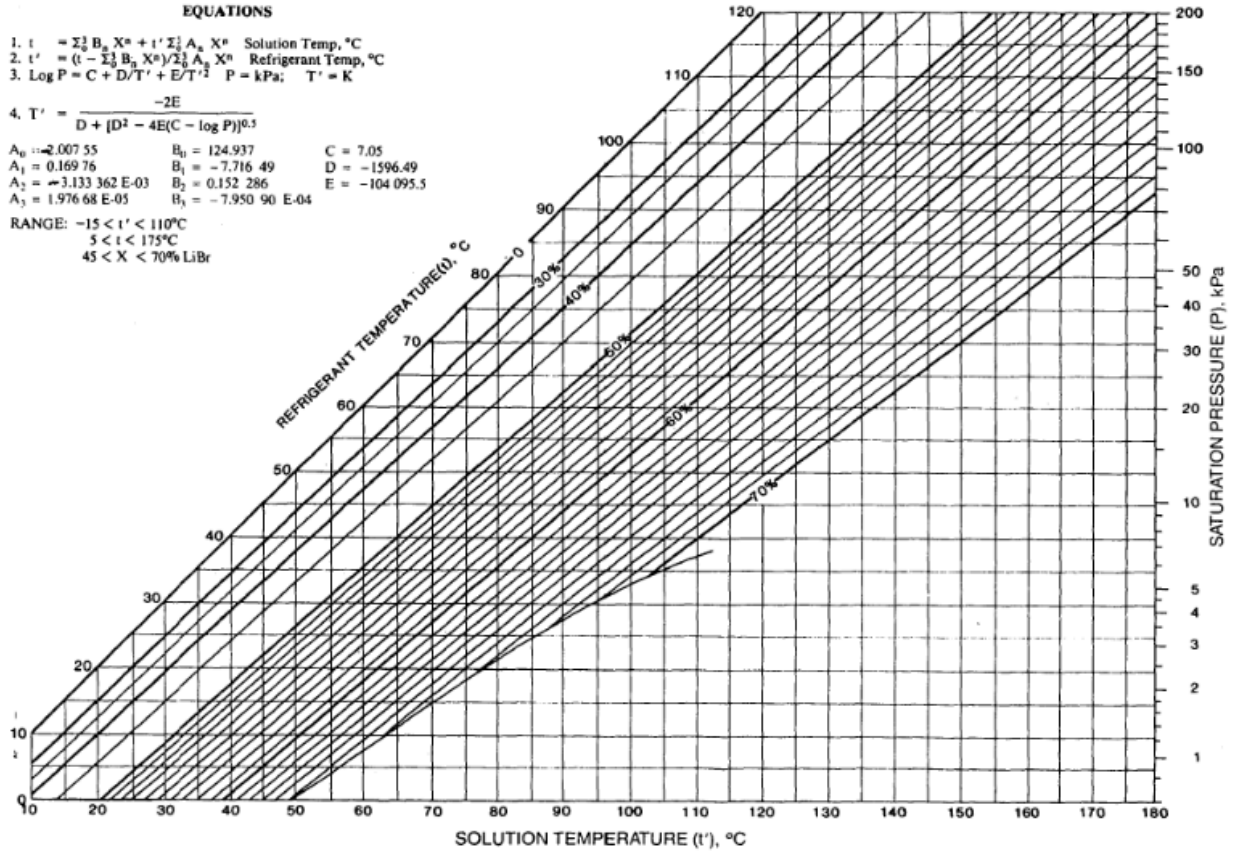


Figura 2-4 Diagrama de Dühring obtenido de [27]

2.4.2 Diagrama de Merkel

El diagrama de Merkel, que se aprecia en la Figura 2-5, muestra la entalpía de la disolución en función de su concentración y temperatura. Este diagrama se construye a partir de las propiedades termodinámicas del agua y de los calores de formación de la disolución, entre otros datos.

Con el diagrama podremos obtener las entalpías de la disolución en los distintos componentes del compresor térmico. Necesario para poder diseñar dichos componentes.

2.4.3 Otras propiedades

También serán necesarias otras propiedades, como la densidad de la disolución, para calcular la potencia que se ha de suministrar a la bomba según el caudal. Estas propiedades también están estudiadas y determinadas. Las propiedades se toman de distintas fuentes como [12], [23] y [30].

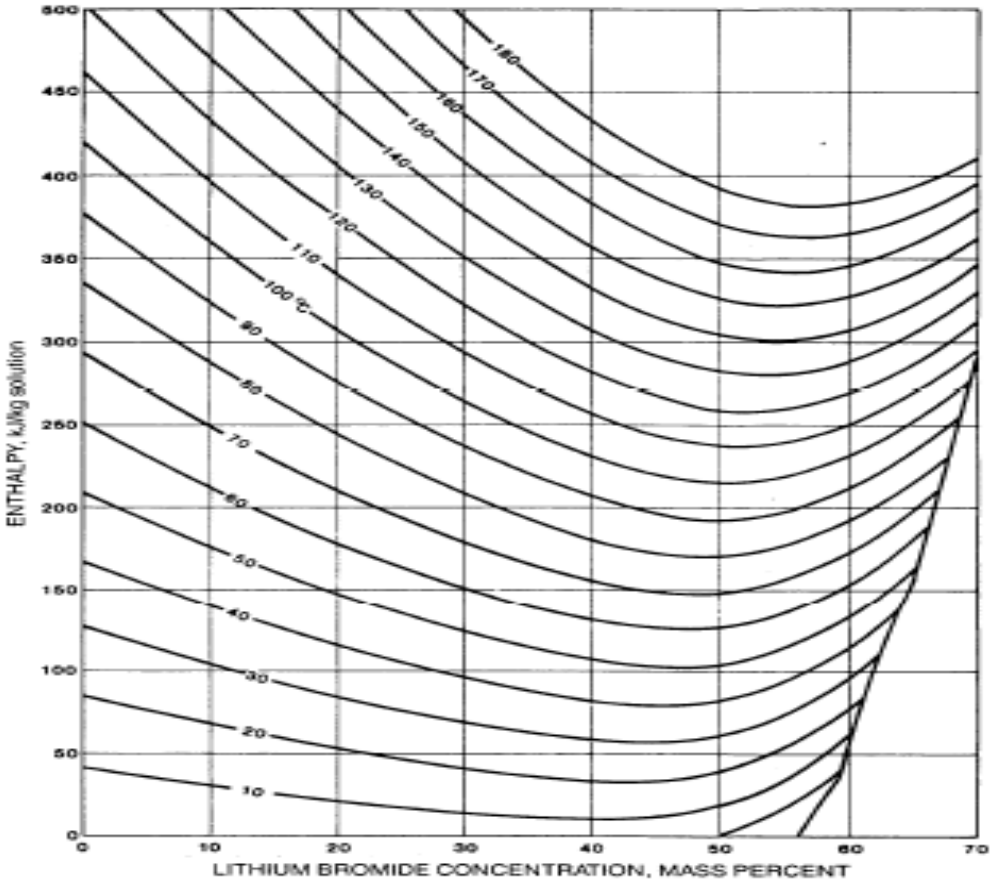


Figura 2-5 Digrama de Merkel obtenido de [27]

2.5 Otros componentes de una instalación de refrigeración solar con máquina de absorción

Además de los componentes ya mencionados: compresor térmico, condensador, válvula de expansión, evaporador y subsistema de disipación existen otros componentes o subsistemas necesarios en las instalaciones de frío por absorción. El subsistema de captación se encarga de obtener la energía necesaria para accionar el generador mientras que el subsistema de distribución hace efectiva la producción de frío del evaporador, transmitiéndola al local que se desea climatizar: un suelo radiante, por ejemplo. Además, existen otros componentes complementarios que mejoran el funcionamiento de la instalación como pueden ser acumuladores e intercambiadores de calor.

2.5.1 Subsistema de Captación

Las máquinas de absorción precisan de un subsistema de captación de energía para funcionar. Por lo general, una fuente de energía calienta un fluido caloportador que a su vez proporciona energía a la disolución a través de un intercambiador de calor. En general, las temperaturas de trabajo estarán entre 80ºC y 115ºC, para ciclos de simple efecto, con una potencia en el generador que puede ser de 1,5 a 2 veces la potencia de frío de la máquina de absorción [14]. La energía puede obtenerse de diversas maneras, desde la quema de combustibles fósiles hasta el uso directo de energías renovables como, al igual que en este estudio, la energía solar.

En las instalaciones que funcionan con energía solar es necesario el empleo de paneles solares que captan la radiación proveniente del sol. Es importante realizar algunas definiciones:

- La irradiancia solar es una magnitud para expresar la potencia solar incidente por unidad de superficie.
- Si en lugar de potencia es energía, se estará hablando de irradiación solar.
- Por su parte, la insolación es la cantidad de energía acumulada en un periodo de tiempo determinado, como puede ser un día o un mes.

La Figura 2-6 se muestra la irradiancia global media en la península ibérica para el periodo entre el año 1983 y el 2005. En colores más cálidos las zonas con valores más altos de irradiancia solar.

En el caso de interés, que emplea energía solar, serán necesarios paneles solares, que capten dicha energía. La temperatura alcanzada con estos captadores dependerá, a su vez, de la radiación solar y de las dimensiones, eficiencia y caudal del circuito como se detalla en [13].

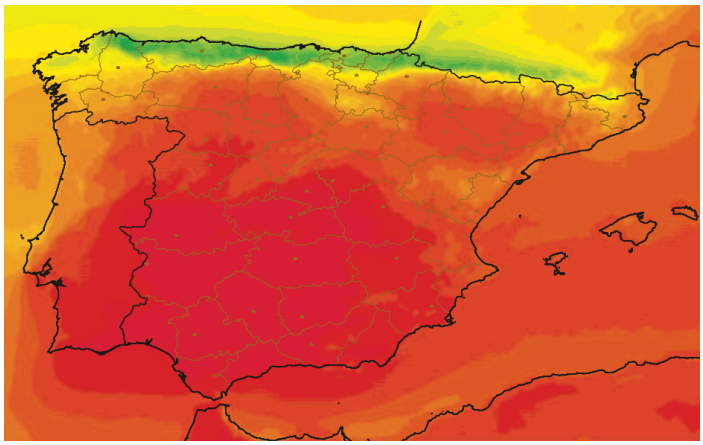


Figura 2-6 Valores medios de irradiancia solar en España [31]

Las placas solares captan la radiación solar para calentar un fluido caloportador, que se utilizará para elevar la temperatura de la disolución en el generador. Este fluido además puede tener otras aplicaciones, como calentar ACS o calefacción. Los captadores solares no son capaces de aprovechar la totalidad de la radiación incidente, disponen de un rendimiento que varía según el tipo de captador y la temperatura, entre otros factores y que determina el porcentaje de irradiancia que puede captarse. Además, se ha de tener en cuenta que estos sistemas funcionan con la radiación directa, por lo que los días nublados será necesario un equipo auxiliar capaz de elevar la temperatura del fluido para que la instalación de refrigeración pueda funcionar.

Entre todos los sistemas de captación solar, las más importantes son:

1) *Captadores Planos*: son los más utilizados en instalaciones de climatización, abarcando más del 80% de los captadores solares en Europa [32], como se aprecia en la Figura 2-7. Estos consiguen temperaturas idóneas para la gran mayoría de los sistemas de refrigeración solar. Generalmente disponen de una cubierta de vidrio que deja pasar la energía solar pero no la deja salir, creando un efecto invernadero y aumentando considerablemente su temperatura, aunque también existen sin ninguna cubierta. Además, en la parte inferior disponen de un aislante térmico que evita en la medida de lo posible las pérdidas por intercambio de calor con el exterior. Están atravesados por canales por los que circula el fluido caloportador (generalmente agua, aunque también puede usarse aire). Todo el sistema queda protegido por un marco o carcasa. El espacio entre los tubos y el vidrio queda relleno de aire, aunque también existen captadores a los que se le aplica vacío, reduciendo las pérdidas.
2) *Captadores solares de tubos de vacío*: Tienen un funcionamiento parecido al captador de placa plana. En este caso la superficie captadora está aislada del exterior por un

doble tubo de vidrio, en el que se crea una cámara de vacío que reduce considerablemente las pérdidas. Estos tubos son de forma cilíndrica, lo que favorece el recibir los rayos solares de forma perpendicular. El rendimiento de estos colectores es mayor y se alcanzan temperaturas más elevadas que en el caso de los captadores solares planos [10] y [13]. En la Figura 2-8 se puede ver un ejemplo de captadores solares de tubos de vacío.

3) *Captadores de Concentración*: este tipo de captadores es menos utilizado. Utiliza una tecnología más avanzada, y más cara, mediante la cual realiza seguimiento solar en un eje. Pueden alcanzar temperaturas de hasta 300ºC, muy por encima de las necesidades de los ciclos de absorción de simple efecto. Existen distintos tipos de estos captadores, los cuales por ser de menor relevancia para el frío solar no serán explicados en mayor profundidad. Estos son: captadores cilíndrico parabólicos y captadores lineales de Fresnel.

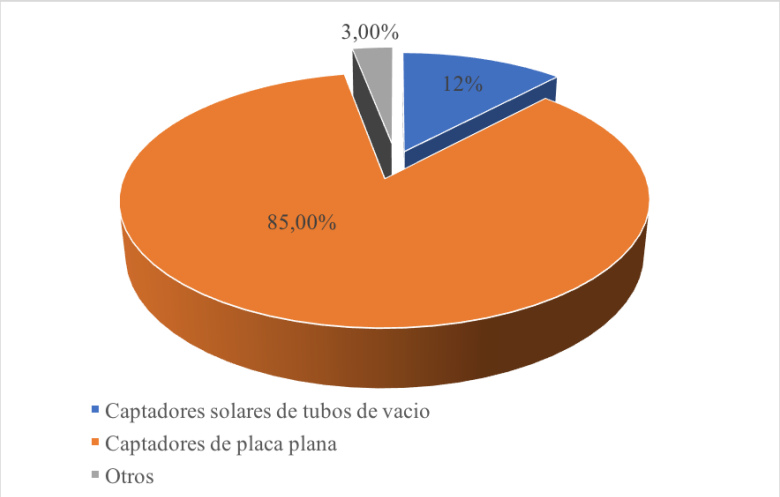


Figura 2-7 Distribución de captadores solares en Europa según el tipo



Figura 2-8 Paneles Solares con Captadores de Tubos de Vacío [13]

2.5.2 Subsistema de Distribución

El subsistema de distribución es el encargado de hacer efectiva la potencia de refrigeración conseguida en el evaporador. Es decir, es el intermediario entre el evaporador y la estancia a climatizar. Básicamente, son unidades terminales que suministran el servicio al usuario y que están conectadas a la máquina de absorción. Estas unidades disponen de un fluido de distribución, enfriado por el efecto del evaporador de la máquina de absorción (en el caso de producción de frío), que se encarga de distribuir el frío en el local.

Existen una gran variedad de posibilidades como subsistemas de distribución: suelo radiante, sistema de refrigeración de techos, refrigeración de conducción central y unidades de tratamiento de aire son algunos ejemplos, como podemos ver en [14].

Por un lado, los sistemas que trabajan con aire tienen la ventaja ser flexibles en las temperaturas de trabajo. Además, hay una renovación controlada del aire y tienen menos inercia que los sistemas de agua. Los sistemas radiantes, por su parte, consiguen generar una sensación de confort elevada y disponen una gran superficie de contacto con lo que se consigue un ahorro energético importante. Para la climatización del local es necesario impulsar agua a 16ºC en este tipo de sistemas, frente a los 6ºC necesarios en sistemas convencionales como los *fancoils* o radiadores [14]. Los sistemas de techo refrescante son la mejor opción para la distribución del frío, ya que al ser este más denso que el aire caliente tiende a descender mientras que para aplicaciones de calefacción resultan poco adecuados. Sin embargo, el coste de instalación de estos sistemas es elevado.

2.5.3 Otros componentes

Además de todos los componentes ya explicados, existen otros componentes secundarios, pero aun así de gran importancia para mejorar la eficiencia de la instalación. Estos son sistemas de almacenamiento, intercambiadores de calor y elementos de transporte de fluidos.

La acumulación de energía se puede conseguir mediante depósitos que contengan sólidos, líquidos o materiales que cambian de fase. El principal objetivo de los acumuladores es poder acoplar demanda y producción.

Los intercambiadores de calor se utilizan para trasferir energía térmica entre fluidos desde circuitos independientes. Por ejemplo, en el caso de disipación del calor de absorción y condensación en una piscina, para evitar el contacto entre el agua de la piscina y la disolución de la instalación.

Para el transporte del fluido se utilizan tuberías, bombas, válvulas y accesorios. Es importante el aislamiento de estos componentes para evitar pérdidas térmicas y el equilibrado hidráulico que depende del trazado y caudales de los conductos y tuberías.

Además, en cualquier instalación solar han de incluirse vasos de expansión, purgadores, filtros y válvulas de seguridad.

2.6 Máquinas de Absorción en el Mercado

Actualmente, el mercado del frío por absorción está en desarrollo. Aunque se encuentra muy por debajo del mercado del frío por compresión de vapor, cada vez son más los fabricantes que apuestan por la tecnología de absorción.

Cabe destacar que en la actualidad no existen (o el autor desconoce) máquinas de frío por absorción de simple efecto refrigeradas por aire de manera directa, como es el objeto de estudio. Si bien la empresa Rotárica, comercializó una máquina de frío por absorción refrigerada por aire, esta lo hacía de manera indirecta. Es decir, la máquina estaba refrigerada por un circuito de agua que a su vez era refrigerada por el aire, como se menciona en el apartado 1.1. Además, la misma limitaba su potencia a 4,5 kW, insuficiente para la mayoría de aplicaciones de climatización.

En la actualidad, los principales fabricantes de estos sistemas son: Yazaki, Thermax y Robur.

2.6.1 Yazaki

Esta empresa fue constituida en 1959 y está dedicada a diversas actividades que incluyen desde la fabricación de instrumentos de medición de gas hasta equipos de aire acondicionado basados en el ciclo de absorción. El número total de empleados es de 33.500 y dispone de 13 fábricas en Japón y 4 en el extranjero.

En lo que se refiere a la refrigeración por absorción, sus productos se basan en el ciclo de absorción con solución de bromuro de litio y agua. Existen dos gamas de productos, cuya principal diferencia es la forma de accionamiento: por agua caliente o accionadas por llama directa [33].

- La serie WFC utiliza agua a temperatura relativamente baja (entre los 70ºC y 95ºC) y pretende aprovechar calor residual o solar. De esta serie se fabrican 5 modelos con potencias frigoríficas comprendidas entre 17,6 y 176 kW
- La serie CH utiliza la energía obtenida de la combustión de un producto gaseoso como el gas natural para calentar la disolución. Esta serie dispone de 8 modelos con capacidades frigoríficas entre los 105 kW y los 703 kW mediante el ciclo de absorción de doble efecto, y además permiten también obtener alternativamente agua caliente para el proceso de calefacción. En la Figura 2-9 observamos una máquina de absorción Yazaki de la serie CH.



Figura 2-9 Yazaki de la serie CH tomada de [33]

2.6.2 Thermax

Thermax es una compañía que lleva más de 30 años en el sector energético y medio ambiente. Es una empresa que en su página web [34] se determina como preocupada por el ahorro de energía y la conservación de la naturaleza. Tiene presencia en más de 75 países y ha instalado multitud de máquinas de frío por absorción por todo el mundo.

Dispone de sistemas basados en el ciclo de absorción con solución de bromuro de litio y agua, accionados por distintas fuentes de energía que puede ser desde agua caliente a llama directa.

Comercializan cuatro gamas de productos:

- Accionadas por agua caliente: hay disponibles versiones de baja temperatura (Serie LT), de simple efecto, media temperatura (Serie HS) de doble efecto y alta temperatura (Serie SH) de doble efecto. Estas unidades pueden ser utilizadas para climatización y procesos industriales, con potencias de entre 35 y 6.000 kW.
- Accionadas por vapor: Existen versiones de simple efecto (Serie SS) como la de la Figura 2-10 o de doble efecto (Serie 2B). Son accionadas con vapor a presiones comprendidas entre 0,5 y 10 bar. Las potencias oscilan entre los 200 y 6.000 kW
- Accionadas por llama directa: Enfriadoras de la serie SD, disponibles con capacidades de refrigeración entre los 160 y 4.000 kW. Alcanzan un COP de hasta 1,8 en enfriadoras de triple efecto y pueden usar distintos combustibles gaseosos o líquidos.
- Accionadas por gases de escape. Existen la serie ED y la serie EJ, esta última además incorpora la posibilidad de usar agua caliente de forma simultánea. Ambas versiones están especialmente indicadas para aplicaciones de trigeneración. Proporcionan potencias que oscilan entre los 100 y 12.000 kW y alcanzan valores de COP de hasta 1.4.



Figura 2-10 Thermax de la serie SS, tomada de [33]

2.6.3 Robur

Robur fue fundada en 1956 y en la actualidad tienen una gran importancia en el mercado energético. Ofrece alternativas de sistemas de calefacción eficientes mediante gas natural. Tiene una larga experiencia en la climatización de todo tipo de locales, tanto del sector residencial, industrial como del sector terciario, como se puede apreciar en su sitio web [35].

La firma ofrece productos de calefacción y/o refrigeración basadas en el ciclo de absorción con solución de amoniaco y agua, y combustible gaseoso para el aporte de calor. Entre sus productos, en [33] se pueden encontrar enfriadoras de agua mediante ciclo de absorción y la serie GITIE (Grupo Integrado Trivalente para Instalación Exterior):

- Enfriadores de Agua por Ciclo de Absorción: son plantas enfriadoras de agua condensadas por aire y accionadas por quemador de gas. Están diseñadas para ser instaladas en el exterior y producir agua fría hasta 3ºC. Emplean disolución de amoniaco y agua. En la Figura 2-11 se muestra una imagen de este tipo de máquina.
- Serie GITIE: integra dos tecnologías de alta eficiencia, las bombas de calor por ciclo de absorción y las calderas de condensación, ambas accionadas por gas. Permite la producción de calefacción, ACS y refrigeración. Es un sistema muy eficiente y presenta tres versiones, de las cuales todas emplean el ciclo de absorción y tienen altos rendimientos.



Figura 2-11 Enfriadora de agua por ciclo de absorción, tomada de [33]

3 DISEÑO DE LA INSTALACIÓN DE PRODUCCIÓN DE FRÍO SOLAR

3.1 Condiciones de Diseño

Antes de dimensionar los componentes de la instalación de frío por absorción es necesario determinar cuáles van a ser sus requerimientos y las condiciones de trabajo de la misma. Estos factores son de gran importancia ya que afectan de manera directa al funcionamiento de la instalación. La temperatura del condensador, y del absorbedor, por ejemplo, se ven afectadas por la temperatura del aire exterior, al ser una máquina condensada por aire. También la temperatura a la que deseamos climatizar la estancia es importante, ya que va a determinar la temperatura necesaria en el evaporador.

En primer lugar, en el Reglamento de Instalaciones Térmicas (RITE) [4] se determina que la temperatura de climatización en verano que causa una mejor sensación de confort a la mayor parte de las personas (95%) es de 24,5ºC con una tolerancia de 1ºC tanto superior como inferior. Por esto, se consideran 24ºC como la temperatura deseable de alcanzar en la estancia a climatizar. Para ello necesitaremos agua a 16ºC en un sistema de suelo radiante, según [14]. Tomando la referencia de 10ºC como la diferencia de temperatura entre el evaporador y el sistema de distribución, determinamos que del agua deberá salir del evaporador a una temperatura de 6ºC.

Según la Agencia Estatal de Meteorología (AEMET), la temperatura más alta registrada en Pontevedra desde el año 1920 es de 41ºC en el año 1981. Además, la media de las temperaturas máximas diarias para los meses de agosto es de 26ºC, siendo este mes el más caluroso de todos. Según [36], se deben considerar 29ºC como temperatura exterior para proyectos de refrigeración en Pontevedra. Sin embargo, el diseño de la instalación, en este caso, se quiere realizar para temperaturas superiores. Por ello, parece razonable suponer una temperatura exterior de 35ºC.

Asimismo, en el estudio experimental realizado en [20] se propone un sistema de refrigeración del absorbedor y del condensador que consigue que en el absorbedor la temperatura de la disolución se mantenga únicamente 6ºC por encima de la temperatura ambiente. En el condensador consigue mantener una temperatura 12ºC por encima de la temperatura ambiente. Adoptando este mismo sistema en nuestro caso, podemos tomar 41ºC como la temperatura de diseño en el absorbedor y 47ºC de temperatura en el condensador.

Para asegurar que la disolución no cristalice, es necesario fijar un límite de concentración. Se establece 65% como la concentración máxima a alcanzar en la disolución, ya que observando el Diagrama de Dühring se aprecia que tomando esta concentración límite existe un margen de seguridad suficiente. Además, también se establece un límite de 6,5% como la diferencia de concentración entre la disolución concentrada saliente del generador y la diluida procedente del absorbedor, lo cual a su

vez definirá para cada caso la temperatura máxima en el generador. Por lo tanto, la diferencia de concentración entre disolución concentrada y diluida será siempre de 6,5%, excepto si ello supusiese superar el 65% de concentración, caso en el que la diferencia de concentraciones será menor para nunca superar la concentración límite. Este incremento de concentración asegura un COP óptimo, tal y como se demuestra en [37]. El funcionamiento del ciclo queda representado en la Figura 3-1.

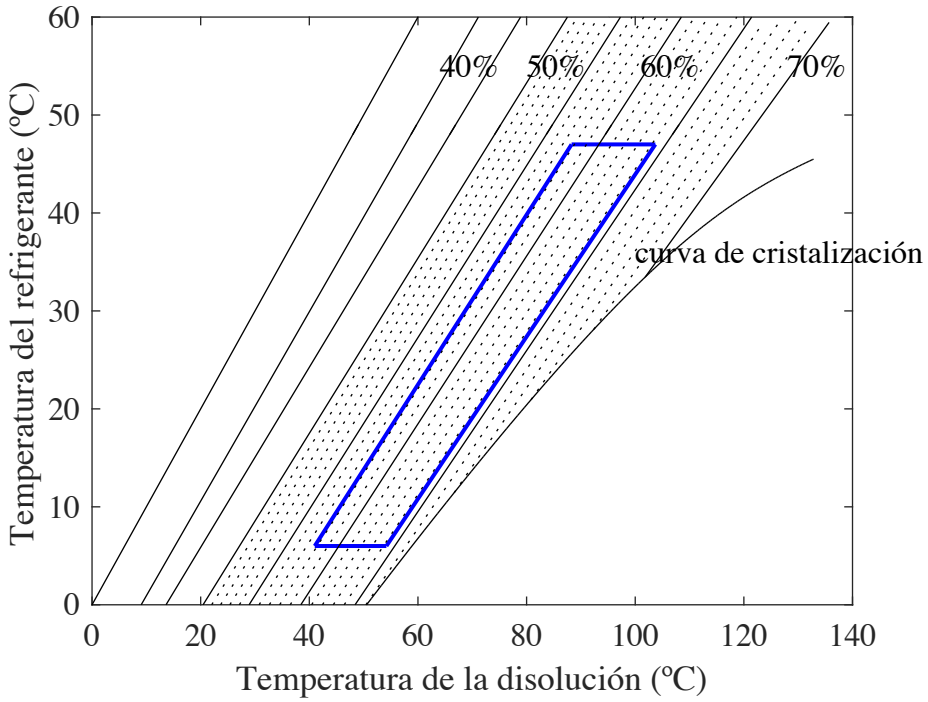


Figura 3-1 Ciclo de absorción con las condiciones de diseño

Suponemos el empleo de una bomba cuyo rendimiento es del 70% y un intercambiador de calor entre el generador y el absorbedor con una eficiencia estándar del 80%.

Por último, se establecen 12 kW como la potencia nominal del evaporador ya que está es una potencia media que por lo general sirve para abastecer las necesidades de refrigeración de una estancia de tamaño medio-grande. Además, en caso de llegar a construirse, sería el primer prototipo de máquina de absorción de $LiBr/H_2O$ refrigerado directamente por aire de este tamaño. En la Tabla 3-1 se muestra un resumen de los parámetros de diseño.

Condición	Valor de diseño
T. Condensador	47ºC
T. Absorbedor	41ºC
Concentración Máxima	65%
Diferencia de concentración máxima	6,5%
Rendimiento de la bomba	0,7
Ef. Intercambiador de Calor	0,8
Potencia	12 kW

Tabla 3-1 Condiciones de Diseño

3.2 Cálculo de la máquina de absorción

3.2.1 Resolución de los balances de masa y energía

Para las condiciones de diseño expresadas en el apartado anterior, se resuelven las ecuaciones planteadas en el apartado 2.3 para cada componente de la máquina de absorción. A continuación, se resumen los principales cálculos realizados, suponiendo una cantidad de refrigerante de 1 kg.

A través de las temperaturas requeridas en el evaporador y en el condensador, obtenemos las presiones de saturación del vapor de agua, que van a determinar las concentraciones de la disolución en el absorbedor y en el generador, expresadas en % de peso de LiBr en el total de la disolución.

$$X_d(41ºC, 7{,}78kPa) = 57{,}76\%$$

$$X_c = 57{,}76 + 6.5 = 64{,}26\%$$

Por lo tanto, la relación entre el flujo másico de la disolución y de vapor será:

$$r = \frac{X_c}{X_c - X_d} = 9{,}88$$

El siguiente paso es obtener las entalpías específicas en los distintos puntos del ciclo de absorción. Para el vapor de agua obtenemos:

$$h_1 = 2696kJ/kg$$

$$h_2 = 196{,}93kJ/kg$$

$$h_4 = 2512{,}3kJ/kg$$

Para la disolución, utilizando el diagrama de Merkel, obtenemos que

$$h_5 = 106{,}60kJ/kg$$

$$h_8 = 256{,}33kJ/kg$$

Conociendo la diferencia de presiones entre el generador y el absorbedor se puede calcular el trabajo realizado por la bomba:

$$w_b = \frac{(P_{gen} - P_{abs}) \cdot r}{n \cdot \rho} = 96{,}67\ kJ/kg$$

Sabiendo el trabajo realizado por la bomba y las entalpías mencionadas anteriormente se puede realizar el cálculo del resto de parámetros fundamentales:

$h_3 = 196{,}93\,kJ/kg$; $h_6 = 114{,}91\,kJ/kg$; $h_7 = 228{,}04\,kJ/kg$; $h_9 = h_{10} = 130.46\,kJ/kg$;

A partir de las entalpías, se realizan los balances energéticos en los distintos intercambiadores de calor: generador, condensador, evaporador, absorbedor y recuperador de calor, de forma que se obtienen los siguientes datos:

El calor de evaporación por kilogramo de flujo de vapor en el evaporador será:

$$q_{evp} = h_4 - h_3 = 2302kJ/kg$$

Asimismo, en el condensador habrá que eliminar un calor de:

$$q_{\,cond} = h_1 - h_2 = 2493kJ/kg$$

El generador necesitará un aporte de calor equivalente a:

$$q_g = r(h_8 - h_7) + (h_1 - h_8) = 2729{,}6kJ/kg$$

En el intercambiador, se producirá un intercambio de calor de:

$$q_{int} = r(h_7 - h_6) = 1158{,}7kJ/kg$$

El absorbedor tendrá que ser refrigerado, sustrayendo una cantidad de calor igual a:

$$q_{abs} = r(h_{10} - h_5) + (h_4 - h_{10}) = 2635{,}7kJ/kg$$

Por lo tanto, la refrigeración total del subsistema de disipación será:

$$q_{ref} = q_{cond} + q_{abs} = 5129kJ/kg$$

3.2.2 Flujos Másicos

El flujo másico de refrigerante a pasar por el evaporador será:

$$\dot{m}_v = \frac{12}{2302} = 0{,}0052kg/s$$

y, por lo tanto, el flujo másico de disolución será:

$$\dot{m}_d = r \cdot \dot{m}_v = 0{,}0515kg/s$$

3.2.3 Potencia de los principales componentes

Si referimos los cálculos realizados en los dos aparatados anteriores a la potencia frigorífica de diseño (12 kW), obtendremos la potencia característica de cada componente, dato imprescindible para realizar una correcta selección o dimensionado de los mismos Estos resultados quedan recogidos en la Tabla 3-2.

Componente	**Potencia de diseño**
Generador	14,22 kW
Condensador	12,99 kW
Absorbedor	13,73 kW
Subsistema de disipación	26,72 kW
Ventilador	0,90 kW
Calor en el intercambiador	6,03 kW
Bomba de disolución	0,5 kW

Tabla 3-2 Potencias de diseño

Para los valores mostrados en la Tabla 3-2 es de interés saber que el cálculo de la potencia necesaria en el ventilador se obtiene realizando cálculos a partir del flujo másico de aire necesario, su densidad y su calor específico, tomándose [38] como referencia. Además, se ha tomado un rendimiento de conversión de energía eléctrica a mecánica del 80%. La densidad y calor específico del aire se obtienen de [30] .

3.2.4 COP de la máquina de absorción

A partir de los valores calculados se pueden obtener algunos parámetros de interés que dan información acerca de la eficiencia de la máquina de absorción.

En primer lugar, se define el $COP_{teórico}$ como la relación entre la potencia frigorífica obtenida y la energía que es necesario aportar en el generador. Su valor de diseño será:

$$COP_{teórico} = \frac{q_{evp}}{q_{gen}} = 0{,}84$$

El COP del ciclo (COP_{ciclo}) tendrá en cuenta el consumo de los aparatos auxiliares propios del ciclo de absorción, es decir, la bomba de la disolución y los ventiladores utilizados para enfriar el condensador y el absorbedor. Generalmente, una instalación de climatización por ciclo de absorción incluye más equipos, como bombas en el subsistema de captación o en el acumulador. Los consumos de estas bombas se engloban en el COP de la instalación (COP_{inst}) que tiene en cuenta toda la energía consumida en el proceso, desde la captación de la radiación solar hasta la producción de frío.

El $COP_{teórico}$ calculado es bajo en comparación con el que se obtiene en una máquina de frío por compresión de vapor, tal y como se mencionó en el apartado 1.1. Sin embargo, mejora considerablemente si únicamente se considera la energía eléctrica consumida. El consumo eléctrico en el ciclo se basa en la bomba de la disolución(W_b) y el ventilador (P_{vent}):

$$COP_{el} = \frac{Q_{evp}}{W_b + P_{vent}} = 8.5$$

En este caso el COP_{el} no tiene en cuenta el uso de otros equipos eléctricos. Más adelante se realizará un cálculo del COP_{el} de la instalación, en el cual se tendrán en cuenta dichos equipos. Normalmente, estas instalaciones tienen un COP_{el} entre 2-4 [11].

3.3 Cálculo de la demanda térmica del local a refrigerar

En este apartado se calculará la demanda de refrigeración del local que se utilizará a la hora de simular la instalación en su conjunto para conocer en qué medida la instalación propuesta es capaz de satisfacer la demanda.

La demanda energética es la cantidad de energía que un edificio o dependencia necesita para mantener las condiciones internas de confort. Esta demanda térmica está provocada por los intercambios de calor producidos con el exterior, ya que, como establecen las leyes de la termodinámica, entre dos cuerpos a distinta temperatura siempre existe un intercambio de calor. A la potencia necesaria para mantener dichas condiciones se le denomina carga o pérdidas térmicas.

Esta transferencia de calor se lleva a cabo principalmente de tres formas: conducción, convección y radiación [39]. Sin entrar en más detalles, es importante saber que la conducción es la trasmisión de calor a través del contacto directo de dos cuerpos sólidos a distinta temperatura y depende directamente de la conductividad térmica de los materiales. La convección, por su parte, se produce entre un sólido y un fluido y dependerá de factores varios como la densidad del aire y su velocidad, entre otros. Todos los factores se engloban en el coeficiente de transferencia de calor por convección (h), cuyo cálculo es relativamente complejo y queda reflejado en la UNE EN-ISO 6949("Elementos y componentes de edificación. Resistencia y transmitancia térmica. Método de cálculo"). [40]

Por último, la radiación se caracteriza por ser una transferencia de calor a través de ondas electromagnéticas, que no precisa de medio para su transmisión. En este tipo distinguimos la radiación solar, que afectará directamente a la evolvente del edificio o dependencia y la radiación infrarroja, emitida por todos los cuerpos cuya temperatura sea superior al cero absoluto.

Conocidas las formas de transmisión de calor, es fácil percibir que existen varios factores que influyen en la demanda energética de un edificio. Por ejemplo, la demanda energética será mayor cuanto mayor sea la diferencia de temperaturas existente entre la dependencia y el exterior. Además, no será lo mismo climatizar una habitación que utiliza varios equipos y en la que trabajan varias personas, que una habitación vacía, ya que los equipos y personas también suponen una carga térmica. La ventilación también es un factor a considerar, ya que la entrada de aire procedente del exterior también produce un intercambio de calor que hace que las condiciones que queremos mantener varíen. Por último, la evolvente del edificio y los materiales por los que está formado son de gran importancia, afectados principalmente por la radiación.

Así, podemos distinguir cuatro factores principales que intervienen en el cálculo de la demanda energética de un edificio:

1. Las condiciones climáticas externas
2. La función a desarrollar en el edificio, teniendo en cuenta las personas y equipos a emplear.
3. Las características de la evolvente del edificio o dependencia
4. La ventilación

Todos estos factores son estudiados para obtener distintos coeficientes y parámetros necesarios en el cálculo de la carga térmica. Esto supone un estudio en profundidad del edificio en cuestión, y es un proceso largo y trabajoso que puede verse detallado en [39]. Finalmente, todos los coeficientes y parámetros (incluidos las cargas internas debidas al uso) se pueden agrupar en un único coeficiente global de transferencia H_t (W/K) que unifica las pérdidas térmicas de un edificio en un único valor. La característica más importante de este coeficiente es que únicamente depende de la geometría y las características térmicas del edificio, y es independiente del clima exterior.

Las pérdidas térmicas, y por ende la demanda, van a ser directamente proporcionales a este coeficiente y a la diferencia de temperaturas entre el edificio y el medio. De esta forma

$$Q_d = H_t \cdot \Delta T$$

Como local a refrigerar con la instalación propuesta, se ha seleccionado el Laboratorio de Mecánica del nuevo edificio de investigación que se proyecta edificar en las dependencias de la ENM para este trabajo (ver planos en Anexo I). Se ha seleccionado este local porque su carga térmica de refrigeración es muy similar a la capacidad nominal de la máquina de absorción diseñada, calculada para una temperatura exterior de 35ºC y una temperatura interior de 24ºC. Tomando como referencia el estudio de cargas térmicas realizado en el citado proyecto de construcción, se ha obtenido de forma aproximada el coeficiente global de transferencia H_t del Laboratorio de Mecánica:

$$H_t = 1077\ W/ºC$$

De la fórmula detallada anteriormente y con las condiciones expuestas, podemos deducir la carga para la temperatura de diseño:

$$Q_d = 1077\left(\frac{W}{ºC}\right).(35-24)(ºC) = 11{,}8kW$$

Esta demanda variará de forma lineal con la temperatura, suponiendo que siempre mantenemos una temperatura de 24ºC en el interior de la habitación.

3.4 Subsistema de Captación

Para obtener la energía térmica que alimenta al generador, se propone la utilización de captadores solares térmicos. Una bomba impulsa al agua entre los colectores solares, donde se calienta, y un intercambiador de calor donde se produce una transferencia de calor, ya sea al acumulador o directamente al generador. En un primer momento no se va a considerar el empleo de un acumulador, por lo que el calor se transmitirá directamente al generador, considerando que se consigue transmitir el 65% de la energía disponible. Se empleará una bomba (B1) cuyo consumo será de 0,4 kW, tomando como referencia [19] y [14], que estará en funcionamiento siempre que haya energía solar disponible y exista demanda por parte de la máquina de absorción. En la Figura 3-2 se muestra un esquema del subsistema de captación.

En el apartado 2.5.1 se dio una idea de los tipos de captadores que existen. Teniendo en cuenta los requerimientos del sistema (temperaturas entre lo 90ºC y 115ºC) y la eficiencia de los mismos, se concluye que los captadores solares planos de vacío son los más adecuados para una instalación de frío solar [18]. Estos captadores trabajan en el rango de temperaturas deseadas y tienen un rendimiento mayor que otros tipos, como los de placa plana convencionales, gracias a su tecnología de aplicación de vacío, disminuyendo así las pérdidas.

El dimensionamiento de los paneles solares consiste en calcular la superficie útil de panel necesaria para la instalación. Esta superficie dependerá de la energía que se quiere obtener, es decir, la energía necesaria en el generador.

El rendimiento de las placas solares varía según el factor de rendimiento del captador solar y del coeficiente global de pérdidas del captador solar. El procedimiento de cálculo seguido para hallar el rendimiento del colector puede encontrarse en [14] y en [41]. Dichos coeficientes quedan englobados en un índice de eficacia o rendimiento del colector, obtenido experimentalmente, conocido también como factor de pérdidas. El factor de pérdidas a su vez se ve afectado por la diferencia de temperaturas entre el colector y el ambiente y queda reflejado en curvas aportadas por el fabricante.

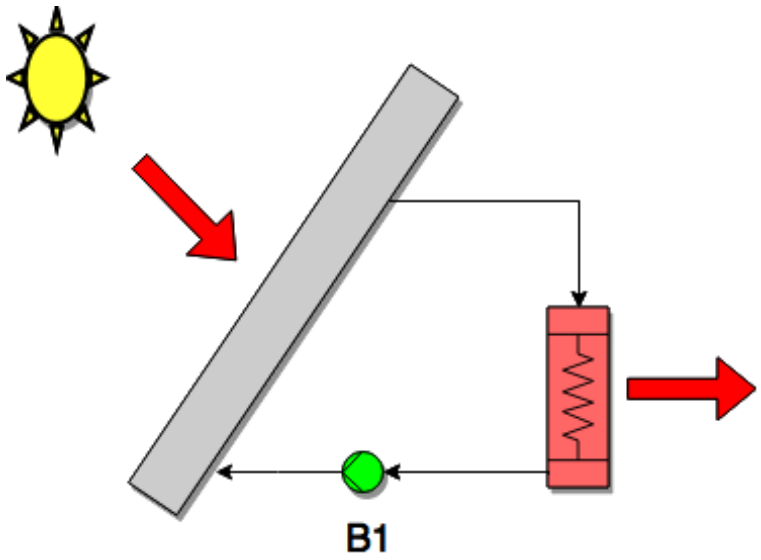


Figura 3-2 Esquema de Colectores Solares.

Según [14], para una diferencia de temperatura de entre 60ºC y 90ºC, como es el caso de estudio, en captadores planos de vacío el rendimiento varía entre 0,5 y 0,65. En este caso se tomará como referencia un rendimiento de placas solares de 0,5.

$$\mu = 0{,}5$$

Por otro lado, la energía captada por dichos paneles depende de radiación útil incidente sobre la superficie terrestre. Como referencia, según [14], en España hacen falta aproximadamente 35m^2 de captadores solares con una inclinación de 30º por cada 10 kW de potencia frigorífica de la máquina de absorción.

Teniendo en cuenta los valores ofrecidos en la misma referencia de la radiación solar útil incidente sobre la horizontal en un día medio de cada mes (I_s), podemos obtener la superficie de útil de captadores solares necesaria:

$$S = \frac{Q_{evp}}{COP_{ciclo} \cdot \mu \cdot I_s}$$

De esta forma, con los valores de Q_{evp} y COP_{ciclo} detallados en el apartado 3.1 se determina que harán falta aproximadamente 50 m^2 de captadores solares. Esta es la superficie que se utilizará para la simulación de la instalación.

4 SIMULACIÓN DE LA INSTALACIÓN

4.1 Procedimiento

El desarrollo de este apartado consiste en la simulación del funcionamiento de la máquina de frío por absorción dimensionada anteriormente. Para ello, se han tomado datos del clima en Pontevedra procedentes de las estaciones meteorológicas de Lourizán y Campolongo [42], los cuales se consideran muy similares a los datos en Marín y en la Escuela Naval Militar. También se utilizarán parámetros obtenidos a través de la página web de la Agencia Estatal de Meteorología (AEMET) [31]. Se han recogido las temperaturas máximas diarias desde el 1 de junio al 30 de agosto de 2016 (Figura 4-1). La temperatura máxima alcanzada es de 40,1ºC para el día 7 de agosto. Además, se han tomado valores medios de la temperatura y la irradiancia solar en intervalos de 10 minutos para todo el periodo considerado.

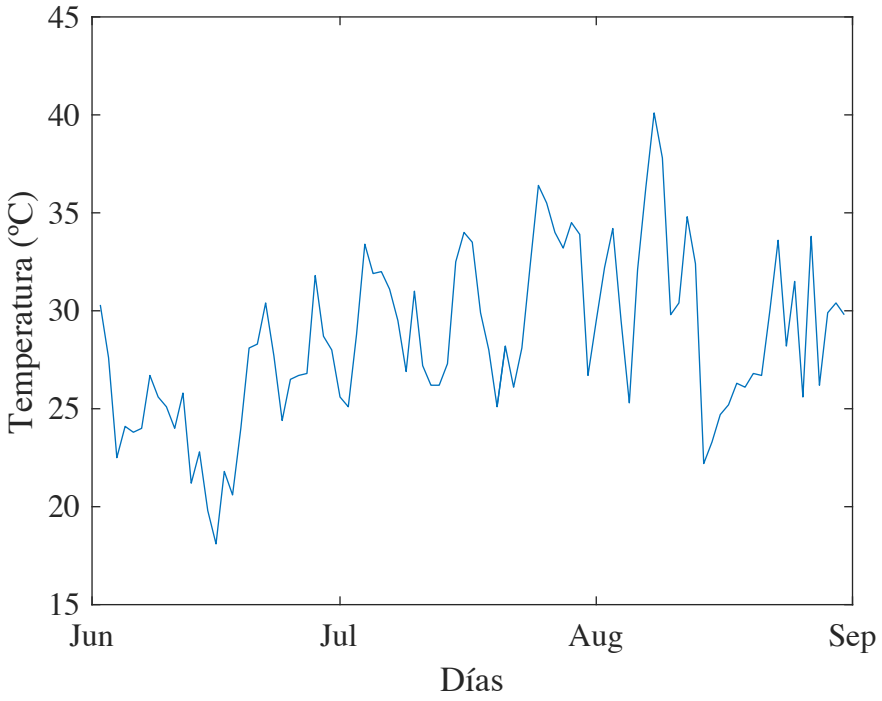


Figura 4-1 Evolución de la temperatura máxima diaria entre el 1 de junio y el 30 de agosto

En primer lugar, se realiza una simulación del comportamiento de la máquina de absorción por sí sola, sin ningún componente adicional ni subsistema de captación, así como un estudio de la carga

térmica para las distintas temperaturas según el apartado 3.3. En dicha simulación el principal objetivo es comprobar si se produce cristalización para las temperaturas de trabajo a las que va a ser sometida, además de estudiar el valor del $COP_{teórico}$ de la máquina. Posteriormente, se realiza la simulación de la instalación incluyendo el subsistema de captación diseñado en el apartado 3.4, con el fin de comprobar el porcentaje de demanda que es capaz de satisfacer y comprobar su funcionamiento a lo largo de la estación y del día escogido. Por último, se añade un acumulador a la instalación y se realiza la simulación de la misma, comentando y comparando los resultados obtenidos frente a la simulación anterior

4.2 Simulación de la máquina de absorción de simple efecto y carga térmica

La máquina de absorción diseñada esta refrigerada por aire, lo cual supone un problema especialmente cuando la temperatura exterior es elevada, ya que la capacidad para extraer calor del absorbedor y condensador será menor. Temperaturas exteriores demasiado elevadas suponen un riesgo de cristalización de la disolución (apartados 2.2 y 2.4.1).

A lo largo de un día, la temperatura no se mantiene constante. Por lo general, la temperatura comienza a elevarse con el orto y alcanza un pico máximo a mediodía. A partir de dicho momento, la temperatura disminuye de manera gradual y tras el ocaso lo hace de manera más pronunciada. Por esto, se considera de interés el análisis del funcionamiento durante un día concreto. Se ha escogido el día 7 de agosto, día más caluroso del periodo considerado. Este día es, por lo tanto, el que corre un mayor riesgo de cristalización de la disolución. En la Figura 4-2 se aprecia la evolución de la temperatura a lo largo del día.

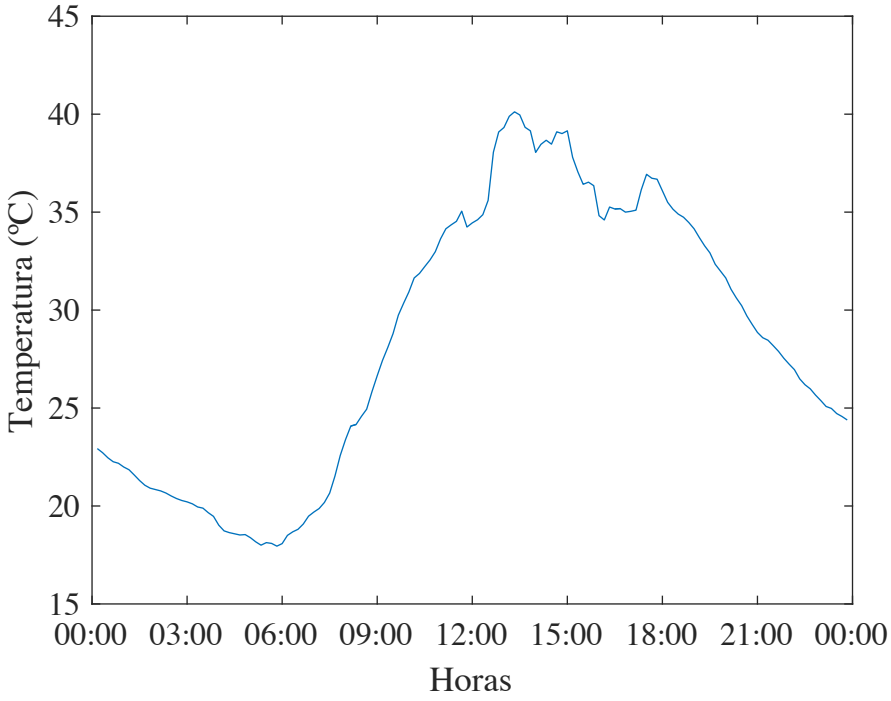


Figura 4-2 Evolución de la temperatura el 7 de agosto de 2016

Se ha realizado una representación de ciclo de absorción para el día 7 de agosto en distintos momentos: cuando la temperatura alcanza los 24ºC (7h), cuando la temperatura llega a su máximo de 40ºC(13h) y justo antes de que la temperatura comience a disminuir por la tarde(16h), esto es 35ºC. Analizando los resultados mostrados en la Figura 4-3 se concluye que la máquina de absorción se encuentra fuera de peligro de cristalización de la disolución, incluso cuando se alcanza la temperatura

ambiente máxima. Existe margen de seguridad entre la zona de trabajo de la máquina de absorción y la curva de cristalización.

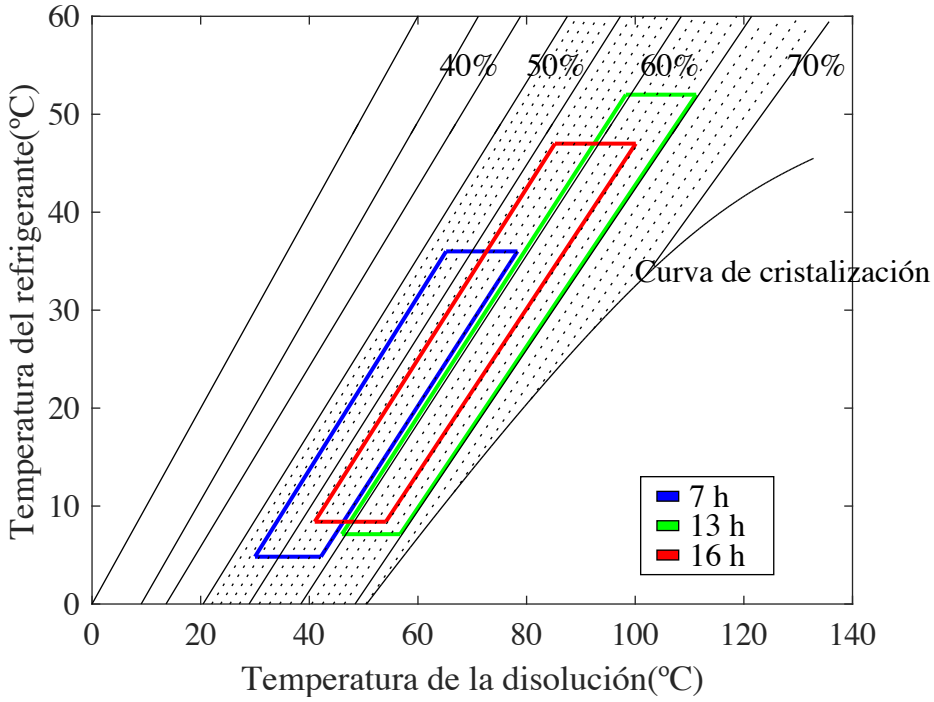


Figura 4-3 Simulación de funcionamiento de la máquina de aborción

Aunque no se produzca cristalización, el $COP_{teórico}$ se ve afectado por la temperatura exterior. Comparando la Figura 4-1 y la Figura 4-4 se aprecia como los picos de menor $COP_{teórico}$ coinciden con los picos de temperaturas máximas en la estación.

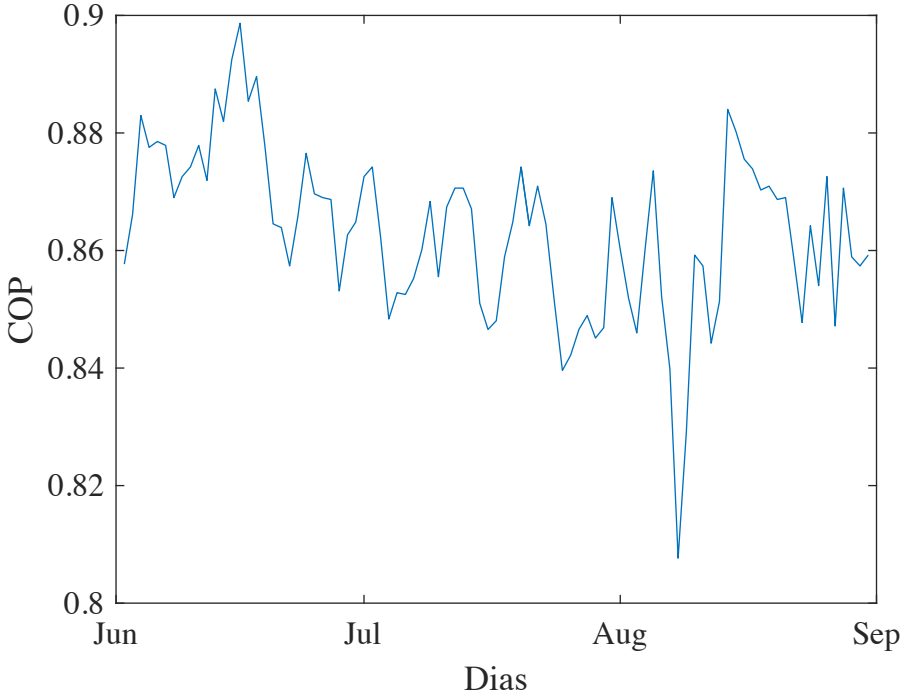


Figura 4-4 Evolución del COP teórico entre el 1 de junio y el 30 de agosto de 2016

Como se expuso en el apartado 3.3, un aumento de temperatura va ligado a un aumento en la carga térmica del local a climatizar. Por lo tanto, la carga térmica no será constante a lo largo de toda la estación, ni siquiera a lo largo de cada día. La Figura 4-5 muestra la evolución de la carga térmica a lo largo del día 7 de agosto de 2016. Comparándola con la Figura 4-1 se observa como la carga térmica se mantiene nula hasta que se superan los 24ºC a primeras horas de la mañana. A partir de dicho momento, la carga térmica aumenta alcanzando picos máximos a mediodía y posteriormente comienza a disminuir.

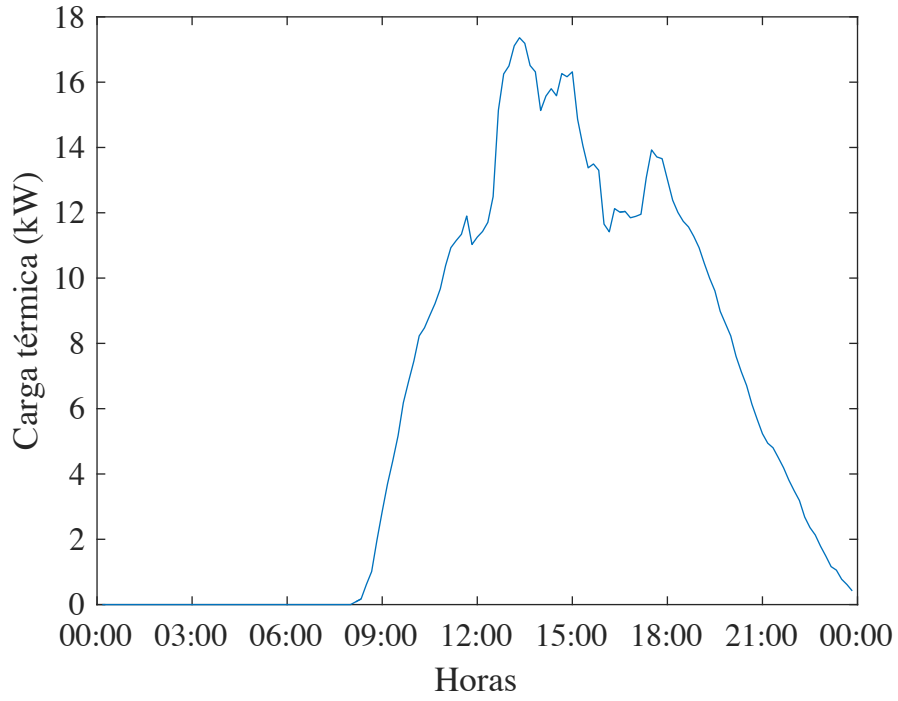


Figura 4-5 Evolución de la carga térmica el 7 de agosto de 2016

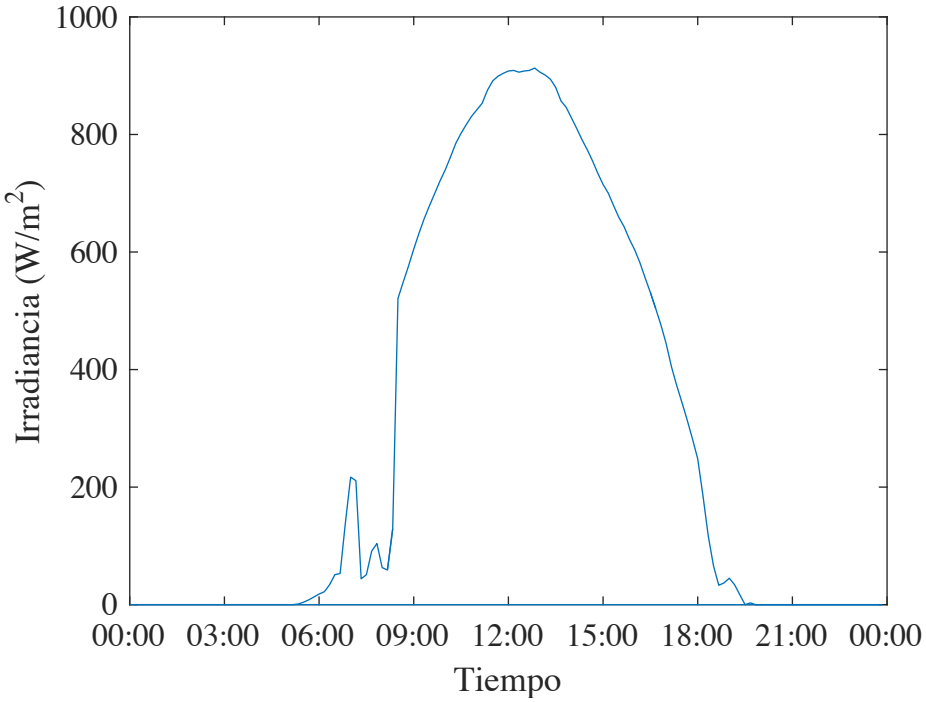


Figura 4-6 Evolucin de la irradiancia solar el 7 de agosto de 2016

Además, el aumento de temperatura, por lo general, coincide con un aumento de la radiación solar. Esto es un punto positivo en las instalaciones de frío solar, ya que las horas del día con una carga térmica más elevada suelen coincidir con picos de energía en los captadores solares y, por lo tanto, la capacidad de producción es mayor. En la Figura 4-6 se aprecia la evolución de la irradiancia solar a lo largo del día 7 de agosto.

4.3 Simulación de la instalación sin acumulador

En esta simulación hay algunos aspectos importantes a tener en cuenta. En primer lugar, de acuerdo a lo detallado en el apartado 3.4, de la energía captada en los paneles solares, solo el 65% llega al generador ($Q_{disp.generador}$), debido a las pérdidas en el intercambiador de calor existente entre los colectores solares y el generador. Además, la máxima temperatura a alcanzar por las placas solares será de 115ºC. Es necesario que exista una diferencia de temperatura entre las placas solares y el generador, para que se produzca el intercambio de calor. Dicha diferencia se establece de 5ºC como mínimo, basados en resultados experimentales en [19], de forma que la máxima temperatura que puede alcanzar el generador es de 110ºC. En caso de que la temperatura requerida en el generador supere dicho valor, la máquina no podrá funcionar y se parará. En caso de cumplir el requisito anterior, se estudia la energía disponible en el generador ($Q_{disp.generador}$) y se comprueba la cantidad de frío que puede producirse. Atendiendo a las ecuaciones desarrolladas en el apartado 2.3:

$$Capacidad\ de\ climatización = Q_{evp} = COP_{teórico} \cdot Q_{disp.generador}$$

Es decir, la capacidad de producción va a ser directamente proporcional a la energía disponible en las placas solares en el mismo momento.

Además, la instalación precisa de una bomba (B1) en el subsistema de captación. La bomba se considera que tiene un consumo de 0,4 kW y estará en funcionamiento siempre que la irradiancia solar sea mayor de cero y exista carga térmica. Es decir, siempre y cuando la máquina de absorción esté en funcionamiento. El consumo de dicha bomba debe considerarse, junto al consumo de los ventiladores, para el cálculo del COP de la instalación y del COP eléctrico.

En la Figura 4-7 se aprecia un esquema simplificado de la instalación sin acumulador.

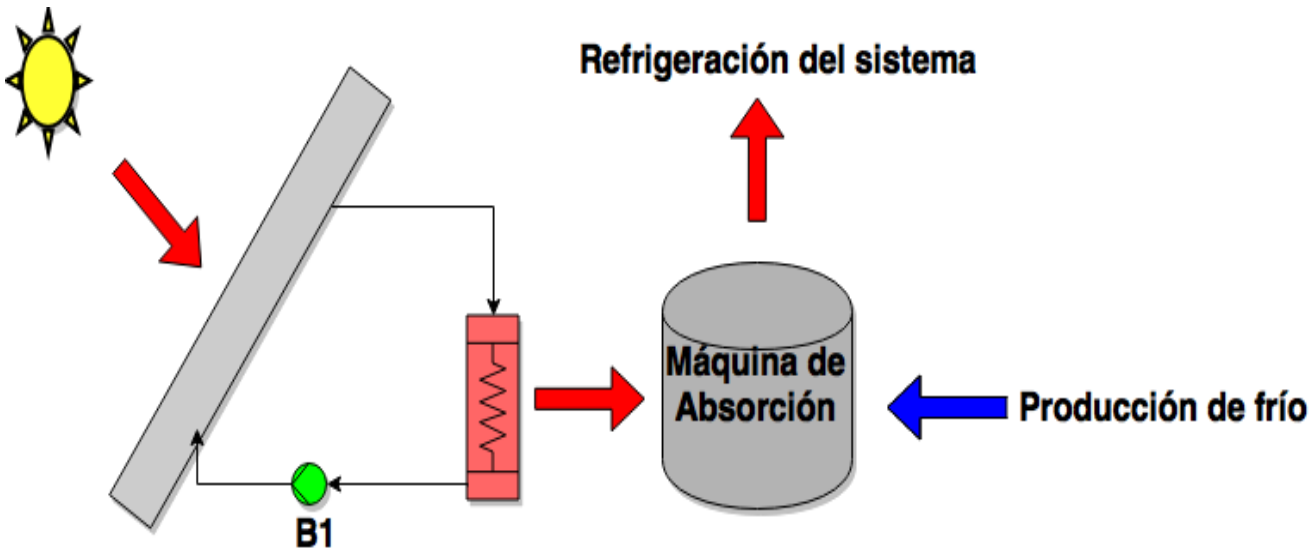


Figura 4-7 Esquema simplificado de la instalación sin acumulador

4.3.1 Comportamiento diario

En la simulación de la instalación sin acumulador para el día 7 de agosto se han obtenido los resultados mostrados en la Tabla 4-1

Resultados	**Valor**
Energía Solar Captada	178,74 kWh
Demanda de Climatización	147,79 kWh
Energía aportada a la climatización	76,85 kWh
Porcentaje de demanda satisfecha	52%
Energía solar necesaria para satisfacer la demanda	255,7 kWh
Energía eléctrica consumida (Wb+Qvent+B1)	21,6 kWh
COP_{inst}	0,38
COP_{el}	3,55

Tabla 4-1 Resultados de la instalación sin acumulador para el día 7 de agosto

Los resultados obtenidos no son del todo satisfactorios ya que solo se consigue satisfacer el 52% de la demanda.

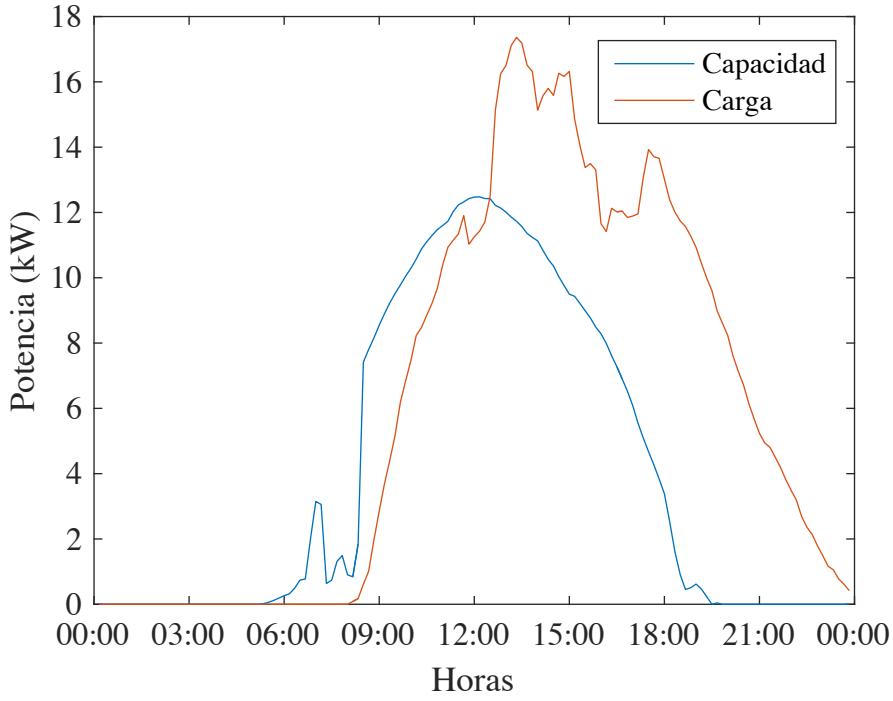


Figura 4-8 Evolución de la carga térmica frente a la capacidad de producción el día 7 de agosto de 2016

Aunque se aprecia que la energía captada en los paneles solares supone más del 60% de la energía necesaria para satisfacer la demanda, este valor no se alcanza, quedándose en el 52%. Esto es debido a que la capacidad de climatización y la carga térmica no están acopladas. En la Figura 4-8 se muestra la evolución de estos parámetros a lo largo del día. La instalación es capaz de hacer frente a la demanda hasta las 12:00 aproximadamente. A partir de dicho momento, la carga térmica supera a la capacidad de producción. También es interesante comentar el periodo anterior a las 12:00, en el cual la capacidad de producción es elevada mientras que la demanda es baja, incluso nula. Sin embargo, de nada sirve tener una capacidad de producción de frío muy elevada si no es necesaria en ese instante y no existe

ningún medio para almacenarla. Por último, nótese que, tras el ocaso, la capacidad de producción de frío es nula, mientras que las temperaturas se mantienen por encima de los 24ºC y por lo tanto sigue existiendo carga térmica.

4.3.2 Comportamiento estacional

En la Tabla 4-2 se muestran los resultados estacionales obtenidos en la simulación de la instalación sin acumulador

Resultados	Valor
Energía Solar Captada	15029 kWh
Demanda de climatización	2680 kWh
Energía aportada a la climatización	2358 kWh
Porcentaje de demanda satisfecha	88%
Energía solar consumida necesaria para satisfacer la demanda	4764 kWh
Energía eléctrica consumida (Wb+Qvent+B1)	512 kWh
COP_{inst}	0,44
COP_{el}	4,6

Tabla 4-2 Resultados de la instalación sin acumulador para toda la estación

Se concluye que es posible satisfacer un 88% de la demanda estacional con la instalación de frío por absorción sin acumulador. Los valores del COP_{inst} y el COP_{el} son ligeramente mayores a los resultados obtenidos en la simulación para el día 7 de agosto debido a que, el anterior, es el día más caluroso de la estación. Se considera que los resultados de la instalación podrían ser mejores, ya que la energía solar captada es mucho mayor (casi triplica) que la energía solar necesaria, se considera que el 88% es insuficiente.

4.4 Simulación de la instalación con acumulador

4.4.1 El acumulador

En la instalación sin acumulador se observa el problema que supone el desacople entre la demanda y la capacidad de producción: durante un periodo del día tenemos exceso de calor en los paneles solares, el cual, en caso de no poder aprovecharse para otro uso, tendrá que ser eliminado y por lo tanto disminuirá la eficiencia del sistema. Sin embargo, durante otro periodo del día el calor obtenido en el subsistema de captación no es suficiente para suplir la demanda de refrigeración. Es en este momento cuando el calor excedente del periodo anterior sería de gran utilidad para poder satisfacer el cien por cien de la demanda. El acumulador pretende conservar el calor excedente, mediante la temperatura de un fluido, para utilizarlo en los momentos de necesidad. El uso de un acumulador también facilita el uso del calor solar para otras funciones, como puede ser la calefacción. En él se utiliza una disolución al 10% en peso de agua con etilenglicol, que actúa como anticongelante, es casi inodoro y completamente miscible en agua, no es corrosivo. El etilenglicol disminuye el punto de fusión del agua y aumenta su punto de ebullición. De esta forma, la mezcla no se congela en invierno a temperaturas bajas, y no se evapora tan fácilmente como el agua pura. El rango de trabajo de la disolución es entre -10ºC y 125ºC.

Para escoger una capacidad de acumulador óptima sería necesario realizar un estudio más profundo de la instalación y de los requerimientos de esta. Este no es un objetivo principal del trabajo,

por lo que se ha optado por un acumulador con una capacidad estándar de 1000 litros, la cual simplifica los cálculos y es aceptable para las magnitudes de trabajo de la instalación propuesta. Como se aprecia en la Figura 4-9 el agua del acumulador se calienta en un intercambiador de calor con la energía procedente de los colectores solares, para ello precisa del uso de una bomba (B2). Además, el agua caliente es impulsada por otra bomba (B3) a un intercambiador de calor en el generador. Cada una de estas bombas tendrán un consumo aproximado de 0,4 kW.

Por otro lado, se partirá de una temperatura del agua de 20ºC por ser esta la temperatura media en Pontevedra en el periodo considerado. También se establecen 110ºC como la temperatura máxima del agua en el acumulador. Esto se debe a que se toma como 115ºC la temperatura máxima posible de alcanzar en los captadores solares además de que a temperaturas superiores existe peligro de vaporización de la disolución. Entre el fluido que recorre los paneles solares y el fluido del acumulador debe de existir una diferencia de temperatura para que exista intercambio de calor. Esta se toma como 5ºC, tomando como referencia resultados experimentales obtenidos en [19]. B2 solo estará en funcionamiento si la temperatura del agua del acumulador es menor a 110ºC. Otra condición para el funcionamiento de B2 es que exista radiación solar, de otra manera no tendría sentido impulsar el agua del acumulador al intercambiador de calor. B2 solo estará en funcionamiento en caso de cumplir ambos requisitos.

En resultados experimentales en [11] y [19] se observa que, de la energía captada en los paneles solares, aproximadamente un 45% llega al generador, debido a pérdidas en los intercambiadores de calor. Por ello, en el uso del acumulador se considerará un rendimiento del 65% en los intercambios de calor, entre las placas y el agua del acumulador y entre el agua del acumulador y el generador. Es decir, por cada 100 kJ captados por las placas solares, solo 65 llegarán al acumulador, y de estos 65 solo 42 kJ serán aportados al generador.

Aunque los acumuladores están construidos con materiales con buenas propiedades de aislamiento térmico, siempre existen ciertas pérdidas asociadas a la diferencia de temperaturas entre el agua del interior del acumulador y la temperatura exterior. Estas pérdidas son proporcionales a la diferencia de temperaturas mencionada. Cada acumulador tiene un coeficiente de pérdidas asociado (U.A), que es similar al coeficiente global de transmisión (H) explicado en el apartado 3.3. El coeficiente de pérdidas depende del material de diseño, y de la superficie del acumulador en contacto con el exterior, entre otros factores. En este estudio se toma como referencia un valor de 4 W/K, un valor razonable para este tipo de acumuladores según [19]. Por lo tanto, las pérdidas asociadas a la transferencia de calor serán:

$$P_{perdidas} = U \cdot A \cdot \Delta T = 0{,}004 \cdot \Delta T \quad (kW)$$

Se puede apreciar que las pérdidas son muy pequeñas en comparación con los valores de trabajo de la instalación.

Otro factor importante a tener en cuenta en el uso del acumulador es que la temperatura del agua almacenada debe de ser mayor que la temperatura final alcanzada por la disolución en el generador para que exista transferencia de calor. Por esto se establece que, para el funcionamiento de la instalación, la temperatura del agua del acumulador debe de estar al menos 5ºC más caliente que la temperatura necesaria de alcanzar por la disolución en el generador [19]. En caso de no cumplir este requisito la máquina de absorción, y por lo tanto B3, pararán su funcionamiento. De esta forma, la temperatura más elevada que puede alcanzarse en el generador es de 105ºC. Este modo de funcionamiento no es el único posible ya que cabría la posibilidad de que esta siguiese funcionando con una temperatura menor de la requerida. Sin embargo, esto supondría trabajar con rendimientos menores, que conllevaría un elevado consumo de energía para satisfacer una cantidad reducida de demanda. Se ha elegido el modo de funcionamiento de "parar y arrancar" porque se quiere trabajar siempre con rendimientos relativamente elevados.

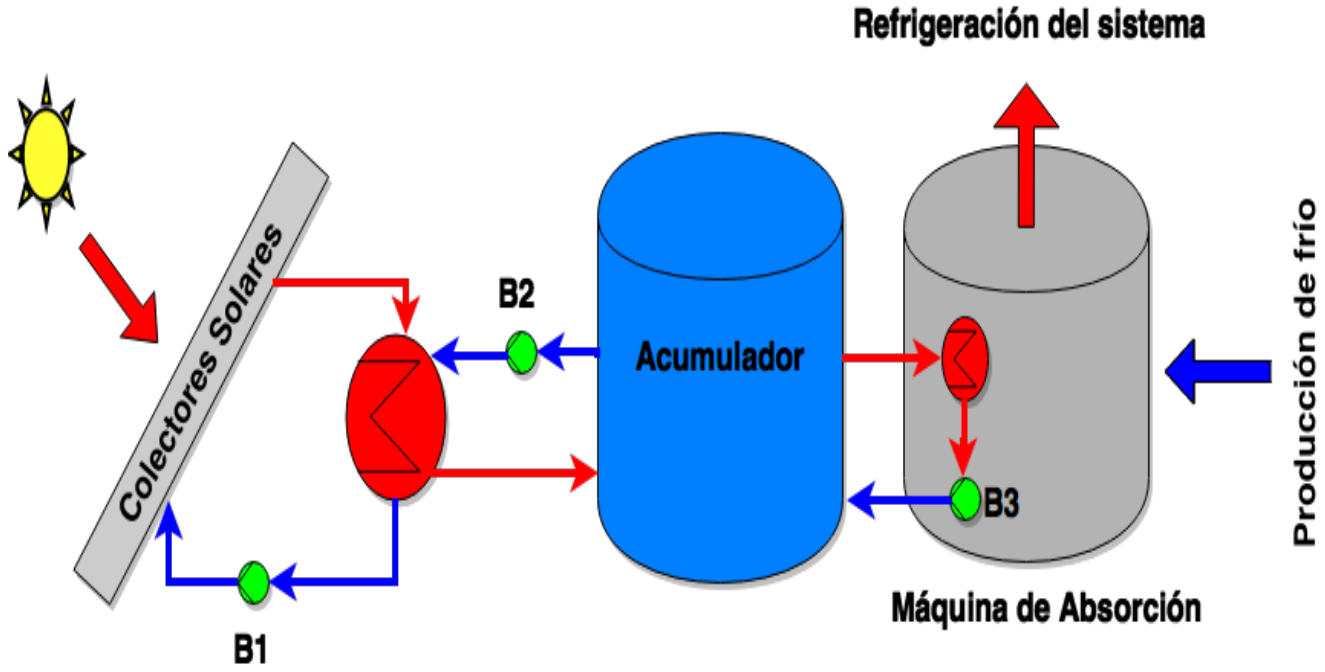


Figura 4-9 Esquema simplificado de la instalación con acumulador

Por lo tanto, la simulación parte de una temperatura del agua en el acumulador de 20ºC, la cual se calentará hasta un máximo de 110ºC. La temperatura de la disolución es de gran importancia, ya que va a ser una referencia de la cantidad de energía de la que disponemos. Esta temperatura aumentará con el calor obtenido en las placas solares. De acuerdo con [12] se produce un balance energético en el depósito:

$$T_f = T_i + \frac{0{,}65 \cdot Q_{solar}}{m \cdot c_e}$$

siendo m la masa del agua a calentar c_e el calor específico de la disolución (3,9 $kJ/(kg \cdot K)$) y T_f y T_i las temperaturas final e inicial respectivamente. Q_{solar} es la energía disponible a la salida de las placas solares. Con la ecuación anterior se calcularán las variaciones de temperatura en el acumulador con el aporte de energía solar.

Está temperatura se reduce con el consumo de la máquina de absorción cuando está en funcionamiento, además de las pérdidas:

$$T_f = T_i - \frac{Q_{gen}}{0{,}65 \cdot m \cdot c_e} - \frac{Q_{perdidas}}{m \cdot c_e}$$

En este caso Q_{gen} es la energía necesaria en el generador y $Q_{perdidas}$ la energía perdida en el acumulador. De esta forma, el agua del acumulador se calentará con la energía solar obtenida en los paneles solares y se enfriará con la demanda energética en el generador y con las pérdidas del acumulador. Cuando dicha diferencia sea positiva, la temperatura del agua aumentará hasta un máximo de 110ºC y cuando sea negativa disminuirá hasta que sea menor que la temperatura del generador, momento en el cual dejará de funcionar la máquina de absorción. Volverá a calentarse por acción de la energía solar, si la hubiera, hasta alcanzar la temperatura necesaria para el funcionamiento, o seguirá enfriándose con las pérdidas del acumulador, y la máquina no funcionará a menos que la demanda disminuya y por lo tanto la temperatura requerida sea menor que la obtenida en el agua.

4.4.2 Resultados de la simulación para el día de mayor demanda

La instalación con acumulador se caracteriza por poder almacenar el excedente de energía en los momentos en los que la energía solar disponible es mayor que la necesaria, para luego utilizarla en los

momentos en los que se dé la situación contraria (Figura 4-8). En la Figura 4-10 se aprecia la diferencia entre la potencia disponible en los paneles solares y la necesaria de consumir para suplir la demanda. Se observan picos positivos antes de mediodía, seguidos de picos negativos a mitad de tarde.

La intención del acumulador es precisamente poder trasladar la energía del pico positivo a la zona negativa de la gráfica, de forma que esta se reduzca lo máximo posible.

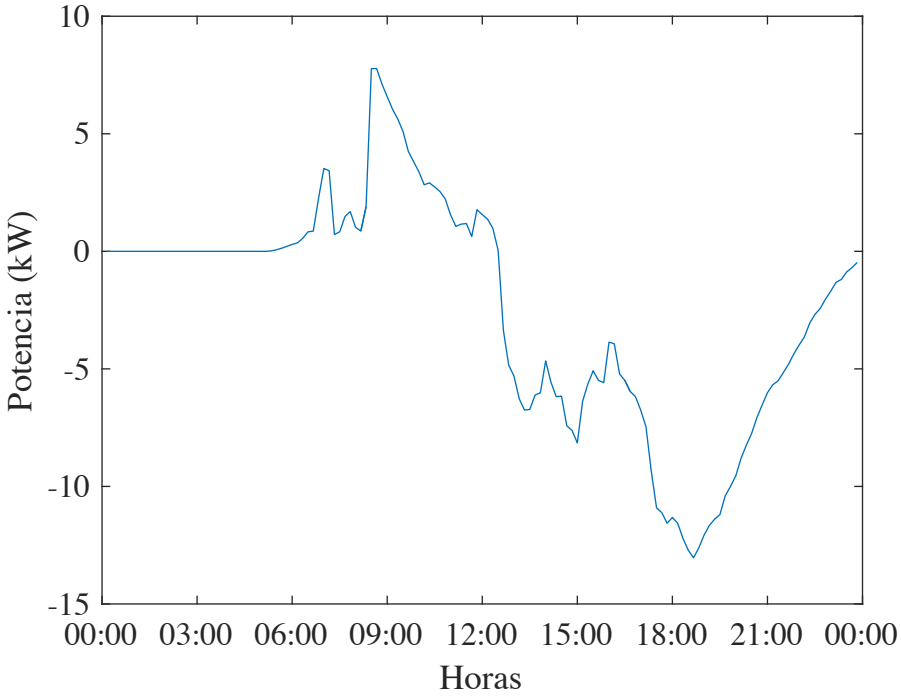


Figura 4-10 Diferencia entre la capacidad de producción y la carga térmica el día 7 de agosto de 2016

La Figura 4-11 muestra la evolución de la temperatura del agua del acumulador frente a la temperatura requerida por la disolución en el generador. Se aprecia como en el periodo entre las 0 h y la salida del sol, se produce un leve enfriamiento debido a las pérdidas del acumulador: en algo más de 6 horas, la disminución de temperatura no alcanza los 3ºC. Posteriormente, sobre las 7 h comienza a aumentar la temperatura del agua, coincidente con el periodo de excedente positivo apreciado en la Figura 4-10. También las temperaturas requeridas en el generador comienzan a aumentar debido al aumento de la temperatura ambiente. A partir de mediodía la demanda es muy alta, al igual que la temperatura requerida en el generador. Entre las 12h y 15h se observa un periodo de inactividad, debido a que la temperatura requerida en el generador es mayor que la máxima que puede alcanzarse con el agua del acumulador a máxima temperatura (110ºC). La máquina vuelve a funcionar cuando la temperatura requerida en el generador es menor de 105ºC. En el periodo justo posterior a la inactividad, se observan periodos de intermitencia en el funcionamiento. Esto se aprecia en la Figura 4-11 como picos, resultantes de las constantes subidas y bajadas de temperaturas: se acumula suficiente temperatura para comenzar a funcionar, momento en el cual la temperatura desciende de nuevo. Posteriormente se observa un descenso más paulatino y constante, en el que la temperatura del agua del acumulador es suficiente para el correcto funcionamiento del generador y por lo tanto de la máquina de absorción. Se observa cómo se mantiene siempre una diferencia de temperaturas mínima de 5ºC. Este descenso corresponde con las horas de la tarde, momento en el cual la energía solar va disminuyendo hasta hacerse nula con la puesta de sol, pero sigue existiendo carga térmica. Esto se corresponde con la mitad derecha de la Figura 4-10, en la cual observamos que el balance entre energía captada y demandada es negativo, por lo que la temperatura del acumulador comenzará a disminuir.

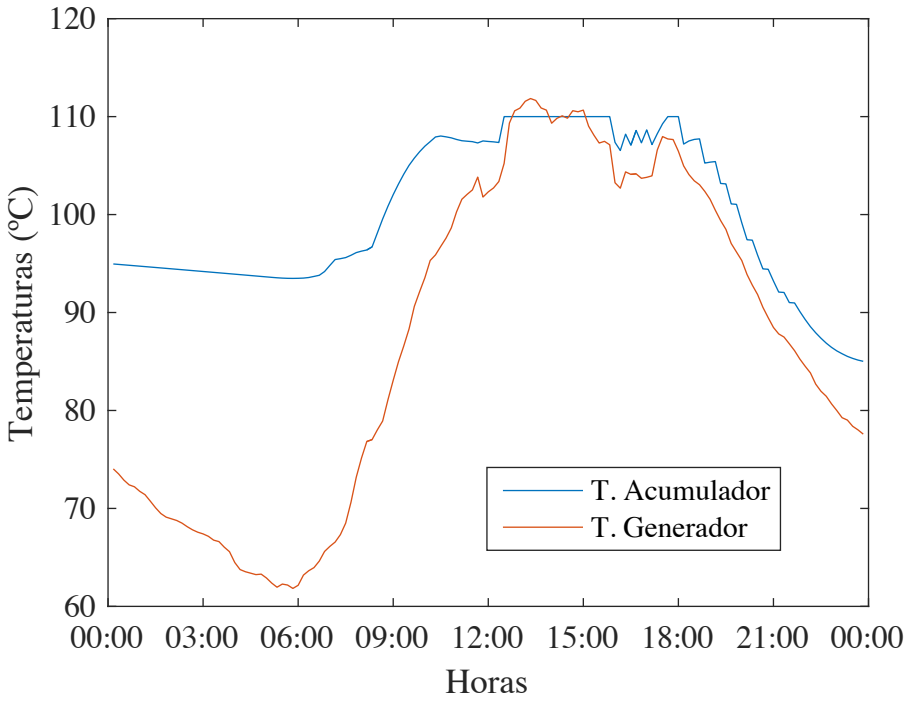


Figura 4-11 Temperatura del agua del acumulador frente a la necesaria en el generador

En vista de los resultados de la simulación (mostrados en la Tabla 4-3) se concluye que la instalación con un acumulador de 1000 litros es capaz de suplir el 71% de la demanda del día (frente al 52% de la instalación sin acumulador).

Resultados	Valor
Energía Solar Captada	178,74 kWh
Demanda de Climatización	147,79 kWh
Energía aportada a la climatización	104,9 kWh
Porcentaje de demanda satisfecha	71%
Energía solar necesaria para satisfacer la demanda	412 kWh
Energía eléctrica consumida (Wb+Qvent+B1+B2+B3)	27,17 kWh
COP_{inst}	0,23
COP_{el}	3,8

Tabla 4-3 Resultados de la instalación con acumulador para el día 7 de agosto

Comparando con los resultados mostrados en la Tabla 4-1 observamos que la energía solar necesaria de consumir para satisfacer la demanda es mayor en este caso. Esto se debe a las pérdidas que suponen el acumulador y un segundo intercambiador de calor. Aun así, existe mejoría en el porcentaje de demanda que se satisface.

4.4.3 Resultados estacionales

Los resultados son aún mejores al analizar el comportamiento de la instalación a lo largo de toda la estación estival, ya que el día analizado anteriormente es precisamente el más caluroso de todo el

periodo. Analizando las temperaturas obtenidas se aprecia que por lo general no se alcanza temperaturas tan elevadas, y en muchos casos la temperatura máxima ni siquiera alcanza los 24ºC, días en los que suponemos que la demanda es nula pero que sin embargo sí que se capta energía solar que es acumulada.

En un análisis del funcionamiento de la instalación a lo largo de toda la estación se obtiene que es posible satisfacer el 97% de la demanda utilizando un depósito de acumulación de 1000 litros. En la Figura 4-12 se aprecia la evolución de la temperatura del acumulador a lo largo de toda la estación. Se puede observar cómo se mantiene prácticamente a temperatura máxima durante toda la temporada, con picos de temperatura mínima en la primera quincena de agosto, cuando las temperaturas exteriores son más elevadas. Se producen descensos y subidas diarios, correspondientes a los periodos de la tarde y la mañana, respectivamente. La demanda podrá satisfacerse siempre y cuando la temperatura del acumulador se encuentre un mínimo de 5ºC por encima de la temperatura requerida en el generador.

El análisis del funcionamiento corresponde, así, con lo esperado al analizar la evolución de las temperaturas a lo largo de la estación mostradas en la Figura 4-1.

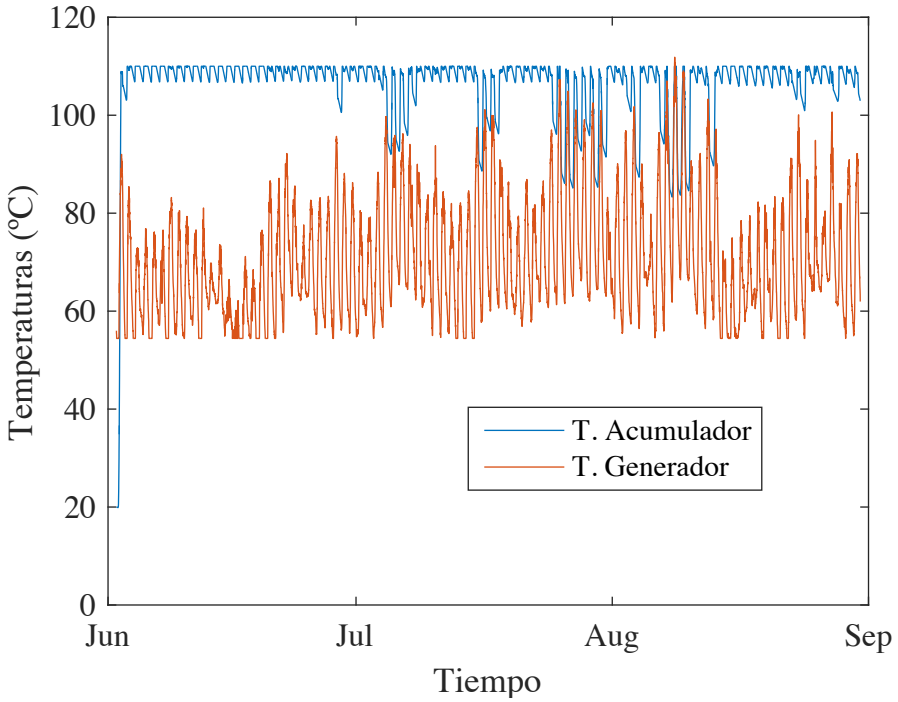


Figura 4-12 Temperaturas en acumulador y generador desde el 1 de junio al 30 de agosto de 2016

En la Tabla 4-4 se muestran los resultados obtenidos en la simulación del funcionamiento de la instalación con acumulador a lo largo de toda la estación. Comparándolos con los resultados obtenidos en la simulación de la instalación sin acumulador (Tabla 4-2) se observa una mejora en el porcentaje de demanda satisfecha a lo largo de toda la estación, que pasa del 88% al 97%.

También es importante comentar la gran diferencia entre la energía solar captada y la energía solar consumida para satisfacer la demanda. Se observa como la energía solar captada es casi el doble de la necesaria. Aun así, no se consigue satisfacer el 100% de la demanda debido, principalmente, al hecho de que no se puede superar la temperatura de 110ºC en el acumulador, y por lo tanto cuando la temperatura exterior es demasiado elevada, la disolución en el generador nunca va a poder calentarse lo suficiente y la máquina se parará. Sin embargo, también hay otro factor a tener en cuenta: la capacidad del acumulador. Puede darse el caso en el cual la temperatura necesaria en el acumulador sea menor de 110ºC, pero sin embargo la disolución en ese momento se encuentre por debajo de esa temperatura. Se ha visto que la temperatura del agua del acumulador se mantiene en su máximo

durante la mayor parte de la temporada (Figura 4-12). Cuando se encuentra a máxima temperatura, la energía captada en los colectores no se aprovecha, y debe disiparse de alguna manera, de forma que no se podrá aprovechar posteriormente en caso de necesidad. Se puede decir que, en ese momento, la energía acumulada es la máxima posible. Esta energía máxima de acumulación puede aumentarse, bien aumentando la temperatura límite, bien aumentando la capacidad del acumulador.

Resultados	Valor
Energía Solar Captada	15029 kWh
Demanda de Climatización	2680 kWh
Energía aportada a la climatización	2639 kWh
Porcentaje de demanda satisfecha	97%
Energía solar necesaria para satisfacer la demanda	7400 kWh
Energía eléctrica consumida (Wb+Qvent+B1+B2+B3)	804 kWh
COP_{inst}	0,31
COP_{el}	3,28

Tabla 4-4 Resultados del periodo entre el 1 de junio y el 30 de agosto

4.4.4 Resultados estacionales para diferentes capacidades del acumulador y superficies del campo de colectores

En la Figura 4-13 se muestra los resultados de la simulación de la instalación para diferentes capacidades del acumulador. Se aprecia como el uso del acumulador supone un importante aumento en el porcentaje de demanda satisfecho. Hasta los 100 litros aproximadamente, el porcentaje aumenta de manera drástica. A partir de ahí, se produce un punto de inflexión y el porcentaje aumenta más lentamente, con una asíntota en el 100%.

Debido a la gran diferencia entre la energía solar captada y la necesaria de consumir a lo largo de la estación, se ha considerado de interés realizar la simulación de la instalación para distintas superficies de paneles solares. En la Figura 4-13 se aprecia las variaciones en el porcentaje de demanda satisfecho para distintas capacidades de acumulador y distintas superficies de paneles solares. Se observa que los saltos en el porcentaje de la demanda para distintas superficies no son proporcionales: hay una importante diferencia entre 12,5 m^2 y 25 m^2 mientras que prácticamente no existe diferencia entre 50 m^2 y 100 m^2. En este estudio se escogió 50 m^2 haciendo un cálculo inicial según la demanda para una temperatura de 35ºC y la radiación media en Pontevedra. Sin embargo, los resultados obtenidos en esta simulación nos hacen reflexionar acerca de la posibilidad de reducir esta superficie, teniendo en cuenta que con la mitad ya se supera el 90% de la demanda, sobre todo si no se tiene intención de utilizar dichos colectores con otro fin secundario.

Se puede concluir, que para las necesidades expuestas en este trabajo la instalación óptima dispondría de un acumulador con una capacidad de 500 litros y placas solares con una superficie útil de 25m^2. Dicha instalación se ha calculado que sería capaz de satisfacer un 93% de la demanda. Otra opción sería escoger mayores capacidades de depósito y emplear los paneles para calentar A.C.S o para aplicaciones de calefacción.

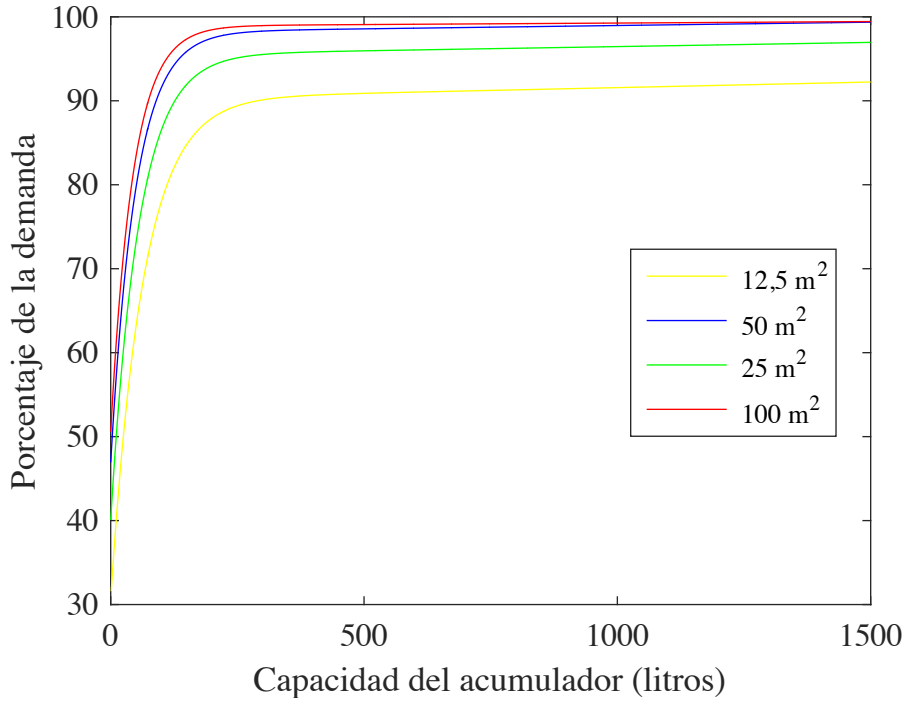


Figura 4-13 Simulación de la instalación para distintas capacidades de acumulador

5 CONCLUSIONES

5.1 Conclusiones

En este trabajo se ha realizado el diseño preliminar y la simulación de una instalación de climatización solar con máquina de absorción, obteniendo que es capaz de satisfacer el 97% de la demanda estimada para una dependencia en la Escuela Naval Militar con los datos climatológicos del verano del 2016. Se cumple así con el objetivo principal propuesto. Además, del análisis del trabajo y de los resultados obtenidos pueden extraerse las siguientes conclusiones:

1. La climatización solar por absorción aparece como un potencial sustituto de los sistemas de aire acondicionado convencionales, mostrándose como una alternativa eficiente y respetuosa con el medioambiente. En las simulaciones llevadas a cabo se observa que puede llegar a satisfacerse un 97% de la demanda empleando una instalación con máquina de absorción de 12 kW, un acumulador de 1000 l y 50 m^2 de paneles solares.
2. Es de gran importancia el empleo de un depósito en este tipo de instalaciones puesto que la intermitencia solar supone una gran variación en la capacidad de producción de frío. El depósito permite acumular energía cuando la radiación solar es elevada, para luego utilizarla cuando esta escasea. En los resultados obtenidos se observa que el porcentaje de la demanda estacional satisfecha aumenta del 88% al 97% al añadir un acumulador de 1000 litros que, además, facilitaría el empleo de la energía solar captada en otras aplicaciones como un sistema de calefacción. Esto se acentúa en días especialmente calurosos. El día 7 de agosto la variación es del 52% al 71% de la demanda.
3. La energía solar captada es superior a la necesaria (casi la duplica). Se concluye que, aun empleando la mitad (25 m^2) de superficie útil de captadores solares inicial, es posible satisfacer más del 90% de la demanda del periodo considerado. Además, es necesario definir un sistema que disipe el calor excedente, o utilizarlo en otras aplicaciones.
4. La regulación de este tipo de instalaciones es clave para obtener altas eficiencias de funcionamiento. Se propone un modo de funcionamiento en el que la instalación deja de funcionar si la disolución no puede alcanzar la temperatura necesaria en el generador. El trabajar a una temperatura menor a la requerida supondría un rendimiento menor, consumiendo una elevada cantidad de energía para satisfacer solo una pequeña parte de la demanda.
5. Se observa que el principal problema para satisfacer la demanda radica en la temperatura necesaria a alcanzar por la disolución en el generador. La instalación empleada permite calentar la disolución hasta un máximo de 105ºC. Cuando la temperatura requerida es mayor, la instalación deja de funcionar.

5.2 Líneas futuras

Tras el desarrollo del trabajo se considera de interés puntualizar elementos no tratados y posibles líneas de estudio futuras en concordancia con las conclusiones. Estas son:

1. Únicamente se ha tratado en profundidad el ciclo de absorción de simple efecto con bromuro de litio, sin abordar otras alternativas como el empleo de los ciclos de doble efecto, que requieren temperaturas de generación mayores pero que ofrecen un COP más elevado. Se considera el estudio de estas alternativas como una posible extensión de este trabajo.
2. Estudiar posibles alternativas para el excedente de energía solar observado en los resultados. Se propone el uso de dicha energía para una aplicación secundaria como el calentamiento de A.C.S o un sistema de calefacción.
3. Buscar un modo de funcionamiento de la instalación que le permita mantenerse en funcionamiento pese a no alcanzar la temperatura requerida, sin que esto suponga una disminución en el porcentaje de la demanda satisfecho.
4. Estudiar alternativas de captadores solares y de disoluciones del acumulador que permitan alcanzar una mayor temperatura en la disolución del generador. Reduciendo así el principal problema que encuentra la instalación a la hora de satisfacer la demanda.
5. Construir la instalación para poder realizar pruebas de funcionamiento, especialmente en busca de la regulación óptima.

6 BIBLIOGRAFÍA

[1] N.A.S.A, «GLOBAL CLIMATE CHANGE,» Earth Science Communications Team, [En línea]. Available: https://climate.nasa.gov. [Último acceso: 16 Febrero 2017].

[2] S. J. Arreseigor, «Realidad y Leyendas sobre el Petróleo y su posible agotamiento,» Madrid, 2015.

[3] IDAE, «Detalle de Consumos del Sector Residencial/Hogares,» [En línea]. Available: http://www.idae.es. [Último acceso: 10 Enero 2017].

[4] Gobierno de España, *Reglamento de Instalaciones Térmicas.*

[5] M. Izquierdo, A. Moreno-Rodríguez, A. González Gil y N. García-Hernando, «Air conditioning in the region of Madrid, Spain: An approach to electricity consumption, economics and CO2 emissions,» *Energy,* vol. 36, nº 3, pp. 1630-1639, 2011.

[6] M. R. Hidalgo, P. R. Aumente, M. I. Millan, A. L. Neumann y R. S. Mangual, «Energy and carbon emission savings in Spanish housing air-conditioning using solar driven absorption system,» *Applied Thermal Engineering,* vol. 28, nº 14, p. 1734–1744, 2007.

[7] E. C. Lazaro, A. R. Millan, P. R. Peral y A. V. Remesal, *Guía Técnica de Bombas de Calor Geotérmicas,* Madrid: Consejeria de economía y hacienda, 2009.

[8] Parlamento Europeo, *Reglamento (UE) 517/2014 sobre los gases fluorados de efecto invernadero,* 2014.

[9] Parlamento Europeo, *Directiva 2010/31/UE relativa a la eficiencia de los edificos,* Diario Oficial de la Unión Europea, 2010.

[10] J. A. V. Soltero, «Análisis de Sistemas de Refrigeración Solar por Absorción y Adsorción,» Sevilla, 2015.

[11] A. González Gil, «Novel single-double-effect LiBr/H20 absorption prototype with a higly efficicent direct air-cooled adiabatic asbsorber.,» Leganés, 2011.

[12] Y. A. Cençel y M. A. Boles, Termodinámica, Madrid: McGrawHill, 2012.

[13] IDAE, «Área Tecnológica: Energía Solar Térmica,» Madrid, 2012.

[14] D. H. Garcia, Tecnología, Componentes e Instalación de los sistemas de frío solar, Sevilla: PROGENSA, 2012.

[15] D. Colorado y W. Rivera, «Performance comparison between a conventional vapor compression and compression-absorption single-stage and double-stage systems used for refrigeration,» *Applied Thermal Engineering,* vol. 87, pp. 273-285, 2015.

[16] P. Srikhirin, S. Aphornratana y U. Chungpaibulpatana, «A review of absorption refrigeration technologies,» *Renewable & Sustainable Energy Reviews,* vol. 5, nº 4, pp. 343-372, 2001.

[17] N. B. Totla, S. S. Arote, S. V. Gaikwad, S. P. Jodh y S. K. Kattimani, «Comparison of the Performances of NH3-H20 and Libr-H2O Vapour Absorption Refrigeration Cycles,» *International Journal of Engineering Research and Application,* vol. 3, nº 4, pp. 8-13, 2016.

[18] R. Lizarte, M. Izquierdo, J. Marcos y E. Palacios, «Experimental comparison of two solar-driven air-cooled LiBr/H2O absorption chillers: Indirect versus direct air-cooled system,» *Energy Buildings,* vol. 47, pp. 1-11, 2013.

[19] R. Lizarte, M. Izquierdo, J. Marcos y E. Palacios, «An innovative solar-driven directly air-cooled LiBr absorbtion chiller prototype for residential use,» *Energy and Buildings,* vol. 47, pp. 1-11, 2012.

[20] A. González Gil, M. Izquierdo, J. Marcos y E. Palacios, «Experimental evaluation of a direct air-cooled lithium bromide water absorption prototype for solar air conditioning,» *Applied Thermal Engineering,* vol. 31, pp. 3358-3368, 2011.

[21] Armada Española, «Armada Española,» [En línea]. Available: http://www.armada.mde.es. [Último acceso: 8 Febrero 2017].

[22] W. Salmi, J. Vanttola, M. Elg, M. Kuosa y R. Lahdelma, «Using waste heat of ship as energy source for an absorption refrigeration system,» *Applied Thermal Engineering,* vol. 115, pp. 501-516, 2016.

[23] K. Wark y D. E. Richards, Termodinámica, Madrid: McGrawHill, 2000.

[24] K. E. Herold, R. Radermacher y S. A. Klein, Absorption Chillers and Heat Pumps, New York: CRC PRESS, 1996.

[25] R. H. Petrucci, W. S. Harwood y F. G. Herring, Química General, Madrid: PEARSON EDUCACIÓN, 2010.

[26] F. B. Cortes, Apuntes para una Historia del Frío en España, Madrid: Consejo Superior de Investigaciones Científicas, 1983.

[27] J. D. M. del Cano, «Prototipo de Máquina de Abosorción de LiBr/H20 de doble efecto condensada por aire,» Madrid, 2008.

[28] G. M. Zinoni, «Refrigeración Local de Vehículos con Calor Excedente,» Cantabria, 2014.

[29] D. P. Lopez-Brea, «Máquina frigorífica de absorción de doble efecto de LiBr/H2O condensada por aire: Análisis, simulación e impacto ambiental,» Madrid, 2014.

[30] Engineering Tool Box, «The Engineering Tool Box,» [En línea]. Available: htttp://www.engineeringtoolbox.com. [Último acceso: 8 Febrero 2017].

[31] Gobierno de España, «Agencia Estatal de Meteorología,» AEMET, [En línea]. Available:

http://www.aemet.es/es/portada. [Último acceso: 7 Enero 2017].

[32] F. Mauthner, W. Weiss y M. Spork-Dur, Solar Heat Worldwide 2015.

[33] ABSORSISTEM, S.L., «ABSORSISTEM,» [En línea]. Available: http://www.absorsistem.com. [Último acceso: 8 Febrero 2017].

[34] THERMAX, «THERMAX,» [En línea]. Available: http://www.thermaxglobal.com. [Último acceso: 10 Febrero 2017].

[35] ROBUR Corpotation, «ROBUR,» [En línea]. Available: http://www.robur.com. [Último acceso: 14 Febrero 2017].

[36] IDAE, *Condiciones climáticas exteriores de proyecto,* Madrid: Eficiencia y Ahorro Energético.

[37] J. Marcos, M. Izquierdo y E. Palacios, «New method for COP optimization in water- and air-cooled single and double effect LiBr–water absorption machines,» *International Journal of Refrigeration,* vol. 34, nº 6, pp. 1348-1359, 2011.

[38] F. M. White, Mecánica de Fluidos, Madrid: McGRAW-HILL, 2008.

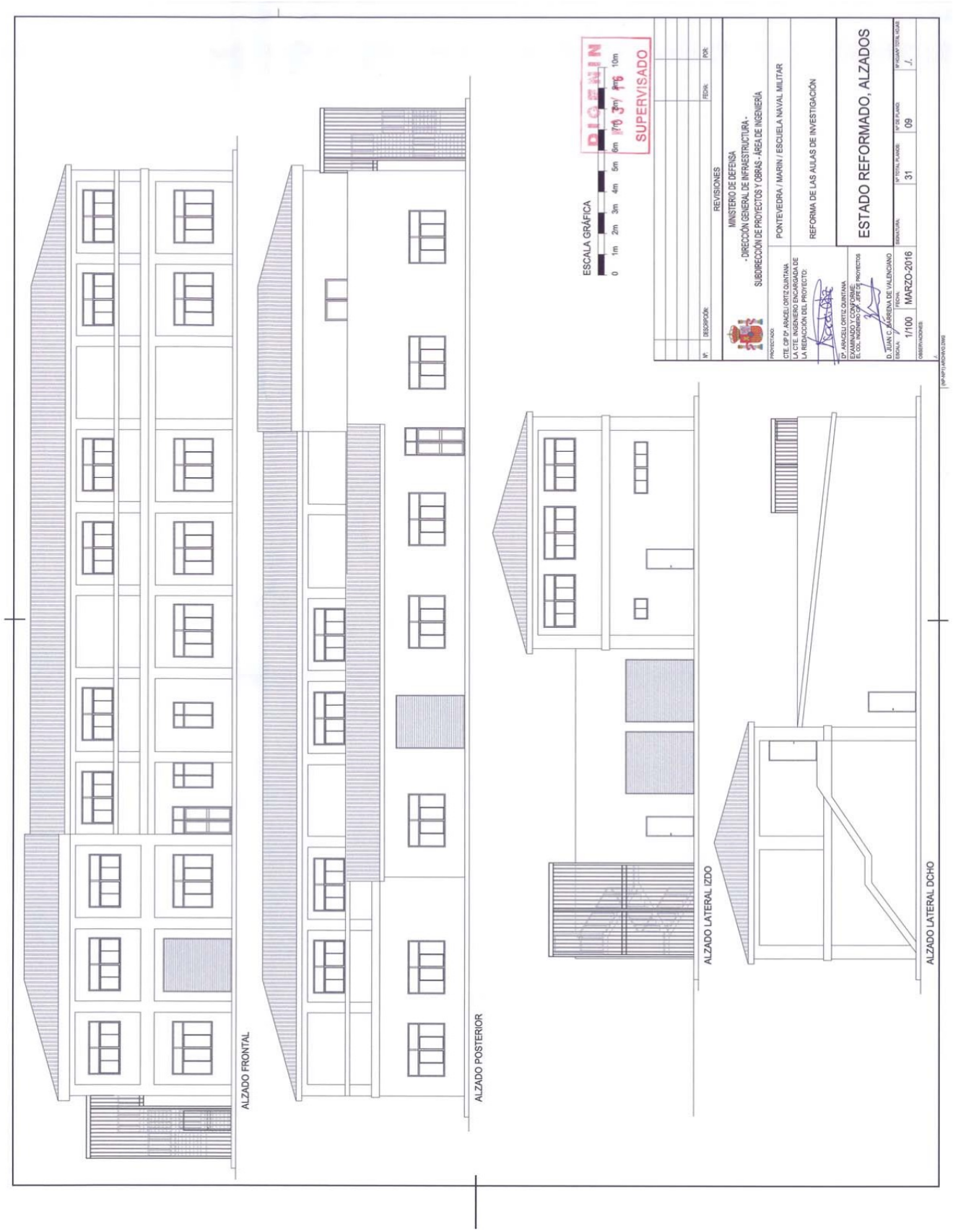
[39] O. R. Rivera, Cálculos térmicos de edificios, Madrid: Tornapunta Ediciones, 2014.

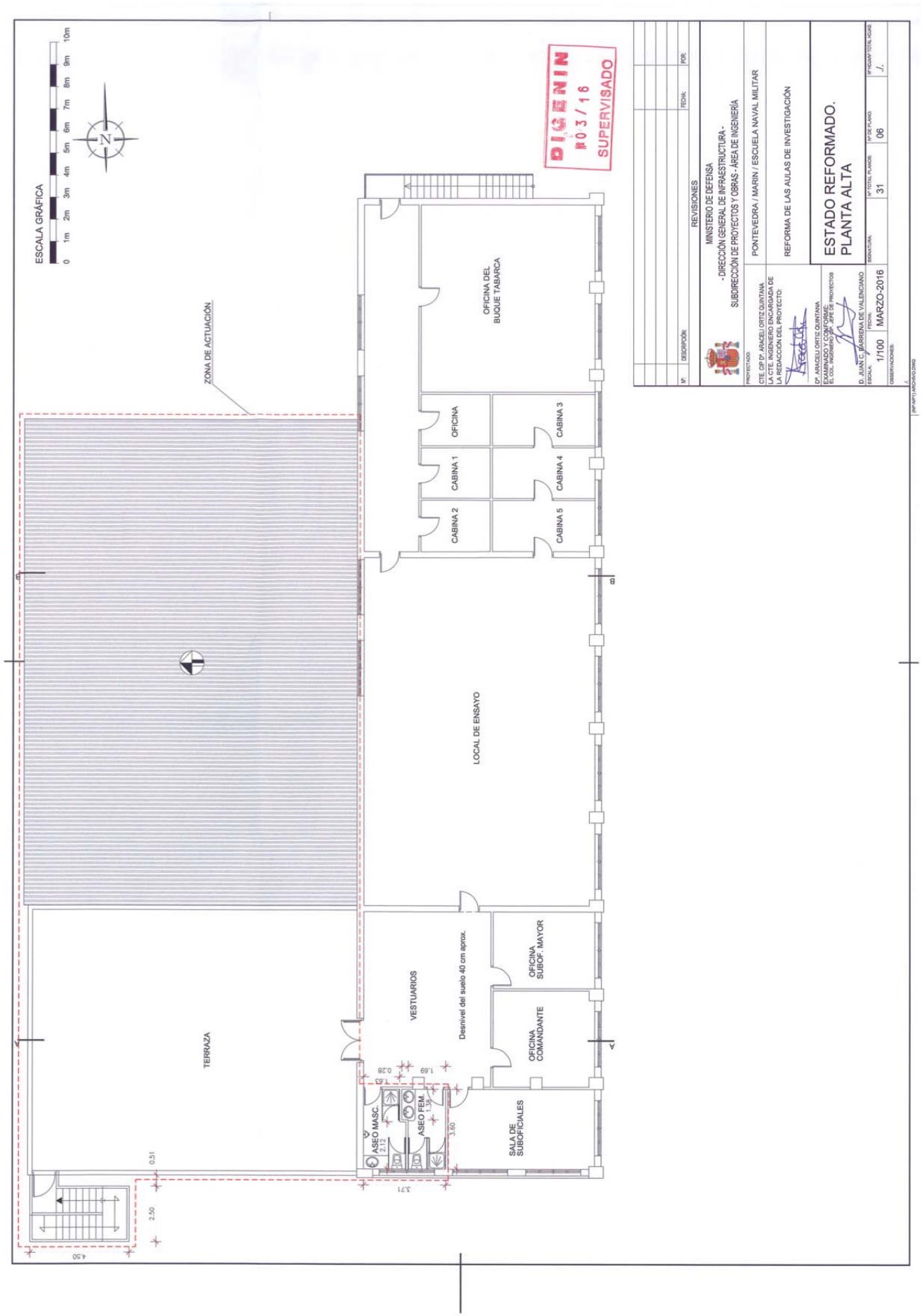
[40] Asociación Española de Normalización y Certificación, *UNE-EN ISO 6946. Elementos y componentes de edificación : resistencia y transmitancia térmica : método de cálculo,* Madrid: Aenor, 2005.

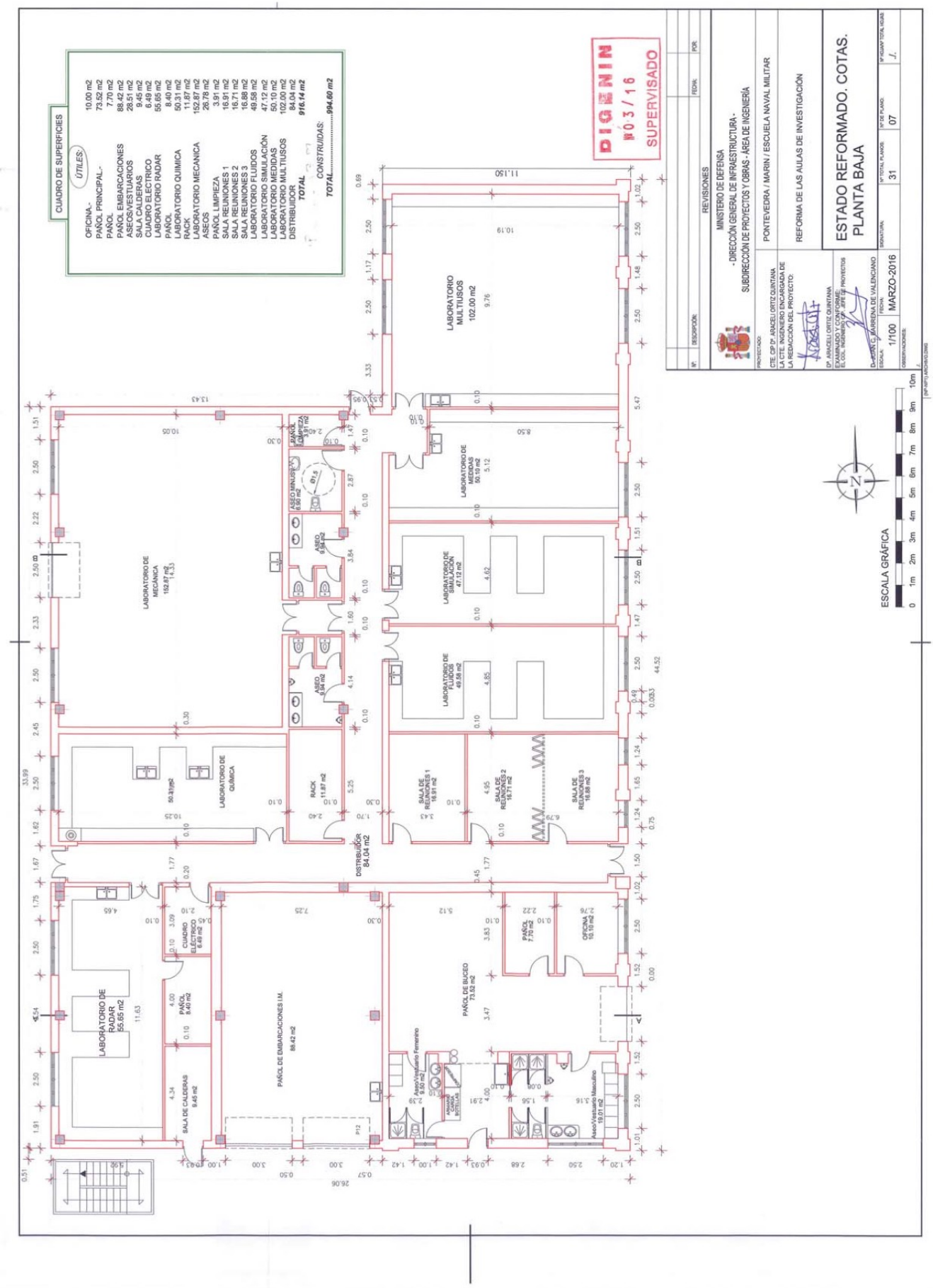
[41] F. J. R. Martinez y E. V. Gomez, Bombas de Calor y Energías Renovables en Edificios, Madrid: THOMSON, 2006.

[42] MeteoGalicia, «MeteoVigo,» Xunta de Galicia, 30 Agosto 2016. [En línea]. Available: http://www.meteovigo.es/observacion/estaciones-meteorologicas-meteogalicia.html. [Último acceso: 7 1 2017].

ANEXO I: PLANOS REFORMA AULAS DE INVESTIGACIÓN




ESCALA GRÁFICA
0 1m 2m 3m 4m 5m 6m 7m 8m 9m 10m
N
ZONA DE ACTUACIÓN
OFICINA DEL BUQUE TABARCA
OFICINA
CABINA 1
CABINA 2
CABINA 3
CABINA 4
CABINA 5
LOCAL DE ENSAYO
TERRAZA
VESTUARIOS
Desnivel del suelo 40 cm aprox.
OFICINA SUBOF. MAYOR
OFICINA COMANDANTE
SALA DE SUBOFICIALES
ASEO MASC.
ASEO FEM.
DIGENIN
Nº 03/16
SUPERVISADO
Nº
DESCRIPCIÓN:
FECHA:
POR:
REVISIONES
MINISTERIO DE DEFENSA
- DIRECCIÓN GENERAL DE INFRAESTRUCTURA -
SUBDIRECCIÓN DE PROYECTOS Y OBRAS - ÁREA DE INGENIERÍA
PROYECTADO
CTE. CIP Dª. ARACELI ORTIZ QUINTANA
LA CTE. INGENIERO ENCARGADA DE LA REDACCIÓN DEL PROYECTO:
Dª. ARACELI ORTIZ QUINTANA
EXAMINADO Y CONFORME:
EL COL. INGENIERO JEFE DE PROYECTOS
D. JUAN C. BARRENA DE VALENCIANO
PONTEVEDRA / MARÍN / ESCUELA NAVAL MILITAR
REFORMA DE LAS AULAS DE INVESTIGACIÓN
ESTADO REFORMADO.
PLANTA ALTA
ESCALA:
1/100
FECHA:
MARZO-2016
FIRMATURA:
Nº TOTAL PLANOS:
31
Nº DE PLANO
06
Nº HOJAS/ TOTAL HOJAS
1/
OBSERVACIONES:


CUADRO DE SUPERFICIES
ÚTILES:
OFICINA.- 10.00 m2
PAÑOL PRINCIPAL.- 73.52 m2
PAÑOL 7.70 m2
PAÑOL EMBARCACIONES 88.42 m2
ASEOS/VESTUARIOS 28.51 m2
SALA CALDERAS 9.45 m2
CUADRO ELECTRICO 6.49 m2
LABORATORIO RADAR 55.65 m2
PAÑOL 8.40 m2
LABORATORIO QUIMICA 50.31 m2
RACK 11.87 m2
LABORATORIO MECANICA 152.87 m2
ASEOS 26.78 m2
PAÑOL LIMPIEZA 3.91 m2
SALA REUNIONES 1 16.91 m2
SALA REUNIONES 2 16.71 m2
SALA REUNIONES 3 16.88 m2
LABORATORIO FLUIDOS 49.58 m2
LABORATORIO SIMULACIÓN 47.12 m2
LABORATORIO MEDIDAS 50.10 m2
LABORATORIO MULTIUSOS 102.00 m2
DISTRIBUIDOR 84.04 m2
TOTAL 916.14 m2
CONSTRUIDAS:
TOTAL..... 994.60 m2
PIGENIN
Nº 03/16
SUPERVISADO
REVISIONES
Nº: DESCRIPCIÓN: FECHA: POR:
MINISTERIO DE DEFENSA
- DIRECCIÓN GENERAL DE INFRAESTRUCTURA -
SUBDIRECCIÓN DE PROYECTOS Y OBRAS - ÁREA DE INGENIERÍA
PROYECTADO
CTE. DP Dª. ARACELI ORTIZ QUINTANA
LA CTE. INGENIERO ENCARGADA DE LA REDACCIÓN DEL PROYECTO:
PONTEVEDRA / MARÍN / ESCUELA NAVAL MILITAR
REFORMA DE LAS AULAS DE INVESTIGACIÓN
ESTADO REFORMADO. COTAS. PLANTA BAJA
Dª. ARACELI ORTIZ QUINTANA
TENIENTE CORONEL DE INGENIEROS
EL COL. INGENIERO DP. JEFE DE PROYECTOS
D. ENRIQUE ZARRENA DE VALENCIANO
ESCALA: 1/100
FECHA: MARZO-2016
SIGNATURA:
Nº TOTAL PLANOS: 31
Nº DE PLANO: 07
Nº AGRUP.TOTAL AGRUP.: 1
OBSERVACIONES:
LABORATORIO MULTIUSOS 102.00 m2
LABORATORIO DE MECANICA 152.87 m2
LABORATORIO DE QUÍMICA
LABORATORIO RADAR 55.65 m2
PAÑOL 8.40 m2
SALA CALDERAS 9.45 m2
PAÑOL DE EMBARCACIONES I.M. 86.42 m2
CUADRO ELECTRICO 6.49 m2
RACK 11.87 m2
DISTRIBUIDOR 84.04 m2
LABORATORIO DE SIMULACIÓN 47.12 m2
LABORATORIO DE MEDIDAS 50.10 m2
LABORATORIO DE FLUIDOS 49.58 m2
SALA DE REUNIONES 1 16.91 m2
SALA DE REUNIONES 2 16.71 m2
SALA DE REUNIONES 3 16.88 m2
PAÑOL DE BUCEO 73.52 m2
PAÑOL 7.70 m2
OFICINA 10.10 m2
ASEO 4.64 m2
ASEO MINUSV. 6.90 m2
PAÑOL LIMPIEZA 3.91 m2
Aseo/Vestuario Femenino 9.93 m2
Aseo/Vestuario Masculino 19.01 m2
ESCALA GRÁFICA
0 1m 2m 3m 4m 5m 6m 7m 8m 9m 10m