

Trabajo Fin de Grado  
Grado en Ingeniería de las Tecnologías Industriales

Alternativas de almacenamiento energético en  
instalaciones fotovoltaicas con ciclo de refrigeración

Autor: Juan Carlos Portalés García

Tutor: Dr. D. Isidoro Lillo Bravo

Dep. Ingeniería Energética  
Grupo de Termodinámica y Energías Renovables

Escuela Técnica Superior de Ingeniería  
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2016





Trabajo Fin de Grado  
Grado en Ingeniería de las Tecnologías en Industriales

# **Alternativas de almacenamiento energético en instalaciones fotovoltaicas con ciclo de refrigeración**

Autor:

Juan Carlos Portalés García

Tutor:

Dr. D. Isidoro Lillo Bravo

Departamento de Ingeniería Energética  
Grupo de Termodinámica y Energías Renovables

Escuela Técnica Superior de Ingeniería

Universidad de Sevilla

Sevilla. 2016



Trabajo Fin de Grado: Alternativas de almacenamiento energético en instalaciones  
fotovoltaicas con ciclo de refrigeración

Autor: Juan Carlos Portalés García

Tutor: Dr. D. Isidoro Lillo Bravo

El tribunal nombrado para juzgar el Proyecto arriba indicado, compuesto por los siguientes miembros:

Presidente:

Vocales:

Secretario:

Acuerdan otorgarle la calificación de:

Sevilla, 2016

El Secretario del Tribunal



*A mi familia*

*A mis compañeros y amigos*



# Agradecimientos

---

*Estas palabras de agradecimiento van dedicadas a todos aquellos que han estado junto a mi lo largo de esta etapa de estudiante, a todas aquellas personas con las que he compartido mis éxitos y han estado a mi lado cuando he tropezado. A mi familia sobre todo por su plena dedicación, paciencia y comprensión. A mis profesores, en especial a mi tutor del proyecto, D. Isidoro Lillo, por toda la confianza que han depositado en mí. A mis compañeros de estudio y de batalla, a mis amigos,*

*A todos vosotros gracias,*

*Juan Carlos Portalés García  
Sevilla, 2016*



# Resumen

---

Este proyecto surge debido a anteriores estudios donde se analizaba el almacenamiento de energía en un ciclo de refrigeración, en los que surgía el problema de que existían grandes volúmenes de almacenamiento dentro del ciclo de compresión mecánica simple. Es por ello que se nos propone hacer un análisis de otras alternativas, donde pudiéramos hacer posible el almacenamiento de energía térmica en el propio ciclo de refrigeración, de manera que seamos capaces de reducir el volumen ocupado por el depósito de almacenamiento.

Una posible solución propuesta es la implementación de un ciclo de absorción, es por ello que en este proyecto se simularán varias alternativas donde se compararán diferentes formas de almacenamiento en dicho ciclo, con el objetivo de analizar las diferentes ventajas e inconvenientes que tiene dicha construcción.

Se propone también utilizar un ciclo de absorción donde se quiere sustituir el generador por un compresor. Este estudio tendrá su dificultad debido a que no se dispone de bibliografía para estudiar este ciclo híbrido de compresión y absorción, es por ello que se analizará todo desde el punto de vista del proceso reversible comprándose este ciclo en cuanto a consumo con el ciclo de compresión mecánica simple en el cual se almacenará la energía en batería.



# Abstract

---

This project comes from different studies when analyzing the storing of energy in a refrigeration cycle, where there was a problem of huge storing volumes inside the simple compression cycle. That's why we are proposed to analyse the different alternatives of storing thermal energy in the cycle of refrigeration itself, so that we are able to reduce the volume taken by the storehouse.

A possible solution for this proposal is an absorption cycle, that's why this project will pretend a few alternatives where different ways of storing will be compared, with the aim of finding out the different advantages and disadvantages of each construction.

We also propose an absorption cycle where we can take over the generator for a compressor. This analysis can be hard as there's no data available to study a hybrid cycle of compression and absorption. That's why we will analyse everything from the reversible process point of view, comparing this cycle against the simple mechanical compression cycle in regards to consumption, where energy is stored in batteries.

# Índice

---

<b>Agradecimientos</b>	<b>ixx</b>
<b>Resumen</b>	<b>xi</b>
<b>Abstract</b>	<b>xiii</b>
<b>Índice</b>	<b>xixiv</b>
<b>Índice de Tablas</b>	<b>xvii</b>
<b>Índice de Figuras</b>	<b>xix</b>
<b>1 Introducción</b>	<b>1</b>
<b>2 Objetivo</b>	<b>2</b>
<b>3 Metodología</b>	<b>4</b>
3.1. <i>Revisión bibliográfica</i>	4
3.1.1. Ciclo de compresión mecaánica simple	4
3.1.2. La máquina de absorción	7
3.1.2.1. Aspectos generales	7
3.1.2.2. Fluidos de trabajo	10
3.1.2.3. Componentes del sistema	14
3.1.3. Clasificación de los ciclos de absorción	18
3.1.3.1. Ciclo de simple efecto	18
3.1.3.2. Ciclo de efecto mitad	21
3.1.3.3. Ciclo de doble efecto	22
3.1.4. Mejoras del ciclo de absorción	27
3.1.4.1. Ciclo de absorción de triple efecto	27
3.1.4.2. Ciclo GAX	28
3.1.4.3. Equipos rotativos	29

3.1.4.4. Ciclos de absorción-difusión	30
3.1.5. Refrigeración solar	30
3.1.5.1. Captador de tubos de vacío con concentrador parabólico compuesto	31
3.1.5.2. Concentrador lineal Fresnel	33
3.1.5.3. Concentrador de canal parabólico	34
3.1.6. Alternativas de almacenamiento de energía	36
3.1.6.1. Almacenamiento de energía en depósito de agua caliente a la salida del campo solar	37
3.1.6.2. Almacenamiento de frío	44
3.1.6.3. Almacenamiento de refrigerante en el ciclo de absorción	61
3.1.6.4. Producción de frío con sistema híbrido del ciclo de compresión mecánica simple y del ciclo de absorción	62
<b>4 Estudio teórico</b>	<b>64</b>
4.1. Caso base	64
4.1.1. Descripción general	64
4.2. Método de cálculo	67
4.2.1. Comparativa entre almacenamiento de energía en depósito de agua caliente a la salida del campo solar y almacenamiento de refrigerante en el ciclo de absorción	67
4.2.1.1. Alternativa de almacenamiento de energía en depósito de agua caliente a la salida del campo solar	67
4.2.1.2. Alternativa de almacenamiento de refrigerante en el ciclo de absorción	75
4.2.2. Comparativa entre la alternativa de sistema de absorción con compresor frente al ciclo de compresión mecánica simple	81
4.2.2.1. Producción de frío con ciclo de compresión mecánica simple	82
4.2.2.2. Producción de frío con ciclo híbrido de compresión mecánica y de absorción	85
<b>5 Análisis económico</b>	<b>110</b>
<b>6 Conclusiones</b>	<b>114</b>
<b>7 Bibliografía</b>	<b>116</b>



# ÍNDICE DE TABLAS

---

Tabla 1. Estados del ciclo de absorción de la Figura 46	66
Tabla 2. Volúmen del acumulador en función de la temperatura de salida del agua del generador	72
Tabla 3. Estados del ciclo de compresión mecánica simple	83
Tabla 4. Estado a la entrada y a la salida del compresor	84
Tabla 5. Propiedades de la separación del amoniaco-agua en el depósito de separación	86
Tabla 6. Propiedades de la separación del amoniaco-agua en el depósito de separación	87
Tabla 7. Estado gaseoso y líquido tras la expansión debida a la acción del émbolo	87
Tabla 8. Estados alternativa ciclo híbrido de compresión y de absorción	88
Tabla 9. Estados a la entrada y a la salida del compresor	88
Tabla 10: Estado del fluido antes de la expansión en el depósito	94
Tabla 11: Estados líquido y gaseoso de la sustancia tras la expansión	94
Tabla 12. Trabajo límite del émbolo intercambiado con el reservorio de trabajo y calor intercambiado con el ambiente en el proceso resersible	102
Tabla 13. Trabajo límite de la máquina que intercambia con el reservorio de trabajo y calo intercambiado con el ambiente	104
Tabla 14. Incremento del consumo del compresor en el ciclo híbrido de absorción y compresión frente al consumo del compresor en el ciclo de compresión mecánica simple	108



# ÍNDICE DE FIGURAS

---

Figura 1. Ciclo de Carnot	5
Figura 2. Ciclo de Rankine de refrigeración y bomba de calor	6
Figura 3. Interaccion de la maquina de absorción con las fuentes	8
Figura 4. Absorbedor de fase gaseosa y líquida continua	15
Figura 5. Absorbedor con fase gas continua y liquido discontinua	16
Figura 6. Absorbedor con fase gas discontinua y fase líquida discontinua	17
Figura 7. Focos de calor ciclo de absorción	19
Figura 8. Ciclo de absorción	20
Figura 9. Ciclo de absorción efecto mitad	21
Figura 10. Ciclo de absorción de doble efecto	24
Figura 11. Tipos de flujo en ciclo de absorción de doble efecto	24
Figura 12. Ciclo de absorción doble efecto con flujo paralelo;diagrama P,T	25
Figura 13. Ciclo de absorción doble efecto con flujo serie.	26
Figura 14. Flujo invertido en ciclo de absorción de doble efecto; diagrama P, T	27
Figura 15. Ciclo de absorción de triple efecto	28
Figura 16. Disposición de generadores ciclode absorción de triple efecto	28
Figura 17. Ciclo GAX	29
Figura 18. Planta de refrigeración solar por absorción	31
Figura 19. Captadores de tubo de vacío	32
Figura 20. Esquema tubo de vacio	32
Figura 21. Curvas de rendimiento de captadores de tubos de vacio concentrador parabólico compuesto	33
Figura 22. Concentrador lineal Fresnel	34
Figura 23. Curva de rendimiento de captador con concentrador lineal Fresnel	34
Figura 24. Canal parabólico	35
Figura 25. Cuadro de rangos de temperaturas en función del sistema de captación	35

Figura 26. Esquema de principio de un ciclo de absorción alimentado por energía solar térmica	38
Figura 27. Almacenamiento agua caliente	39
Figura 28. Balance de energía en deposito de almacenamiento sin estratificación	41
Figura 29. Almacenamiento sin estratificación de masa con ambiente a $T_a$	42
Figura 30. Sistema de almacenamiento de agua estratificada.	42
Figura 31. Principales materiales orgánicos empleados como fluido de cambio de fase en almacenamiento	48
Figura 32. Principales compuestos inorgánicos empleados como fluido de cambio de fase en almacenamiento.	48
Figura 33. PCM comerciales disponibles en el mercado	49
Figura 34. Intercambiador PCM integrado en sistema de refrigeración, en diferentes puntos del ciclo	52
Figura 35. Comparación del COP entre sistema básico y el sistema añadiéndole el PCMA	53
Figura 36. Presiones en condensador y evaporador, comparando entre ciclo básico y ciclo con PCMA	54
Figura 37. Temperaturas antes de la válvula, comparando entre ciclo básico y ciclo con PCMA	54
Figura 38. Comparación del COP entre el ciclo básico y el ciclo con PCMB	55
Figura 39. Temperatura del refrigerante antes de la válvula, comparando el ciclo básico y el ciclo con PCMB.	55
Figura 40. Comparación de COP entre el ciclo básico y el ciclo con PCMC	56
Figura 41. Comparación sin PCM del COP obtenido experimentalmente y el COP calculado mediante la simulación dinámica	57
Figura 42. Comparación del COP con PCM obtenido experimentalmente y el objeto a través de la simulación dinámica	58
Figura 43. Variación del COP y del subenfriamiento con PCMB según diferentes temperaturas de cambio de fase a lo largo del tiempo.	59
Figura 44. Presiones de condensación del sistema con PCMA y el sistema base.	60
Figura 45. Almacenamiento de refrigerante en el ciclo de absorción	62
Figura 46. Esquema de principio del ciclo del ciclo de absorcion de simple efecto	64
Figura 47. Esquema de principio de un ciclo de absorción con almacenamiento de agua caliente en depósito a la salida del campo solar	68
Figura 48. Volúmen de acumulación frente a la temperatura de salida del agua del generador	73

Figura 49: Almacenamiento de refrigerante en el ciclo de absorción	75
Figura 50: Puntos de estado en el ciclo de absorción	76
Figura 51. Propiedades de la mezcla a la entrada del evaporador	78
Figura 52. Propiedades de la mezcla amoníaco/agua en las condiciones de salida del absorbedor.	79
Figura 53. Propiedades de la mezcla amoníaco/agua en las condiciones de salida de la válvula de expansión	80
Figura 54. Ciclo de compresión mecánica simple	82
Figura 55. Ciclo de compresión mecánica simple alimentado por energía fotovoltaica	83
Figura 56: Propiedades de la sustancia a la entrada y a la salida del compresor	84
Figura 57: Esquema de principio de la alternativa de almacenamiento de refrigerante, en el que separamos la mezcla en el depósito de recepción	86
Figura 58. Posición 1 del émbolo	92
Figura 59. Posición 2 del émbolo	92
Figura 60. Propiedades de la sustancia a la salida del absorbedor	95
Figura 61. Propiedades de la sustancia gaseosa a la salida del depósito 2	96
Figura 62. Propiedades de la sustancia líquida a la salida del depósito 2	96
Figura 63. Esquema separación de NH <sub>3</sub> gaseoso del H <sub>2</sub> O líquido	99
Figura 64. Representación del trabajo límite de la máquina separadora frente a la presión de salida de esta	103
Figura 65. Trabajo límite del compresor frente a la presión de salida de la máquina separadora	105
Figura 66. Propiedades de la sustancia a la salida del subenfriador	107
Figura 67. Incremento del consumo del compresor en el ciclo híbrido de absorción y compresión frente al consumo del compresor en el ciclo de compresión mecánica simple.	109





# 1 INTRODUCCIÓN

---

Actualmente el 80 % de los recursos energéticos provienen de combustibles fósiles, pero cada vez más se está optando por un desarrollo sostenible dando así más importancia a las energías renovables.

Uno de los problemas más graves que ocasionan las fuentes de energía que provienen de combustibles fósiles es el impacto medioambiental junto con el desequilibrio socioeconómico que producen. Con el uso de energías renovables damos pie a que el consumo de energía sea más racional y seamos más respetuosos con el medioambiente además de generar un crecimiento económico mucho más estable.

A pesar de las numerosas formas de obtener energía sin el uso de combustibles fósiles nos vamos a centrar en la energía solar térmica, ya que es la fuente de energía del ciclo de absorción, el cual será objeto de estudio para este proyecto. Las aplicaciones más importantes que tiene la energía solar térmica son:

- a) Agua caliente sanitaria (ACS) o precalentamiento del agua para algún proceso.
- b) Climatización
- c) Refrigeración

En el sector de la producción de frío el consumo de energía es bastante elevado y se están implantando cada vez más en él las energías renovables. Las aplicaciones más importantes dentro de este sector son:

- a) Refrigeración solar por compresión eléctrica.
- b) Refrigeración solar por compresión termo-mecánica.
- c) Refrigeración solar por absorción.
- d) Refrigeración solar por adsorción.
- e) Refrigeración solar por desecadores sólidos.

En este proyecto como ya hemos indicado antes investigaremos en la línea de la refrigeración solar por absorción. Además hemos de dejar claro que la máquina de absorción es la más utilizada en la refrigeración solar debido a que el consumo eléctrico puede llegar a ser ínfimo y las dimensiones son relativamente pequeñas en comparación con las otras tecnologías mencionadas.

Al utilizar este tipo de energía alternativa nos surge la necesidad de almacenarla debido a las propias características de la radiación solar. Es una fuente de energía sobre la que no podemos actuar directamente debido a su carácter fluctuante, y lo más importante, solo es posible recibir radiación durante el día.

El gran problema que supone la utilización de estos dispositivos es el almacenamiento, no solo por el motivo anteriormente mencionado, sino también debido a que en la mayoría de los casos la curva de la oferta no se ajusta a la de la demanda. Esto nos obliga a almacenarla de alguna manera ya que de lo contrario estaríamos desperdiciando energía y por lo tanto dinero.

Existe la posibilidad de almacenar la energía en baterías aunque es muy ineficiente debido a las pérdidas que esto supone, es por ello que buscaremos otras vías para aprovechar el excedente de energía. Una alternativa sería el almacenamiento de la energía térmica en lugar de almacenar la energía en la batería.

El almacenamiento de la energía térmica está muy extendido en las instalaciones solares de media temperatura, que serán las que protagonicen el aporte de energía en el sector de producción de frío, sobre todo en los ciclos de absorción.

Centrándonos en el almacenamiento de energía térmica podemos distinguir diferentes alternativas. Se puede acumular en un fluido intermedio, como puede ser agua caliente a la salida del campo solar. Existe la posibilidad de almacenar frío directamente o tenemos la opción de almacenar refrigerante en el estado que se estime oportuno según convenga, en unas condiciones determinadas. Estas son algunas de las alternativas que existen en el campo del almacenamiento energético, de las cuales, veremos a lo largo del proyecto las anteriormente mencionadas

## 2 OBJETIVO

---

La situación de partida es un ciclo de compresión mecánica simple en el que tenemos dos depósitos de almacenamiento de refrigerante situados en el punto cuatro, perteneciente a la entrada del evaporador, y en el punto uno, salida del evaporador.

Se sabe que a la entrada del evaporador el fluido está en su mayoría en estado líquido pues a su paso por la válvula de expansión hay una parte de la sustancia que al expandirse pasa a estado gaseoso lo cual, aparentemente no da muchos problemas relacionados con el tamaño del depósito. Sin embargo el depósito que está situado a la salida del evaporador se encuentra en estado gaseoso, que mediante estudios realizados por otros autores nos hace pensar que supone un problema importante de espacio. Este último depósito sale de unas dimensiones bastante grandes en comparación con el otro, lo que implica un coste de inversión más elevado, que podría llegar hacer el proyecto inviable en términos económicos.

El objeto de este proyecto será estudiar un sistema de absorción que haga posible el almacenamiento en estado líquido, en principio a la entrada del evaporador y a la salida del absorbedor, ya que es la alternativa que hace que el depósito de almacenamiento del fluido de trabajo disminuya notablemente.

Esta alternativa además de ser comparada con los resultados que se obtendrían de almacenar el agua caliente en un depósito a la salida de los captadores, se comparará también, como ya se ha indicado, con el ciclo de compresión mecánica simple, haciendo algunas modificaciones en el ciclo de absorción. No será objeto de estudio, pero no por ello es menos importante y tiene cabida que se nombre, que el almacenamiento podría ser también de frío en el propio ciclo.

Por lo tanto las alternativas serán:

- a) *Almacenamiento de agua caliente a la salida del campo solar:* Para esta disposición no existirá depósito de refrigerante ni a la entrada del evaporador ni a la salida del absorbedor, además el tamaño del absorbedor se reduce respecto a la opción b y la cantidad de refrigerante y absorbente utilizados disminuirán también. Una de las desventajas que se puede apreciar a simple vista es que el rendimiento de captación disminuye debido a que la temperatura de entrada al captador aumenta.
- b) *Almacenamiento del fluido refrigerante en el ciclo de absorción:* En esta modalidad tenemos que tener en cuenta que contamos con un depósito de refrigerante en estado líquido, en principio, justo antes de la entrada al evaporador y otro a la salida del absorbedor. Este último será de tamaño superior, ya que tiene que hacer frente al refrigerante acumulado en el ciclo. Por este motivo, como se analizará en el cuerpo del proyecto, aumentará la cantidad de refrigerante y absorbente utilizados. Los costes asociados a los sistemas de almacenamiento en el propio ciclo aumentarán en comparación a la opción a.
- c) *Almacenamiento de energía en batería a la salida de un campo solar para alimentar al ciclo de compresión mecánica simple:* Como veremos en posteriores apartados una de las alternativas es almacenar la energía en batería. A simple vista vemos que el sistema contará con unas pérdidas que son evidentes por parte del dispositivo de almacenamiento. El hecho de meter depósitos de almacenamiento con esta construcción ya fue analizado en trabajos anteriores, de entrada sabemos que el depósito en estado gaseoso es un problema debido a las dimensiones requeridas.
- d) *Almacenamiento en forma de energía térmica en un ciclo de absorción híbrido:* Denominamos a este sistema como sistema híbrido ya que no es propiamente como tal un ciclo de absorción, sino que se elimina el generador del ciclo e introducimos un compresor, alimentando por energía solar fotovoltaica. A diferencia de la alternativa anterior, este no lleva batería, sino que optamos por un almacenamiento de energía térmica a la salida del condensador, antes de la

válvula de expansión y otro depósito tras el absorbedor, para almacenar en estado líquido la mezcla, que como veremos será una solución constituida por refrigerante y absorbente.

Se puede observar que estas configuraciones van a tener sus ventajas e inconvenientes, y el objetivo será hacer una comparación entre las construcciones que correspondan y tengan sentido. Los resultados obviamente dependerán de la aplicación que se le dé. Las aplicaciones más importantes son refrigeración y climatización y los parámetros de operación cambiarán dependiendo esto, aunque en este proyecto los cálculos irán orientados a la aplicación de refrigeración.

## 3 METODOLOGÍA

---

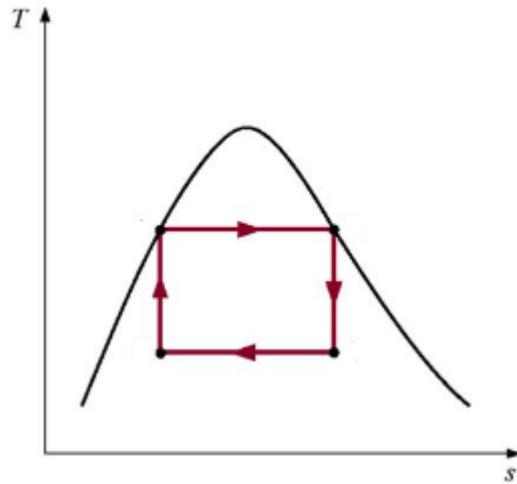
### 3.1 Revisión bibliográfica

En este apartado vamos a comentar brevemente el ciclo de compresión mecánica simple para poderlo comparar con el ciclo de absorción cuando se requiera, pues la idea de este proyecto surge de los problemas con el almacenamiento en el ciclo de compresión mecánica simple. Continuaremos describiendo las diferentes características de la máquina de absorción ya que será el sistema a tratar para la obtención de frío. Finalmente acabaremos dando algunas ideas de refrigeración solar y de las diferentes alternativas de almacenamiento que hemos considerado más importante.

#### 3.1.1 Ciclo de compresión mecánica simple

Sabemos que el objeto del ciclo de compresión mecánica para esta aplicación que queremos analizar produce frío mediante el paso del fluido de trabajo por los diferentes dispositivos de la máquina.

Siempre trataremos de aproximar el ciclo al de un intercambio de calor por líneas isotermas e isentrópicas dando lugar al ciclo de Carnot, el cual dentro de los límites establecidos por el ciclo deberá de ser más ancho en la región bifásica con el objetivo de disminuir el tamaño del equipo. Dicho ciclo queda representado de la siguiente manera:



*Figura 1: Ciclo de Carnot*

Este ciclo en la realidad no es posible implementarlo debido, en primer lugar a que la compresión isentrópica que tiene lugar en el ciclo de Carnot no la puede desarrollar ningún compresor, siempre tendrán estos dispositivos una pérdida por este motivo en dicho tramo del ciclo, los compresores suelen tener un rendimiento isentrópico de entre 0,7 y 0,9 aproximadamente dependiendo de la calidad de cada uno.

La compresión isentrópica es impracticable porque al ser rápida calentaría mucho la fase vapor y muy poco las gotitas de líquido y habría transmisión de calor entre ellas (además, el compresor se dañaría por el impacto de las gotitas), por lo que en la práctica se hace la compresión con vapor seco. Por otra parte, el trabajo que se obtendría en la expansión isentrópica es muy pequeño porque la densidad es alta, así que se hace una expansión isoentálpica y el ciclo Rankine de un refrigerador simple queda como el de la Figura 1, donde ya se ha tenido en cuenta el efecto del rendimiento adiabático del compresor (que normalmente es volumétrico, excepto en las grandes instalaciones, que es centrífugo), y que hace aumentar la entropía en la compresión. Como se ve, conviene que la pendiente  $dT/ds$  de la curva de vapor saturado sea casi vertical para disminuir el trabajo de compresión (incluso algo inclinada a la derecha para compensar el aumento de entropía en el compresor).

A continuación daremos una breve descripción del ciclo de Rankine de refrigeración simple, pero antes definimos el ciclo con la siguiente imagen:

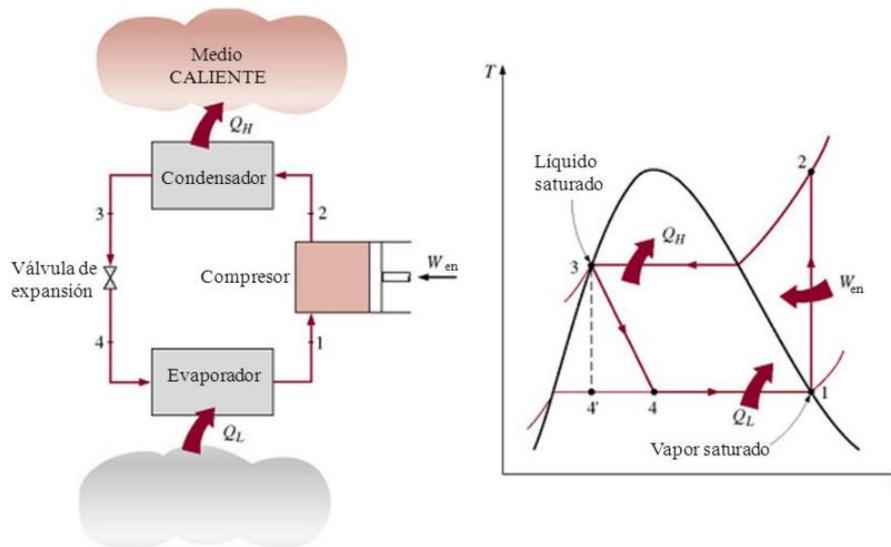


Figura 2: Ciclo de Rankine de refrigeración y bomba de calor

Vemos en la Figura 2 que el ciclo se puede dividir perfectamente en cuatro partes diferenciadas:

- En el tramo 1-2 tiene lugar la compresión del vapor hasta la presión correspondiente a la presión de condensación, esta compresión es llevada a cabo gracias a un aporte de energía exterior.
- El siguiente tramo es el 2-3, donde el refrigerante pasa a través del condensador condensándose y cediendo calor al foco caliente. Recordamos que en este ciclo contamos con un foco frío, que es el foco que tendremos que enfriar y un foco caliente, que es donde evacuamos el calor. El foco caliente puede ser o bien el ambiente, donde evacuamos el calor gracias a la circulación del aire, o bien podemos evacuarlo a un circuito de agua, siendo este último más efectivo pero a la vez más caro.
- En tercer lugar pasamos por la válvula de expansión correspondiente al tramo 3-4 donde sucede la expansión isoentálpica y parte del líquido refrigerante se convierte a vapor. Es aquí gracias a la bajada brusca de presión que se llega a la temperatura necesaria para evacuar el calor del foco que queremos enfriar.
- Por último pasamos por el evaporador, este es el tramo 4-1, donde tiene lugar la absorción de calor del foco frío. Al paso del evaporador la sustancia se convierte casi en su totalidad en vapor para volver al punto de inicio e introducirse en compresor, el fluido nos interesa que este en fase vapor casi en su totalidad ya que de lo contrario, si existen gotas pueden perjudicar el funcionamiento del compresor llegando incluso a estropearlo.

Es importante también tener en cuenta cuáles son los refrigerantes más utilizados en el ciclo de compresión mecánica simple, algunos de ellos son: R717 (NH<sub>3</sub>, Amoníaco), R718 (H<sub>2</sub>O, Agua), R744 (CO<sub>2</sub>), R410A, R22, R134A, R600a (Isobutano), R290 (Propano), R507A, R422A, R404A y R407C.

Las características deseables para un fluido refrigerante son: la presión de vapor a la temperatura fría debe ser superior a la atmosférica para que no entre aire en el circuito, pero a la temperatura caliente no debe ser muy alta. La temperatura de congelación y la viscosidad deben ser bajas, pero la entalpía de cambio de fase, la capacidad térmica, la conductividad térmica y la estabilidad química deben ser altas, y el precio bajo.

Por último y para cerrar este apartado, decir que el consumo de electricidad en este tipo de sistema es protagonizado por la acción del compresor, este elemento será el que eliminaremos cuando se implante el ciclo de absorción y por lo tanto si solo nos abastecemos de energía solar ahorraremos bastante en electricidad, pues el único elemento que consumiría electricidad sería la bomba, que tiene un consumo muy pequeño en comparación con el compresor

### **3.1.2 La máquina de absorción**

#### **3.1.2.1 Aspectos generales**

La máquina de absorción se define como una máquina frigorífica que emplea como ciclo de trabajo el ciclo de absorción. Estas se integran dentro del mismo grupo de producción de frío que las convencionales de compresión ya que el efecto de refrigeración lo consiguen por evaporación de un líquido a baja presión. La diferencia entre estas tecnologías de producción de frío radica en la utilización de lo que llamaremos compresor térmico en lugar de un compresor mecánico.

La compresión térmica del refrigerante se realiza usando una solución líquida de refrigerante/absorbente y una fuente de calor, de forma que se evita el consumo de energía eléctrica que sería necesaria en el caso de un compresor mecánico.

Para la compresión, las máquinas convencionales utilizan el compresor, equipo que asegura la elevación de presión hasta un nivel de presión donde los vapores recuperados y comprimidos puedan ser condensados. Sin embargo para el caso de la compresión térmica las funciones del compresor se realizan por dos dispositivos independientes:

- a) La aspiración de vapores de refrigerante, procedente de evaporador, se produce como consecuencia de la afinidad que tiene con una solución líquida almacenada en un recipiente llamado absorbedor conectado al evaporador, este proceso tiene un carácter exotérmico por lo que necesitaremos ceder este calor a un agente externo.

- b) El aumento de presión, de la solución líquida resultante en el absorbedor hasta el nivel de condensación tiene lugar en una bomba de trasiego. Dado que la compresión se realiza sobre un fluido líquido, la potencia necesaria de accionamiento es muy inferior a la que se precisa en el compresor de una máquina de compresión. Una vez pasado esto llegamos al siguiente dispositivo denominado generador.

En el generador se separa el refrigerante del absorbente, por adicción de calor, recirculando el absorbente hacia el absorbedor y el refrigerante hacia el condensador o el rectificador si fuera necesario. El rectificador es un dispositivo que separa los restos de absorbente que pudieran quedar tras la separación que se da en el generador. Normalmente se tiene que utilizar cuando el refrigerante sea amoníaco.

La necesidad de introducir una potencia calorífica, a nivel del generador de una instalación de absorción, es lo que le confiere sentido al concepto de sistema tritérmico, ya que la máquina interacciona básicamente con tres fuentes térmicas externas:

- Un nivel de baja temperatura: al que se produce el proceso de enfriamiento.
- Un nivel de media temperatura: el agente de condensación, que vamos a considerar que también se utiliza para extraer calor del absorbedor.
- Un nivel de alta temperatura: que a la que se absorbe el calor cedido por el foco a alta temperatura (la energía procedente de la radiación solar en el caso de sistemas de frío solar), utilizada por el generador.

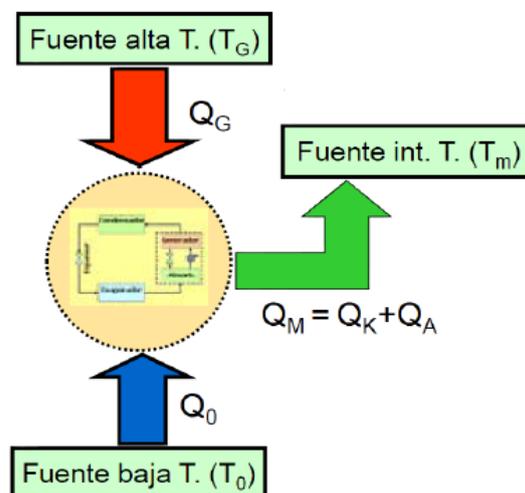


Figura 3: Interacción de la máquina de absorción con las fuentes de temperatura

Se sabe que el COP se define en este tipo de sistema como:

$$COP = \frac{Q_0}{Q_G}$$

Siendo  $Q_0$  el calor extraído en el proceso de refrigeración y  $Q_G$  el calor de activación del sistema.

Debemos indicar que la eficiencia de una máquina de compresión siempre es superior a la de absorción que trabaje entre las mismas temperaturas de condensación y evaporación. Sin embargo, la validez de esto es discutible debido a dos razones:

- a) No se ha considerado el proceso de obtención de la energía de accionamiento del compresor de la máquina ditérmica. Sabemos que si la energía proviene de una central convencional habría que considerar las pérdidas que se producen en ella, además los rendimientos en este tipo de plantas se sitúa en torno al 40%.
- b) Cabe considerar la posibilidad de utilizar una fuente de energía gratuita de calor a temperatura suficiente para alimentar al generador, así pues la eficiencia económica de la máquina aumenta de forma considerable.

Para comparar el comportamiento real con el comportamiento ideal de la máquina de absorción podemos definir el  $COP_{carnot}$ :

$$COP_{carnot} = \frac{T_e}{T_g} \left( \frac{T_g - T_c}{T_c - T_e} \right)$$

Se encuentran en el mercado en el rango desde 4,5 kW de potencia frigorífica llegando a grandes cantidades de kW y con coeficiente de operación COP de entre 0,6 y 0,75 en máquinas de simple efecto que son las más utilizadas. Las temperaturas de las fuentes de calor para la activación de estas máquinas están en el rango de entre 90 y 120° C en simple efecto, donde tenemos las máquinas de H<sub>2</sub>O/BrLi y NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O.

También existen máquinas de doble efecto, con una temperatura de activación mayor, entre 130 y 185° C lo que se traduce en una mejora del rendimiento del equipo, encontrándose el coeficiente de operación en un rango de entre 0,9 y 1,33. Estas máquinas están disponibles en potencias de refrigeración superiores a 100 kW.

Las enfriadoras de triple efecto se encuentran todavía en etapa experimental aunque ya existen instalaciones, que pueden alcanzar un COP de hasta 1,7 operando con temperaturas de activación en el rango de 170 a 200° C.

En posteriores puntos se detallarán las distintas tipologías de máquinas de absorción más conocidas.

### **3.1.2.2 Fluidos de trabajo**

La eficiencia de una máquina ideal de absorción solo es función de las temperaturas absolutas de las fuentes térmicas de intercambio, independientemente de las propiedades de las sustancias absorbente y refrigerante que circulen por los distintos dispositivos de la planta. En la realidad esto no es cierto, existe una dependencia entre las prestaciones logradas por la mezcla elegida.

Las dos combinaciones refrigerante-absorbente más empleadas en las máquinas de absorción son NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O y H<sub>2</sub>O/BrLi. La primera se usa en aplicaciones preferentemente de refrigeración, donde se necesitan temperaturas mucho más bajas, por lo tanto se tiene que llegar a presiones más bajas en el ciclo. La segunda se da más en climatización y bombas de calor a presiones que llegan a estar cercanas a la presión atmosférica estando incluso por debajo debido a que las temperaturas son bastante moderadas.

Es importante saber de cara a la seguridad en los equipos que la presión a la que se encuentra el absorbedor es la presión del evaporador así como la presión del generador es la presión del condensador. Las presiones que se alcanzan en el condensador son bastante más altas cuando el refrigerante se trata de amoniaco en comparación con el vapor de agua.

Las combinaciones de refrigerante/absorbente son elegidas en base a una serie de requisitos:

*Propiedades que se requieren del refrigerante:*

- Su presión de vapor deberá ser lo suficientemente baja, en alta temperatura, para impedir un grosor elevado en los equipos de trabajo en esta zona. Por el contrario a bajas temperaturas, deberá poseer una presión relativamente alta para favorecer la detección de fugas, en otras palabras, bajo punto normal de ebullición, lo que está asociado con bajos pesos moleculares según la regla de Trouton.
- Su temperatura de congelación será significativamente menor que la mínima del ciclo.
- La conductividad térmica lo mayor posible para favorecer los procesos de transferencia.
- Térmicamente estables.

*Propiedades que se requieren del absorbente:*

- La presión de vapor deberá ser lo más baja posible a la temperatura de generador, con el fin de evitar la rectificación, lo que va a requerir en estas sustancias un alto punto normal de ebullición.
- Estables químicamente y no corrosivos.

- En funcionamiento continuo, debe encontrarse en fase líquida para las condiciones de operación.
- Mínima viscosidad, para reducir la energía de circulación y asegurar altas tasas de absorción y transferencia de calor.
- Bajo punto de congelación.

*Para la solución Refrigerante/Absorbente:*

- Alta desviación negativa respecto a la ley de Raoult, cuanto mayor sea esta menor será la tasa de caudal en el circuito de la solución por unidad de caudal de refrigerante.
- Gran solubilidad del refrigerante en la solución para las condiciones de trabajo del absorbente para la separación en el generador.
- Proceso rápido de absorción de vapores y de aproximación de la solución al estado de equilibrio.
- No inflamable, no tóxica y no corrosiva.

Una vez tenemos claras las características que buscamos en cada una de las combinaciones refrigerante/absorbente vamos a analizar las ventajas e inconvenientes que tienen el uso de una configuración u otra:

- a) *Agua- Bromuro de litio (H<sub>2</sub>O/BrLi):* En este par el papel de refrigerante lo tiene el agua, mientras que la absorción de vapores se produce en una solución acuosa de bromuro de litio. Lo primero que tenemos que saber es que el agua es el fluido con mayor calor latente de vaporización que existe en la naturaleza y por ello cuando la aplicación requiera este tipo de refrigerante la cantidad utilizada disminuirá en comparación con otros tipos de refrigerantes.

El inconveniente que tiene es que las temperaturas de trabajo tienen que estar por encima de 0 °C, lo cual le imposibilita que pueda trabajar en refrigeración, donde las temperaturas están por debajo de 0 °C.

En cuanto a los parámetros de operación del ciclo con este tipo de sustancia sabemos que el COP varía entre 0,7 y 1,33. Las potencias comerciales, es decir las potencias de las máquinas que están a la venta rondan entre 4,5 kW y 5000kW. Las presiones absolutas a las que trabaja el evaporador, el cual juega con unas temperaturas de entre 4 y 10 °C aproximadamente según la aplicación, están entre 400 y 900 Pa, lo que hace que el volumen específico sea bastante grande rondando el valor de 200 m<sup>3</sup>/kg. Sin embargo el condensador trabaja con una presión absoluta entre 4000 y 10000 Pa lo que hace que el volumen específico se reduzca en una quinta parte en comparación con el del evaporador.

Para ser exactos el refrigerante que se utiliza es agua destilada nombrada como R-718 y el absorbente es una solución de bromuro de litio. Pasamos a detallar concretamente las ventajas y los inconvenientes que tiene el uso de estas sustancias en el ciclo de absorción:

*Ventajas:*

- La utilización de agua como refrigerante es favorable debido a su elevado calor latente de vaporización, superior al de cualquier otro fluido frigorígeno.
- Las sustancias no son tóxicas ni inflamables.
- No se hace necesaria una rectificación de los vapores a la salida del generador, ya que durante la separación se genera una corriente prácticamente pura de vapor de agua.
- Fuerte desviación negativa de la solución respecto al comportamiento según la ley de Raoult.
- Tiene un coeficiente de operación mayor que la mezcla amoníaco-agua.

*Inconvenientes:*

- Su utilización se restringe al campo de las temperaturas positivas.
  - Altos volúmenes específicos del vapor de agua a bajas temperaturas, lo que no constituye un gran inconveniente en sistemas tritéricos y si en los sistemas ditéricos de compresión.
  - Con agua como refrigerante, excepto en alta temperatura se corresponden presiones inferiores a la atmosférica, lo que conduce a la necesidad de estanqueidad en los elementos de la instalación para asegurar un correcto funcionamiento.
  - Existe el peligro de cristalización de la solución para ciertas condiciones de concentración y temperatura, formándose una especie de lodo, que hace imposible el bombeo y por consecuencia el mal funcionamiento del equipo.
  - Estas disoluciones son muy corrosivas en presencia de oxígeno. Esta corrosión se atenúa durante las condiciones normales de funcionamiento del ciclo: 600-900 Pa en el evaporador, y 4-10 kPa en el condensador. Por ello es necesario añadir a la disolución algún inhibidor de corrosión.
- b) *Amoniaco y agua (NH<sub>3</sub> /H<sub>2</sub>O):* El punto de congelación del amoníaco es de -77 °C, lo que posibilita al ciclo que use esta combinación realizar la aplicación de refrigeración por debajo de 0 °C.

La diferencia más importante entre el comportamiento de la mezcla formada por amoníaco y agua con la de bromuro de litio y agua, la constituye el hecho de que la corriente de vapores formada en el generador, para la mezcla NH<sub>3</sub> /H<sub>2</sub>O, no

está constituida por refrigerante puro (amoníaco), sino que el agua forma parte de su composición en un pequeño porcentaje. Esto se debe a que la presión de vapor de agua no es despreciable frente a la del amoníaco. Para controlar esto se utiliza un dispositivo llamado rectificador.

La rectificación consiste en provocar un enfriamiento de la corriente de vapores a la salida del generador (con ayuda de agente de condensación normalmente), obteniendo una condensación parcial del agua que regresa al generador y produciendo una concentración de amoníaco mayor que la teníamos a la entrada del rectificador.

Aunque tengamos la columna rectificadora no asegura que en el recorrido por el ciclo de absorción en la zona de condensador/válvula de expansión /evaporador el amoníaco sea puro, por lo que el agua presente se va acumulando en el evaporador, en el que se vaporiza el amoníaco, con la necesidad de retornar esta agua periódicamente hacia la zona del absorbedor.

En cuanto a datos operativos, la máquina que utilice esta configuración se mueve en unas potencias de entre 10 y 90 kW con un COP que puede estar en torno a 0,7. Las presiones con las que tiene que operar el sistema, como es de esperar, son bastantes más elevadas tanto en la parte de alta como en la parte de baja presión del ciclo.

Pasamos a detallar las ventajas e inconvenientes que tiene este tipo de combinación:

*Ventajas:*

- La posibilidad de utilizar directamente quemadores de gas.
- Aplicaciones de temperaturas muy bajas, hasta  $-60^{\circ}\text{C}$ .
- Es posible la disipación por aire.
- No hay problemas de disipación.

*Inconvenientes:*

- La toxicidad del amoníaco ha sido un factor que ha limitado bastante su uso a lugares bien ventilados.
- En algunos casos requiere de un rectificador para obtener una mejor separación de fluidos, ya que en el generador no se alcanzan a separar y esto aumenta el costo de la instalación y partes del equipo.
- No existen máquinas de  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$  de doble efecto ya que las presiones del generador serían elevadísimas.

### 3.1.2.3 Componentes del sistema.

El objetivo de este apartado es definir los distintos dispositivos que necesitaremos en el ciclo de absorción.

#### •El generador.

En primer lugar tenemos el generador, el cual tiene la función de separar el refrigerante de la sustancia absorbida, que será recirculada al absorbedor aplicando calor. En nuestro caso el calor procede de un campo de captadores de energía solar del cual obtenemos agua caliente, que será el fluido intermedio que haga posible dicha separación.

En el caso de la mezcla  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ ; para lograr una separación eficiente es necesario utilizar una columna de rectificación adicional.

#### •El absorbedor.

El absorbedor es el encargado de poner en contacto a dos corrientes, una en forma de vapor y otra en forma de líquido.

El vapor de refrigerante es absorbido por la sustancia absorbida o absorbente. Este proceso es exotérmico y por ello hemos de refrigerar el absorbedor de alguna manera, lo normal es evacuar el calor generado con agua procedente de una torre de refrigeración.

Los absorbedores se pueden clasificar en función de la trayectoria continua o discontinua de las fases gaseosa y líquida.

- a) *Fase gaseosa y líquida continua:* Se trata de una película descendente de líquido que se encuentra en contacto con la fase gas. Esta se desliza por unos tubos que pueden ser tanto verticales como horizontales tal y como se observa en la Figura 4.

Como ya sabemos hemos de refrigerar de alguna manera el absorbedor debido al proceso exotérmico que tiene lugar en el absorbedor. Vemos que para las diferentes disposiciones tanto vertical como horizontal tienen sus propios métodos de refrigeración. Normalmente se usan los tubos horizontales para  $\text{H}_2\text{O}/\text{BrLi}$ , aunque como se puede apreciar los tubos verticales tienen una mayor versatilidad debido a la posibilidad que tienen para refrigerarse por aire.

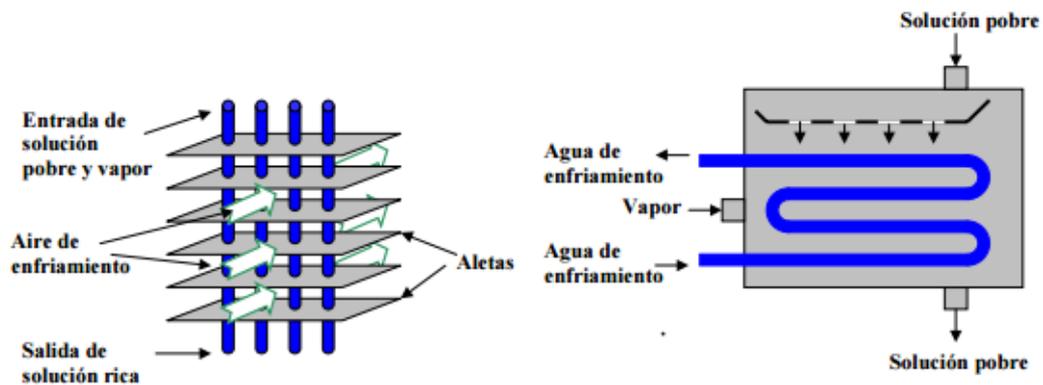


Figura 4: Absorbedor de fase gaseosa y líquida continua.

- b) *Absorbedor con fase gas continua y líquido discontinua:* En esta configuración el proceso de absorción del vapor por la solución y la disipación de calor se realizan por separado.

Lo primero es poner en contacto a la solución con el refrigerante en fase vapor. Para ello se pulveriza la corriente líquida con la ayuda de unos aspersores en una cámara adiabática donde se introduce también la corriente de vapor. Cuando ya se ha llevado a cabo la absorción, la corriente de la solución rica en refrigerante la hacemos pasar por un intercambiador de calor donde disipamos el calor producido en el proceso de absorción. Después de esto una parte de esta solución se recircula al absorbedor de nuevo y otra la llevamos al generador. Se recircula para así aumentar la absorción posterior.

El resultado del proceso de absorción adiabático es que la solución se calienta y el proceso de absorción se detiene cuando la presión de saturación más la presión capilar de la gota alcanzan la presión de la cámara. La tensión superficial de las gotas formadas provoca una presión de capilaridad que es inversa me proporcional al diámetro de las gotas. Para conseguir que la fase vapor del refrigerante sea absorbida, es necesario superar la presión capilar y penetrar la gota, para ello la presión del absorbedor debe superar la suma de la presión de saturación de la solución y la presión capilar de la gota. En consecuencia hay un diámetro óptimo para el cual se produce la máxima absorción

Esta combinación se puede observar en la siguiente imagen:

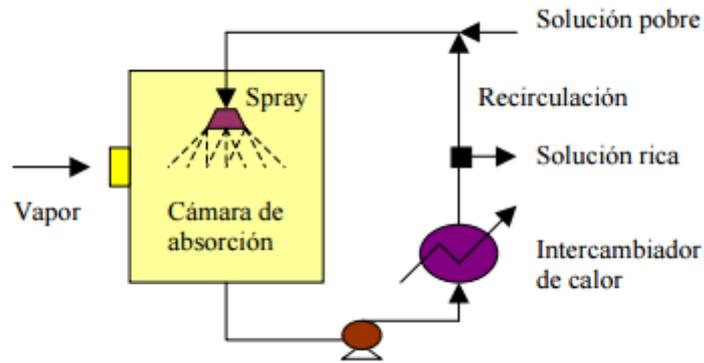


Figura 5: Absorbedor con fase gas continua y líquido discontinua

- c) *Absorbedor con fase gas discontinua y fase líquida discontinua*: Este tipo de configuración se denomina absorbedor de burbuja. Estos absorbedores son de tipo inundados, esto significa que la solución pobre en refrigerante llena el interior del canal central mientras que el vapor es inyectado en forma de burbujas.

La disipación de calor se hace por medio de agua de enfriamiento que circula por la parte externa del dispositivo. Para aumentar la capacidad del absorbedor se suelen disponer varios canales en paralelo con distribuidores de solución y de vapor en la parte inferior y un captador de recogida de la solución concentrada en la parte superior. La configuración de burbuja es recomendada para sistemas de refrigeración por absorción de  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ , debido al excelente mojado solución-pared.

El flujo bifásico que circula por el interior del absorbedor adopta, diferentes tipos de regímenes: agitado, tapones y de burbuja:

- El flujo agitado se caracteriza por una forma indefinida de la fase vapor ocasionada por el efecto de entrada de la solución y vapor.
- En el flujo tapón, la fase gaseosa sube en forma de balas, de gran tamaño en comparación al diámetro de tubo, separadas por líquido. Este régimen es el predominante a lo largo del absorbedor.
- El flujo de burbuja es caracterizado por pequeñas burbujas separadas unas con otras, rodeadas de grandes cantidades de líquido.

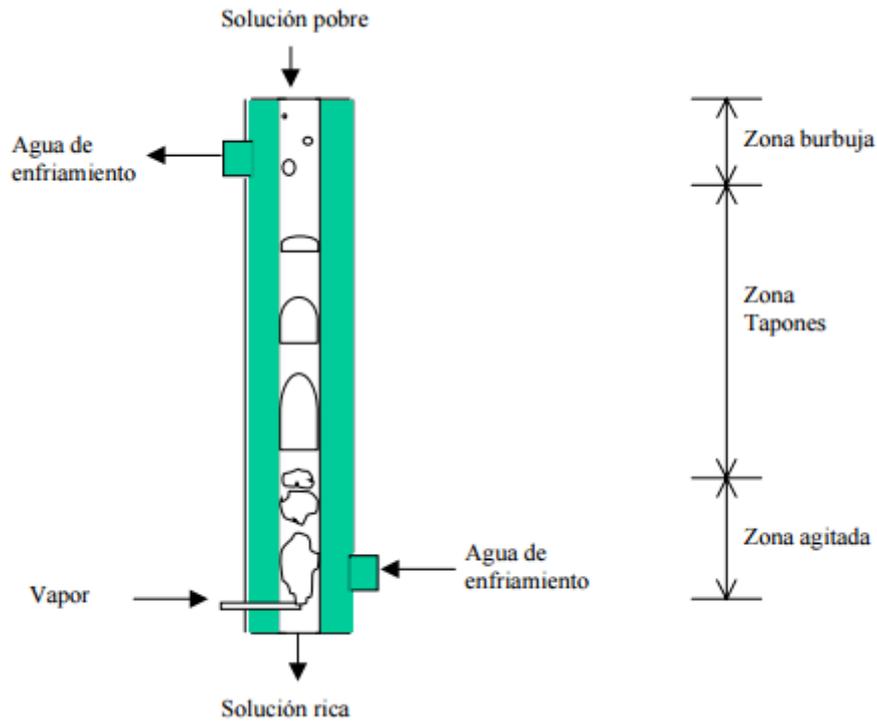


Figura 6: Absorbedor con fase gas discontinua y fase líquida discontinua

•**Condensador.**

En este dispositivo sucede el cambio de fase de vapor de refrigerante a líquido, evacuando calor normalmente a una torre de refrigeración, aunque también se podría evacuar al aire directamente.

En la torre de refrigeración tenemos que hacer un mantenimiento riguroso por los posibles problemas de Legionella asociados a esta cuando no se le da un mantenimiento apropiado.

•**Evaporador.**

Este equipo al igual que el condensador es un intercambiador de calor donde el fluido refrigerante en forma de líquido, que ha sido expansionado previamente, experimenta un cambio de fase donde tiene lugar la absorción de calor del local o recinto que se quiere enfriar.

El evaporador puede ser de expansión directa o bien inundando, esto ya dependerá del diseño que se le elija.

### **3.1.3 Clasificación de los ciclos de absorción**

Antes de comenzar con la clasificación hemos de aclarar dos conceptos, el número de etapas del sistema de absorción define el número de ciclos básicos de absorción que configuran el sistema, por otro lado, el número de efectos considera cuantas veces la potencia calorífica suministrada desde el foco caliente es utilizada en el sistema, evidentemente un incremento en el número de efectos conduce a una mayor eficiencia de la planta, sin embargo, para un ciclo de “n” etapas, el número máximo de efectos posibles viene dado por “2n-1”.

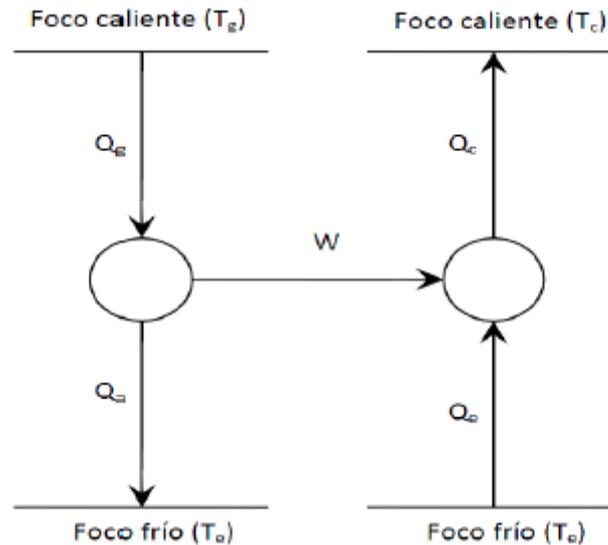
Anteriormente vimos la necesidad de una diferencia entre los títulos de las soluciones rica y pobre, con vistas a limitar los caudales de las soluciones, sin embargo el aumento de esta diferencia se encuentra limitado por la temperatura de generador, este nivel térmico se encuentra a su vez restringido por la temperatura de la fuente caliente disponible y por la resistencia de los materiales constitutivos. Por lo que para lograr diferencias razonables entre títulos puede pensarse en la utilización de sistemas multietapa. Este problema es importante en el caso de las máquinas de ciclo simple efecto LiBr dada la imposibilidad de aumentar el COP aún a pesar de disponer de fuentes energéticas con mayor nivel térmico.

Estamos ahora en condiciones de pasar a la clasificación de los sistemas de absorción que se ofertan hoy en día.

#### **3.1.3.1 Ciclo de simple efecto**

El ciclo de simple efecto cobrará bastante importancia en este proyecto ya que es el más adecuado para unirse a un campo de captadores planos o de vacío, esto se verá con más detalle en el cuerpo del proyecto.

El funcionamiento de la máquina de absorción es posible mediante el intercambio de calor con cuatro focos. Los cuatro dispositivos que intercambian calor con el exterior son: generador, absorbedor, condensador y evaporador representado en la siguiente imagen:



*Figura7: Focos de calor ciclo de absorción*

La máquina de absorción se caracteriza también porque aprovecha la capacidad que tienen algunas sustancias, como las que hemos descrito en el apartado de fluidos de trabajo, para absorber en estado líquido vapores de otras sustancias como el amoníaco o el agua destilada.

La mayoría de las máquinas de absorción que existen en el mercado suelen utilizar una bomba de trasiego para el transporte de la solución desde el absorbedor hasta el generador. El consumo de esta bomba ronda del 1 al 5 % de la potencia de refrigeración total pero el gran ahorro en electricidad que supone el ciclo de absorción radica en que no cuenta con un compresor en comparación con el ciclo de compresión mecánica simple.

En la Figura 8 se puede observar que el ciclo de absorción también cuenta con un intercambiador de calor, que precalienta la corriente de entrada al generador, lo cual nos hace consumir menos energía y será un punto a favor.

A continuación vamos a describir con suficiente detalle el funcionamiento del ciclo de absorción de simple efecto el cual se muestra en la Figura 8.

Partimos del generador, donde el fluido experimenta un aumento de la temperatura separando el refrigerante del absorbente. Si fuera necesario pasa por un rectificador y tras ello se recircula lo que sobra de absorbente. Una vez tenemos el refrigerante lo hacemos pasar por el condensador donde cede calor a una torre de refrigeración o al ambiente.

Si se trabaja con vapor de agua la presión en el condensador será inferior a la atmosférica en cambio para amoníaco será muy superior a la atmosférica. El siguiente paso es

expandir el fluido en una válvula de expansión bajando la presión y por tanto la temperatura, a continuación pasa por el evaporador donde evacua calor del foco a enfriar.

La válvula de expansión reduce la presión hasta un valor que posibilita la evaporación del refrigerante a la temperatura requerida, sabiendo que en este punto coexisten las fases líquida y vapor. Es la fracción líquida la que se encuentra en condiciones de absorber calor (producción de frío) en el evaporador de la instalación, mediante su ebullición, como lo que a la salida del intercambiador el estado es de vapor saturado o recalentado.

Decir también que en el caso de vapor de agua con una pequeña pérdida de carga es suficiente mientras que para el amoníaco es necesario una diferencia de presiones mucho más grande. En el caso del vapor de agua en el evaporador seguimos trabajando por debajo de la presión atmosférica.

El refrigerante una vez ha pasado por el evaporador se dirige al absorbedor para concluir el ciclo. En el absorbedor se pone en contacto el refrigerante con el absorbente, el absorbente, como su propio nombre indica absorbe el refrigerante que está en estado vapor para formar una solución. Normalmente usa el mismo agua de refrigeración para refrigerar el absorbedor que para el condensador. La solución está formada, ahora la bomba de trasiego lleva el fluido de nuevo al generador pasando por el intercambiador de calor.

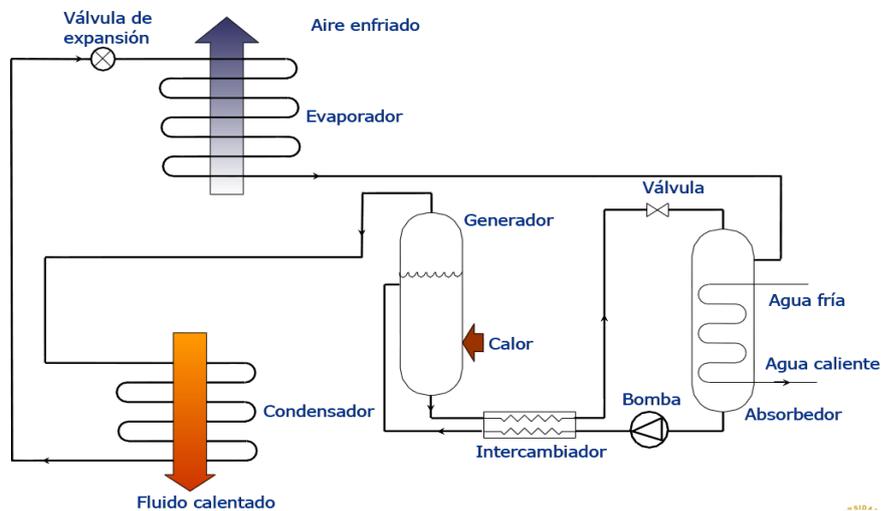


Figura 8: Ciclo de absorción

Para concluir con el ciclo de simple efecto hemos de saber que el COP está entre 0,65 y 0,77. Este ciclo está dominando por encima de los otros debido a su facilidad de fabricación frente a los que veremos a continuación, sobre todo en el sector residencial.



### 3.1.3.3 Ciclos de doble efecto.

La razón por la que se practica esta configuración es para mejorar el rendimiento del ciclo simple. Este ciclo consta de dos generadores (el de alta y el de baja temperatura), dos recuperadores de calor, dos condensadores, dos válvulas de expansión, el evaporador y el absorbedor.

Es muy importante saber que este tipo ciclo de doble efecto es practicable para la configuración de H<sub>2</sub>O/BrLi debido a que las presiones de operación que maneja son bastante bajas, mientras que en sistemas que se surten con la combinación de NH<sub>3</sub> /H<sub>2</sub>O no es posible implementarlo ya que las presiones que se alcanzan son demasiado altas, lo que hace que se requiera un estructura muy robusta y por tanto es inviable.

Los ciclos de doble efecto al tener dos generadores realizan dos separaciones, pero se da un solo aporte de calor externo al sistema y por esta razón el COP con este tipo de montaje aumenta respecto del ciclo simple.

Para producir vapor de refrigerante tanto en el generador de alta temperatura como en el de baja debemos de dar un aporte de calor externo superior en el generador de alta temperatura. Si no se da el suficiente calor en dicha etapa no será posible la separación en el generador de baja temperatura. El rango de temperaturas con el que trabaja el generador de alta en los ciclos de doble efecto está entre 130 y 180 °C. Decir también que este valor dependerá de la temperatura ambiente, de la carga térmica que se tiene que cubrir y del tipo de condensación con el que se está operando.

El COP de máquina de absorción para este tipo de ciclos ronda entre 1,1 y 1,35. Si se compara con ciclos anteriores observamos que casi se dobla este coeficiente lo cual indica que para un nivel de aporte de energía térmica estamos aumentando el frío producido con un crecimiento bastante pronunciado.

Es cierto que el efecto útil que estamos obteniendo se podría dividir entre los distintos generadores, digamos que el evaporador produce frío gracias a dos componentes y es por ello que así se recoge en la siguiente expresión:

$$COP = \frac{Q_{EVAP}}{Q_G} = \frac{Q_{EVAP\_GA} + Q_{EVAP\_GB}}{Q_{GA}} = COP_{EVAP\_GA} + COP_{EVAP\_GB}$$

En la figura 10 se observa un esquema del ciclo de absorción de doble efecto donde la característica más importante es que parte del agua destilada se evapora en el generador de alta obteniéndose una solución intermedia semiconcentrada, el vapor de agua se va directamente al generador de baja temperatura pasando por el intercambiador de la parte

de alta temperatura precalentando la solución la solución diluida que entrará al generador de alta enfriando a su vez la solución semiconcentrada.

En el generador de baja temperatura, el vapor de agua cede energía a la solución intermedia, la cual se encuentra a menor temperatura ya que previamente cedió parte de su calor a la solución diluida. Con la cesión de calor producida por vapor refrigerante en el generador de bajase experimenta una segunda separación de vapor refrigerante debido a que el calor en esta ha aumentado. Esta es la razón por la que el rendimiento de la máquina de absorción de doble efecto sube y es el motivo por el que se dice que dicho ciclo es de doble efecto.

En el condensador se juntan las dos corrientes de separación de refrigerante, la del generador de baja temperatura y la de alta temperatura. Condensando dicha corriente con otra corriente, procedente en la mayoría de los casos de una torre de refrigeración, enfriamos el vapor de refrigerante pasandolo a sustancia bifásica de refrigerante, el cual va directo hacia el evaporador y al encontrarse un espacio donde la presión absoluta es muy pequeña se evapora la parte líquida a una temperatura de aproximadamente 3 °C, gracias a esto conseguimos el efecto frigorífico deseado y evacuamos calor de otra corriente.

Por otro lado como hemos evaporando en dos etapas hemos ido concentrando más la corriente semiconcentra que ahora pasará a llamarse solución concentrada, en estas condiciones y sabiendo que ganó temperatura en el generador de baja la hacemos pasar por el intercambiador de baja temperatura para que precaliente la solución diluida. Ahora mismo la solución concentrada ronda los 40 °C. Esta solución concentrada entra al absorbedor y gracias a su afinidad con el agua absorbe el vapor de agua manteniendo la presión en el absorbedor constante. Mientras sucede todo esto, como sabemos que es un proceso exotérmico, circula una corriente por dentro del absorbedor de refrigeración para evacuar el calor generado en el absorbedor, esta corriente tiene una temperatura máxima de unos 29 °C, la cual en la mayoría de los casos es la misma que la que pasa por el condensador y procedente de una torre de refrigeración.

Para acabar el ciclo la solución diluida pasa por el intercambiador de baja y después por el de alta volviendo al generador de alta temperatura. En el intercambiador de baja se calienta como ya se ha indicado anteriormente con la corriente de solución concentrada. En el intercambiador de alta temperatura adquiere el calor de la solución intermedia semiconcentrada.

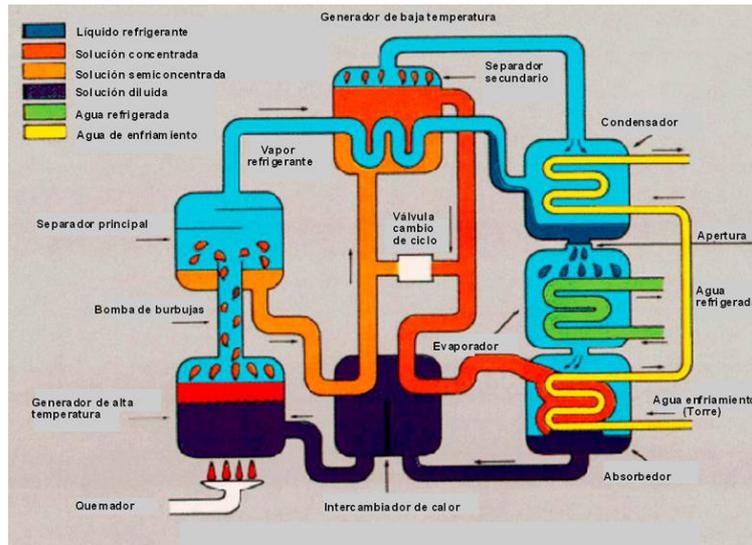


Figura 10: Ciclo de absorción de doble efecto

Una de las decisiones de diseño más importantes a la hora de concebir una máquina de absorción es la manera de conducir la solución desde el absorbedor hasta los generadores.

Dentro de las máquinas de absorción de doble efecto podemos distinguir algunas variantes en función de dicho criterio:

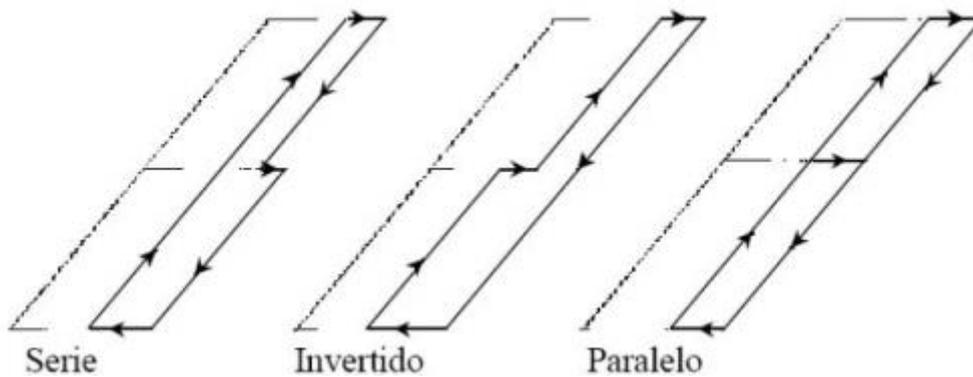


Figura 11: Tipos de flujo en ciclo de absorción de doble efecto

- a) *Flujo paralelo*: con esta disposición la solución que procede del absorbedor se divide en dos circuitos, uno de ellos va al generador de alta temperatura y el otro va al de baja temperatura por lo tanto vemos que se alimentan de forma independiente ambos generadores gracias a este tipo de configuración. Ambas

corrientes de retorno de cada generador se mezclan antes de entrar en el absorbedor.

Un aspecto importante a tener en cuenta es que el COP de estas máquinas con esta configuración en paralelo es mayor que el que presentan las que están en serie, las cuales serán descritas a continuación. Esto se debe a que las prestaciones desde el punto de vista termodinámico y de transferencia de calor mejoran ya que se disminuyen las caídas de presión y mejora el proceso de separación del vapor refrigerante.

El inconveniente que tienen las máquinas de absorción de flujo paralelo es que el sistema de control es más complejo.

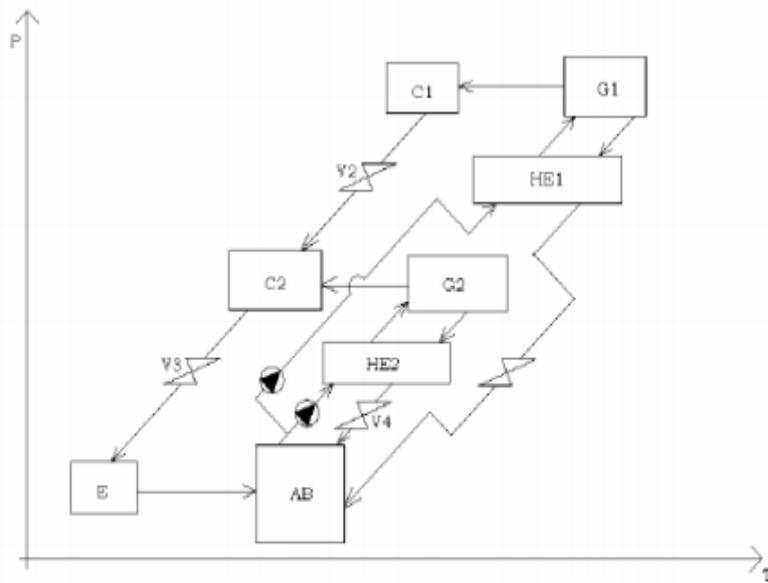


Figura 12: Ciclo de absorción doble efecto con flujo paralelo;diagrama P,T

- a) *Flujo en serie:* Toda la disolución que sale del absorbedor es bombeada y pasando a continuación por el intercambiador de calor de baja y por el de alta temperatura es conducido al generador de alta. De aquí pasa como disolución intermedia a través del intercambiador de alta, al generador de baja y de aquí al absorbedor a través del intercambiador de calor de baja temperatura.

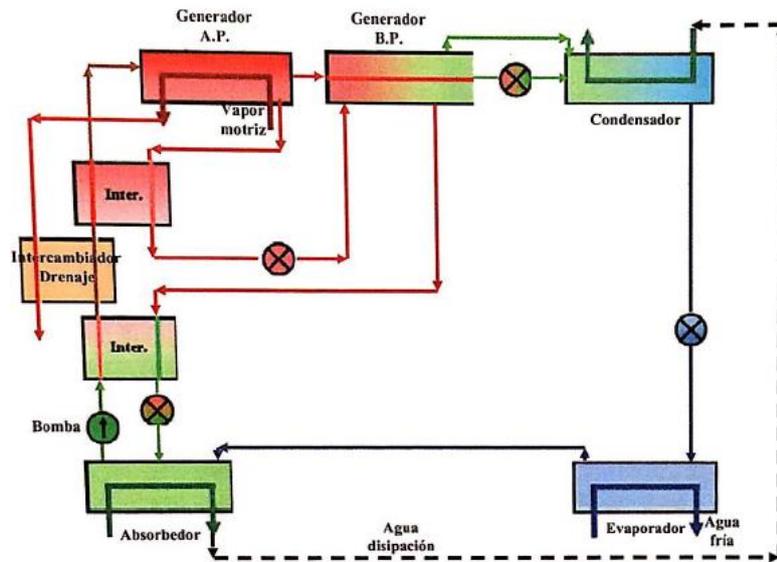


Figura 13: Ciclo de absorción doble efecto con flujo en serie.

- b) *Flujo invertido*: La disolución que sale del absorbedor es bombeada a través del intercambiador de calor de baja temperatura y pasa al generador de baja. A la salida, una parte de la corriente es enviada por el intercambiador de baja temperatura al absorbedor, mientras que la otra parte es bombeada al generador de alta pasando por el intercambiador de alta temperatura.

Esta configuración es muy parecida a la configuración en serie solo que en esta existen dos bombas, una bomba se encarga de llevar la mezcla del absorbedor al generador de baja temperatura y la otra de llevarla al generador de alta.

La ventaja que tiene esto es que conseguimos controlar la presión mejor a lo largo del sistema ya que tenemos dos equipos que regulan la presión que son independientes. A pesar de todo ello hoy en día se están consiguiendo ya buenas respuestas al sistema en serie por lo que este sistema con flujo invertido queda un poco desbancado por la necesidad de poner dos bombas.

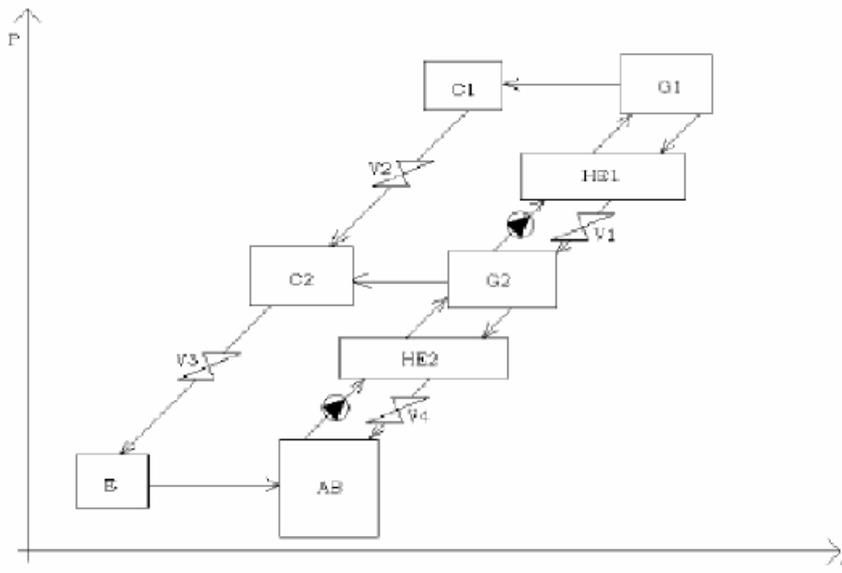


Figura 14: Flujo invertido en ciclo de absorción de doble efecto; diagrama P, T

De estas tres configuraciones se puede sacar una clara conclusión: los sistemas que se rigen por flujo en serie tienen una mejor salida comercial ya que se han mejorado últimamente las técnicas de control. Es por ello que los sistemas que cuentan con dos bombas, a pesar de tener un sistema de control más sencillo, son debancados por la configuración en serie por el hecho de que esta última tan solo necesita una bomba.

### 3.1.4 Mejoras del ciclo de absorción

En cuanto a las mejoras del ciclo de absorción podemos decir que esta tecnología tiene un gran potencial de desarrollo. Los avances van encaminados a incrementar el rendimiento, disminuir el peso y el volumen del equipo, además de modificar otros parámetros que definen a este tipo de sistema.

#### 3.1.4.1 Ciclo de absorción de triple efecto

Para llevar a cabo esta mejora tenemos que añadir un tercer generador y un condensador que trabajan a una temperatura superior a las del doble efecto. Necesitamos una fuente de energía de alta temperatura ya que con el doble efecto se tenían que alcanzar temperaturas de entre 130 y 180 °C. Este tipo de sistema pueden alcanzar perfectamente temperaturas de 200 °C. La forma de obtener la máxima mejora de rendimiento es con la configuración de los tres efectos en serie.

Se podría conseguir un COP de entre 1,4 y 1,7 si se alcanzan temperaturas de 200 ° C.

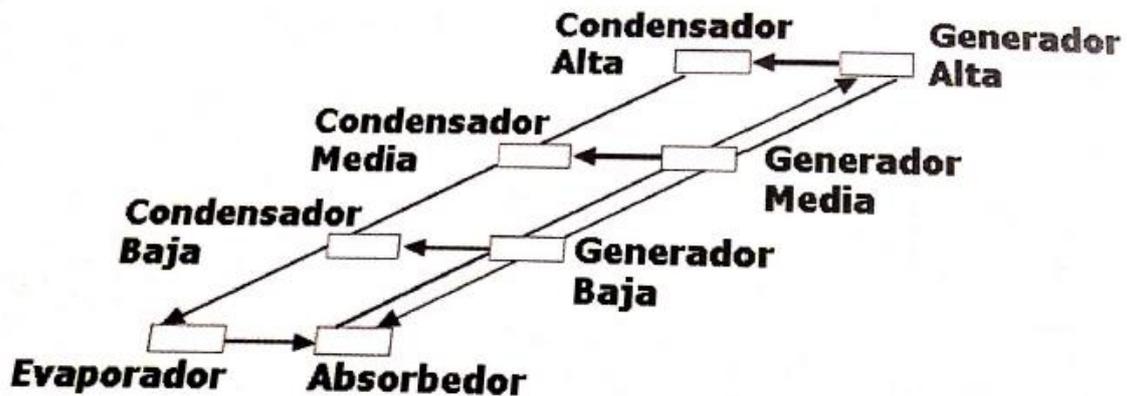


Figura 15: Ciclo de absorción de triple efecto

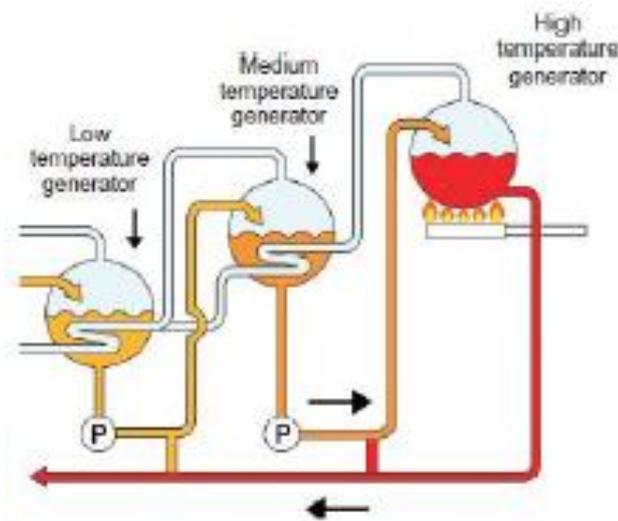


Figura 16: Disposición de generadores ciclode absorción de triple efecto

### 3.1.4.2 Ciclo GAX

Este ciclo es una mejora del ciclo de simple efecto NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O funcionando a dos niveles de presión, su singularidad consiste en la comunicación térmica de absorbedor y generador ya que trata de aprovechar el solapamiento de temperaturas entre generador y absorbedor cuando la temperatura del primero es lo suficientemente alta, para transferir energía desde la parte caliente del absorbedor hacia la parte fría del generador mediante un intercambiador de calor, reduciendo así la necesidad de aporte energético exterior y

mejorando el rendimiento del ciclo, ya que ese calor extraído ahora no tiene que eliminarse del absorbedor por medio del agente externo de disipación.

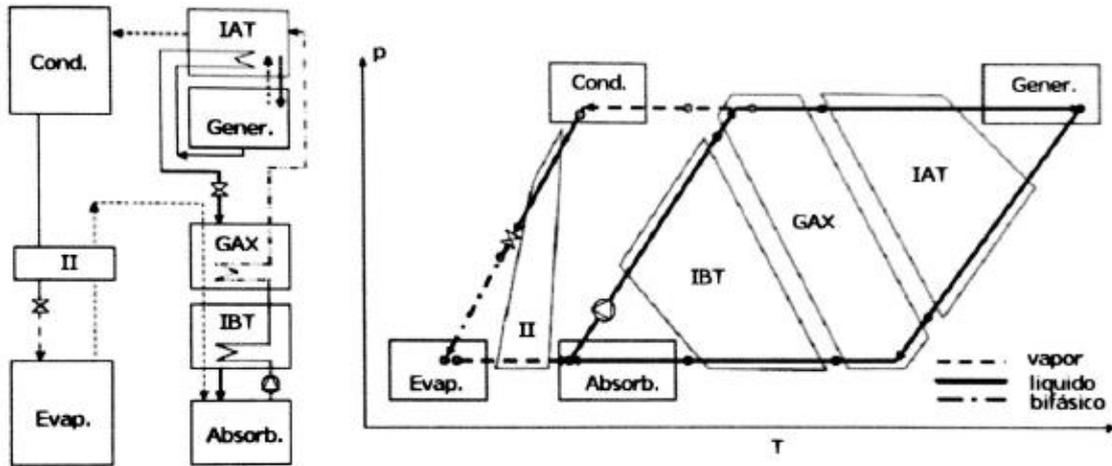


Figura 17: Ciclo GAX

### 3.1.4.3 Equipos Rotativos

Su funcionamiento se basa en el aumento de los coeficientes de transferencia de masa y calor debido a las fuerzas gravitatorias generadas por rotación. La máquina aplica los principios de la absorción pero en una unidad generadora rotativa, con distintas cámaras de vacío. En el caso de simple efecto la unidad está rotando a 260 rpm.

Analizando las ventajas, se consigue mejorar los procesos de transferencia de masa y calor y por ello se reduce el tamaño y el peso de la unidad generadora y como consecuencia crece la efectividad del sistema. Otra ventaja es el incremento del salto térmico (la diferencia de temperaturas entre el agua caliente de salida y el agua fría de salida), con ello se consigue eliminar la necesidad de condensar con torre de refrigeración lo que supone un avance en la seguridad por los problemas de legionella que están vinculados a un mal mantenimiento de este tipo de sistemas de condensación. El sistema que se utiliza es el denominado “recooling”.

Con un intercambiador de calor por el que circula agua se evacua el calor de absorción y condensación mediante la ayuda de un ventilador que impulsa aire.

Como fuente de energía se puede utilizar agua caliente a una temperatura de 90 °C exigiendo una potencia en el generador de 6,7 kW. El agua de enfriamiento sale del

evaporador a una temperatura entre 12° C y 22° C (para temperaturas exteriores entre 30 y 40° C) y se hace circular a través de un fancoil para enfriar el aire del edificio.

La máquina deja de producir frío cuando la temperatura de entrada de agua caliente no está dentro del rango 80°C-105°C o bien cuando los caudales de agua de alguno de los tres circuitos no son los adecuados.

Actualmente es comercializada por la empresa Rotartica en unidades de potencia nominal 4,5 kW y un COP de refrigeración de 0,7

#### **3.1.4.4 Ciclo de Absorción-Difusión**

Este ciclo es también denominado Servel-Electrolux. El aspecto más novedoso es la inclusión de un gas inerte, el cual en la mayoría de los casos es hidrógeno, en las máquinas de absorción cuya combinación de refrigerantes/absorbedor es NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O.

Lo que permite este tipo de sistema es mantener la presión constante en el ciclo. Es necesaria una bomba de burbujeo que desplace la solución pobre hacia el absorbedor.

La presión total, que es la suma de las presiones parciales del amoniaco y del hidrógeno es constante en todos los puntos del sistema por lo que no hay que colocar ninguna válvula. Lo que hace las veces de válvula es el hidrógeno que se encuentra en el evaporador a presión suficiente para que el amoniaco baje su presión parcial por debajo de la de saturación y pueda convertirse en vapor de refrigerante. El circuito de hidrógeno también tiene en cuenta, además de al evaporador, al absorbedor y a un intercambiador de gases. La mezcla de amoniaco/hidrógeno circula por el efecto termosifón. La máquina tiene un COP de entre 0,2 y 0,4.

Además de estas mejoras existen otras vías de desarrollo, para este proyecto yo he considerado la más importantes.

#### **3.1.5 Refrigeración solar**

En el presente proyecto el calor necesario para activar el generador del ciclo de absorción se obtendrá de un campo solar de media temperatura. En este apartado se van a describir las diferentes modalidades que se pueden dar en función de la aplicación de la máquina de absorción además de los diferentes dispositivos que han de existir para que la producción de frío sea posible.

Los sistemas de captación que se van analizar son: el captador de tubos de vacío con concentrador parabólico compuesto, el concentrador lineal Fresnel y el canal parabólico. Como ya veremos cada una de estas tecnologías se acoplarán mejor a una determinada

aplicación u otra, es por ello que vamos a analizar los tres, ya que cuando hagamos el análisis de las alternativas de almacenamiento será posible que cambie la aplicación y por tanto puede que cambie también el sistema de captación.

En la Figura 18 viene reflejado un esquema de la instalación de refrigeración solar por absorción. Los dispositivos necesarios para llevar a cabo esto, aparte de la máquina de absorción son: Caldera auxiliar, depósito de almacenamiento, dos bombas para el circuito primario y secundario y un sistema de control.

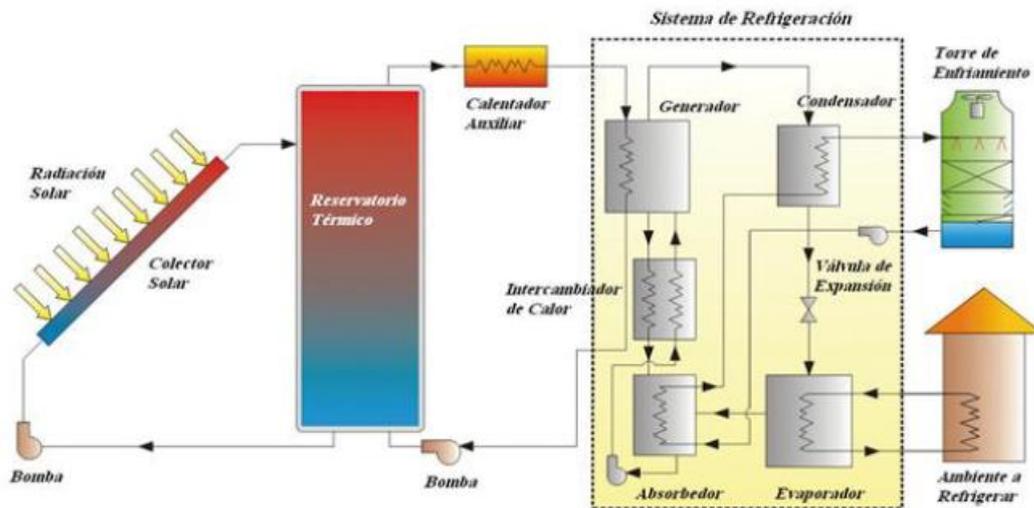


Figura 18: Planta de refrigeración solar por absorción.

### 3.1.5.1 Captador de tubos de vacío con concentrador parabólico compuesto

Este sistema de captación está compuesto por diferentes hileras de tubos de vidrio transparentes que se conectan a una tubería principal encargada de recoger el fluido de cada una de las hileras. El corazón del tubo de vacío es el tubo de absorción que tiene cada tubo en su interior, por donde va circulando el fluido caloportador.

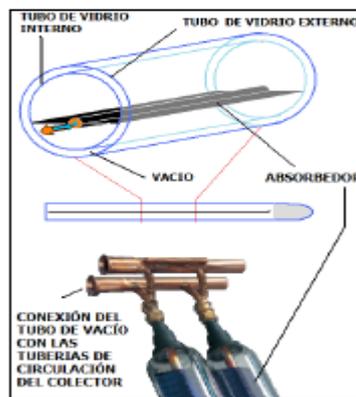
Se llama tubo de vacío debido a que se extrae el aire que se encuentra en el espacio que separa ambos tubos, gracias a ello se minimizan las pérdidas de calor por conducción y convección. La forma de obtener calor es haciendo que la radiación solar atraviese el tubo exterior e incida en el absorbedor calentado el fluido.

Hemos elegido este tipo de captador como posible candidato en nuestra instalación debido a que su rendimiento es superior al del captador plano convencional y mantiene un comportamiento relativamente estable dentro de un rango de variación de la temperatura

ambiente y de la radiación solar que incide en él. Este captador incorpora unos reflectores anulares, que hacen posible que después de una o más reflexiones se obtenga una mayor concentración en el absorbedor.



*Figura 19: Captadores de tubo de vacío*



*Figura 20: Esquema tubo de vacío.*

Un aspecto importante a tener en cuenta a la hora de seleccionar la tecnología para cada aplicación es la curva de rendimiento de cada captador. En este apartado presentamos el rendimiento del captador de tubos de vacío con concentrador parabólico compuesto:

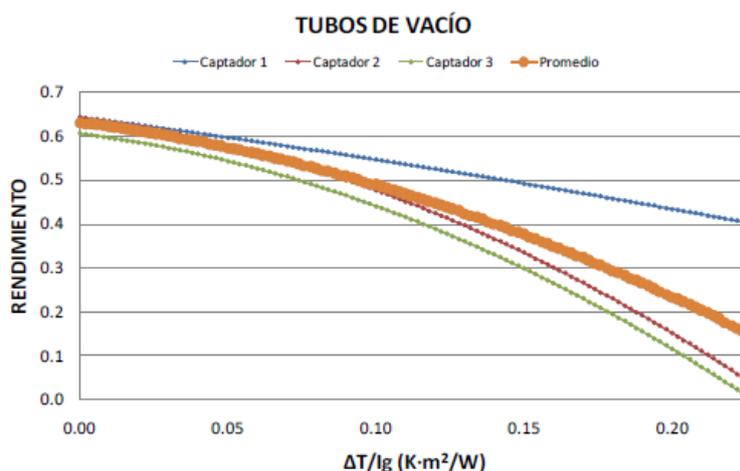


Figura 21: Curvas de rendimiento de captadores de tubos de vacío concentrador parabólico compuesto

En el eje de ordenada se representa el rendimiento térmico del captador y el eje de coordenadas se observa que equivale a la diferencia de temperatura media del colector y la temperatura ambiente partida de la radiación global. Vemos que efectivamente a medida que aumenta la diferencia de temperatura disminuye el rendimiento y a medida que aumenta la radiación global aumenta el rendimiento.

### 3.1.5.2 Concentrador lineal Fresnel

Este tipo de concentrador lineal simula un concentrador continuo en concreto un canal parabólico por medio de espejos dispuesto de una determinada manera sobre un plano. Una ventaja a favor de este tipo de concentrador es que no tenemos los problemas de construcción que aparecen cuando tratamos de fabricar un concentrador de gran tamaño, permitiendo así ser una alternativa más económica a los cilindros parabólicos.

Los espejos concentran la radiación sobre un receptor central fijo suspendido a una cierta altura sobre el plano en la dirección del eje de rotación de estos. Este tipo de disposición permite un mejor aprovechamiento del terreno y se disminuyen los bloqueos entre los espejos. Gracias a esta configuración nos podemos encontrar varios receptores en paralelo próximos entre sí dado de que una parte de las filas de espejos pueden ser compartidas por dos receptores.

El receptor es similar al que usamos para la aplicación de canal parabólico pero más barato debido a que la tecnología Fresnel trabaja a menores temperaturas. Estos concentradores son muy utilizados para la generación directa de vapor saturado en los tubos. La temperaturas de trabajo están entre 150 y 300°C.

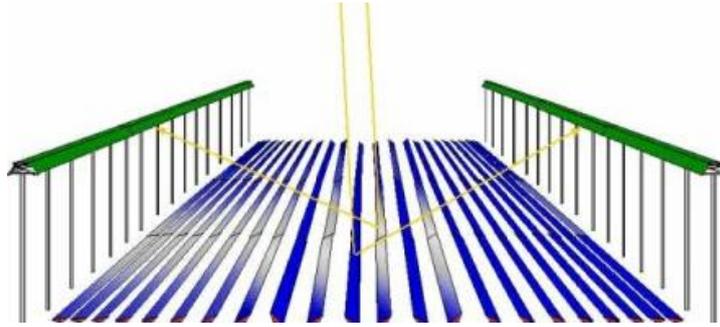


Figura 22: Concentrador lineal Fresnel

La curva de rendimiento del concentrador lineal Fresnel queda de la siguiente manera suponiendo una temperatura ambiente de 20 °C y una radiación incidente de 1000 W/m<sup>2</sup>.

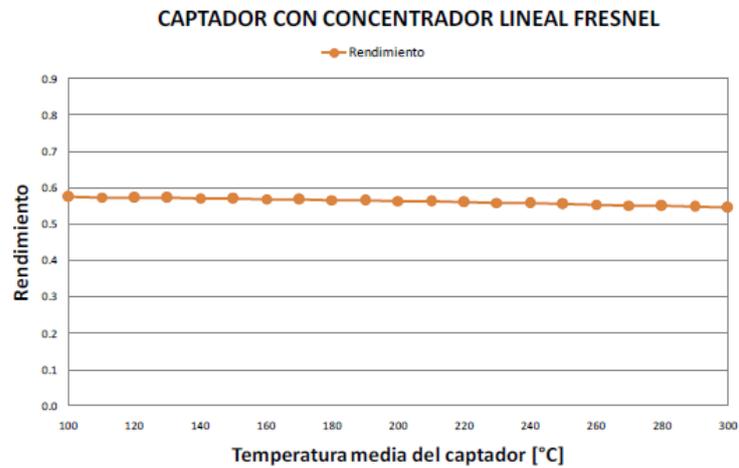


Figura 23: Curva de rendimiento de captador con concentrador lineal Fresnel

Además es importante saber que se emplea la radiación directa normal corregida en función de ángulo de incidencia.

### 3.1.5.3 Concentrador de canal parabólico.

En este sistema de captación los concentradores tienen forma de cilindro parabólico tal y como se observa en la figura 4.7. Estos concentran la radiación en los tubos receptores los cuales contienen al fluido caloportador.

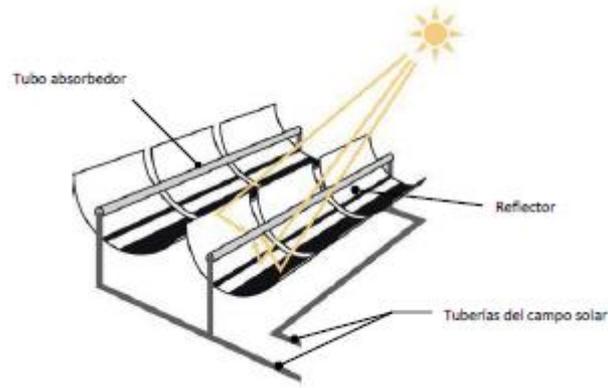


Figura 24: Canal parabólico

Estos colectores tienen una disposición en filas paralelas normalmente alineados en un eje norte-sur o este-oeste.

Los rayos de radiación directa se reflejan en los espejos concentrándose en el foco del receptor lineal. La eficiencia de esta tecnología es mayor que la de los dos procesos descritos anteriormente debido a que el área del reflector es del orden de 30 veces más grande que la de absorción. El receptor es el responsable de gran parte del rendimiento del dispositivo, es por ello que el receptor es un tubo de metal negro cubierto con un vidrio evacuándose, el espacio entre el vidrio y el tubo con lo que reducimos las pérdidas de convección. El tubo metálico interno lleva un recubrimiento selectivo que hace que este posea una elevada absorptividad mayor del 90% teniendo a su vez una baja emisividad, dándole así un elevado rendimiento térmico.

Las temperaturas de trabajo de este sistema se mueven en el rango de 100 y 400 °C. Esta última tecnología será descartada debido a que esta destinada a servir para aplicaciones que requieran temperaturas más altas. Para nuestra aplicación este tipo de emplazamiento podría llegar a ser inviable la instalación debido a su elevado coste. La alternativa a este tipo de sistema será el concentrador lineal Fresnel.

Observamos, en la figura 25, un cuadro resumen de los distintos rangos de temperatura que manejan cada una de las tecnologías descritas:

TECNOLOGÍA	RANGO DE TEMPERATURAS
Captador de tubos de vacío	100°C -150°C
Fresnel	150°C -300°C
Canal parabólico	100°C -400°C

Figura 25: Cuadro de rangos de temperaturas en función del sistema de captación

Para concluir con el apartado de análisis de las diferentes tecnologías de captación de energía solar podemos decir que efectivamente elegimos un tipo u otro en función de la aplicación.

En el presente proyecto tratamos con una máquina de absorción, y como ya hemos visto las variantes del ciclo de absorción más extendidas son la de simple efecto y el de doble efecto, así pues esto será lo que finalmente determine si se usa una tecnología u otra.

El ciclo de doble efecto con los captadores de tubos de vacío puede llegar a ser incompatible ya que es posible que la temperatura requerida en el generador de alta no pueda llegar a ser proporcionada por este tipo de captador es por ello que se optaría entonces por el concentrador lineal Fresnel. A pesar de todo esto si consiguiéramos que nuestra instalación funcionara con tubos de vacío la inversión sería menor y más rentable.

### **3.1.6 Alternativas de almacenamiento de energía**

En este apartado vamos a analizar las diferentes alternativas de almacenamiento que nos interesan para la realización del proyecto. Será el paso previo al análisis teórico en el cual se determinará la alternativa más interesante. Las distintas configuraciones son:

- a) *Almacenamiento de energía en un depósito de agua caliente:* Con este método se acumulará el agua a la salida del campo solar en un tanque de almacenamiento, este será la fuente calor del generador en el ciclo de absorción. Se irá acumulando cuando dispongamos de radiación solar suficiente el excedente de energía.
- b) *Almacenamiento de frío:* Cuando producimos frío en el ciclo de absorción lo que queremos es evacuar más o menos calor dependiendo de la aplicación ya sea refrigeración o climatización. Para ello debemos de tener una corriente a baja temperatura que haga posible el enfriamiento y con esta alternativa en vez de almacenar un fluido intermedio almacenamos directamente el fluido final que es enfriado. Ya veremos que hay varias modalidades según el tipo de fluido.
- c) *Almacenamiento de refrigerante en el ciclo de absorción:* La tercera alternativa es acumular el refrigerante en estado líquido antes del evaporador, para que cuando se requiera, en horas en las que la oferta de energía solar no tenga lugar, entre en juego este refrigerante que pasará por el evaporador evacuando calor del medio a enfriar.
- d) *Almacenamiento de energía en batería a la salida del campo solar:* Estas disposición la utilizaremos para analizar el ciclo de compresión mecánica simple, cuyo compresor se abastece de energía solar fotovoltaica. Es por ello que no

utilizamos ningún tipo de depósito y esto es debido a que en anteriores trabajos, como ya se ha mencionado, sale como resultado un depósito demasiado grande a la salida del evaporador.

- e) *Producción de frío con ciclo de absorción eliminando el generador e introduciendo un compresor alimentado por energía fotovoltaica:* De entrada podemos intuir que será la alternativa menos viable ya que necesitamos hacer la separación a parte sin que la presión suba mucho para poder entrar después al compresor alimentado por energía fotovoltaica.

Para todas las aplicaciones en las cuales se alimenta o bien el generador con energía solar térmica o bien el compresor con energía solar fotovoltaica, lo normal es acumular la energía por el día a la vez que se produce frío o bien simplemente acumular por el día para producir frío en horas en las que no tengamos energía solar disponible. Por la noche el sistema se abstiene de esa energía almacenada para evacuar el calor requerido de cara a cubrir la demanda nocturna dentro de la medida de lo posible.

### **3.1.6.1 Almacenamiento de energía en depósito de agua caliente a la salida del campo solar**

Como ya se ha comentado en otros apartados, la oferta de energía solar térmica en la mayoría de los casos no se acopla con el consumo, es por ello que necesitamos un reservorio de calor donde almacenar dicho excedente si no queremos desperdiciarlo. El corazón de este tipo de almacenamiento reside en el depósito que se encuentra a la salida del campo solar. Un dato interesante es que para la aplicación que estamos analizando el acople entre la oferta y la demanda es mayor que para otras aplicaciones ya que cuando se requiere más frío es cuando más oferta de energía solar térmica hay, aún así se precisa de un sistema de almacenamiento.

Como se ha indicado anteriormente, esta construcción la utilizamos para almacenar agua caliente en un ciclo de absorción, quedando el esquema de principio de la siguiente manera:

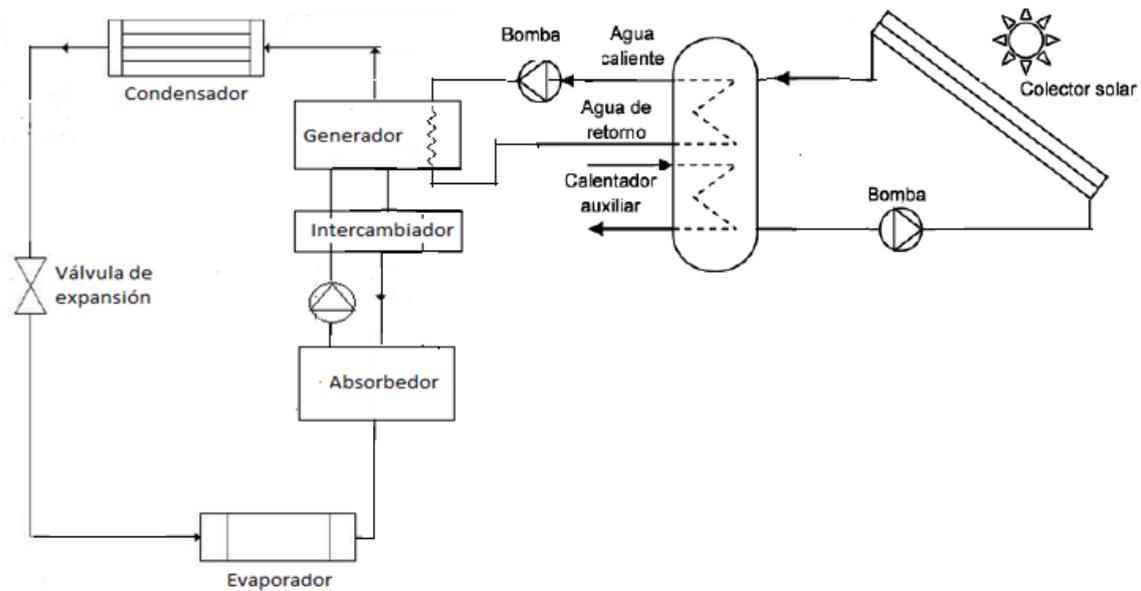


Figura 26: Esquema de principio de un ciclo de absorción alimentado por energía solar térmica

### •Descripción del sistema de almacenamiento

Dependiendo del tipo de material con el que se fabrique el tanque de almacenamiento y de si está correctamente aislado podremos tener el calor más o menos tiempo almacenado, puede ser desde tan solo unas horas hasta un máximo de dos días. Los depósitos acumuladores además de estar aislados pueden tener una funda para incrementar la durabilidad y disminuir las pérdidas.

Los materiales más apropiados para el depósito son el acero inoxidable, aluminio y el acero vitrificado. Hay que tener en cuenta también que la calidad del agua no es siempre la misma, es por ello que una buena elección del material es a veces crítica para que no se produzcan fenómenos de corrosión.

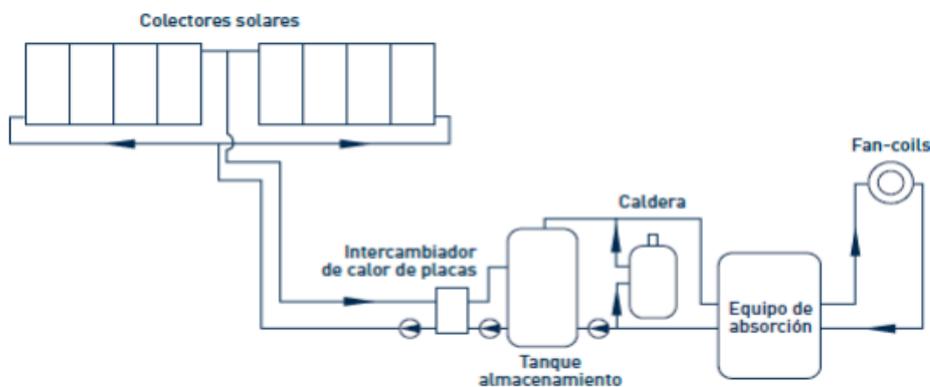
Otro aspecto a tener en cuenta es la geometría del depósito, por lo general se recomienda que sea cilíndrico en proporciones de uno de ancho y dos de alto, cuanto más alto sea el depósito mayor será la diferencia de temperaturas, esto es así por el fenómeno de estratificación que tiene lugar en él, e influirá notablemente en el rendimiento de los captadores. Es fundamental que el depósito sea del tamaño apropiado ya que si es más pequeño de lo que se necesita se está desperdiciando energía y por otro lado si es más grande no se alcanzan las temperaturas requeridas para el funcionamiento del sistema de absorción. En definitiva el depósito de acumulación tiene que cumplir una serie de requisitos que se resumen a continuación:

- a) Calor específico elevado del medio de acumulación.

- b) Pérdidas térmicas bajas (superficie exterior reducida y un buen nivel de aislamiento)
- c) Buena estratificación de temperaturas en el depósito.
- d) Vida útil al menos equivalente a la de los captadores solares.
- e) Bajo coste y disponibilidad del medio de acumulación.
- f) Buenas propiedades medioambientales y de higiene del medio de acumulación y del acumulador.
- g) Capacidad de soportar las temperaturas y las presiones de trabajo.

El fenómeno de estratificación que hemos mencionado anteriormente se da debido a la baja densidad de un fluido que está a más temperatura que el otro. A más temperatura, menor densidad y por tanto se sitúa en la parte superior del tanque mientras que el fluido a menor temperatura está en la parte inferior. El consumo se toma de la parte alta del depósito y la corriente fría va al intercambiador de calor que enfría la corriente caliente que sale de los captadores y se calienta situándose en la parte alta del depósito. Cuanto más baja sea la temperatura de entrada a los captadores, mejor rendimiento de captación.

Una vez descritos los aspectos más importantes de los depósitos pasamos a ver que dispositivos son necesarios para hacer posible la acumulación y el trasvase de energía al acumulador.



*Figura 27: Almacenamiento agua caliente*

En la instalación debemos distinguir entre dos subsistemas, el subsistema solar y el auxiliar, aunque para el análisis numérico no se tendrá en cuenta el subsistema auxiliar, lo nombramos ya que realmente en cualquier instalación de este tipo será necesario en algún momento para ayudarse de las energías convencionales debido a una insuficiente oferta de energía solar térmica prolongada o simplemente que la demanda suba de tal manera que no halla suficiente agua caliente obtenida con energía solar. El sistema auxiliar de apoyo normalmente es una caldera de gas o un termo eléctrico y la puesta en marcha de este sistema normalmente se hace de forma automática.

Centrandonos en el subsistema solar observamos que la instalación no es complicada ya que todo lo producido se lleva al generador. Como ya sabemos en las instalaciones solares de este tipo, en la mayoría de los casos existe un circuito primario y un circuito secundario. En el circuito primario circula el agua por los captadores e intercambia calor mediante un intercambiador de placas calentando el circuito secundario. Una ventaja de este tipo de configuración es que podemos utilizar dos fluidos diferentes, esto será interesante debido a que al agua que circula por el primario se le pueden añadir ciertas sustancias en esta parte del sistema, esto será necesario por diferentes razones, bien por que el lugar sea de heladas frecuentes e interese una solución de glicol para que evitar esto o bien ante la corrosión, ya que se puede añadir ciertos aditivos que protejan de esto. Al no ser objeto de estudio no entraremos en profundidad en este aspecto, solo decir que al agua del primario al estar separada del consumo se le pueden añadir ciertas sustancias benéficas para algunos emplazamientos.

En el circuito primario ya tenemos el agua a una temperatura suficientemente alta para hacerla pasar por un intercambiador de placas, que tiene la función de calentar el fluido que se acumula en el depósito de almacenamiento. La función principal del tanque de almacenamiento es independizar en la medida de lo posible el circuito de captación solar del circuito de consumo. Este depósito manda el agua caliente hacia el consumo pasando por un calentador auxiliar, accionándose este si fuera necesario. Una vez tenemos el agua lista para el consumo un serpentín recorre el generador mediante un intercambiador dándole a la solución existente una temperatura adecuada para poder separar sin problema el refrigerante del absorbente. Además de todo ello tendremos que contar con un sistema de bombeo para cada circuito que sea independiente, estos se pueden ver representados en la Figura 27.

En cuanto a las protecciones debemos de contar con diferentes tipos de válvulas para funciones de aislamiento, de equilibrado de circuitos, vaciado y llenado de tuberías, purga de aire, seguridad y retención, y antirretorno. Debemos de colocar un dispositivo llamado vaso de expansión para posibles cambios bruscos de temperaturas que dan lugar a cambios de volumen y por tanto implica aumentos de presión, este dispositivo servirá para aliviar las subidas de presión y evitar las roturas y las fugas en la instalación.

•**Características del depósito de acumulación.**

La capacidad de almacenamiento de energía por unidad de líquido almacenado, que funciona en un intervalo de temperaturas  $\Delta T = T_{dep} - T_{retorno}$ , viene determinada por la siguiente ecuación:

$$Q_{dep} = mcp_{dep} * (T_{dep} - T_{retorno})$$

Siendo  $T_{dep}$  la temperatura del depósito y  $T_{retorno}$  la temperatura del agua de retorno del consumo, ya que será un circuito cerrado. El gasto másico de agua se denotará como  $m$  y  $cp$  será la capacidad calorífica del fluido.

El margen de temperaturas en que la unidad puede funcionar viene determinado, en la mayoría de las aplicaciones, entre un límite definido por las exigencias del proceso, y un límite superior definido por la presión de vapor del líquido.

A continuación analizaremos el depósito mediante un balance energético en dos situaciones distintas. El balance energético en régimen transitorio sobre el depósito de almacenamiento sirve para predecir su temperatura como función del tiempo. Las dos situaciones que se presentan son:

- a) *Depósito sin estratificación:* La variación de energía interna del sistema tiene que ser igual a la suma de los calores y cargas puestos en juego:

$$C_{dep} \frac{dT_{dep}}{dt} = M_c \cdot Cp \cdot (TE_c - T_{dep}) + M_f \cdot Cp \cdot (TE_f - T) - U_s \cdot A \cdot (T_{dep} - T_{ambiente}) + Auxiliar$$

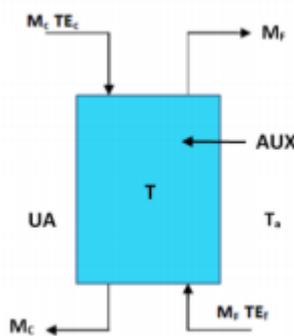


Figura 28: Balance de energía en depósito de almacenamiento sin estratificación

Con la evolución temporal de la temperatura del depósito, es posible calcular la potencia cedida al fluido frío, la potencia cedida por el fluido caliente y las pérdidas al ambiente.

Si consideramos un intervalo de simulación podemos decir que si al final de ese intervalo la temperatura del depósito es inferior a una temperatura de consigna fijada entrará en juego el sistema auxiliar de calentamiento en el interior del depósito. Calculamos potencia necesaria para elevar la temperatura final hasta la temperatura de consigna:

$$P_n = \rho * V * Cp * (T_{consigna} - T_{finalSimulación})$$

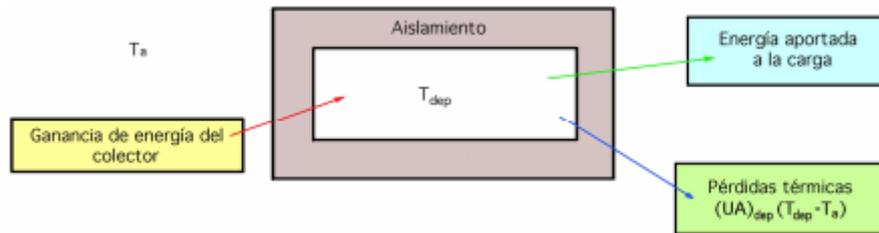


Figura 29: Almacenamiento sin estratificación de masa con ambiente a  $T_a$

- b) *Depósito con estratificación*: los depósitos de agua pueden funcionar también con diversos grados de estratificación, es decir, cuando el agua no está a una temperatura uniforme. Esto origina densidades distintas estratificadas lo que hace que según el agua vaya entrando, busque su propio nivel de densidad, siempre que entre a baja velocidad.

Para el balance de energía podemos considerar un depósito con dos secciones tal y como se observa en la figura 29. Haremos un balance para cada sección:

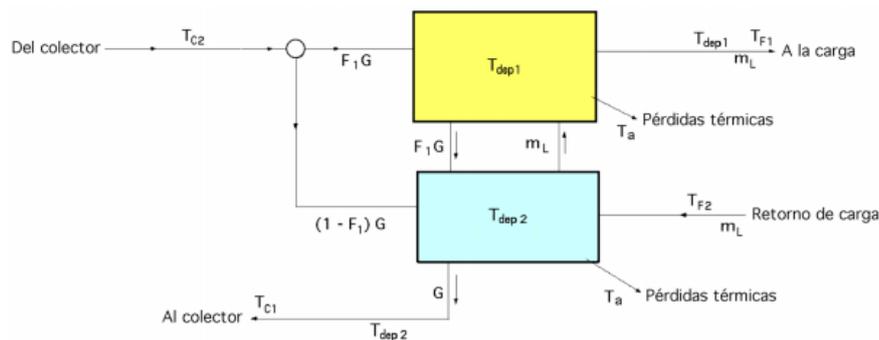


Figura 30: Sistema de almacenamiento de agua estratificada

El balance de energía para la parte superior quedaría de la siguiente manera:

$$mCp)_{dep1} \frac{dT_{dep1}}{dT} = F1 \cdot Cpcol \cdot (T_{c2} - T_{dep1}) + C_L \cdot (T_{dep2} - T_{dep1}) - U \cdot A)_{dep1} \cdot (T_{dep1} - T_a)$$

El primer sumando representa la ganancia del colector, multiplicada por una función de control F1 que proporciona las posiciones de marcha o parada del sistema de control de la bomba, vale 1 cuando  $T_{c2} > T_{dep1}$  y 0 cuando  $T_{dep1} > T_{c2} > T_{dep2}$ .

La carga suministrada por la sección de arriba es:

$$mCp)_L \cdot (T_{dep1} - T_{dep2}) = C_L \cdot (T_{dep1} - T_{dep2})$$

La carga suministrada por la sección de abajo es:

$$mCp)_L \cdot (T_{dep2} - T_{f2}) = C_L \cdot (T_{dep2} - T_{f2})$$

La carga total es:

$$mCp)_L \cdot (T_{dep1} - T_{f2}) = C_L \cdot (T_{dep1} - T_{f2})$$

El término  $U \cdot A)_{dep1} \cdot (T_{dep1} - T_a)$  es el correspondiente a las pérdidas desde la sección superior al medio exterior.

El balance que podríamos hacer para la segunda sección es:

$$mCp)_{dep2} \frac{dT_{dep2}}{dT} = F1 \cdot Cpcol \cdot (T_{dep1} - T_{dep2}) + (1 - F1) \cdot Ccol \cdot (T_{c2} - T_{dep2}) + C_L \cdot (T_{f2} - T_{dep2}) - U \cdot A)_{dep2} \cdot (T_{dep2} - T_a)$$

En este apartado cabe mencionar que existen una serie de recomendaciones asociadas a la acumulación que han de ser tenidas en cuenta. Para definir el tamaño y el coste debemos de saber que se recomienda que el cociente  $\frac{V}{A}$  sea aproximadamente del orden de  $75 \left( \frac{L}{m^2} \right)$  para optimizar el funcionamiento.

Otro aspecto a tener en cuenta, como ya se ha comentado anteriormente, es la cantidad de asilamiento que se debe poner al depósito, por ello se define un espesor mínimo que será de 50 mm sin olvidarnos de los puentes térmicos con los soportes. Por último entre otras cuestiones está el agrietamiento por problemas de los dispositivos de expansión y los

caminos preferenciales que puedan tomar las corriente debido a un mal diseño de las entradas y las salidas.

Para finalizar este epígrafe del proyecto es destacable señalar que el cálculo del volumen de acumulación en un sistema solar tiene una elevada importancia, ya que de este factor va a depender en gran medida el rendimiento de todo el sistema.

### **3.1.6.2 Almacenamiento de frío.**

Esta alternativa, como se ha descrito en la introducción del apartado 3.1.6, trata de almacenar el fluido que utilizamos para enfriar directamente el recinto o el local. Normalmente este fluido será agua fría o fluido de cambio de fase. A continuación en los puntos posteriores serán descritas ambas alternativas.

El objetivo de este tipo de almacenamiento es hacer trabajar al sistema cuando menos cueste la energía, en el caso de ser energía eléctrica sería por la noche. Si el sistema acumula frío por la noche podrá utilizarlo cuando por el día se demande y el coste de la energía eléctrica sea más elevado.

Con este método estaríamos ahorrando en energía eléctrica, pero en este proyecto no se trabajará de esta manera, ya que la fuente de energía es el sol y tenemos que producir y acumular lo máximo posible, cuando cuando corresponda, en horas diurnas para poder utilizar la energía sobrante acumulada por la noche cuando se requiera. Probablemente sea más interesante en refrigeración ya que los alimentos, por ejemplo, necesitan una temperatura constante para que se puedan conservar hasta que estos sean consumidos, no obstante también tiene cabida su uso en climatización, pero no será tan constante como en refrigeración.

#### **•Almacenamiento de frío: Agua fría**

El almacenamiento de frío mediante agua fría supone el sistema más básico utilizado, dónde simplemente se genera agua fría que se almacena en tanques aislados para luego ser utilizada. Se suele utilizar agua por sus ventajas y a sabidas, es un fluido barato, abundante y cuya tecnología es muy conocida.

El gran inconveniente del almacenamiento por agua fría es que sólo se aprovecha el calor sensible, almacenando mucha menos energía por unidad de volumen en comparación con los sistemas de cambio de fase.

(N.Sagara, 1990) N. Sagara lleva a cabo una evaluación del comportamiento de una bomba de calor incorporando un sistema de tanques de almacenamiento de agua instalado en un edificio de oficinas, donde los tanques funcionan por estratificación con dos partes

diferenciadas, conectadas por un conducto, lo que hace al sistema adquirir características diferentes del resto de tanques convencionales.

Objetivo: Recortar el pico de consumo diario de energía desplazando el consumo hacia la noche, mediante almacenamiento de frío.

El tanque de almacenamiento es de agua fría estratificada, el cual está dividido en dos zonas, una zona a la izquierda y otra a la derecha. Su funcionamiento tiene dos etapas claramente diferenciadas:

⇒ Noche: el agua a mayor temperatura (15°C) es bombeada hacia la bomba de calor y es enfriada hasta unos 6°C, descargándose lentamente al final de la parte izquierda.

Cuando está completamente lleno, el agua fría va hacia la parte de la derecha.

Ambas partes quedaran llenas de agua fría.

⇒ Día: es el proceso contrario, el agua caliente entra en la parte derecha. El flujo sigue la dirección contraria.

En estos casos hay muy poca mezcla de agua fría y caliente debido a la diferencia de densidades y a la escasa comunicación entre ambas partes del tanque. Al comparar con una estratificación normal, en este caso aumentamos la capacidad de almacenamiento de frío

Se encuentra localizado bajo tierra y aislado con una capa de poliestirenogoma espuma con paredes y tapas aisladas. En modo calefacción el sistema no se usa.

Se lleva a cabo un análisis de cómo varían las temperaturas cuando el tanque no se usa, obteniendo las siguientes conclusiones:

- ✓ El más rápido incremento de temperatura es en los primeros meses. Cuando el sistema se vuelve a poner en funcionamiento (modo refrigeración) ha habido un incremento de la temperatura en torno a 6°C. Esto nos demuestra que es muy eficiente usarlo también sólo en verano.
- ✓ Hay un incremento de potencia consumida, aunque este incremento es muy ligero.
- ✓ Definen una serie de ratios para medir la eficiencia del sistema:
  - Factor de utilización del calor almacenado: Nos mide la energía aportada por los tanques respecto de la energía total. Se obtienen unos valores en torno al 83%.

- Factor de ganancia de los tanques: Se trata de cuánto aumenta la temperatura de los tanques en el modo de no funcionamiento. Resultados del 8%.
- Peak Shaving Factor: Establece una relación entre la electricidad consumida por el sistema de 22h-8h y la electricidad consumida en las horas punta: 8h-22h. Los resultados son muy positivos y se sitúan en torno al 78%.

#### •Almacenamiento de frío: Cambio de fase

El almacenamiento con cambio de fase tiene el gran atractivo del aprovechamiento del calor latente y también del posible calor sensible, resultando más ventajoso que los fluidos en estado líquido. La gran dificultad radica en la inestabilidad de ciertos fluidos en cambio de fase y la posible degradación de sus propiedades con el uso.

A priori el sistema más utilizado es el almacenamiento de hielo, por las ventajas anteriormente comentadas del agua, pero cada vez se está incurriendo más en el almacenamiento de otros fluidos de cambio de fase que pueden presentar muy buenas propiedades.

(Saito Takamoto, 1990) Saito Takamoto estudia mediante experiencias la aplicación del almacenamiento de hielo en las bombas de calor.

Las razones principales recogidas para usar ese almacenamiento de frío mediante hielo son:

- ✓ Se prefiere un circuito cerrado debido a la energía necesaria en el transporte de agua fría/caliente.
- ✓ Disminuye la energía de carga, disminuyendo también el tamaño de las tuberías.
- ✓ Aumento de la eficiencia.

Se utiliza un sistema que almacena tanto frío como calor, siendo el almacenamiento de frío mediante hielo.

Se utiliza un sistema que almacena tanto frío como calor, siendo el almacenamiento de frío mediante hielo.

(E.Oró, 2012) E.Oró et al. plantean una revisión de los materiales de cambio de fase (PCM) para aplicaciones de almacenamiento de frío.

En este artículo se hace una revisión de los diferentes materiales utilizados para aplicaciones de almacenamiento de frío, características principales que deben tener y las tipologías de materiales y disposiciones.

El almacenamiento térmico es uno de los métodos más adecuados para corregir el hueco entre la demanda y el suministro de energía, por ello es una tecnología muy atractiva. El uso de PCM nos proporciona una mayor capacidad de almacenamiento además de un comportamiento más isotérmico durante la carga y la descarga respecto del almacenamiento sensible, mediante agua líquida, por ejemplo.

➤ Materiales de cambio de fase para almacenamiento de frío

El almacenamiento de calor latente resulta particularmente atractivo debido a su habilidad para proporcionar alta densidad energética almacenada por unidad de masa en procesos casi isotérmicos.

Las principales características solicitadas a los materiales son:

1) Termodinámica:

- Temperatura de fusión dentro del rango deseable.
- Alto calor latente de fusión por unidad de volumen
- Alto calor específico para proporcionar también una significativa cantidad de calor sensible.
- Alta conductividad térmica, tanto en fase líquida como en sólida.
- Poco cambio de volumen durante la transformación y escasa presión de vapor a la temperatura de operación.

2) Química

- No degradación después de un alto número de ciclos (congelación-fusión).
- No corrosivo.
- No tóxico.

3) Económicas

- Abundante
- Disponible
- Fácil reciclaje y tratamiento
- Poco impacto medioambiental
- Coste admisible

Los principales materiales para cambio de fase se dividen en dos grupos principales:

- **ORGÁNICOS:** dentro de los cuales se encuentran los eutécticos y los compuestos, subdividiéndose a su vez en parafinas y ácidos grasos.

Los principales materiales orgánicos utilizados son:

Compound	Melting point (°C)	Heat of fusion (kJ/kg)
Butyl stearate	19	140
Paraffin C <sub>16</sub> -C <sub>18</sub>	20-22	152
Capric-Lauric acid	21	143
Dimethyl sabacate	21	120
Polyglycol E 600	22	127.2
Paraffin C <sub>13</sub> -C <sub>24</sub>	22-24	189
(34% Mistiric acid + 66% Capric acid)	24	147.7
1-Dodecanol	26	200
Paraffin C <sub>18</sub> (45-55%)	28	244
Vinyl stearate	27-29	122
Capric acid	32	152.7

Figura 31: Principales materiales orgánicos empleados como fluido de cambio de fase en almacenamiento.

- **INORGÁNICOS:** encontramos eutécticos y compuestos, siendo los eutécticos principalmente sales.

(Vineet Veer Tyagi, 2005) Los compuestos inorgánicos tienen un alto calor latente por unidad de masa y volumen y son más baratos en comparación con los compuestos orgánicos. Además son inflamables. Aunque van a sufrir una mayor descomposición y subenfriamiento, lo cual afecta a sus propiedades de cambio de fase. Los principales compuestos inorgánicos utilizados quedan reflejados en la Figura 32:

Compound	Melting point (°C)	Heat of fusion (kJ/kg)
KF · 4H <sub>2</sub> O	18.5	231
Mn(NO <sub>3</sub> ) <sub>2</sub> · 6H <sub>2</sub> O	25.8	125.9
CaCl <sub>2</sub> · 6H <sub>2</sub> O	29	190.8
LiNO <sub>3</sub> · 3H <sub>2</sub> O	30	296
Na <sub>2</sub> SO <sub>4</sub> · 10H <sub>2</sub> O	32	251

Figura 32: Principales compuestos inorgánicos empleados como fluido de cambio de fase en almacenamiento.

Los materiales parafinas y no parafinas orgánicos son muy eficientes para el almacenamiento de frío, constituyendo una alternativa potente frente al almacenamiento de agua fría para aplicaciones de acondicionamiento.

Los PCM comerciales disponibles en el mercado son:

PCM name	Type of product	Melting point (°C)	Heat of fusion (kJ/kg)
RT 20	Paraffin	22	172
Climsel C23	Salt hydrate	23	148
ClimselC24	Salt hydrate	24	216
RT 26	Paraffin	25	131
RT 25	Paraffin	26	232
STL 27	Salt hydrate	27	213
S27	Salt hydrate	27	207
RT 30	Paraffin	28	206
RT 27	Paraffin	28	179
TH 29	Salt hydrate	29	188
Climsel C32	Salt hydrate	32	212
RT32	Paraffin	31	130

*Figura 33: PCM comerciales disponibles en el mercado*

(T.KumanoAsaoka,2010) Asaoka et al. Llevaron a cabo un estudio sobre la influencia de la temperatura en la capacidad de almacenamiento concluyendo en que la efectividad del calor latente del hielo en soluciones de etanol está significativamente afectada por la temperatura de la solución, aunque no tan significativamente para las soluciones de propilen glicoly el etilenglicol. Esto sugiere que dependiendo del compuesto con el que mezclemos el hielo, la dependencia con la temperatura variará.

➤ Estabilidad de los PCM a bajas temperaturas

Los factores más importantes que han limitado el uso de los sistemas de PCM son el tipo de recipiente requerido para el PCM y el número de ciclos que puede llevar a cabo el material sin que haya degradación en sus propiedades. La estabilidad a largo plazo está afectada por la pobre estabilidad del propio material y/o por la corrosión entre el PCM y el recipiente.

Se suelen utilizar numerosos aditivos para mejorar sus características, como el tetradecano.

➤ Encapsulación de los materiales de cambio de fase

En casi todos los casos los PCM tienen que ser encapsulados para evitar el goteo de la fase líquida. Hay tres principales tipos de encapsulación: macro encapsulación, micro encapsulación y almacenamiento voluminoso en tanques intercambiadores de calor.

El sistema más utilizado es la macro encapsulación, cuyas mayores ventajas son la facilidad en la operación y la flexibilidad en el diseño de los módulos.

➤ Aplicaciones

-Potencial en el uso de PCM para almacenamiento de frío PCM ofrece la posibilidad del mantenimiento térmico debido a su inercia térmica. Este resguardo puede ser usado contra el calor y el frío, durante el transporte o el almacenamiento.

- a) Enfriamiento: reducción de potencia instalada
- b) Mantenimiento térmico de comida
- c) Aplicaciones médicas
- d) Sistemas de enfriamiento industrial

- Desplazamiento del punto de consumo.
- Transporte de materiales sensibles a la temperatura.
- Aplicaciones de acondicionamiento térmico en edificios.

El fluido más estudiado ha sido el agua, por razones obvias, el agua es barata, tiene las mejores propiedades térmicas y también presenta una gran estabilidad a largo plazo. Se trata de una tecnología madura y comercialmente disponible. Sin embargo, para aplicaciones con menor temperatura de trabajo, como la conservación y transporte de productos, el agua no es aplicable.

(Atul Sharma, 2009) Atul Sharma et al. Llevan a cabo una revisión también del almacenamiento térmico con materiales de cambio de fase.

En este artículo se lleva a cabo un análisis de los fluidos de cambio de fase, sus características y las principales aplicaciones de estos sistemas.

Se destaca la capacidad de descenso del pico del consumo mediante el almacenamiento. Con el almacenamiento del calor latente conseguimos reducir el coste de generación de electricidad manteniendo la demanda aproximadamente constante.

(Sharma A. Sharma SD, 2006) Sharma et al.. Estudian los efectos de las propiedades físicotérmicas de los materiales de los intercambiadores de calor en el comportamiento del sistema de almacenamiento, extrayendo las siguientes conclusiones:

- La selección de la conductividad térmica del recipiente de almacenamiento y la conductividad del PCM es muy importante, ya que tienen efecto sobre la fracción que se funde.

- Si la conductividad del recipiente se incrementa, el tiempo requerido para completar la fusión del PCM decrece. El efecto del espesor del recipiente es insignificante.
- La temperatura inicial del PCM no tiene un efecto muy importante sobre la fracción que se funde, mientras que la temperatura de las paredes si tiene un efecto muy importante durante todo el proceso.

#### •Utilización de fluidos de cambio de fase dentro del ciclo

Se está planteando también la idea de almacenar dentro del propio ciclo, bien a través de un PCM o bien directamente sobre el refrigerante, de tal forma que se puedan independizar ciertas partes del ciclo

(Nomura, 1990) Nomura plantea ya un sistema de bomba de calor con almacenamiento térmico.

Nomura hace un estudio sobre el almacenamiento de calor a la salida del compresor. No se usa directamente en refrigerante si no que éste intercambia con un fluido al que transfiere la energía térmica (mediante un compresor rotativo con almacenamiento térmico). El fluido utilizado es el Polietilen Glicol.

Este almacenamiento se usa para dar capacidad de calentamiento durante el defrosting. Con ello se consigue dar una continuidad en el servicio aun estando llevando se acabo el defrosting. Los resultados conseguidos son un aumento del COP y de la capacidad de calentamiento aunque también se aumenta el consumo. Disminuyen también los efectos de ruido del compresor.

Como conclusiones se obtiene un aumento muy pequeño de los costes al incorporar los equipos, además de que no ha habido apenas aumento del espacio de la instalación, pese a introducir el intercambiador.

(Fuqiao Wang, 2007) Fuqiao Wang realiza una investigación experimental sobre el novedoso uso de materiales de cambio de fase dentro del ciclo de compresión.

En este artículo se pretende hacer un estudio sobre cómo se comportan y que efecto tienen los materiales de cambio de fase (PCM) en el ciclo de compresión mecánica.

Todo el almacenamiento de energía térmica ha tenido un papel muy importante en el manejo de la energía, y ha sido usado muy ampliamente en refrigeración y sistemas de aire acondicionado (RAC).

El principal objetivo de los PCM en sistemas RAC era el de producir capacitancia dentro del sistema minimizando las fluctuaciones. Con este estudio se quiere además desarrollar sistemas PCM que sirvan para un mejor manejo del lado de la demanda, sirviendo como herramienta para administrar la demanda eléctrica y para suministro de energía, permitiendo una mayor eficiencia y una producción más económica.

La tecnología de PCM ha sido desarrollada e integrada en el sistema de refrigeración como un método para ahorrar energía y tener un mayor control.

La Figura 34 muestra el sistema que se va a analizar de aquí hacia adelante:

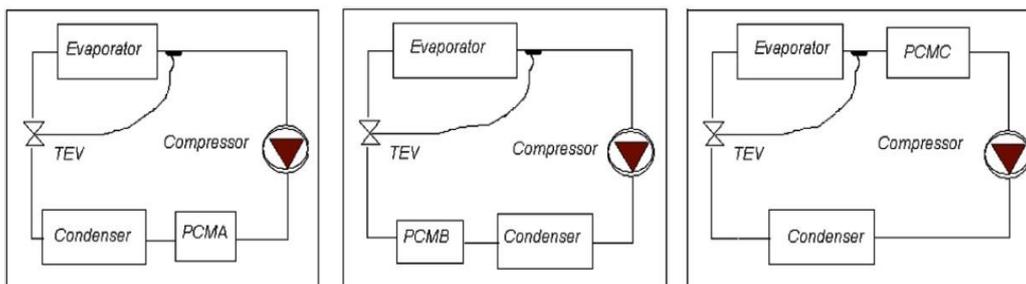


Figura 34: Intercambiador PCM integrado en sistema de refrigeración, en diferentes puntos del ciclo.

Tenemos por tanto tres posibilidades, PCM A, PCM B y PCM C.

El objetivo del PCM en la zona líquida es el de obtener un beneficio de las condiciones ambiente más bajas que se producen por la noche. Suministra carga al condensador, permitiendo almacenar la energía por la noche y utilizarla durante el día. El objetivo del PCM en la zona de succión, zona de estado gas, es limitar el sobrecalentamiento en la línea suministrando capacidad térmica.

El propósito principal del estudio es examinar este nuevo uso, concretando en los siguientes objetivos:

- ✓ Medir el COP de la planta.
- ✓ Medir y validar el comportamiento de la planta con y sin intercambiadores de cambio de fase.

Se lleva a cabo una descripción de cómo va a ser el proceso de medida, instrumentación utilizada y parámetros a medir.

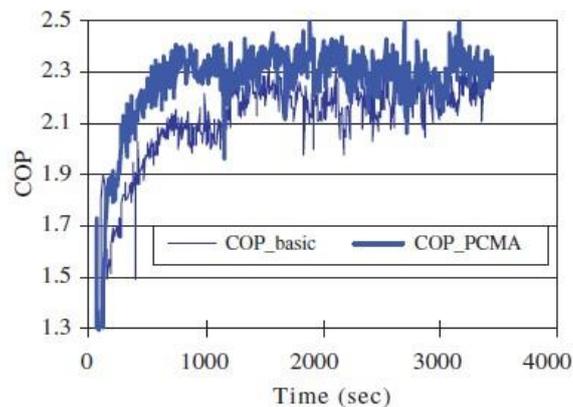
En todos los casos, los resultados se han comparado con el sistema básico sin intercambiadores. Estos intercambiadores son de carcasa y tubo con el flujo de refrigerante por los tubos y el PCM por la carcasa.

Tanto para PCMA como PCMB los materiales utilizados tienen un punto de fusión de 21°C, temperatura escogida de acuerdo a las condiciones locales, mientras que PCMC tiene una temperatura de fusión de 8°C, de acuerdo con el sobrecalentamiento usado y las ganancias de calor.

### Resultados:

A) PCMA entre el compresor y el condensador.

La Figura 34 nos muestra como el COP del ciclo es alrededor de un 6% mayor que sin el uso de PCM.



*Figura 35: Comparación del COP entre sistema básico y el sistema añadiéndole el PCMA*

Esto es debido a una menor presión de condensación y un mayor subenfriamiento, dónde PCMA actúa como un condensador extra. Queda reflejado en Figura 36 y 37:

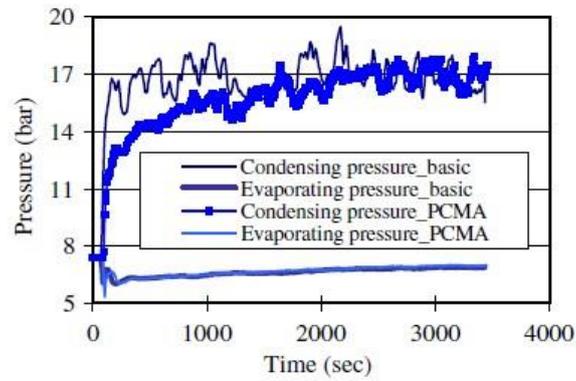


Figura 36: Presiones en condensador y evaporador, comparando entre ciclo básico y ciclo con PCMA.

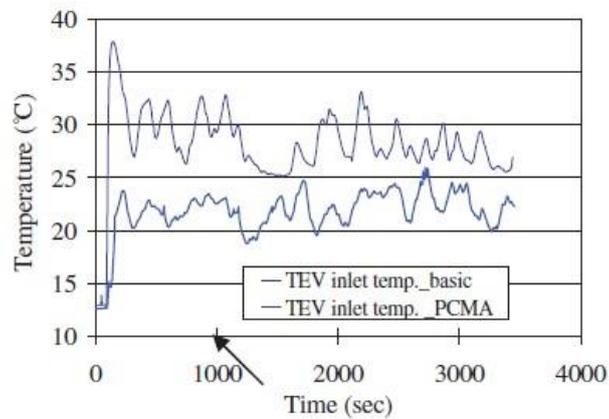


Figura 37: Temperaturas antes de la válvula, comparando entre ciclo básico y ciclo con PCMA

B) PCMB entre condensador y válvula de expansión.

En este caso el COP es un 8% mayor que en el sistema básico. El efecto de la diferente temperatura de entrada del aire al condensador es pequeño y el mayor COP se puede explicar en la Figura 38 la cual muestra como el PCMB da una menor temperatura antes de la válvula de expansión.

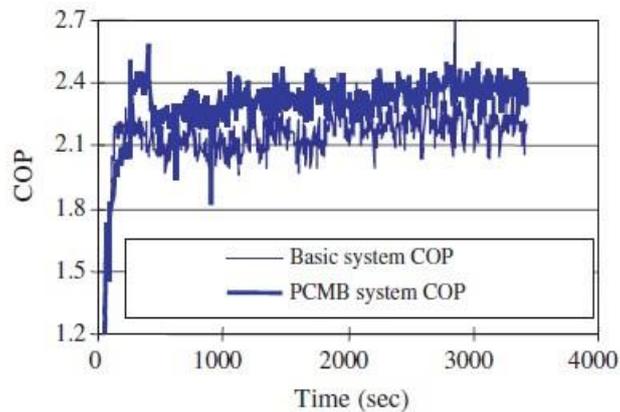


Figura 38: Comparación del COP entre el ciclo básico y el ciclo con PCMB

El incremento de COP esperado no ha sido tal debido al incremento de la caída de presión que se produce en el PCMB. Esto hace pensar que se debe investigar más en este aspecto para maximizar la transferencia de calor y minimizar la caída de presión.

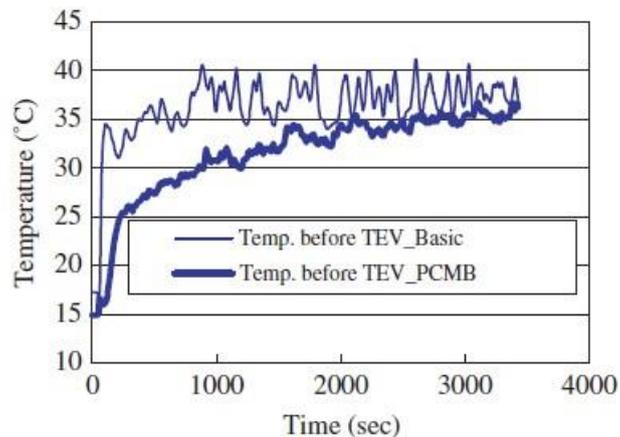


Figura 39. Temperatura del refrigerante antes de la válvula, comparando el ciclo básico y el ciclo con PCMB.

### C) PCMC entre evaporador y compresor.

En este caso el COP de ambos sistemas son similares, la mayor diferencia entre ellos es en la actuación del evaporador. Con la introducción del PCMC se consigue dar una mayor estabilidad de temperatura en la válvula de expansión y controlar un menor sobrecalentamiento.

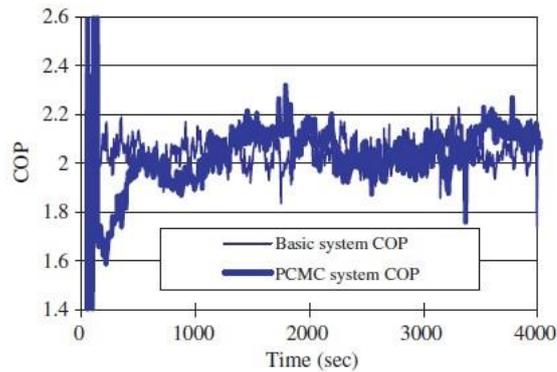


Figura 40: Comparación de COP entre el ciclo básico y el ciclo con PCMC

(Fuqiao Wang, 2007) Fuqiao Wang lleva a cabo una simulación dinámica de este sistema.

En esta segunda parte se va a llevar a cabo la misma comparación que en la Parte 1, pero en este caso utilizando un modelo de simulación dinámica. Posteriormente se llevará a cabo una comparación entre ambos métodos para la validación de resultados.

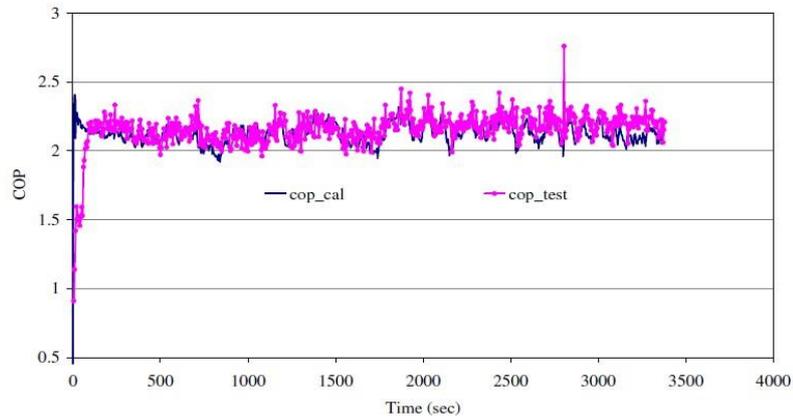
El modelo desarrollado, está basado en un lumped-parameter method. El condensador y el evaporador son tratados como tanques de almacenamiento en diferentes estados, los cuales tienen una región sobrecalentada, una bifásica y otra subenfriada. En las regiones con una sola fase los parámetros son considerados homogéneos mientras que en la región bifásica consideramos equilibrio químico.

El modelo de compresores considerado como un proceso adiabático, utilizando una eficiencia isentrópica para su caracterización. El proceso de expansión es considerado isentálpico.

El PCM es tratado como un modelo de transferencia unidimensional, siendo un intercambiador de carcasa y tubo. Se describen detalladamente cada uno de estos modelos.

## Validación de los resultados dinámicos.

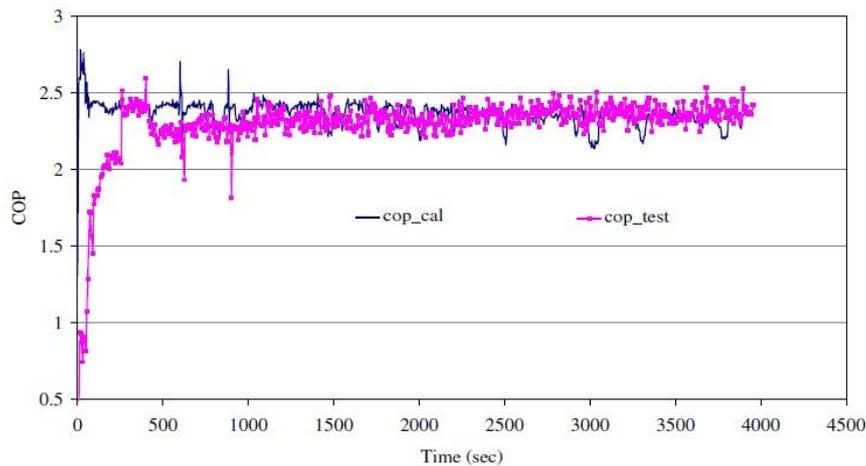
Se han comparado los modelos sin incluir PCM, y es como se muestra en ambos procedimientos coinciden en los resultados, teniendo en cuenta el posible error del test en la Parte 1.



*Figura 41: Comparación sin PCM del COP obtenido experimentalmente y el COP calculado mediante la simulación dinámica*

A continuación se procede a la comparación en este caso con PCM posicionado entre el condensador y la válvula de expansión. La Figura 41 muestra como los resultados empiezan a acercarse a partir de los 70 minutos. Los principales errores se producen al principio de la operación, lo que puede ser debido a los siguientes factores:

- La distribución másica inicial del refrigerante en los diferentes componentes es asumida como en equilibrio bifásico.
- El coeficiente de transferencia de calor usado para el condensador y el evaporador procede de correlaciones donde se suponen condiciones estáticas.
- Para el modelo, el tiempo de parada es de 0,2 s, pero la medida se lleva a cabo cada 5 segundos aproximadamente.



*Figura 42. Comparación del COP con PCM obtenido experimentalmente y el objeto a través de la simulación dinámica*

**Conclusiones:**

Este modelo dinámico desarrollado puede ser usado en el diseño y optimización del sistema. Se puede encontrar que el modelo tiene una alta coincidencia en los resultados con respecto a los test de la Parte1, tanto para presiones, temperaturas, como para COP.

Al ser un modelo dinámico, los parámetros del sistemas son muy sensibles a sus condiciones iniciales, esto hace que los resultados tengan errores iniciales.

(Fuqiao Wang, 2007) Finalmente Fuqiao Wang evalúa la utilización del sistema de cara a los posibles ahorros de energía y el control del proceso.

En esta tercera parte lo que se lleva a cabo es la explicación del nuevo enfoque de los PCM en los ciclos de refrigeración.

El uso tradicional de los PCM radica principalmente en el almacenamiento de frío en horas valle para luego ser utilizado en horas punta, así como para conseguir un menor tamaño del sistema, menor coste de arranque y una mayor eficiencia.

Comparando con este uso tradicional, se puede conseguir un mayor COP mediante el incremento del subenfriamiento con PCMB, minimizando el sobrecalentamiento con PCMC y reduciendo la presión de condensación con PCMA.

### PCMB incrementando el subenfriamiento:

Investigaciones muestran que diferentes temperaturas de cambio de fase tienen diferentes influencias en el sistema. Ilustración 3.25 muestra los resultados de este estudio y cómo el COP del sistema varía con la temperatura de PCMB y el tiempo.

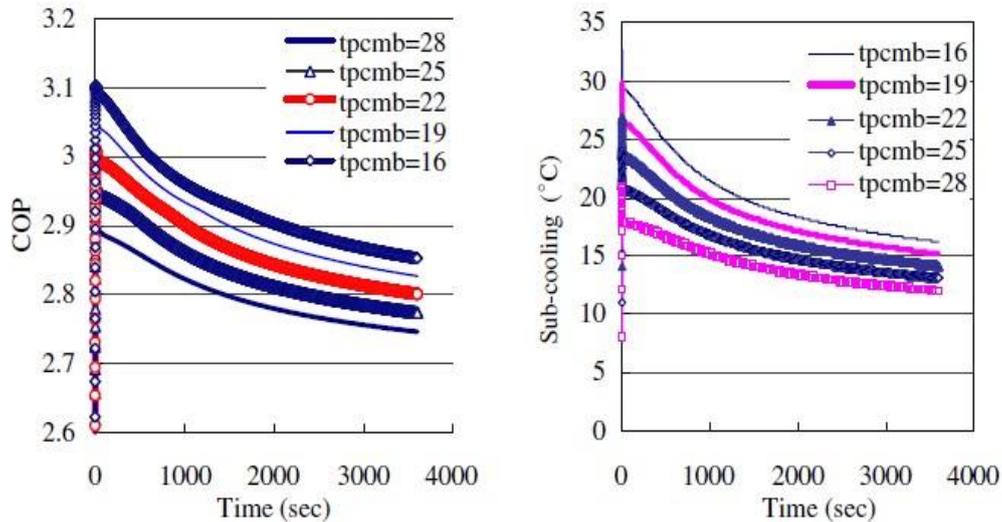


Figura 43: Variación del COP y del subenfriamiento con PCMB según diferentes temperaturas de cambio de fase a lo largo del tiempo

Se puede observar como el mayor COP se obtiene bajando la temperatura de cambio de fase, aunque también hay que tener en cuenta que esta disminución de la temperatura puede afectar a la capacidad de carga del PCM.

Por tanto, una menor temperatura de cambio de fase puede mejorar el COP pero podría limitar la carga, por lo que, la selección de este parámetro es importante para todas las aplicaciones.

Otro aspecto importante a tener en cuenta es la influencia de la temperatura ambiente en el comportamiento del sistema. En el caso de un sistema básico de refrigeración, cuanto mayor se a la temperatura ambiente peores el COP que obtenemos.

En el caso de un sistema con PCM la situación es ligeramente diferente, cuando se aplica una mayor temperatura ambiente al sistema, la mayor temperatura del condensador tiende a incrementar la diferencia de temperatura entre refrigerante y temperatura de cambio de fase del PCM, lo que provoca que haya una mejor transferencia de calor. El efecto del subenfriamiento también es mejor con mayores temperaturas. Todo esto atenúa el efecto negativo debido a la mayor temperatura de condensación.

### PCMC minimizando el sobrecalentamiento:

COP DEL SISTEMA: El poder tener un sobrecalentamiento más bajo permite tener un COP más alto, porque permite al evaporador trabajar con un mayor coeficiente de transferencia de calor. Esto, a su vez, provoca un aumento de la presión del evaporador, disminuyendo el trabajo requerido. El descenso del sobrecalentamiento también reduce el trabajo de compresión.

ESTABILIZACION DEL SISTEMA: PCMC atenúa la variación de temperatura del refrigerante.

### PCMA reduciendo la presión del condensador:

La razón de la mejora del COP radica en el descenso de la presión del condensador, debido al hecho de que la mayor parte del enfriamiento desde el estado de sobrecalentamiento se lleva a cabo en PCMA y esto permite al condensador a operar con más eficiencia bajando la temperatura de condensación.

La Figura 43 muestra este descenso de la presión respecto del sistema base:

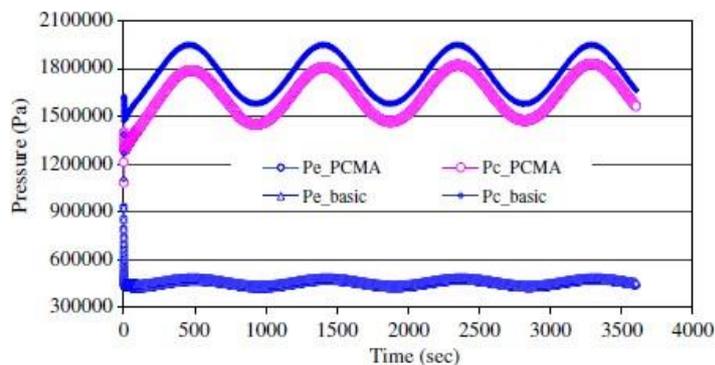


Figura 44: Presiones de condensación del sistema con PCMA y el sistema base.

### •Almacenamiento de frío con materiales de cambio de fase

Ahora contamos con el calor del cambio de fase lo que hace que la densidad de acumulación suba bastante, esta es del orden de 93 kWh/ m<sup>3</sup>, ya que el calor de cambio de fase es mucho mayor que el sensible. Como se puede observar los volúmenes de acumulación se reducen notablemente de esta manera, entre 6 a 10 veces. Otro aspecto interesante es que la temperatura se mantiene constante durante el cambio de fase.

Una de las técnicas con la se lleva a cabo dicha alternativa es mediante la congelación de unos nódulos rellenos de solución salina, la sal lo que hace es favorecer la cristalización del líquido. Dependiendo de la composición salina se puede acumular con temperaturas de entre 0 y -33°C. Los nódulos, que se almacenan en depósitos presurizados y aislados, ocupan alrededor del 60% del volumen del tanque, siendo el 40 % restante destinado para el agua glicolada.

A parte de la opción de las cápsulas existen otras alternativas como son los depósitos de agua con serpentín sumergido y el depósito de agua con serpentín helicoidal. En cualquier caso el funcionamiento es similar, se produce el hielo en la acumulación y cuando se retorna el agua a más temperatura se produce el cambio de fase y por tanto la descarga de frío. El sentido del paso del agua por el tanque será uno u otro en función de si se encuentra en período de acumulación o de descarga.

La combinación de refrigerante/absorbente que se utilizará será la de amoniaco ya que es la que puede alcanzar temperaturas inferiores a 0 °C.

### **3.1.6.3 Almacenamiento de refrigerante en el ciclo de absorción**

Para esta alternativa se instalarán en el propio ciclo de absorción dos depósitos de refrigerante, uno antes de la entrada al evaporador cuya misión es ir almacenando el este en las condiciones de temperatura y presión aptas para producir frio mediante su cambio de fase en el posterior paso por el evaporador, y otro depósito a la salida del absorbedor, de manera que podamos independizar el evaporador y el absorbedor de las demás partes del ciclo gracias a la incorporación de dicho depósito

El ciclo funcionará de tal manera que por el día se aprovecha la radiación solar para producir frío pero también para almacenar refrigerante el cual será utilizado, en horas en las que nos dispongamos de radiación solar, para producir frio si se requiere y es suficiente. Durante el día, como ya se ha indicado, el ciclo funcionará de manera normal acumulando refrigerante y por la noche solo opera el evaporador produciendo frío y almacenando el refrigerante, a la salida de este, en un depósito contiguo al absorbedor, en forma de líquido ya que este es absorbido por el absorbente. Se intuye, pero hay que dejar claro, que necesitaremos más refrigerante y por lo tanto más absorbente para llevar esta alternativa de almacenamiento a cabo.

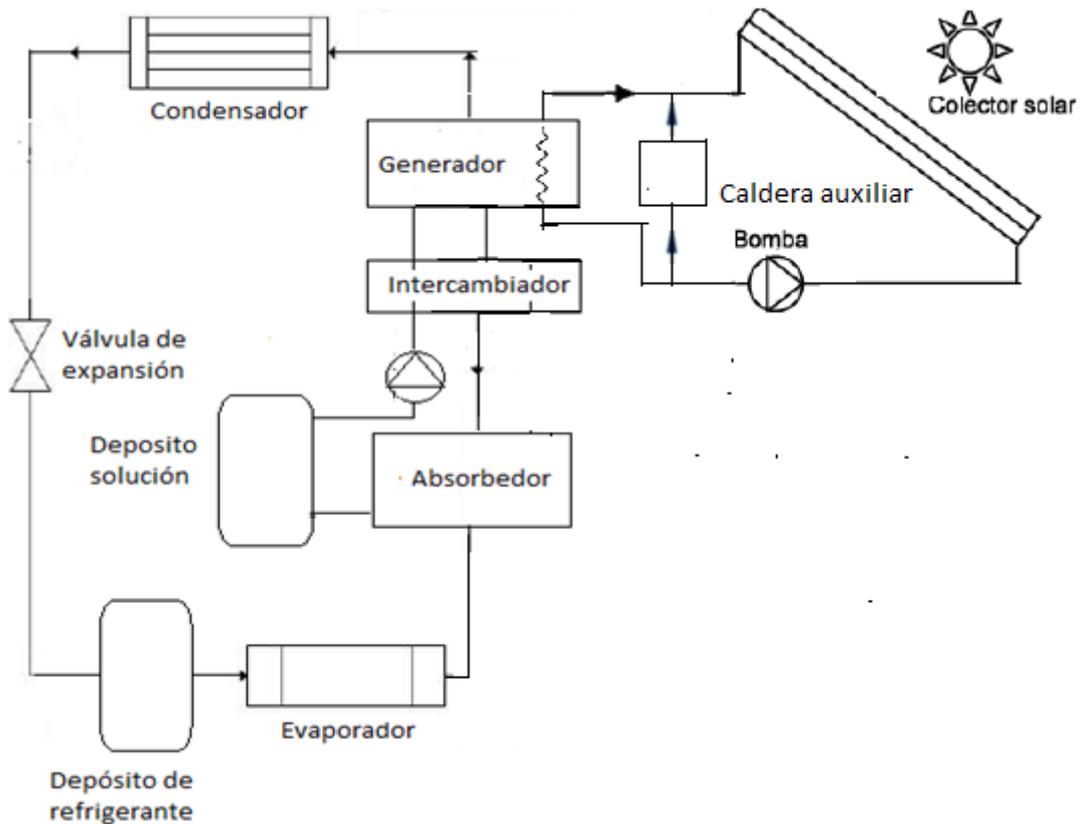


Figura 45: Almacenamiento de refrigerante en el ciclo de absorción

### 3.1.6.4 Producción de frío con sistema híbrido del ciclo de compresión mecánica simple y el ciclo de absorción

Para este apartado no se ha encontrado bibliografía debido a que es un sistema que vamos a proponer nosotros como posible alternativa a pesar de no estar desarrollada actualmente. Se trata de ver hasta donde se puede llegar con un ciclo de absorción que no use un generador para elevar la presión y la temperatura del ciclo, lugar donde se separa el refrigerante del absorbente.

En vez de utilizar un generador se requiere que la solución rica, que está en el absorbedor, la separemos de una manera diferente. Como veremos en apartados posteriores se hará esto con el objetivo de crear un vapor que se constituya casi en su totalidad de amoníaco, ya que este será el refrigerante que vamos a utilizar para introducirlo en el compresor. Ahora será el compresor el encargado de elevar la presión de la sustancia gaseosa y por lo tanto la temperatura. Por otro lado nos quedará una solución pobre, cuyo destino será el absorbedor, por lo que recircularemos esta solución con el objetivo de que vuelva a mezclarse con el refrigerante que retorna al salir del evaporador para formar la solución rica. Decir también que el compresor será alimentado por energía solar fotovoltaica y que únicamente podrá ponerse en funcionamiento cuando tengamos disponible radiación

solar suficiente para poder accionarlo, ya que para esta alternativa no vamos a disponer de batería.

En cuanto a los depósitos hemos de decir que al igual que en la anterior alternativa, disponemos de dos depósitos. El primer depósito en principio lo situaremos, como ya se ha comentado, a la entrada del evaporador, y el segundo depósito se coloca a la salida del absorbedor, con el objetivo de almacenar la mezcla rica de refrigerante y absorbente que sale del absorbedor.

La clave del análisis, aunque será muy complicado, de esta alternativa será ver como podemos separar la solución de manera que el sistema utilizado sea sencillo evitando que la presión suba en exceso, y que además el proceso no suponga un problema para el funcionamiento del sistema.

Esta alternativa, como veremos en posteriores puntos, será comparada con el ciclo de compresión mecánica simple, en el que se almacena la energía en batería. Para esta comparativa, como veremos, no vamos a almacenar energía en el ciclo en forma de refrigerante y el motivo por el que se ha tomado esta decisión es debido a que en anteriores investigaciones se ha comprobado que si almacenamos refrigerante en dicho ciclo vamos a tener problemas con el depósito de recepción. Este depósito al situarse la salida del evaporador contiene casi en su totalidad fluido en estado gaseoso, siendo así que ocupa un espacio mucho mayor que si fuera líquido.

### 4.1 Caso Base

#### 4.1.1 Descripción general

Para llevar a cabo el análisis numérico de las diferentes alternativas tenemos que partir de una planta de referencia de cara a establecer unas bases y unos datos de partida.

La planta elegida trata de un ciclo de absorción de simple efecto cuyo refrigerante es amoníaco y el absorbente es agua cuyo esquema de principio se presenta en la siguiente ilustración:

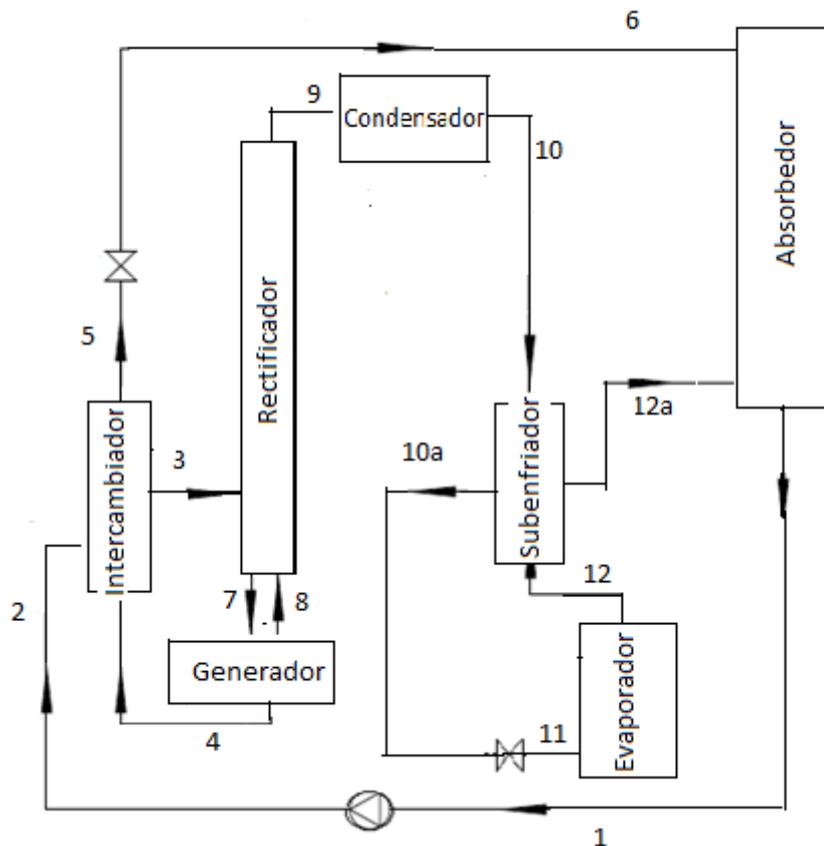


Figura 46: Esquema de principio del ciclo de absorción de simple efecto

A continuación se dará una breve descripción de la construcción de cada alternativa teniendo como base el esquema de referencia de la figura 46.

Este esquema incluye algunos detalles que no han sido definidos en apartados anteriores y por ello procedemos a su inmediata descripción. A primera vista sobre el esquema

vemos que partimos de una construcción simple en la que nos contamos con ningún depósito ya que esta será nuestra instalación de referencia sobre la que haremos las diferentes modificaciones en cuanto al ciclo de absorción se refiere. Otro aspecto interesante que puede llamar la atención en una primera pasada es el subenfriador cuya función es la de bajar la temperatura del fluido que sale del condensador haciendo al sistema más eficiente.

Si estamos ante la alternativa de acumulación de agua caliente a la salida del campo solar solo habrá un depósito y será de agua, situado fuera del circuito, como veremos en el siguiente apartado.

Para la alternativa en la que almacenamos el refrigerante dentro del propio, lo que tendremos que hacer es añadir los dos depósitos, como se ha visto anteriormente, pero con un matiz, y es que en vez de poner el depósito a la entrada del evaporador lo pondremos a la salida del subenfriador. El motivo que nos lleva a cambiar la localización de dicho depósito es que si lo pusieramos detrás de la válvula de expansión, como en otros apartados se proponía, este depósito saldría de unas dimensiones superiores por lo que hemos decidido situarlo a continuación del subenfriador. Posteriormente se justificará esta decisión numericamente con el cálculo de los volúmenes.

Por último tenemos la opción en la que eliminábamos el generador e instalamos un compresor que funcionará con energía fotovoltaica. Para ello tenemos que utilizar el depósito a la salida del absorbedor y el depósito a salida del subenfriador. Ahora se aprovechará el depósito situado a la salida del absorbedor para proceder a la separación del refrigerante de la mezcla líquida, que en principio se denomina mezcla rica, pero que una vez separemos el refrigerante, constituido casi en su totalidad del amoníaco, la mezcla pasará a ser mezcla pobre. Como se puede intuir, del absorbedor saldrán dos líneas diferenciadas, una en estado gaseoso constituida por el refrigerante cuya dirección será el compresor y otra en estado líquido que se recircula al absorbedor.

Un aspecto importante para poder estudiar con rigurosidad las diferentes alternativas, es tener presentes los diferentes estados de la sustancia a lo largo del ciclo de refrigeración, es por ello que mediante una exhaustiva búsqueda bibliográfica hemos dado con un ejemplo, el cual reúne los requisitos de partida detallados anteriormente que cumplen con las especificaciones de nuestro ciclo de absorción.

Los datos de partida perteneciente al ciclo de la figura 46 son:

Estado	P(bar)	T(K)	x(kgNH <sub>3</sub> /kgmezcla)	h(kJ/kg)	Titulo de vapor
1	2,2647	304	0,4	31,945	0
2	14,37	304	0,4	32,938	subcooled
3	14,37	363	0,4	306,77	subcooled
4	14,37	393,35	0,29	437	0
5	14,37	319	0,29	96,039	subcooled
6	2,2647	319	0,29	95,044	subcooled
7	14,37	368	0,95	1779,7	0,97094
8	14,37	368	0,4	330,72	subcooled
9	14,321	310,28	0,998	1632,5	1
10	14,321	310,28	0,998	517,31	0
10a	14,321	302	0,998	477,12	subcooled
11	2,341144	258	0,998	477,16	0,15667
12	2,341144	258	0,998	1587,4	1
12a	2,341144	293	0,998	1671,5	superheated

*Tabla 1: Estados del ciclo de absorcion de la figura 46*

Para sacar estos datos, obtenidos en parte de la bibliografía, se han tenido que hacer una serie de hipótesis de partida que detallaremos a continuación:

- Cuando la solución pobre abandona el generador a la temperatura de este, está en estado saturado.
- El refrigerante sale del condensador a la temperatura de condensación como líquido saturado.
- El refrigerante a la salida del evaporador sale como vapor saturado.
- La solución rica abandona el absorbedor como líquido saturado.
- No hay pérdidas de calor en los balances de energía en el rectificador.

Los datos obtenidos además contienen un error de medida y por tanto los resultados de la tabla 1 no son completamente exactos. Para sacar estos datos, el dispositivo de la figura 46 ha sido equipado con un sistema de adquisición de datos, por lo que las temperaturas tienen una precisión de  $\pm 0.15$  K, las presiones obtenidas tienen una exactitud de  $\pm 0.2$  bar y las concentraciones de la mezcla binaria están determinadas bajo una incertidumbre de  $\pm 4\%$ .

## 4.2 Método de cálculo

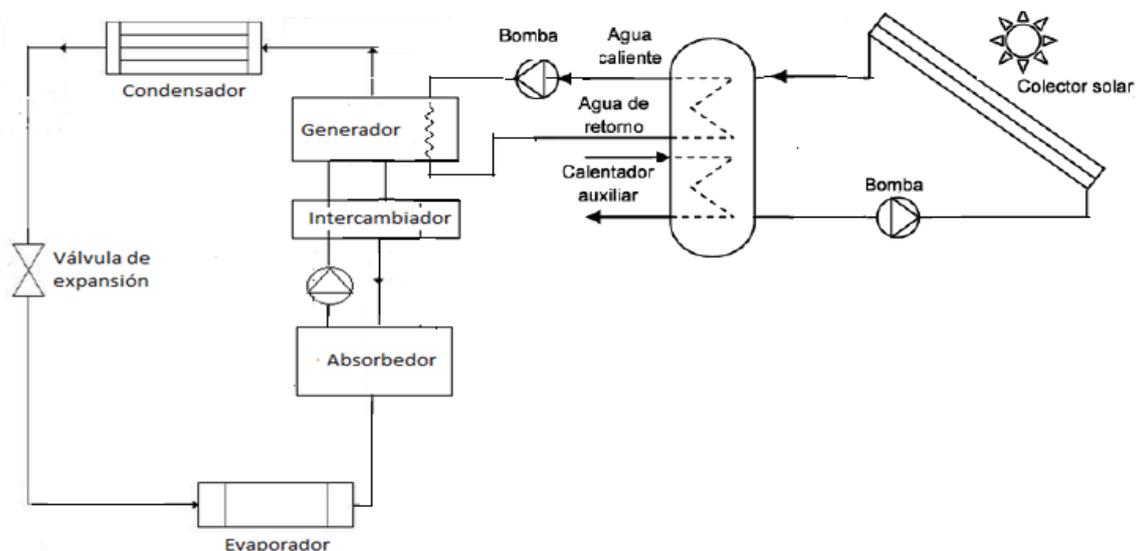
En este apartado se implementarán todos los cálculos correspondientes al análisis de cada alternativa. Para organizarlo mejor se ha decidido, al tratarse de cuatro alternativas, hacer una comparación entre el almacenamiento de energía en un depósito de agua caliente a la salida del campo solar que abastecerá al ciclo de absorción frente a la alternativa en la que almacenamos refrigerante en el propio ciclo de absorción. A su vez se hará otra comparativa entre lo que sería almacenar energía en batería en un ciclo de compresión mecánica simple frente al almacenamiento de energía térmica en un ciclo de absorción donde, como ya se ha explicado antes, se elimina el generador para instalar un compresor.

### 4.2.1 Comparativa entre almacenamiento de energía en depósito de agua caliente a la salida del campo solar y almacenamiento de refrigerante en el ciclo de absorción

En primer lugar se resolverá esta comparativa de manera que se calcularán los diferentes volúmenes de los depósitos instalados en el ciclo, ya sea para agua caliente como para refrigerante. El análisis en este apartado se centrará únicamente los volúmenes de acumulación.

#### 4.2.1.1 Alternativa de almacenamiento de energía en depósito de agua caliente a la salida del campo solar

Esta configuración, como ya se ha explicado en anteriores puntos, trata de almacenar el agua caliente en un depósito a la salida del campo solar, para así poder abastecer de calor al sistema de absorción en horas en las que no sea posible recibir radiación solar. De esta manera podrá funcionar el generador con energía solar o bien sino fuera esta suficiente entraría en juego la caldera auxiliar. Recordamos que el esquema de principio era el siguiente:



*Figura 47: Esquema de principio de un ciclo de absorción con almacenamiento de agua caliente en depósito a la salida del campo solar*

Este esquema se pone para que el lector se sitúe, pero realmente los puntos que seguiremos para realizar los cálculos posteriores serán los puntos del caso base, que se refieren a los estados.

Para llevar a cabo el estudio del ciclo, con las características principales del mismo, se utiliza la herramienta informática EES (Engineering Equation Solver). La función básica de este software es la resolución simultánea de un sistema de ecuaciones. Dicho programa ofrece dos grandes ventajas en la elaboración de códigos específicos de cálculo numérico: en primer lugar el programa identifica automáticamente y agrupa las ecuaciones que deben ser resueltas simultáneamente. Esto simplifica el proceso para el usuario y asegura que siempre se operará con una alta eficiencia. La segunda ventaja y la más importante, que lo hace muy apto para este tipo de estudios es la incorporación de funciones matemáticas y de propiedades termofísicas de fluidos puros y algunas mezclas predefinidas.

Para el análisis nos centraremos, como ya se ha indicado, en el depósito donde se acumula el fluido caloportador. En esta combinación prescindimos de los depósitos de refrigerante instalados en el propio ciclo y veremos mediante una serie de ecuaciones e hipótesis como varía el volumen ocupado en función de la de la diferencia de temperatura que aporte el sistema solar.

Partimos de las siguientes hipótesis:

- La temperatura de entrada al generador será la del tanque de acumulación, la cual se ha estimado según las necesidades de aportación de calor en  $140\text{ }^{\circ}\text{C}$ , por lo tanto el sistema solar a utilizar podría ser el tipo concentrador Fresnel o de tubos de vacío, ya que reúnen las características que satisfacen los requerimientos de esta aplicación.
- La temperatura de salida se supone arbitrariamente dentro de un rango lógico teniendo en cuenta las temperaturas de entrada y salida del generador y la temperatura de acumulación del depósito de agua caliente. Para el análisis se realizará una tabla paramétrica que nos ayudará a ver también las ventajas e inconvenientes de aumentar o disminuir dicha temperatura de salida.

Para comenzar tendremos que definir el sistema que estamos tratando mediante una serie de balances de masa y de energía:

-Compresor:

$$Q_{comp} \cdot 3600 = m_1 \cdot (U_2 - U_1); \text{ sabiendo que } m_1 = m_2$$

-Condensador:

$$Q_c \cdot 3600 = m_3 \cdot (U_3 - U_4); \text{ sabiendo que } m_2 = m_3 \text{ y que } m_3 = m_4$$

-Absorbedor:

$$Q_a \cdot 3600 = m_{11} \cdot U_{11} + m_8 \cdot U_8 - m_9 \cdot U_9 ;$$

$$\text{sabiendo que } m_{11} \cdot x_{11} + m_8 \cdot x_8 = m_9 \cdot x_9 \text{ y que } m_{11} + m_8 = m_9$$

-Evaporador:

$$Q_e \cdot 3600 = m_7 \cdot (U_7 - U_6) ; \text{ sabiendo que } m_6 = m_7$$

-Subenfriador:

$$Q_{sub} \cdot 3600 = m_5 \cdot (U_4 - U_5) ; \text{ sabiendo que } m_4 = m_5 \text{ y que } m_7 = m_8$$

-Bomba:

$$W_{Bomba} \cdot 3600 = m_{11} \cdot U_{11} - m_{10} \cdot U_{10} ; \text{ sabiendo que } m_{11} = m_{10}$$

-Válvula:

$$Q_{válvula} \cdot 3600 = m_6 \cdot U_6 ; \text{ sabiendo que } m_5 = m_6$$

Definidas las diferentes hipótesis procedemos al cálculo del volumen del acumulador:

$$Q_g \cdot 3600 = m_{water} \cdot (U_{agua_{in}} - U_{agua_{out}})$$

Siendo:

- $Qg$ : Los kWh que aporta el generador por cada kWh frigorífico, anteriormente calculados con herramienta EES mediante balances los de masa y energía ya indicados.
- $m_{water}$ : Los kg por cada kWh frigorífico de agua que serán necesarios y que harán que el depósito sea de un mayor o menor volumen.
- $Uagua_{in}$ : Energía interna del agua que entra al depósito respecto a una referencia.
- $Uagua_{out}$ : Energía interna del agua que sale del depósito respecto a una referencia

Sabiendo que:

$$T_{water_{in}} = 413 K$$

$$Qg = 1,962 kWh$$

Del programa EES obtenemos la densidad del agua en el acumulador, pero antes debemos indicar que se han elegido como condiciones de presión y temperatura del acumulador las siguientes:

$$T_{water_{in}} = 413 K$$

$$P = 3,7 bar$$

La presión elegida es 3,7 bar debido a que hemos comprobado que si sacamos la presión de saturación del agua a 413 K resulta una presión de saturación 3,6 bar y por ello hemos optado por una presión de 3,7 bar de cara a asegurar que disponemos de agua líquida.

La densidad del agua que obtenen en estas condiciones con EES:

$$\rho_{water} = 926.27 \frac{kg}{m^3}$$

Con todo esto y suponiendo la temperatura de salida del agua que pasa por el generador, mediante una tabla paramétrica y con la ayuda de las siguientes ecuaciones ya estaremos en condiciones de calcular el volumen con el EES:

$$Volumen_{Acumulador} [m^3] = \frac{m_{water}}{\rho_{water}}$$

$$Volumen_{Acumulador}[L] = Volumen_{Acumulador}[m^3] \cdot 1000$$

A continuación procedemos a calcular el volumen del depósito de agua caliente en función de la energía interna del depósito a la salida, que a su vez la energía interna está en función de la temperatura del depósito a la salida, resultando la energía interna con ayuda de EES:

$$U_{agua_{in}} = 588,2 \frac{kJ}{kg}$$

Al tener como parámetro libre la temperatura de salida del agua del depósito, tendremos que parametrizar el modelo, resultando la siguiente tabla que va cambiando en función de la temperatura de salida como ya hemos aclarado anteriormente:

1..30	1 $m_{\text{water}}$	2 $T_{\text{out,water}}$	3 $\text{Volumen}_{\text{acumulador,L}}$
Run 5	223,7	405,6	241,5
Run 6	213,7	405,3	230,7
Run 7	204,6	404,9	220,9
Run 8	196,2	404,6	211,8
Run 9	188,5	404,2	203,5
Run 10	181,4	403,9	195,8
Run 11	174,8	403,6	188,7
Run 12	168,6	403,2	182,1
Run 13	162,9	402,9	175,9
Run 14	157,6	402,5	170,1
Run 15	152,6	402,2	164,7
Run 16	147,9	401,8	159,6
Run 17	143,5	401,5	154,9
Run 18	139,3	401,1	150,4
Run 19	135,4	400,8	146,1
Run 20	131,7	400,4	142,1
Run 21	128,2	400,1	138,3
Run 22	124,8	399,8	134,8
Run 23	121,7	399,4	131,3
Run 24	118,7	399,1	128,1
Run 25	115,8	398,7	125
Run 26	113,1	398,4	122,1
Run 27	110,5	398	119,3
Run 28	108	397,7	116,6
Run 29	105,6	397,3	114
Run 30	103,4	397	111,6

Tabla 2: Volumen del acumulador en función de la temperatura de salida del agua a su paso por el generador.

Al enfrentarnos a esta tabla hemos escogido un rango sabiendo que la temperatura de salida del agua debía estar, como es lógico, por debajo de la temperatura del agua de entrada al depósito y por encima de la temperatura del agua de salida del generador para que no tenga lugar un cruzamiento de temperaturas.

Si elegimos un término medio podemos observar que un valor conservador podría ser:

$$T_{\text{out}} = 403 \text{ K}$$

$$m_{water} = 165,2 \text{ kg}$$

Resultando un volumen de:

$$\text{Volumen}_{Acumulador} \left[ \frac{L}{kWh \text{ de frio}} \right] = 178,3$$

Adjutamos también la gráfica que describe el comportamiento del volúmen de acumulación del depósito de agua caliente:

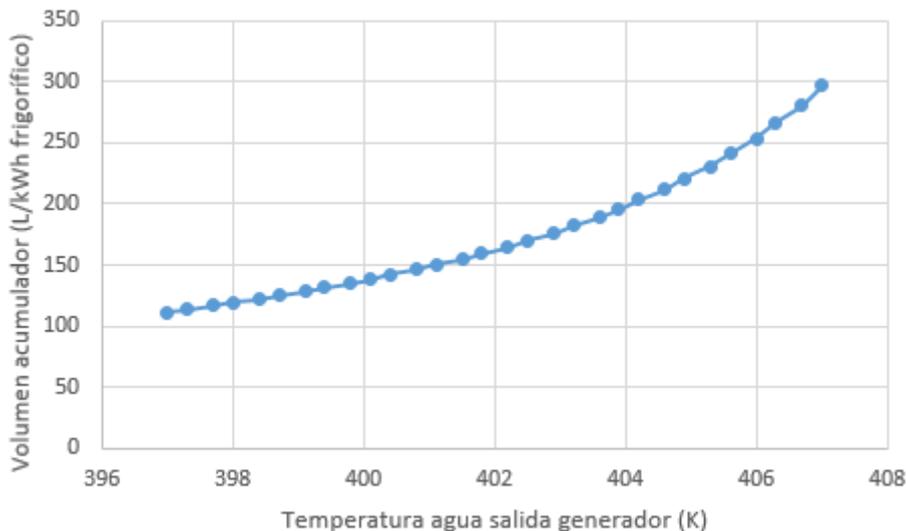


Figura 48: Volumen del acumulador frente a la temperatura del agua a la salida del generador.

Como podemos observar en la Figura 48 a medida que el salto de temperaturas sube, los kg de agua que se necesitan para producir 1 kWh frigorífico disminuyen y por tanto el volumen que se necesita en el acumulador es cada vez menor. Sabemos que nos conviene siempre tener un salto de temperatura grande en cuanto a nivel de funcionamiento de la instalación ya que las ventajas serán bastante notables en la operación de la planta, aunque a nivel de inversión, como veremos a continuación, pueden tener, además de sus ventajas, algunos inconvenientes.

Antes de pasar a explicar las ventajas e inconvenientes en la operación y la inversión de la planta, hemos de tener en cuenta que no podemos irnos a valores extremos que hagan que el salto sea tal que se produzca cruzamiento. Debemos irnos a un salto considerablemente alto pero que asegure el buen funcionamiento.

Se expone a continuación las ventajas en la operación de la planta:

- Volúmenes de acumulación en decremento si se usan saltos grandes de temperaturas.
- La cantidad de refrigerante, como veremos posteriormente, se reduce con respecto a la alternativa de almacenamiento de refrigerante en el ciclo, por lo tanto nos ahorraremos dinero en refrigerante.

Los inconvenientes que tiene operar con saltos de temperatura grandes son:

- Requerimiento de un intercambiador de mejor calidad, lo que hará que la inversión sea más elevada en este sentido, pero sabemos casi con toda seguridad que será más rentable operar con saltos grandes.
- Peor rendimiento de la instalación solar térmica debido a que la temperatura de retorno, al ser mas alta, aumenta la temperatura del fluido que entra en los captadores. En el apartado de refrigeración solar ya se explicaba esta dependencia del rendimiento con la temperatura.

#### 4.2.1.2 Alternativa de almacenamiento de refrigerante en el ciclo de absorción

Una vez analizada la alternativa de almacenamiento de energía en un depósito de agua caliente a la salida del campo solar, vamos a proceder ahora al análisis del almacenamiento en el propio ciclo de absorción.

Al igual que hacíamos antes, para situarnos correctamente volvemos a poner el esquema de principio de esta alternativa:

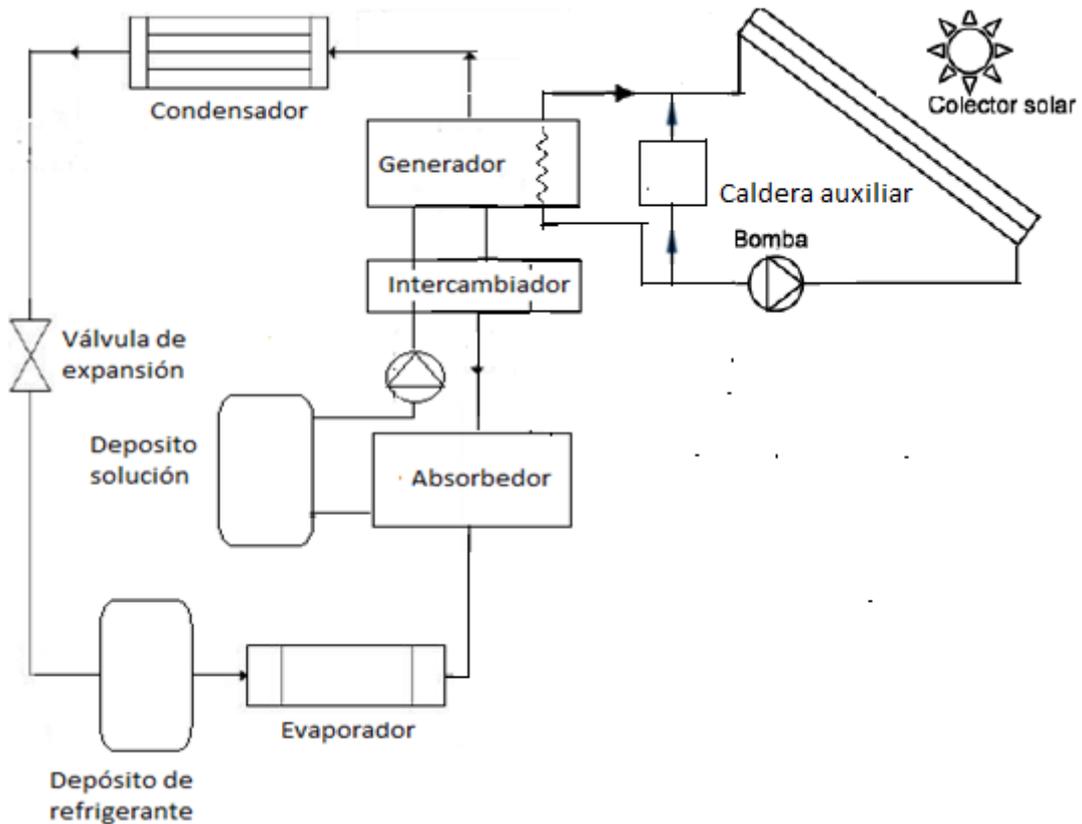


Figura 49: Almacenamiento de refrigerante en el ciclo de absorción

El esquema anterior, como se ha dicho es para situarnos en la alternativa y ver con que tipo de fuente de energía estamos suministrando al ciclo. El esquema que se va a poner a continuación es el que se va a seguir para realizar los cálculos:

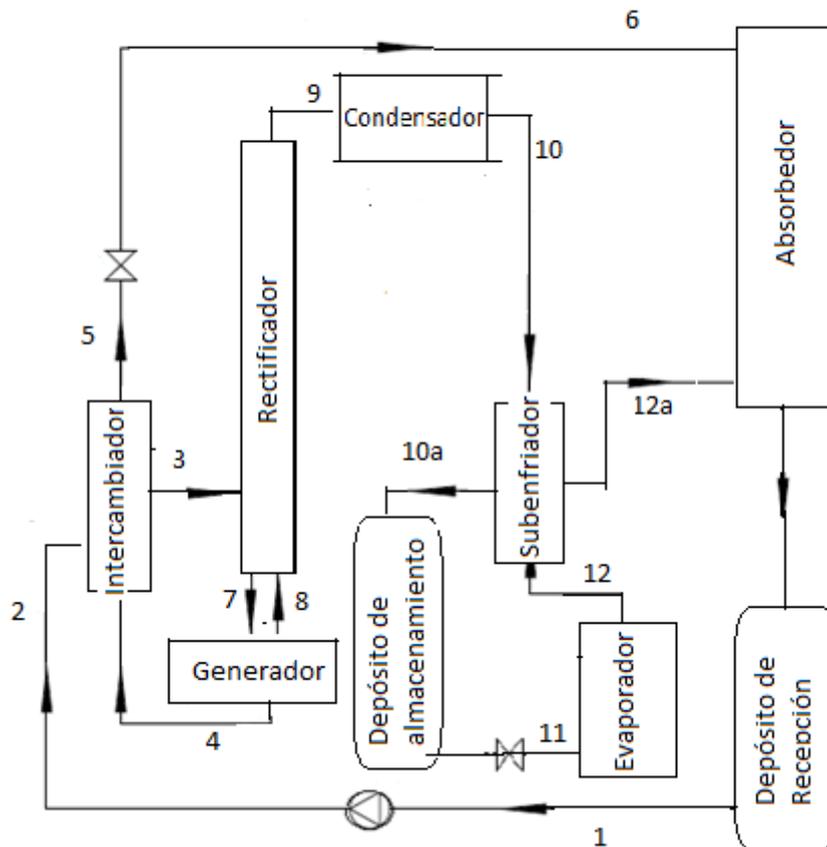


Figura 50: Puntos de estado en el ciclo de absorción

Como ya tenemos definido el sistema pasamos a calcular el volumen que es necesario en cada depósito. El cálculo del volumen lo haremos en base las siguientes hipótesis:

- $Q_{frio}$  es un 1 kWh frigorífico
- Condiciones del ciclo definidas en la Tabla 1
- Mezcla binaria NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O

Si queremos prescindir del EES para sacar los volúmenes, podemos hacer simplemente un balance de amoníaco en el absorbedor. Sabemos que entran dos flujos uno perteneciente a la corriente en el estado “6” y otro que corresponde a la salida del evaporador denominado como punto “12a”, además también sabemos que del absorbedor sale en condiciones “1”.

El balance de masa de amoníaco quedará, por tanto, de la siguiente manera:

$$x_{12a} \cdot m_{12a} + x_6 \cdot m_6 = x_1 \cdot (m_{12a} + m_6)$$

Sabemos que los kg de NH3 por kg de mezcla correspondientes a cada punto del ciclo vienen recogidos por la Tabla 1. A su vez hemos de decir que todo se calculará por kWh de frío y que las masas estarán en kg y representan los kg la sustancia, correspondientes a cada punto indicado, por cada kWh frigorífico.

Para ello conocemos  $m_{12a}$ , que se calcula despejando de la siguiente expresión correspondiente al evaporador:

$$Q_{frío} \cdot 3600 = m_{12a} \cdot (u_{12} - u_{11})$$

Sacando la energía interna con ayuda de REFPROP, introduciendo la presión y la temperatura de cada punto, teniendo en cuenta que a la salida hemos supuesto que sale del evaporador como vapor saturado. Siendo así resulta:

$$u_{12} = 1467,3 \frac{kJ}{kg}$$

$$u_{11} = 458,04 \frac{kJ}{kg}$$

Hacemos un balance de masa en el absorbedor para calcular los kg que abandonan este dispositivo:

$$m_{12a} + m_6 = m_1$$

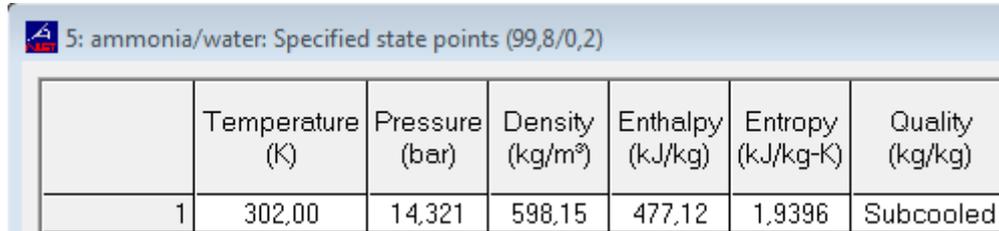
De estas ecuaciones obtenemos los siguientes resultados:

$m_{12a} = 3,567 \text{ kg}$
$m_6 = 19,3915 \text{ kg}$
$m_1 = 22,9585 \text{ kg}$

Ya tenemos los kg que necesitamos en ambos depósitos por cada kWh frigorífico producido, ahora lo que tenemos que sacar es el volumen necesario en cada depósito por medio de la densidad de las sustancias.

En primer lugar se calcula la densidad del depósito que se encuentra a la salida del subenfriador, esto se hará con la ayuda del programa REFPROP, el cual nos permite caracterizar las sustancias que vienen definidas en él, de manera que somos capaces de averiguar las propiedades y el estado de la sustancia a lo largo del recorrido por el ciclo de absorción.

Como se puede apreciar en la Tabla 1 a la salida del subenfriador la sustancia está definida por las siguientes condiciones: presión de 14.321 bar, temperatura de 302 K y fracción másica de amoníaco (kg NH<sub>3</sub>/kg mezcla) de 0.998. Con estos datos entramos en REFPROP y sacamos por pantalla el siguiente resultado :



5: ammonia/water: Specified state points (99,8/0,2)

	Temperature (K)	Pressure (bar)	Density (kg/m <sup>3</sup> )	Enthalpy (kJ/kg)	Entropy (kJ/kg-K)	Quality (kg/kg)
1	302,00	14,321	598,15	477,12	1,9396	Subcooled

Figura 51: Propiedades de la mezcla a la entrada del evaporador

El cálculo del volumen del depósito, situado a la salida del subenfriador, es ahora inmediato, ya que disponemos de la densidad:

$$Volumen [m^3] = \frac{m_{10a}}{\rho_{10a}}$$

Siendo  $\rho_{10a} = 598,15 \frac{kg}{m^3}$  y  $m_{10a} = m_{12a}$ .

El resultado será:

$$Volumen_{dep1} \left[ \frac{m^3}{kWh \text{ frigorífico}} \right] = 0,00596 = 5,96 \frac{L}{kWh \text{ frigorífico}}$$

Se procede ahora al cálculo del segundo depósito, situado a la salida del absorbedor. Este punto se caracteriza por estar en estado de líquido saturado, tal y como se ha indicado en las hipótesis de partida.

Definimos, que las condiciones a las que vamos a calcular el volumen del depósito son: de 304 K en estado de líquido saturado sabiendo que la fracción másica de amoníaco es del 40 %. Entramos con estas propiedades a REFPROP:

21: ammonia/water: Saturation points (at equilibrium) (40,/60.)

	Liquid Phase Temperature (K)	Vapor Phase Temperature (K)	Liquid Phase Pressure (bar)	Vapor Phase Pressure (bar)	Liquid Phase Density (kg/m <sup>3</sup> )	Vapor Phase Density (kg/m <sup>3</sup> )
1	304,00	304,00	2,2647	2,2647	853,25	1,5617

Figura 52: Propiedades de la mezcla amoniaco/agua en las condiciones de salida del absorbedor.

Con estos datos el cálculo del volumen es directo:

$$Volumen_{dep2} [m^3] = \frac{m_1}{\rho_{salida\ absorbedor}}$$

Sabiendo que  $\rho_{salida\ absorbedor} = 853,25 \frac{kg}{m^3}$  y que  $m_1 = 22,9585 kg$

El resultado será:

$$Volumen_{dep2} \left[ \frac{m^3}{kWh\ frigorífico} \right] = 0,0269 = 26,9 \frac{L}{kWh\ frigorífico}$$

Por último para ratificar que esta es la opción que ocupa menos espacio. Vamos a calcular el espacio que ocuparía un depósito que se sitúa a continuación de la válvula de expansión, ya que este fue el planteamiento de inicio que fue cambiado a la vista de los diferentes estados y resultados.

Conocemos la masa que tendría el hipotético depósito del balance de masa y energía previamente realizado:

$$m_{11} = 3,567 kg$$

Con ello podemos calcular fácilmente el volumen que ocupa definiendo el estado de la sustancia en ese punto del ciclo y calculando su densidad.

1: ammonia/water: Specified state points (99,8/0,2)						
	Temperature (K)	Pressure (bar)	Density (kg/m <sup>3</sup> )	Enthalpy (kJ/kg)	Entropy (kJ/kg-K)	Quality (kg/kg)
1	258,00	2,3411	12,247	477,16	2,0082	0,15667

Figura 53: Propiedades de la mezcla amoníaco/agua en las condiciones de salida de la válvula de expansión

$$Volumen_{\text{salida válvula expansión}} [m^3] = \frac{m_{11}}{\rho_{11}}$$

$$Volumen_{\text{salida válvula expansión}} [m^3] = \frac{3,567}{12,247}$$

$$Volumen_{\text{salida válvula expansión}} [m^3] = 0,29125 = 29,125 \frac{L}{kWh \text{ frigorífico}}$$

Queda demostrado numéricamente, tal y como dijimos al inicio de esta sección, que el depósito situado a la salida del subenfriador saldría de menor tamaño que el depósito situado a la salida de la válvula de expansión. El motivo que nos hizo pensar en ello sin tener que hacer ningún cálculo fue que en la tabla de estados podíamos observar claramente que a la salida de la válvula de expansión un 15,667 % de la sustancia estaba en estado gaseoso, lo que hace que efectivamente ocupe esta más espacio.

Para concluir con este apartado vamos a analizar los resultados de las dos alternativas descritas. Se puede observar que esta última alternativa a nivel de análisis de volumen de acumulación y por tanto desde el punto de vista del tamaño del depósito será en principio más rentable que la primera en la que almacenábamos el agua caliente en un depósito a la salida del campo solar. Esto es una ventaja para la alternativa de almacenamiento de refrigerante en el ciclo de absorción.

El precio del refrigerante tendrá un peso apreciable como se verá en el apartado de análisis económico, es por ello que una ventaja que tiene la alternativa en la que almacenamos únicamente agua caliente, es que tendrá menos gasto en refrigerante, siendo esto una ventaja para el almacenamiento de agua caliente. Sin embargo esta construcción al almacenar agua caliente hace que la temperatura de trabajo del campo solar sea más elevada, llevando a un peor rendimiento de captación en dicha alternativa.

Como vemos cada alternativa tiene ventajas e inconvenientes, las cuales agruparemos posteriormente en las conclusiones finales.

#### **4.2.2 Comparativa entre la alternativa de sistema de absorción con compresor frente al ciclo de compresión mecánica simple**

Para esta alternativa sobre todo nos centraremos en analizar su viabilidad, ya que sabemos de partida que será complicado encontrar una solución competitiva en la cual podamos prescindir del generador. Es por ello que lo vamos a analizar todo desde el punto de vista del proceso reversible.

Como punto de partida lo que haremos será una comparativa de esta construcción, en la que eliminamos el generador introduciendo un compresor, el cual se alimenta con energía fotovoltaica. Almacenamos energía en el propio ciclo en forma de solución, formada casi en su totalidad por amoníaco, tras el subenfriador, en estado líquido para que así el espacio ocupado por la sustancia sea menor tal y como se ha descrito en apartados anteriores.

En un primer análisis es claramente una ventaja el hecho de almacenar la energía dentro del propio ciclo, frente a la construcción del ciclo de compresión mecánica simple, cuyo almacenamiento lo vamos a hacer mediante baterías a la salida del campo solar. El motivo por el que decidimos almacenar la energía, en el ciclo de compresión mecánica simple, en batería, es debido al tamaño del depósito que saldría a la salida del evaporador. El fluido al paso por el evaporador es gaseoso y al almacenar esta sustancia ocupa mucho más volumen que la misma en estado líquido. En el ciclo de compresión mecánica simple al no tener absorbedor no tenemos manera de almacenar en estado líquido, tras el evaporador, una vez vaciamos el hipotético depósito instalado tras el condensador en este ciclo con el objetivo de producir frío en horas en las que no tenemos disponibilidad de energía solar fotovoltaica.

El almacenamiento únicamente dependiente de la energía solar, impide un funcionamiento de este en horas nocturnas sino hubiera una batería que se cargara durante las horas de sol. Es previsible que el ciclo de compresión mecánica simple presente más ventajas en horas diurnas, pero la comparativa se hará de cara a horas en las que no podemos contar con la energía solar fotovoltaica y cobra mayor importancia el método de almacenamiento de energía.

El problema que tenemos ahora en el ciclo de absorción al eliminar el generador, es que tenemos que encontrar una manera de separar el refrigerante del absorbente.

#### 4.2.2.1 Producción de frío con ciclo de compresión mecánica simple.

En este apartado se harán unos cálculos idénticos a los del ciclo posterior para poder llevar a cabo, como ya se ha dicho, una comparación razonable de ambos ciclo y poder así sacar las distintas ventajas e inconvenientes de cada construcción. Además al no tratarse del ciclo de absorción el refrigerante será en su totalidad amoniaco.

El funcionamiento del ciclo de compresión mecánica simple ya ha sido explicado en los primeros apartados de la introducción. Lo que sí será importante decir para esta aplicación es que el reservorio de trabajo al igual que en el anterior ciclo corresponde a un campo solar de placas fotovoltaicas, con la diferencia de que para esta construcción usamos una batería para almacenar energía. Esto supone como veremos más adelante unas pérdidas por las ya muy conocidas ineficiencias de las baterías que se usan para la aplicación de energía solar fotovoltaica.

A continuación situaremos los puntos de estado sobre el esquema de dicha instalación:

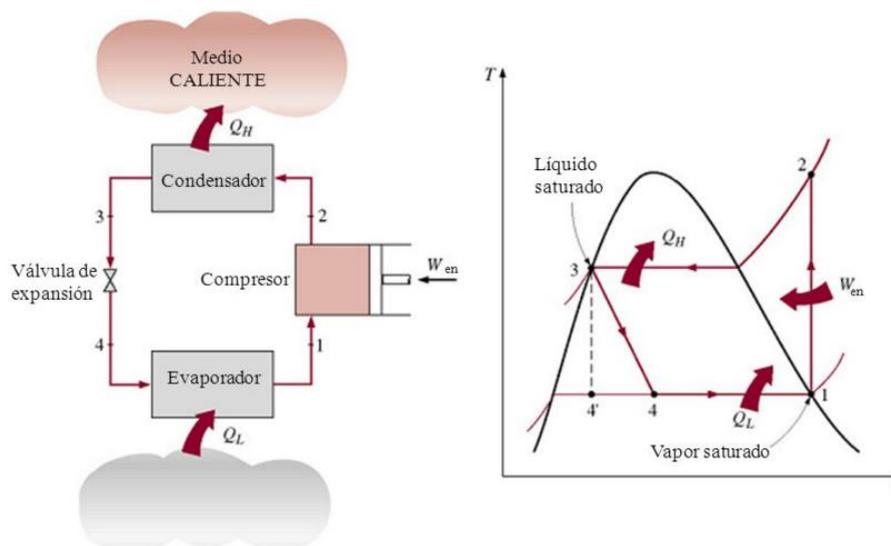


Figura 54: Ciclo de compresión mecánica simple

En la siguiente figura representamos lo que sería un esquema básico de la instalación, donde podemos observar como el compresor se alimenta de energía fotovoltaica y almacena la energía en batería:

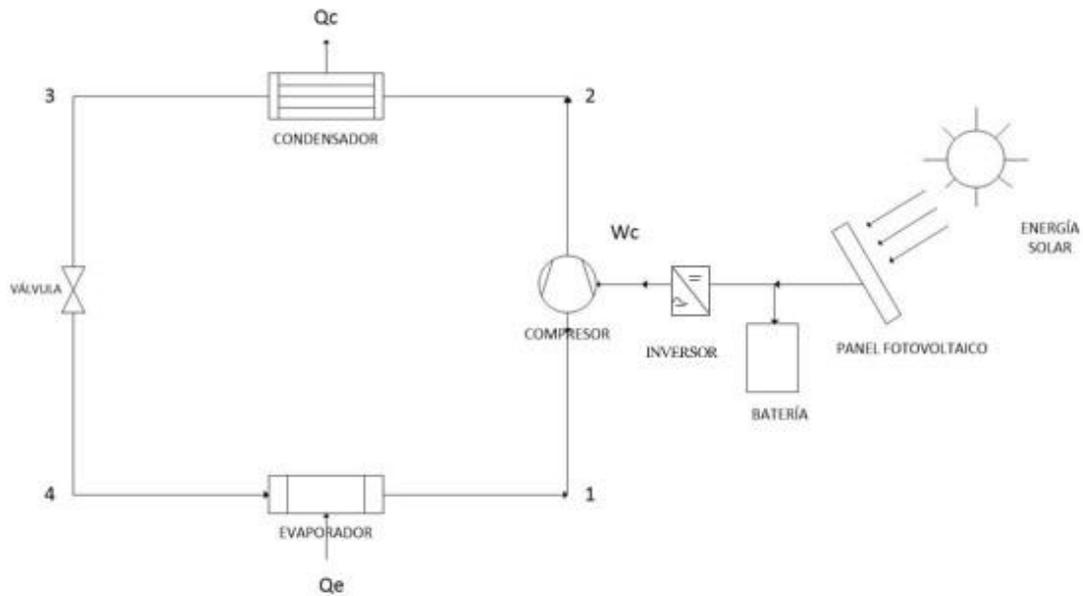


Figura 55: Ciclo de compresión mecánica simple alimentado por energía fotovoltaica

Para la comparativa hemos de centrarnos en aquellos dispositivos del ciclo que requieran trabajo de un reservorio de trabajo, en concreto nosotros, al igual que antes, estudiaremos la parte del ciclo correspondiente al compresor.

En la siguiente tabla se han representado los estados de cada uno de los puntos referido a la Figura 55:

Estado	P (bar)	T(K)	x (kgNH3/kgmezcla)	h(kJ/kg)	Titulo de vapor
1	2,3466	258	1	1587,3	superheater
2	14,317	340	1	1723,6	superheater
3	14,317	310,19	1	519,22	subcooled
4	2,3466	258	1	479,38	0,15667

Tabla 3: Estados de la sustancia en el ciclo de compresión mecánica simple

Como observaremos posteriormente, niveles de presión y temperatura del ciclo son semejantes con respecto a los que vamos a escoger para la siguiente alternativa. Esto será crucial para llevar a cabo una buena comparativa.

El objetivo será calcular:  $Wc_x^{S-RW}$  y  $Qc_x^{S-E}$ , siendo estos el trabajo límite del compresor intercambiado con el reservorio de trabajo y el calor límite del compresor intercambiado con el ambiente respectivamente. Para ello contamos con el primer y segundo principio de la termodinámica aplicado al compresor:

$$m_1 \cdot (u_2 - u_1) = Qc_x^{S-E} + Wc_x^{S-RW}$$

$$\Delta S^u = m_1 \cdot (S_2 - S_1) - \frac{Q_c^{S-E}}{T^o} = 0$$

Siendo:

- $u_2$ : La energía interna a la salida del compresor respecto a un estado de referencia.
- $u_1$ : La energía interna a la entrada del compresor respecto a un estado de referencia.
- $S_2$ : La entropía a la salida del compresor respecto a un estado de referencia.
- $S_1$ : La entropía a la entrada del compresor respecto a un estado de referencia.
- $T^o$ : Temperatura ambiente
- $m_1$ : kg de amoníaco por kWh frigorífico producido a la entrada del compresor

Para ello tendremos que sacar las variables que influyen con REFPROP, tal que:

	Temperature (K)	Pressure (bar)	Density (kg/m <sup>3</sup> )	Int. Energy (kJ/kg)	Enthalpy (kJ/kg)	Entropy (kJ/kg-K)
1	258,00	2,3466	1,9541	1467,2	1587,3	6,3027
2	340,00	14,317	9,5480	1573,6	1723,6	5,9397

Figura 56: Propiedades de la sustancia a la entrada y a la salida del compresor

Estado 1 (Entrada compresor)	Estado 2 (Salida del compresor)
$P = 2,3466 \text{ bar}$	$P = 14,317 \text{ bar}$
$T = 258 \text{ K}$	$T = 340 \text{ K}$
$X1 = 1 \text{ kg NH}_3/\text{kg mezcla}$	$X2 = 1 \text{ kg NH}_3/\text{kg mezcla}$
$h1 = 1587,3 \text{ kJ/kg}$	$h2 = 1723,6 \text{ kJ/kg}$
$S1 = 6,3027 \text{ kJ/kgK}$	$S2 = 5,9397 \text{ kJ/kgK}$
$U1 = 1467,2 \text{ kJ/kg}$	$U2 = 1573,6 \text{ kJ/kg}$

Tabla 4: Estado a la entrada y a la salida del compresor

Como los cálculos los haremos por kWh de frío, hemos de calcular la masa que necesitamos hacer pasar por el evaporador:

$$Q_{frio} \cdot 3600 = m_1 \cdot (U_1 - U_4) ; \text{ Sabiendo que } Q_{frio} = 1 \text{ kWh de frío y que } U_1 = 1467,2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \text{ y que } U_4 = 460,30 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\text{De la ecuación anterior obtenemos que } m_1 = 3,5753 \frac{\text{kg}}{\text{kWh frío}}$$

Ahora estamos en condiciones de calcular:  $Wc_x^{S-RW}$  y  $Qc_x^{S-E}$ :

$$m_1 \cdot (S_2 - S_1) - \frac{Qc_x^{S-E}}{T^o} = 0;$$

Siendo  $T^o = 298,15$  es la temperatura ambiente.

$$3,5753 \cdot (5,9397 - 6,3027) - \frac{Qc_x^{S-E}}{298,15} = 0;$$

$$Qc_x^{S-E} = -386,9524 \frac{kJ}{kWh \text{ frigorífico}}$$

Calculamos el trabajo límite:

$$m_1 \cdot (u_2 - u_1) = Qc_x^{S-E} + Wc_x^{S-RW}$$

$$3,5753 \cdot (1573,6 - 1467,2) = -386,9524 + Wc_x^{S-RW}$$

$$Wc_x^{S-RW} = 767,364 \frac{kJ}{kWh \text{ frigorífico}}$$

#### 4.2.2.2 Producción de frío con ciclo híbrido de compresión mecánica y de absorción

En este apartado calcularemos los distintos parámetros del proceso reversible del ciclo de absorción modificado. Se sacarán los parámetros correspondientes para hacer posible el análisis de las distintas alternativas ya expuestas.

En primer lugar conviene que hagamos una breve descripción de la construcción del sistema, en la que se incluye la solución al problema de la separación del amoníaco en forma de gas para introducirlo en el compresor. Tenemos que decir que la parte del sistema que nos interesa analizar en este ciclo de absorción híbrido será el compresor y la aparte que contiene al absorbedor y al depósito de almacenamiento, donde vamos a poner un émbolo para poder llevar a cabo la separación mediante la expansión de la sustancia dentro del depósito, consiguiendo así, como veremos, la separación deseada.

El esquema de la instalación quedará de la siguiente manera con los cambios mencionados ya introducidos:

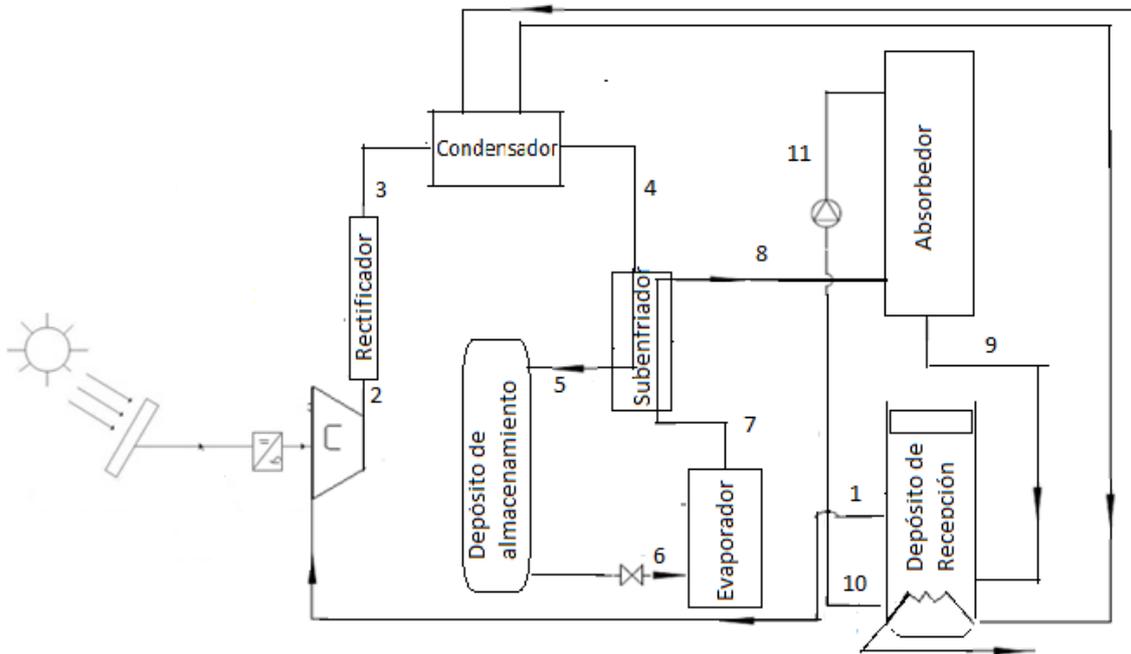


Figura 57: Esquema de principio de la alternativa de almacenamiento de refrigerante, en el que separamos la mezcla en el depósito de recepción.

Con ayuda del programa REFPROP demostramos que es posible la separación del amoníaco gas por un lado, para introducirlo en el compresor en forma de gas y por otro de la mezcla, que en este caso, será la mezcla pobre. Esto sucede porque ha tenido lugar la separación del amoníaco de la mezcla, que en principio era rica en amoníaco.

	Temperature (K)	Pressure (bar)	Liquid Phase Density (kg/m <sup>3</sup> )	Vapor Phase Density (kg/m <sup>3</sup> )	Liquid Phase Int. Energy (kJ/kg)	Vapor Phase Int. Energy (kJ/kg)	Liquid Phase Enthalpy (kJ/kg)	Vapor Phase Enthalpy (kJ/kg)
171	295,83	2,0318	849,37	1,4393	0,41923	1541,0	0,65845	1682,1
172	296,37	2,0318	850,06	1,4365	2,1561	1542,1	2,3951	1683,5
173	296,91	2,0318	850,75	1,4336	3,9320	1543,2	4,1709	1685,0
174	297,45	2,0318	851,43	1,4308	5,7468	1544,4	5,9854	1686,4
175	298,00	2,0318	852,11	1,4280	7,6003	1545,6	7,8387	1687,9
176	298,55	2,0318	852,78	1,4252	9,4922	1546,8	9,7304	1689,3
177	299,11	2,0318	853,46	1,4223	11,422	1548,0	11,660	1690,8

Tabla 5: Propiedades de la separación del amoníaco-agua en el depósito de separación

	Liquid Phase Entropy (kJ/kg-K)	Vapor Phase Entropy (kJ/kg-K)	Liquid Phase Mass Frac. (ammonia)	Liquid Phase Mass Frac. (water)	Vapor Phase Mass Frac. (ammonia)	Vapor Phase Mass Frac. (water)
171	0,76525	6,7132	0,43144	0,56856	0,99528	0,0047154
172	0,76951	6,7178	0,42809	0,57191	0,99504	0,0049578
173	0,77384	6,7225	0,42475	0,57525	0,99479	0,0052122
174	0,77823	6,7272	0,42140	0,57860	0,99452	0,0054791
175	0,78268	6,7319	0,41806	0,58194	0,99424	0,0057593
176	0,78718	6,7367	0,41472	0,58528	0,99395	0,0060531
177	0,79174	6,7416	0,41137	0,58863	0,99364	0,0063614

Tabla 6: Propiedades de la separación del amoniaco-agua en el depósito de separación

Se observa claramente que es posible hacer la separación del gas rico en amoniaco de la mezcla líquida. La separación se puede apreciar en la Tabla 6, en concreto en la fila 175. Hemos elegido esta debido a que cumple con los requisitos básicos de la separación deseada. En este punto la mezcla ya ha sido expansionada, por lo tanto la tabla representa el estado de la mezcla en el final de la expansión. La expansión va desde el estado 9 hasta el estado 10, si es líquido y 1 si es en estado gaseoso, tal y como se puede observar en la Tabla 6.

Para visualizar mejor el estado de dicha separación adjuntamos la siguiente tabla donde se recogen los datos que han de ser tenidos en cuenta para el posterior cálculo del proceso reversible:

Estado líquido tras la expansión	Estado gaseoso tras la expansión
$P = 2,0318 \text{ bar}$	$P = 2,0318 \text{ bar}$
$T = 298 \text{ K}$	$T = 298 \text{ K}$
Masa fase líquida (amoniaco) = 0,418	Masa fase vapor (amoniaco) = 0,99424
Masa fase líquida (agua) = 0,5819	Masa fase vapor (agua) = 0,005759

Tabla 7: Estado gaseoso y líquido tras la expansión debida a la acción del émbolo

Las fases líquidas y vapor estarán en tanto por uno.

A su vez adjuntamos la tabla de estados para este sistema que vamos a estudiar:

Estado	P (bar)	T(K)	x (kgNH3/kgmezcla)	h(kJ/kg)	Titulo de vapor
1	2,0318	298	0,99424	1687,9	1
2	14,37	340	0,99424	1727,1	superheater
3	14,317	310,19	0,99998	1632,2	1
4	14,317	310,19	0,99998	519,21	0
5	14,317	302	0,99998	479,44	subcooled
6	2,3466	258	0,99998	479,48	0,15667
7	2,3466	258	0,99998	1587,3	1
8	2,3466	293	0,99998	1669,8	superheater
9	2,2864	296	0,45045	5,9266	0
10	2,0318	298	0,41806	7,8399	0
11	2,2864	298	0,41806	7,8591	subcooled

Tabla 8: Estados alternativa ciclo híbrido de compresión y de absorción

En primer lugar vemos que un punto de aportación de trabajo con un reservorio de trabajo será el compresor, para ello nos centraremos en este dispositivo, donde definimos las condiciones 1 y 2 con ayuda del REFPROP, tal que:

Estado 1 (Salida del absorbedor)	Estado 2 (Salida del compresor)
$P = 2,0318 \text{ bar}$	$P = 14,37 \text{ bar}$
$T = 298 \text{ K}$	$T = 340 \text{ K}$
$X1 = 0,99424 \text{ kg NH}_3/\text{kg mezcla}$	$X2 = 0,99424 \text{ kg NH}_3/\text{kg mezcla}$
$h1 = 1687,9 \text{ kJ/kg}$	$h2 = 1727,1 \text{ kJ/kg}$
$S1 = 6,7319 \text{ kJ/kgK}$	$S2 = 5,9510 \text{ kJ/kgK}$
$U1 = 1545,6 \text{ kJ/kg}$	$U2 = 1577,5 \text{ kJ/kg}$

Tabla 9: Estados a la entrada y a la salida del compresor

Ahora ya estamos en condiciones de calcular los parámetros del compresor necesarios para llevar a cabo la comparación:  $W_{c_x}^{S-RW}$ ,  $Q_{c_x}^{S-E}$ . Estos parámetros representan el trabajo límite y calor límite de compresor intercambiado con el reservorio de trabajo y de calor respectivamente.

Como los cálculos los haremos por kWh de frío, hemos de calcular la masa que necesitamos hacer pasar por el evaporador:

$$Q_{frío} \cdot 3600 = m_8 \cdot (U_7 - U_6); \text{ Sabiendo que } Q_{frío} = 1 \text{ kWh de frío y que } U_7 = 1467,2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \text{ y que } U_6 = 605,2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}.$$

De la ecuación anterior obtenemos que  $m_8 = 4,17633$  kg. A su vez sabemos que la masa que nos interesa sacar es  $m_1$ , que por balance de materia ya demostrado en apartado anteriores tenemos que  $m_1 = m_8 = 4,17633 \frac{kg}{kWh \text{ frio}}$

Con ello:

$$m_8 \cdot (u_2 - u_1) = Qc_x^{S-E} + Wc_x^{S-RW}; \text{ Sabiendo que } m_1 = m_8$$

Ahora lo que nos faltaría para poder calcular el  $Wc_x^{S-RW}$  sería  $Qc_x^{S-E}$ , que lo sacaremos de la siguiente manera:

$$\Delta S^u = m_1 \cdot (S_2 - S_1) - \frac{Qc_x^{S-E}}{T^o} = 0;$$

Siendo que  $T^o$  la temperatura ambiente.

$$4,17633 \cdot (5,9510 - 6,7319) - \frac{Qc_x^{S-E}}{298,15} = 0$$

$$Qc_x^{S-E} = -972,335 \frac{kJ}{kWh \text{ frigorífico}}$$

Con esto sacamos  $Wc_x^{S-RW}$ :

$$m_1 \cdot (u_2 - u_1) = Qc_x^{S-E} + Wc_x^{S-RW}$$

$$4,17633 \cdot (1577,5 - 1545,6) = -972,335 + Wc_x^{S-RW}$$

$$Wc_x^{S-RW} = 1105,58 \frac{kJ}{kWh \text{ frigorífico}}$$

Nos quedaría por analizar la parte del depósito que cuenta con el émbolo, donde se realiza la expansión que da lugar al cambio de fase. Este subsistema lo denominamos subsistema depósito-émbolo.

Hemos de decir que nos ayudamos en la expansión con un reservorio de calor para llegar a las condiciones requeridas por el estado al final de la expansión. El reservorio de calor vamos a suponer que es el agua de refrigeración que sale del condensador a una temperatura superior. Decir también que al agua de refrigeración que va al absorbedor, que como se ha indicado en apartados anteriores, cede calor, será una línea diferente de la de refrigeración del condensador. Sabemos que el calor de condensación es:

$$Q_{cond} = 4,17633 \cdot (U_3 - U_4); Q_{cond} = 4,17633 \cdot (1503 - 516,74)$$

$$Q_{cond} = 4118,947 \frac{kJ}{kWfrio}$$

Con esto, suponiendo que el fluido refrigerante en el condensador es agua a presión ambiente y marcando unas condiciones de contorno dentro de los límites del sistema, podemos sacar el  $Qc_x^{S-RQ}$ .

Para ello las temperaturas de entrada y de salida del agua en el condensador serán 298 K y la de salida 307 K. Con estos datos podemos sacar la masa de agua requerida por kWh frigorífico producido que debemos hacer pasar por el condensador. Las propiedades del agua las calcularemos también en REFPROP.

$$Q_{cond} = 4,17633 \cdot (U_3 - U_4) = m_{cond} \cdot (U_{AguaEntra} - U_{AguaSale})$$

$$Q_{cond} = 4,17633 \cdot (1503 - 516,74) = m_{cond} \cdot (141,81 - 104,29)$$

$$m_{cond} = 109,78 \frac{kg}{kWh\ frio}; T^{RQ} = 307\ K$$

Calculamos ahora  $Qc_x^{S-RQ}$ :

$$Qc_x^{S-RQ} = m_9 \cdot (u_{final} - u_{inicial});$$

$$x_8 \cdot m_8 + x_{10} \cdot m_{10} = x_9 \cdot (m_{10} + m_8)$$

$$0,99998 \cdot 4,17633 + 0,41806 \cdot m_{10} = 0,45045 \cdot (m_{10} + 4,17633)$$

$$m_{10} = 70,855 \frac{kg}{kWh\ frio}; m_9 = m_{10} + 4,17633$$

$$m_9 = 75,031 \frac{kg}{kWh \text{ frio}}$$

$$Qc_x^{S-RQ} = 75,031 \cdot (46,484 - 5,6535)$$

$$Qc_x^{S-RQ} = 3063,55 \frac{kJ}{kWh \text{ frio}}$$

Estamos analizando un proceso cíclico, es decir, que el punto de partida del émbolo será el punto final del mismo tras un ciclo de carga y descarga. Estos procesos se caracterizan porque el estado final es el mismo que el inicial. Por ello la energía total en el estado final tiene el mismo valor que en el estado inicial:

$$\begin{aligned} \Delta E &= 0 \\ Q + W &= 0 \end{aligned}$$

Si consideramos el proceso paso a paso, queda la relación integral:

$$\oint \delta Q + \oint \delta W = 0$$

Donde el círculo de la integral representa que el proceso es cíclico.

Por este motivo decimos que la suma de los trabajos límites intercambiados por el sistema tanto con el reservorio de trabajo como con el ambiente, más la suma de los calores límites que intercambia el sistema tanto con el reservorio de calor como con el ambiente, es cero.

$$\sum Wc_x^{S-RW} + \sum Qc_x^{S-RQ} + \sum Qc_x^{S-E} + \sum Wc_x^{S-E} = 0$$

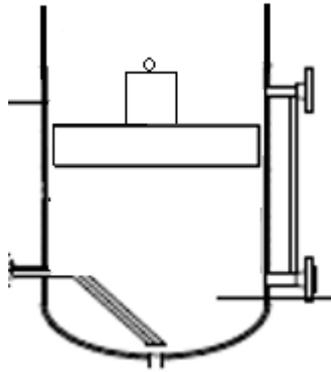
Para analizar este subsistema adecuadamente hemos de tener claras las diferentes posiciones del émbolo, por ello se procede ahora a dar una descripción detallada de los movimientos del émbolo dentro del depósito de almacenamiento.

Las posiciones seguidas por el émbolo son:

- Posición 1: Se ha comenzado con la carga a partir de la situación de la posición 1. A medida que vamos introduciendo el fluido dentro del depósito, vamos aumentando la presión en el sistema hasta llegar a una presión y a una temperatura

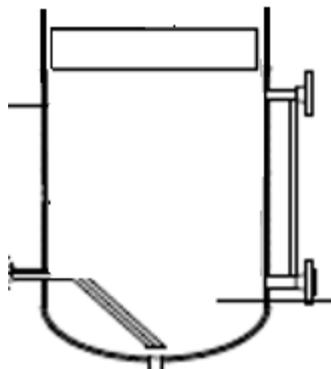
de 2,2864 bar y 298 K respectivamente. Para ello, como se puede apreciar en la Figura 58, tenemos un peso encima del émbolo, haciendo las veces de conmutador entre las posiciones del mismo. No podemos quitar el peso durante esta fase de carga de lo contrario se podría expansionar la mezcla antes de tiempo sin llegar a cargarse completamente.

Siendo así, dicha posición quedaría de la siguiente manera si lo representamos:



*Figura 58: Posición 1 del émbolo*

- Posición 2: Una vez el depósito está cargado completamente tiene lugar la expansión, por lo que el sistema pasa de 2,2864 bar a 2,0318 bar separándose las sustancias tal y como se ha indicado anteriormente. La expansión es posible gracias a que retiramos un peso de émbolo dejando que se expanda el sistema hasta llegar a la presión de 2,0318 bar. Hemos de decir que esta presión ha sido escogida mirando la Tabla 5 y 6 donde se observa que para dicha presión está en el rango de las condiciones deseadas tanto para el refrigerante, como para la mezcla pobre que es recirculada hacia el absorbedor.



*Figura 59: Posición 2 del émbolo*

Por último comenzamos con la fase de descarga del sistema, lo que quiere decir que pasamos de una posición como es la 2 a la 1 de nuevo. Esta evolución se realizará a presión constante y a temperatura constante, ya que a medida que va bajando la posición del émbolo se va descargando el gas hacia el compresor y el líquido hacia el absorbedor.

La descarga es posible entre otras cosas debido a la acción de los pesos, que de nuevo son colocados para llevar a cabo esta fase donde se regresa, como se puede observar en la figura, al punto de inicio. Además el lector debe saber que en el propio depósito existen unos topes para delimitar el recorrido del émbolo tanto para la carrera ascendente como para la descendente.

A pesar de que en este proceso estamos obviando las pérdidas por tomarlo como un proceso reversible, somos conscientes que en la realidad se producirán una serie de irreversibilidades, esta investigación y la inclusión de estas pérdidas se propone para líneas futuras de trabajo.

Teóricamente ha quedado demostrado que la suma de trabajos y calores dan cero para este proceso, aun así comprobaremos esto numéricamente, de manera que usaremos las ecuaciones de nuevo del segundo principio de la termodinámica y el primer principio de la termodinámica, que nos dan los parámetros necesarios para corroborar esta idea:

$$\Delta S^u = m_{10} \cdot S_{2'L} + m_1 \cdot S_{2'G} - m_9 \cdot S_{1'} - \frac{Q_{C_x^{S-E}}}{T^o} - \frac{Q_{C_x^{S-RQ}}}{T^{RQ}} = 0$$

$$m_{10} \cdot U_{2'L} + m_1 \cdot U_{2'G} - m_9 \cdot U_{1'} = Q_{C_x^{S-E}} + W_{C_x^{S-RW}} + Q_{C_x^{S-RQ}} + W_{C_x^{S-E}}$$

Siendo:

- $m_9$ : la masa por  $kWh$  frigorífico producido que pasa por el depósito
- $S_{2'}$ : Entropía después de la expansión respecto a una referencia.
- $S_{1'}$ : Entropía antes de la expansión respecto a una referencia.
- $u_{2'}$ : Energía interna después de la expansión respecto a una referencia.
- $u_{1'}$ : Energía interna antes de la expansión respecto a una referencia.
- $T^o$ : Temperatura ambiente, que la hemos tomado a 298,15 K
- $T^{RQ}$ : Temperatura del reservorio de calor, que corresponde a 307 K
- $Q_{C_x^{S-E}}$ : Calor límite que el sistema intercambia con el ambiente.
- $Q_{C_x^{S-RQ}}$ : Calor límite que intercambia el sistema con el reservorio de calor, correspondiente al agua que viene del proceso de condensación ya mencionado anteriormente.
- $W_{C_x^{S-RW}}$ : Trabajo límite que intercambia el sistema con el reservorio de trabajo. El reservorio de trabajo será el émbolo y los pesos que situaremos sobre él.
- $W_{C_x^{S-E}}$ : Trabajo límite que intercambia el sistema con el ambiente.

Para ser capaces de calcular esto debemos de calcular los estados en las distintas posiciones del émbolo. En las siguientes tablas vamos a recoger los distintos estados:

Estado 1' Líquido (Antes de la expansión)
$P = 2,2864 \text{ bar}$
$T = 296 \text{ K}$
$X1' = 0,45045 \text{ kg NH}_3/\text{kg mezcla}$
$S1' = 0,79094 \text{ kJ/kgK}$
$U1' = 5,6535 \text{ kJ/kg}$

Tabla 10: Estado del fluido antes de la expansión en el depósito

Estado 2' Líquido (Después expansión)	Estado 2' Gas (Después expansión)
$P = 2,0318 \text{ bar}$	$P = 2.0318 \text{ bar}$
$T = 298 \text{ K}$	$T = 298 \text{ K}$
$X2' = 0,41806 \text{ kg NH}_3/\text{kg mezcla}$	$X2' = 0,99424 \text{ kg NH}_3/\text{kg mezcla}$
$S2'_L = 0,78268 \text{ kJ/kgK}$	$S2'_v = 6,7319 \text{ kJ/kgK}$
$U2'_L = 7.6003 \text{ kJ/kg}$	$U2'_v = 1545,6 \text{ kJ/kg}$

Tabla 11: Estados líquido y gaseoso de la sustancia tras la expansión

Ya tenemos la entropía y la energía interna con respecto a una referencia calculada, por lo tanto podemos proceder a la aplicación del primer y segundo principio de la termodinámica al proceso reversible.

$$70,855 \cdot 0,78268 + 4,17633 \cdot 6,7319 - 75,031 \cdot 0,79094 - \frac{Qc_x^{S-E}}{298,15} - \frac{3063,55}{307} = 0$$

$Qc_x^{S-E} = 4247,86 \frac{\text{kJ}}{\text{kWh de frigorífico}}$
--------------------------------------------------------------------

Además debemos de calcular calculamos el trabajo que intercambia el sistema que estamos tratando con el ambiente denominado  $Wc_x^{S-E}$ . Este parámetro lo sacaremos de la siguiente manera:

$$Wc_x^{S-E} = -P_o \cdot (V_2 - V_1)$$

Para calcular esto es necesario obtener los volúmenes indicados en la formula, correspondientes al depósito 2 situado a la salida del absorbedor, el cual consta de un émbolo que lo diferencia de las demás alternativas, esto hace que tengamos que calcular dos volúmenes, lo que representa cada estado en el que se encuentra el depósito con el émbolo, para ello utilizaremos las siguientes ecuaciones:

En la posición 1 el volumen es:

$$V_1 = \frac{m_9}{\rho_9}$$

En la posición 2 el volumen es:

$$V_2 = \frac{m_1}{\rho_1} + \frac{m_{10}}{\rho_{10}}$$

Al resolver el balance de materia y energía ya tenemos todas las masas, por lo que solo nos quedaría calcular las densidades de los puntos 9, 1 y 10, que las sacaremos con REFPROP.

La densidad a la salida del absorbedor que corresponde con el punto 9 viene reflejada en la siguiente figura:

4: ammonia/water: Specified state points (45,045/54,955)						
	Temperature (K)	Pressure (bar)	Density (kg/m³)	Int. Energy (kJ/kg)	Enthalpy (kJ/kg)	Entropy (kJ/kg-K)
1	296.00	2.2864	837.06	5.6535	5.9266	0.79094

Figura 60: Propiedades de la sustancia a la salida del absorbedor

La densidad de la sustancia en estado vapor a la salida del depósito que está a continuación del absorbedor, que corresponde con el punto 1 y viene reflejada en la siguiente figura:

5: ammonia/water: Specified state points (99,424/0,576)						
	Temperature (K)	Pressure (bar)	Density (kg/m³)	Int. Energy (kJ/kg)	Enthalpy (kJ/kg)	Entropy (kJ/kg-K)
1	298.00	2.0318	1.4280	1545.6	1687.9	6.7319

Figura 61: Propiedades de la sustancia gaseosa a la salida del depósito 2

La densidad de la sustancia en estado líquido a la salida del depósito que está a continuación del absorbedor, que corresponde con el punto 10, viene reflejada en la siguiente figura:

6: ammonia/water: Specified state points (41,806/58,194)						
	Temperature (K)	Pressure (bar)	Density (kg/m <sup>3</sup> )	Int. Energy (kJ/kg)	Enthalpy (kJ/kg)	Entropy (kJ/kg-K)
1	298,00	2,0318	847,76	7,6137	7,8534	0,78273

Figura 62: Propiedades de la sustancia líquida a la salida líquido del depósito 2

Con todo esto estamos en condiciones de obtener los volúmenes demandados:

$$V_1 = \frac{75,031}{837,06} = 0,08963 \text{ m}^3$$

$$V_2 = \frac{4,17633}{1,428} + \frac{70,855}{847,76} = 3 \text{ m}^3$$

$Volumen_{dep2} = 3 \text{ m}^3$
----------------------------------

$$Wc_x^{S-E} = -101325 \cdot \frac{3 - 0,08963}{1000}$$

$$Wc_x^{S-E} = -294,893 \frac{\text{kJ}}{\text{kWh de frigorífico}}$$

A continuación sacamos  $Wc_x^{S-RW}$ :

$$\begin{aligned} & 70,855 \cdot 7.6003 + 4,17633 \cdot 1545,6 - 75,031 \cdot 5,6535 \\ & = 4247,86 + Wc_x^{S-RW} + 3063,55 - 294,893 \end{aligned}$$

$$W_{c_x^{S-RW}} = -447,25 \frac{kJ}{kWh \text{ de frigorífico}}$$

El siguiente paso es la descarga del depósito, que va desde el punto más alto del émbolo donde se encuentra a una presión de 2,0318 bar y a una temperatura de 298 K, hasta de nuevo la posición 1, siendo esta la posición final y a la vez la que da inicio de nuevo al proceso.

Al igual que hemos supuesto, que el proceso de ida iba desde que el subsistema depósito-émbolo estaba cargado hasta la expansión sin llegar a descargarse, en el proceso de vuelta, diremos que va desde que sucede la expansión, sin haber llegado todavía a dar comienzo la descarga, hasta que llega a la posición inicial del émbolo y termina la carga del sistema.

Es por ello que el proceso de vuelta del émbolo quedará modelado de la siguiente manera en términos termodinámicos:

$$\Delta S^u = -m_{10} \cdot S_{2'L} - m_1 \cdot S_{2'G} + m_9 \cdot S_{1'} - \frac{Q_{c_x^{S-E}}}{T^o} - \frac{Q_{c_x^{S-RQ}}}{T^{RQ}} = 0$$

$$\begin{aligned} -m_{10} \cdot U_{2'L} - m_1 \cdot U_{2'G} + m_9 \cdot U_{1'} &= Q_{c_x^{S-E}} + W_{c_x^{S-RW}} + Q_{c_x^{S-RQ}} + W_{c_x^{S-E}} \\ -70,855 \cdot 0,78268 - 4,17633 \cdot 6,7319 + 75,031 \cdot 0,79094 &- \frac{Q_{c_x^{S-E}}}{298,15} - \frac{3063,55}{307} = 0 \end{aligned}$$

$$Q_{c_x^{S-E}} = -10198,339 \frac{kJ}{kWh \text{ de frio}}$$

Calculamos ahora el trabajo límite que intercambia el sistema que estamos tratando con el ambiente denominado  $W_{c_x^{S-E}}$ . Este parámetro lo sacaremos de la siguiente manera:

$$W_{c_x^{S-E}} = -P_o \cdot (V_1 - V_2)$$

$$W_{c_x^{S-E}} = -101325 \cdot \frac{0,08963 - 3}{1000}$$

$$W_{c_x^{S-E}} = 294,893 \frac{kJ}{kWh \text{ de frio}}$$

Y por último obtenemos  $W_{c_x^{S-RW}}$ :

$$\begin{aligned}
& -70,855 \cdot 7.6003 - 4,17633 \cdot 1545,6 + 75,031 \cdot 5,6535 \\
& = -10198,339 + Wc_x^{S-RW} + 3063,55 + 294,893
\end{aligned}$$

$$Wc_x^{S-RW} = 270,6288 \frac{kJ}{kWh \text{ de frio}}$$

Para finalizar con el estudio del sistema depósito-émbolo, podemos decir que numéricamente con la hipótesis tomadas anteriormente, nuestra afirmación de que

$$\sum Wc_x^{S-RW} + \sum Qc_x^{S-RQ} + \sum Qc_x^{S-E} + \sum Wc_x^{S-E} = 0$$

A pesar de todo nos damos cuenta de que el objetivo de disminuir el volumen del depósito a la salida del absorbedor no ha sido superado tal y como lo teníamos pensado con el planteamiento que hemos llevado a cabo. Al ser este un proyecto de investigación, donde no nos podemos ayudar apenas de la bibliografía para estos cálculos, somos conscientes de que este tipo de resultados son parte del trabajo de investigación, sin embargo seguimos indagando para encontrar posibles soluciones.

Uno de los motivos del no cumplimiento de las premisas de partida para implementar este ciclo, es que en la expansión, que produce gas en el depósito, hace aumentar el volumen del mismo. La primera solución posible es ir desalojando la sustancia gaseosa a la vez que esta se va produciendo, para así no tener que aumentar el volumen del depósito. Esta solución es de difícil implementación ya que habría que ir estudiando en cada punto de avance del émbolo como va evolucionando la mezcla y en función de ello la mezcla irá saliendo en unas condiciones u otras. Es complicado realizar las operaciones pertinentes para evaluar el proceso sabiendo que esas condiciones gaseosas que salen del depósito a medida que va descargando no están definidas totalmente sino que irán variando con el tiempo. Es por ello que se propone para líneas futuras de trabajo un estudio detallado de cómo van variando las condiciones de la mezcla cuando se avanza en el proceso de expansión.

Para este proyecto se propone estudiar una máquina genérica en la que podamos separar por completo el amoniaco en forma gaseosa, para introducirlo en el compresor, y el agua en estado líquido para recircularla al absorbedor y mezclarla con el refrigerante, que llega al absorbedor después de realizar el ciclo. Decir que se ha llevado a cabo una revisión bibliográfica para encontrar una máquina que desempeñe estas funciones pero no ha sido posible encontrar un dispositivo distinto a lo que sería un generador. Es por ello que la definimos como una máquina genérica:

El esquema que proponemos es el siguiente:

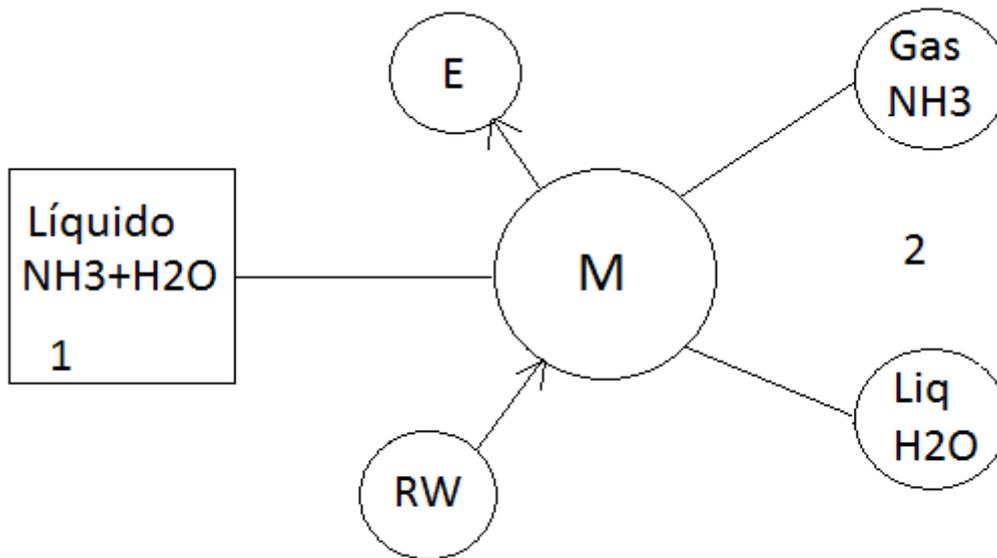


Figura 63: Esquema separación de NH3 gaseoso del H2O líquido

Para analizar el esquema de la Figura 63, lo que haremos será obtener el calor límite intercambiado con el ambiente y el trabajo límite de la máquina en un proceso reversible. Las ecuaciones a estudiar como veníamos haciendo en apartados anteriores son las correspondientes al segundo principio y al primer principio de la termodinámica:

$$\Delta S^u = m_{H_2O} \cdot S_{2'L} + m_{NH_3} \cdot S_{2'G} - m_{mezcla} \cdot S_{1'} - \frac{Qm_x^{S-E}}{T^o} = 0$$

$$m_{H_2O} \cdot U_{2'L} + m_{NH_3} \cdot U_{2'G} - m_{mezcla} \cdot U_{1'} = Qm_x^{S-E} + Wm_x^{S-RW}$$

Tendremos que calcular las diferentes masas que aparecen en las ecuaciones anteriores. Por medio de balances y por kWh frigorífico producido podremos sacar la masa de amoníaco que pasa por el evaporador como veníamos haciendo en apartados anteriores de manera que resulta:

$$1 \text{ kWh} \cdot 3600 = m_{NH_3} \cdot (U_7 - U_6)$$

Siendo:  $U_7$  la energía interna respecto a una referencia antes después de pasar por el evaporador y  $U_6$  la energía interna respecto a una referencia antes de pasar por el evaporador.  $U_7 = 1467,2 \frac{kJ}{kg} U_6 = 605,2 \frac{kJ}{kg}$ .

Resultando:

$$m_{NH_3} = 4,176 \frac{kg}{kWh \text{ de frio}}$$

A su vez somos capaces también de calcular  $m_{H_2O}$  con un balance de amoniaco en el absorbedor sabiendo que por una parte entra amoniaco puro y por otra entra agua saliendo una mezcla de agua y amoniaco con una riqueza de amoniaco de 45,045 %.

Con el siguiente balance sacamos la masa de agua:

$$1 \cdot m_{NH_3} + 0 \cdot m_{H_2O} = 0,45045 \cdot (m_{NH_3} + m_{H_2O})$$

Resultando:

$$m_{H_2O} = 5,095 \frac{kg}{kWh \text{ de frio}}$$

Una vez tenemos las masas, lo que nos faltaría sería calcular los estados a la entrada de la máquina y a la salida de la máquina. El estado 1 quedará completamente definido pero para el estado 2 lo que haremos será hacer una tabla paramétrica en EES y sacar una gráfica donde se pueda observar la tendencia del trabajo límite frente a la temperatura y la presión en el estado 2.

Los estados de las sustancias los vamos a definir en EES, por un lado la mezcla binaria perteneciente al estado 1, la definimos con la función:

$$\text{CALL NH}_3\text{H}_2\text{O}(123; T; P; x; T[1]; P[1]; x[1]; h[1]; s[1]; u[1]; v[1]; q[1])$$

Esta función nos proporciona las propiedades termodinámicas de la mezcla amoniaco-agua ya sea una mezcla subenfriada, saturada o sobrecalentada. Los valores de entrada son los que sitúan en la zona de la izquierda de dicha función, a su vez en la zona de la derecha se sitúan los valores de salida de la función. Con el primer argumento le indicamos a la función cuales son los parámetros que proporcionamos como datos de entrada y las unidades serán:

T=[K]

P=[bar]

x=[ammonia mass fraction]

h=[kJ/kg]

s=[kJ/kg-K]

u=[kJ/kg],

v=[m<sup>3</sup>/kg]

q=[vapor mass fraction]

Como argumento de la función metemos:

T	296 K
P	2,2864 bar
X	0,45045 kg NH <sub>3</sub> /kg mezcla

Con esto quedará definido totalmente el estado 1, y el estado 2 lo definimos, con EES con la herramienta “function info” donde podemos calcular tanto la entropía como la energía interna respecto a una referencia además de otras variables de interés.

Como se ha indicado anteriormente se dejará todo en función de la presión y la temperatura a la salida de la máquina separadora, osea del estado 2. Ahora estamos en condiciones de sacar una tabla paramétrica con los datos de más interés para llevar a cabo un análisis apropiado.

Vamos a sacar dos tablas paramétricas, la primera corresponde a los resultados de la máquina separadora y la segunda al compresor, ya que como hemos cambiado algunas condiciones hemos de calcular de nuevo el trabajo límite del sistema que intercambia con el reservorio de trabajo y el calor límite del compresor que intercambia con el ambiente.

<sup>3</sup> P2	<sup>4</sup> T2	<sup>5</sup> $W_{x_{MRW}}$	<sup>6</sup> $Q_{x_{ME}}$
3	304,6	55,36	7736
3,286	305,7	109	7708
3,571	306,7	158	7685
3,857	307,8	203,3	7666
4,143	308,9	245,2	7650
4,429	310	284,4	7637
4,714	311,1	321,1	7627
5	312,1	355,7	7618
5,286	313,2	388,4	7612
5,571	314,3	419,4	7608
5,857	315,4	448,9	7605
6,143	316,5	477	7604
6,429	317,6	503,9	7603
6,714	318,6	529,7	7605
7	319,7	554,4	7607
7,286	320,8	578,3	7610
7,571	321,9	601,2	7614
7,857	323	623,5	7619
8,143	324	645	7625
8,429	325,1	665,8	7632
8,714	326,2	686	7639
9	327,3	705,7	7647
9,286	328,4	724,8	7655
9,571	329,4	743,5	7664
9,857	330,5	761,7	7674
10,14	331,6	779,5	7684

Tabla 12: Trabajo límite del sistema con el reservorio de trabajo,  $Wm_x^{S-RW}$  y calor límite intercambiado por el sistema con el ambiente  $Qm_x^{S-E}$ , ambos en función de P2 y T2.

A continuación sacamos la grafica, donde se puede apreciar el consumo, representado por el trabajo límite en función de la temperatura y la presión de salida de la máquina separadora:

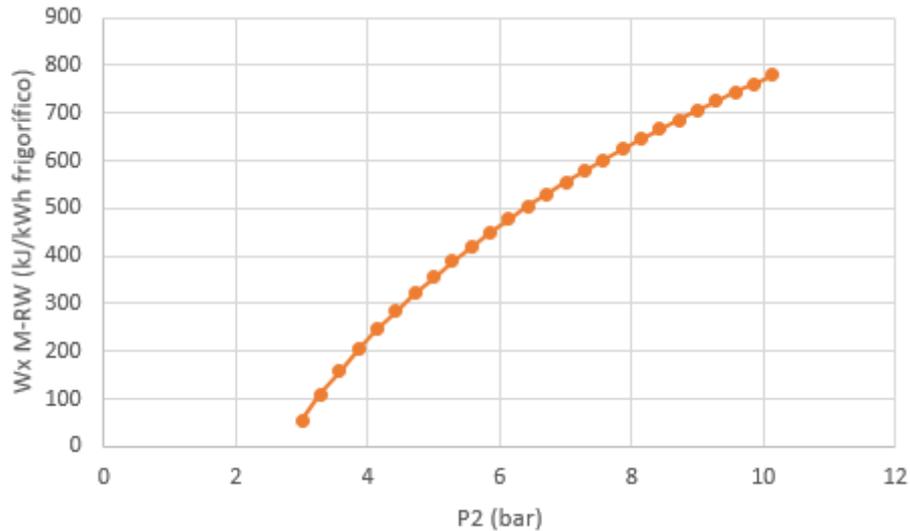


Figura 64: Representación del trabajo límite de la máquina separadora frente a la presión y temperatura de salida de esta

Como vemos en la Tabla 12 a medida que aumenta la temperatura y la presión del estado 2 aumenta el trabajo límite de la máquina separadora. Viendo esta tabla podemos llegar a pensar que dicha máquina podría llegar hasta condiciones que se dan a la salida del compresor, eliminado así dicho dispositivo. A pesar de ello hemos decidido acortar la tabla en un rango más razonable ya que desconocemos el valor económico de la máquina separadora.

Una vez tenemos clara la variación de los parámetros de funcionamiento de la máquina separadora procedemos a analizar el compresor, si lo hubiera, del ciclo. Para ello nos ayudamos del primer y segundo principio de la termodinámica, dejando claro que las condiciones de salida de la máquina separadora son las condiciones de entrada del compresor.

$$\Delta S^u = m_{NH_3} \cdot S_{2'G} - m_{NH_3} \cdot S_{2máquina} - \frac{Q_{C_x^{S-E}}}{T_o} = 0$$

$$m_{NH_3} \cdot U_{2'G} - m_{NH_3} \cdot U_{2máquina} = Q_{C_x^{S-E}} + W_{C_x^{S-RW}}$$

Siendo:

- $U_{2'G}$ : Energía interna a la salida del compresor respecto a una referencia
- $S_{2'G}$ : Entropía a la salida del compresor respecto a una referencia
- $S_{2máquina}$ : Entropía a la salida de la máquina separadora respecto a una referencia
- $U_{2máquina}$ : Energía interna a la salida de la máquina separadora respecto a una referencia

Finalmente con todas las propiedades necesarias calculadas, tenemos como resultado la siguiente tabla paramétrica:

<sup>3</sup> P2	<sup>4</sup> T2	<sup>5</sup> $W_{x_{CRW}}$	<sup>6</sup> $Q_{x_{CE}}$
3	304,6	883,5	-776,7
3,286	305,7	830,5	-726,4
3,571	306,7	782	-680,8
3,857	307,8	737,4	-639,2
4,143	308,9	696,2	-601,1
4,429	310	657,9	-565,9
4,714	311,1	622,1	-533,3
5	312,1	588,5	-503,1
5,286	313,2	556,9	-474,9
5,571	314,3	527	-448,6
5,857	315,4	498,8	-424
6,143	316,5	472	-400,9
6,429	317,6	446,4	-379,2
6,714	318,6	422,1	-358,7
7	319,7	398,9	-339,4
7,286	320,8	376,6	-321,3
7,571	321,9	355,3	-304,1
7,857	323	334,8	-287,8
8,143	324	315,1	-272,4
8,429	325,1	296,1	-257,8
8,714	326,2	277,8	-244
9	327,3	260,2	-230,9
9,286	328,4	243,1	-218,4
9,571	329,4	226,6	-206,6
9,857	330,5	210,6	-195,3
10,14	331,6	195,1	-184,7

Tabla 13: Trabajo límite del compresor con el reservorio de trabajo,  $W_{c_x^{S-RW}}$  y calor límite intercambiado del sistema con el ambiente,  $Q_{c_x^{S-E}}$ , ambos en función de P2 y T2

Como venimos haciendo, se representará una gráfica del consumo del compresor, la cual estará en función de la presión y de la temperatura de salida de la máquina separadora:

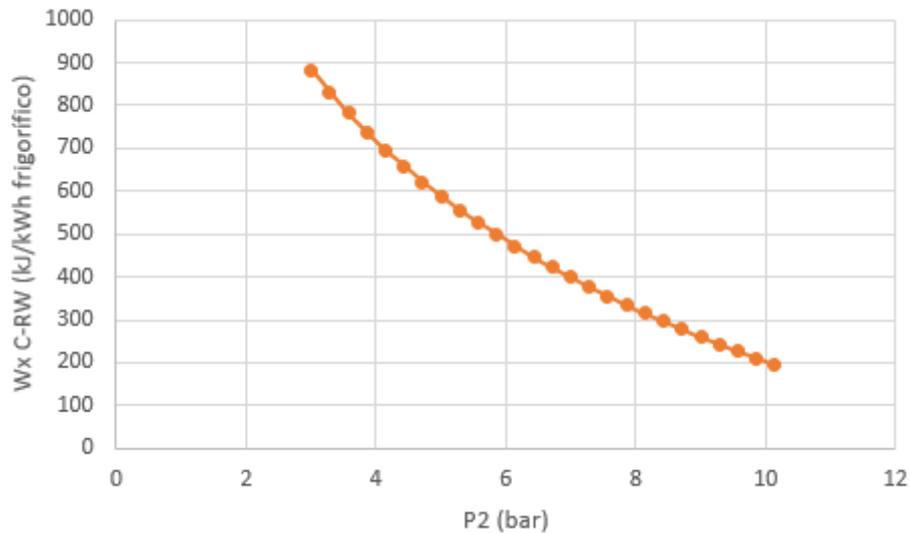


Figura 65: Trabajo límite del compresor frente a la presión de salida de la máquina separadora

Para llevar a cabo una buena comparación entre los dos sistemas además de los cálculos ya realizados debemos de tener en cuenta otros aspectos como son:

- Volumen del depósito de almacenamiento a la salida del condensador y a la salida del absorbedor.
- Comparativa entre los trabajos límites.

Otro dato importante será el pequeño análisis económico que haremos en el siguiente punto, pero ahora nos centramos en los volúmenes de acumulación y en los resultados de los trabajos límites:

- Volumen del depósito de almacenamiento a la salida del condensador y a la salida del absorbedor:

Uno de los costes asociados a la implementación del ciclo de absorción híbrido será el depósito a la salida del subenfriador, que almacena líquido refrigerante para su posterior uso en horas en las que no sea posible el accionamiento del compresor con energía fotovoltaica, normalmente de cara a un funcionamiento nocturno del sistema.

Para calcular el volumen de dicho depósito hemos de realizar un balance masa y energía en el sistema a tratar de la siguiente manera:

-Compresor:

$$Q_{comp} \cdot 3600 = m_1 \cdot (U_2 - U_1); \text{ sabiendo que } m_1 = m_2$$

-Condensador:

$$Q_c \cdot 3600 = m_3 \cdot (U_3 - U_4); \text{ sabiendo que } m_2 = m_3 \text{ y que } m_3 = m_4$$

-Absorbedor:

$$Q_a \cdot 3600 = m_{11} \cdot U_{11} + m_8 \cdot U_8 - m_9 \cdot U_9 ;$$

$$\text{sabiendo que } m_{11} \cdot x_{11} + m_8 \cdot x_8 = m_9 \cdot x_9 \text{ y que } m_{11} + m_8 = m_9$$

-Evaporador:

$$Q_e \cdot 3600 = m_7 \cdot (U_7 - U_6) ; \text{ sabiendo que } m_6 = m_7$$

-Subenfriador:

$$Q_{sub} \cdot 3600 = m_5 \cdot (U_4 - U_5) ; \text{ sabiendo que } m_4 = m_5 \text{ y que } m_7 = m_8$$

-Bomba:

$$W_{Bomba} \cdot 3600 = m_{11} \cdot U_{11} - m_{10} \cdot U_{10} ; \text{ sabiendo que } m_{11} = m_{10}$$

-Valvula:

$$Q_{válvula} \cdot 3600 = m_6 \cdot U_6 ; \text{ sabiendo que } m_5 = m_6$$

Del balance los resultados que más nos interesan serán los resultados de las masas en los diferentes puntos del ciclo:

Masas para 1kWh frio	$m_1 = 4,176 \text{ kg}$	$m_2 = 4,176 \text{ kg}$	$m_3 = 4,176 \text{ kg}$
	$m_4 = 4,176 \text{ kg}$	$m_5 = 4,176 \text{ kg}$	$m_7 = 4,176 \text{ kg}$
	$m_8 = 4,176 \text{ kg}$	$m_9 = 75,031 \text{ kg}$	$m_{10} = 70,86 \text{ kg}$
			$m_{11} = 70,86 \text{ kg}$

Una vez tenemos resuelto el balance de masa y energía con ayuda del EES, planteamos el cálculo del volumen del depósito a la salida del condensador de la siguiente manera:

$$Volumen_{dep1} = \frac{m_5}{\rho_5}; \text{ Siendo que la densidad es } \rho_5 = 599,87 \frac{kg}{m^3},$$

La densidad se ha sacado con el REFPROP:

	Temperature (K)	Pressure (bar)	Density (kg/m <sup>3</sup> )	Int. Energy (kJ/kg)	Enthalpy (kJ/kg)	Entropy (kJ/kg-K)	Cp (kJ/kg-K)
1	302,00	14,317	599,87	470,36	472,74	1,9358	4,8111

Figura 66: Propiedades de la sustancia a la salida del subenfriador

Con ello el volumen quedaría:

$$Volumen_{dep1} = 0,006962 \frac{m^3}{kWh \text{ frigorífico}}$$

Finalmente para acabar con los volúmenes sacamos el volumen del depósito situado a la salida del absorbedor. Si recordamos este es el volumen que nos daba problemas cuando disponíamos del subsistema depósito-émbolo. Ahora al sustituir este por una máquina separadora resulta que:

$$m_9 = 75,031 \text{ kg}$$

Y la densidad la podemos sacar con la propia función del EES que definía las propiedades en las condiciones 1, a la entrada de la máquina separadora, resultando:

$$\rho_9 = 846,02 \frac{kg}{m^3}$$

Por lo tanto el volumen quedará:

$$Volumen_{dep2} = \frac{m_9}{\rho_9}$$

$$Volumen_{dep2} = 0,08869 \frac{m^3}{kWh \text{ frigorífico}}$$

•Comparativa entre los trabajos límites:

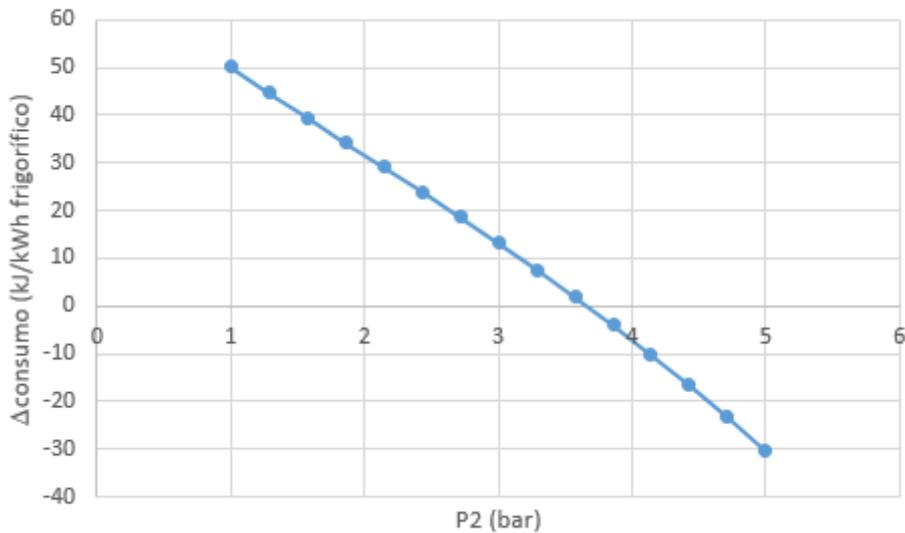
Para esta comparativa al tratar de comparar el trabajo límite del compresor en un proceso reversible que pertenece al ciclo de absorción en el cual además de sustituir el generador por el compresor instalábamos una máquina separadora. El trabajo límite en este proceso es totalmente dependiente de las condiciones a la salida de la máquina separadora. Por este motivo hemos de hacer una tabla donde podamos comparar el trabajo límite del ciclo de absorción modificado con el trabajo límite del compresor en el ciclo de compresión mecánica simple.

La tabla comparativa que saca el incremento del consumo del compresor del ciclo de absorción modificado con respecto al ciclo de compresión mecánica simple es la siguiente:

7 P2	8 T2	9 IncrementoConsumo
1	297	50,03
1,286	298,1	44,6
1,571	299,2	39,35
1,857	300,2	34,19
2,143	301,3	29,03
2,429	302,4	23,83
2,714	303,5	18,55
3	304,6	13,15
3,286	305,7	7,598
3,571	306,7	1,873
3,857	307,8	-4,057
4,143	308,9	-10,22
4,429	310	-16,64
4,714	311,1	-23,36
5	312,1	-30,4

*Tabla 14: Incremento del consumo del compresor en el ciclo híbrido de absorción y compresión frente al consumo del compresor en el ciclo de compresión mecánica simple*

Esta tabla se puede representar de la siguiente manera:



*Figura 67: Incremento del consumo del compresor en el ciclo híbrido de absorción y compresión frente al consumo del compresor en el ciclo de compresión mecánica simple.*

Como bien sabemos la eficiencia de la batería de carga a la salida del campo solar puede tener un valor de aproximadamente 70%, es por ello que en algunos casos podremos llegar a compensar el aumento de consumo del compresor en el ciclo híbrido de absorción con la pérdida de eficiencia si el dispositivo que almacena energía son baterías a la salida del campo solar.

En este apartado se ha intentado implementar una solución que ha resultado fallida debido a que no solucionaba los problemas que tiene un hipotético ciclo de compresión mecánica si en este almacenásemos refrigerante en un depósito a la salida del evaporador. La comparativa de este apartado recae sobre todo en el incremento de consumo en función de la máquina separadora, teniendo en cuenta como se ha dicho que la batería, donde almacenamos la energía en el ciclo de compresión mecánica simple, tiene una eficiencia que hemos supuesto aproximadamente de un 70 %. Es por ello que podemos observar tanto en la gráfica como en la tabla paramétrica que habrá algunos puntos para los que sea interesante el uso del ciclo de absorción híbrido.

## 5 ANÁLISIS ECONÓMICO

---

En este apartado será donde finalizaremos el análisis comparativo de las diferentes alternativas ayudando de algunos datos económicos de interés. Estos datos serán estimaciones con el único objetivo de proporcionar una idea y una valoración de la alternativa en cuestión.

Como hemos hecho en el anterior apartado, comenzaremos con las alternativas de almacenamiento de energía en un depósito de agua caliente a la salida del campo solar para compararla con el almacenamiento de energía en forma de refrigerante. Los ciclos de refrigeración serán ambos de absorción. Recopilando los resultados de estas dos alternativas los traducimos en volúmenes de cada depósito:

- Volumen de almacenamiento del depósito de agua caliente:

$$Volumen_{Acumulador} \left[ \frac{L}{kWh \text{ frigorífico}} \right] = 178,3$$

- Volúmenes de almacenamiento de los depósitos de refrigerante:

$$Volumen_{dep1} \left[ \frac{L}{kWh \text{ frigorífico}} \right] = 5,96$$

$$Volumen_{dep2} \left[ \frac{L}{kWh \text{ frigorífico}} \right] = 26,9$$

Como podemos observar para la alternativa de almacenamiento de energía en forma de agua caliente en el depósito a la salida del campo solar ocupa más espacio que la alternativa en la que almacenamos energía en forma de refrigerante en los depósitos ya descritos. Tendremos que tener en cuenta, no solo el precio del depósito, sino también el precio del refrigerante. El refrigerante utilizado es el R-717 (amoníaco) y el precio está entre 2 y 4€ el kg, el precio variará dependiendo del momento en el que se compre, nosotros elegimos 3,5 €/kg.

Para hacer una buena comparación, nos hemos tenido que hacer también con los precios de los depósitos. Hemos hecho una estimación de 1000€/m<sup>3</sup> tanto para el depósito del almacenamiento de agua caliente como para el depósito de almacenamiento de refrigerante en el ciclo. Con estos datos podemos hacer una estimación de costes para cada una de las construcciones:

- Precio depósito alternativa almacenamiento en depósito de agua caliente:

$$Precio = \frac{1000\text{€}}{m^3} \cdot 0,1783m^3$$

$$Precio_{Depósito} = 178,3\text{€}$$

Donde se ha despreciado el precio del agua.

- Precio depósito de refrigerante en el ciclo de absorción y mas precio del refrigerante en los depósito del ciclo de absorción:

$$Precio = \frac{1000\text{€}}{m^3} \cdot (0,00596 + 0,0269)m^3 + \frac{3,5\text{€}}{kg} \cdot (3,567kg \cdot 0,998 + 22,9585kg \cdot 0,4)$$

$$Precio_{Depósitos} = 77,4614\text{€}$$

Se observa que en principio la estimación es más positiva de cara almacenar refrigerante en el propio ciclo de absorción, aunque sabemos que esto solo es una aproximación en la que no hemos tenido en cuenta todos los factores que realmente influyen. Como líneas de trabajo futuras se propone hacer un estudio económico teniendo en cuenta las demás variables que no serán despreciables. Debemos decir también que el rendimiento de captación en la disposición donde almacenamos refrigerante en el ciclo es mayor que en la construcción donde la energía térmica se almacena en un depósito de agua caliente.

La otra comparativa que hemos hecho ha sido el ciclo de compresión mecánica simple frente a la construcción de un ciclo de absorción en el que sustituíamos el generador por un compresor. Recordamos que ambos sistemas van alimentados por energía fotovoltaica, pero en el ciclo de compresión mecánica simple almacenábamos la energía en batería mientras que en el otro almacenamos la energía en depósitos de refrigerante dentro del ciclo. Para hacer una aproximación de coste hemos de tener en cuenta los precios de los depósitos por un lado y los precios de las baterías, además como uno de ellos utilizará un absorbedor tendremos que hacer también una estimación del precio de este.

En primer lugar adjuntamos de nuevo la tabla, donde podíamos observar el incremento de consumo del compresor instalado en el ciclo de absorción frente al consumo del compresor del ciclo de compresión mecánica simple.

7	P2	8	T2	9	IncrementoConsumo
	1		297		50,03
	1,286		298,1		44,6
	1,571		299,2		39,35
	1,857		300,2		34,19
	2,143		301,3		29,03
	2,429		302,4		23,83
	2,714		303,5		18,55
	3		304,6		13,15
	3,286		305,7		7,598
	3,571		306,7		1,873
	3,857		307,8		-4,057
	4,143		308,9		-10,22
	4,429		310		-16,64
	4,714		311,1		-23,36
	5		312,1		-30,4

Tabla 14: Incremento del consumo del compresor en el ciclo híbrido de absorción y compresión frente al consumo del compresor en el ciclo de compresión mecánica simple

Para esta figura cogemos un valor medio de la tabla para poder comentarlo razonadamente sin irnos a los extremos. Si nos situamos en un valor de presión y temperatura de 3 bar y 304,6 K observamos que el incremento de consumo es:

$$\text{Incremento de consumo} = 13,15\%$$

De aquí podemos sacar una conclusión, y es que en cuanto a consumo podemos ver que si el rendimiento de la batería es del 70%, el ciclo híbrido de absorción y compresión podría ser interesante para la situación que hemos analizado.

Una vez hemos estudiado los consumos, seguimos con la estimación de costes para dar una idea de cómo podría salir un pequeño análisis económico en primera instancia. En cuanto a los depósitos, suponiendo que el precio de estos es también de  $1000\text{€/m}^3$ , los precios de los depósitos instalados en el ciclo de absorción híbrido serán:

$$\text{Precio} = \frac{1000\text{€}}{\text{m}^3} \cdot (0,006962 + 0,08869)\text{m}^3 + \frac{3,5\text{€}}{\text{kg}} \cdot (4,176\text{kg} \cdot 1 + 75,031\text{kg} \cdot 0,45045)$$

$$\text{Precio}_{\text{Depósitos}} = 288,56\text{€}$$

A esto habrá que añadirle el precio del absorbedor que se ha estimado en cose del 30% de lo que cuestan los depósitos:

$$\text{Precio}_{\text{depósitos\_Absobedor}} = 288,56\text{€} + 0,3 \cdot 288,56\text{€} = 375,128\text{€}$$

Ahora analizaremos la batería que se sitúa a la salida del campo solar en la instalación del ciclo de compresión mecánica simple. Tenemos que tener en cuenta que tanto para el almacenamiento en baterías como para el almacenamiento de energía térmica en los depósitos el gasto del inversor y demás dispositivos de protección son los mismos a grandes rasgos.

A continuación calculamos el precio estimado de la batería en el ciclo de compresión mecánica simple. Para ello hemos supuesto un COP de 3 y sabiendo que la batería con la que trabajamos tiene un rendimiento de carga-descarga de 0,6 y una profundidad de descarga de 0,75, podemos calcular los kWh eléctricos que se necesitan por kWh de frío:

$$\text{COP} = 3 = \frac{\text{kWh frigorífico}}{\text{kWh eléctrico}}$$

Resultan :  $\frac{1}{3}$  kWh eléctrico y con ello como conocemos la profundidad y el rendimiento carga-descarga de la batería podemos sacar los kWh eléctricos que necesitaremos en realidad.

$$\text{kWh eléctrico} = \frac{\frac{1}{3}}{0,75 \cdot 0,6} = 0,74074$$

Estimando que el precio por kWh eléctrico es de 150€:

$$\text{Precio}_{\text{Batería}} = 0,74074 \cdot 150 = 111,11\text{€}$$

Respecto a esto podemos decir que puede ser interesante estudiar más a fondo este ciclo a nivel energético, pero a nivel económico vemos claramente que sería más viable el ciclo de compresión mecánica simple, aunque siempre habrá que tener en cuenta el tipo de aplicación para la que se diseña el ciclo de refrigeración.

## 6 CONCLUSIONES

---

En este apartado daremos una serie de afirmaciones que sintetizarán los resultados del proyecto que hemos llevado a cabo:

- La primera alternativa analizada corresponde con el almacenamiento de agua caliente a la salida del campo solar, que abastece al generador de un ciclo de absorción de simple etapa. El volumen del acumulador disminuye a medida que la diferencia de temperatura es mayor.
- La alternativa de almacenamiento de agua caliente en un depósito, al compararla con el almacenamiento de refrigerante en el ciclo, resulta en un volumen de acumulación necesario mayor para el caso de almacenamiento de energía con agua caliente. Sin embargo en la alternativa de almacenamiento de refrigerante necesitaremos más cantidad de amoníaco lo que encarece el sistema, pero como hemos visto, no llega a valer más en conjunto que la construcción correspondiente ciclo con almacenamiento de agua caliente.
- Queda demostrado que resulta más interesante disponer de un depósito de almacenamiento tras el subenfriador frente a colocarlo tras la válvula de expansión, ya que a la salida de esta tendremos una cantidad de vapor considerable, haciendo que el depósito aumente de tamaño.
- En cuanto a la segunda comparativa la conclusión recae sobre todo en el incremento del consumo del compresor del ciclo híbrido definido frente al consumo del compresor del ciclo de compresión mecánica simple, siendo este incremento dependiente de la presión a salida de la máquina separadora. A medida que la sustancia sale de la máquina separadora, a mayor presión y temperatura el incremento de consumo va bajando, pero en este proyecto al no conocer a fondo el funcionamiento de dicha máquina separadora, vamos a ser conservadores y nos quedaremos con un rango medio de la tabla comparativa.
- En términos económicos, como se intuía, resulta más viable el almacenamiento en batería que en depósitos, debido a que como se puede observar el precio de los depósitos se elevarán por encima de los costos de las baterías. Sin embargo el análisis económico realizado solo da una idea sin tener en cuenta todos los aspectos que forman cada alternativa.

Finalmente como líneas futuras de trabajo se propone:

- Estudiar a fondo el proceso de expansión que tiene lugar en el depósito de almacenamiento a la salida del absorbedor y ver si es posible hacer un análisis de la mezcla a medida que va descargando. Calcular los diferentes estados de la mezcla a medida que descargamos el depósito.
- Investigar una posible máquina separadora que esté de acuerdo con nuestros objetivos de separación.
- Realizar un análisis económico de los procesos termodinámicos que tienen lugar en cada alternativa descrita

**Atul Sharma, V.V.Tyagi, C.R.Chen. 2009.** *Review on thermal energy storage with phase change materials and applications.* Taiwan, China : Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2009. 13: 318-345.

**Cesar A.Isaza, Isaac Pilatowsky, Rosemberg J.Romero, Farid B.Cortés.** *Análisis termodinámico de un sistema de refrigeración por absorción usando solución de monometilina-agua para la conservación de alimentos.* Rev.Bio.Agro vol.8 no.1 Popayán Jan./June 2010.

**Dingfeng Kong, Jianhua Liu, Liang Zhang, Hang He, Zhiyun Fang.** *Thermodynamic and Experimental Analysis of an Ammonia-Water Absorption Chiller.* 2010

**E.Oró, A.de Gracia, A.Castell, M.M.Farid. 2012.** *Review on phase change materials (PCMs) for cold thermal energy storage applications.* Lérida, España : Applied Energy, 2012. 99 : 513-533.

**Fernando Fernández Pino.** Proyecto Fin de Carrera: *Análisis de los sistemas de refrigeración solar por absorción.* Capítulo 3: Máquinas de absorción. Universidad de Sevilla. Escuela Técnica Superior de Ingenieros 2011

**Fuqiao Wang, GraemeMaidment, John Missenden, Robert Tozer. 2007.** *The novel use of phase change materials in refrigeration plant. Part 3: PCM for control and energy savings.* Londres, Reino Unido : Applied Thermal Engineering, 2007. 27: 2911 - 2918.

**Fuqiao Wang, Graeme Maidment, John Missenden, Robert Tozer. 2007.** *The novel use of phase change materials in refrigeration plant. Part 2: Dynamic simulation model for the combined system.* Londres, Reino Unido : Applied Thermal Engineering, 2007. 27: 2902 - 2910.

**Fuqiao Wang, Graeme Maignment, John Missenden, Robert Tozer. 2007.** *The novel use of phase change materials in refrigeration plant. Part 1: Experimental investigation.* Londres, Reino Unido :AppliedThermalEngineering, 2007. 27: 2893 – 2901

**Isidoro Martinez.** *Termodinámica Basica y Aplicada.* Editorial Dossat,S.A. Madrid (España). ISBN: 84-237-0810-1. Universidad Politécnica de Madrid. *Capítulo 18. Máquinas Térmicas de refrigeración.*

**Juan A. Dominguez Quiroga.** Proyecto Fin de Carrera. *Modelado y caracterización de una máquina de absorción de doble efecto. Capítulo 2: Estudio del arte de las máquinas de absorción.* Universidad de Sevilla. Julio 2009.

**Luis Castillo Martinez.** *Posibilidades para el almacenamiento de frío.* DYNA-Nº3- Abril 1998.

**N.Sagara, J.Kondo, Y.Sekimeto. 1990.** *Evaluation of the Performance of a Heat Pump System incorporating Chilled Water Storage Tanks installed in a large office building.* Tokio, Japón : Press Performance, 1990. ISBN: 0-08-040193-7.

**Nomura, Hideo. 1990.** *Heat Pump with Thermal Storage.* Tokio, Japón : Press Performance, 1990. ISBN: 0-08-040193-7.

**Pedro Fernandez Diez.** *Almacenamiento de energía solar, A.C.S., Calefacción y refrigeración.* pfernandezdies.es. <http://files.pfernandezdiez.es/EnergiasAlternativas/solar/PDFs/05solar.pdf> (Marzo 2016)

**Roman, Jesus Cerezo. 2006.** *Estudio del proceso de absorción con amoníaco-agua con intercambiadores de placas para equipos de refrigeración por absorción.* Universidad de Tarragona, Tarragona, España : Escuela Técnica Superior de Ingeniería Química, 2006. Tesis Doctoral.

**Salvador Osorio - Market Manager Sanidad e Industria de CIAT Gema Martínez– Equipo Prescriptor CIAT:** *Almacenamiento energético. Almacenamiento de frío mediante PCM.* Energética Internacional Nº 136 Octubre de 2013.

**Solar Concentra. Ministerio de Economía y Competitividad.** *Mercado potencial en España y aplicaciones en tecnologías solares de concentración de media temperatura.* AICIA. Diciembre 2015.

**Saito Takamoto, Igarashi Yoshio. 1990.** *Heat pumps: solving energy and environmental challenges: proceeding of the 3rd International Conference.* Tokio, Japón :Pergamon Press, 1990. ISBN: 0-08-040193-7.

**Sharma A. Sharma SD, Buddhi D, Lee Dong Won. 2006.** *Effect of thermo physical properties of heat exchanger material on the performance of latent heat storage system using an enthalpy method.* Osaka, Japón : International Journal of Energy Research, 2006. Volume 30; Issue 3; 191-201.

**Enrique Torrella Alcaraz.** *“Frío Industrial: Métodos de Producción”.* Madrid. ISBN: 978-84-96709-33-1. Primera edición. (2010)

**T.KumanoAsaoka, HiroyukiKumano, MasashiOkada, HirotakaKose. 2010.** *Effect of temperature on the effective latent heat of fusion of ice in aqueous solutions.* Tokio, Japón : International Journal of Refrigeration, 2010. Volume 33, Issue 8 : 1533-1539.

**Vineet Veer Tyagi, D.Buddhi. 2005.** *PCM thermal storage in buildings: A state of art.* Indore, India : Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2005. 11: 1146-1166.

**Victor Salguero Fernández.** Proyecto fin de Carrera. *Modelado y simulación de una máquina de absorción de doble efecto en una planta de refrigeración solar.* Universidad de Sevilla. 2011.

<http://webservice.dmt.upm.es/~isidoro/bk3/c18/Maquinas%20termicas%20de%20refrigeracion.pdf>. (Marzo 2016)

[http://laplace.us.es/wiki/index.php/Primer\\_principio\\_de\\_la\\_termodin%C3%A1mica\\_\(GIE\)](http://laplace.us.es/wiki/index.php/Primer_principio_de_la_termodin%C3%A1mica_(GIE)). (Julio 2016)