



UNIVERSIDAD DE SEVILLA

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIEROS

**DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA DE SISTEMAS Y
AUTOMÁTICA**

Modelado y simulación de una máquina de absorción de doble efecto en una planta de refrigeración solar

PROYECTO FIN DE CARRERA

AUTOR: VÍCTOR SALGUERO FERNÁNDEZ

TUTOR: D. EDUARDO FERNÁNDEZ CAMACHO

TUTORA UC3M: D^a MARIA VENEGAS BERNAL

JUNIO 2011

Agradecimientos

Llega el momento de agradecer el apoyo a las personas que me han ayudado en la realización de este proyecto.

En primer lugar a mi tutor del proyecto, Eduardo Fernández Camacho, por resolverme las dudas que han surgido a lo largo del proyecto y por enseñarme con tu experiencia que un ingeniero no se cansa de encontrar soluciones. A José Julio Guerra por solucionarme las dudas puntuales que he tenido.

A mis amigos del laboratorio, Mario, María y Cristina por la acogida que me habéis dado, por los "cafés" que hemos tomado juntos y por ayudarme en los momentos que he estado atascado.

A los Futuros Ingenieros en Organización Industrial: Amelia y Jose (mis padres adoptivos), Cristóbal, Cristina, Montse, María, Marcos, Marga, Darío, Dani, Alberto, Estefania's, Susana... por darme la oportunidad de conoceros, por haberme echo disfrutar cada momento que he vivido con vosotros y sobre todo por recibir tanto de vosotros (y esto no se olvida)

A Laurita, por haberme facilitado la entrada en Sevilla, por escucharme, por dejarme conocer a grandes personas como Fedra y Marina, por el "give me five" en definitiva por todo.

A mis amigos de Madrid Pablo, María, Miriam, Laura G., Rebeca, Yolanda, Pedro, Sandra, Pima, Naxo, Rixi, David y Chus&J por haberme animado a seguir y por ayudarme a levantarme cada vez que me he caído. Tb a mi CJ por vuestro apoyo desinteresado y por mantenerme informado de cómo nos van las cosas.

A Elena, por tu cariño, por tus consejos, por tu apoyo, por el que "tu puedes", por tu compañía, por tus ánimos, por aguantarme, por estar a mi lado, por quererme, por conocerte...

Y mi familia Papá y Mamá os ofrezco el resultado de vuestro esfuerzo, de la educación que me habéis dado, de la oportunidad que me habéis permitido aprovechar... ya os puedo decir que soy Ingeniero! A Memo por ayudarme y aconsejarme a lo largo de todo este proceso.

ÍNDICE

ÍNDICE

1. Introducción.....	2
1.1 Estado actual de la energía solar térmica.....	2
1.2 Estado actual de la refrigeración solar.....	6
1.2.1 Refrigeración solar por compresión eléctrica.....	7
1.2.2 Refrigeración solar por compresión termo-mecánica.....	9
1.2.3 Refrigeración solar por absorción.....	10
1.3 Objetivos del proyecto.....	12
2. Máquina de absorción.....	14
2.1 Clasificación de las máquinas de absorción.....	14
2.2 Fundamentos termodinámicos de la máquina de absorción.....	16
2.3. Componentes de la máquina de absorción y su funcionamiento.....	17
2.3.1 Coeficiente de operación de la máquina de absorción.....	18
2.4 Tipos de máquina de absorción.....	21
2.4.1 Máquina de simple efecto.....	21
2.4.2 Máquina de doble efecto.....	24
2.5 Fluidos de trabajo de la máquina de absorción.....	27
2.6 Actualidad de las máquinas de absorción.....	28
3. Planta de refrigeración solar.....	31
3.1 Subsistema de captación de la radiación solar.....	35
3.1.1 Colectores solares planos.....	35
3.1.2 Colectores solares planos de vacío.....	36
3.1.3 Tubos de vacío.....	36
3.1.4 Colectores cilíndricos parabólicos.....	37
3.1.5 Colectores lineales Fresnel.....	38
3.2 Subsistema de acumulación.....	40
3.3 Subsistema de energía auxiliar.....	40

3.4 Subsistema de climatización.....	40
3.5 Subsistema de control.....	40
4. Modelado de la máquina de absorción de doble efecto.....	42
4.1 Ecuaciones del modelo.....	47
4.1.1 Ecuación del generador de alta temperatura.....	49
4.1.2 Ecuación del evaporador.....	50
4.1.3 Ecuación del sistema de refrigeración.....	51
4.2 Obtención de los coeficientes de las ecuaciones del modelo.....	53
4.2.1 Coeficientes de la ecuación del generador de alta.....	53
4.2.2 Coeficientes de la ecuación del evaporador.....	56
4.2.3 Coeficientes de la ecuación del sistema de refrigeración.....	58
4.3 Implementación en SIMULINK.....	61
4.3.1 Generador de alta temperatura.....	61
4.3.2 Evaporador.....	63
4.3.3 Sistema de refrigeración.....	65
5. Resultados y discusión.....	68
5.1 Evolución temporal de las temperaturas en el generador.....	68
5.2 Evolución temporal de las temperaturas en el evaporador.....	71
5.3 Evolución temporal de las temperaturas en el refrigerador.....	73
5.4 Validación del modelo.....	75
5.4.1 Validación del generador de alta.....	76
5.4.2 Validación del evaporador.....	78
5.4.3 Validación del sistema de refrigeración.....	80
6. Conclusiones.....	83
7. Bibliografía.....	86
8. Anexos.....	91
8.1 Correlación caudal del agua de los colectores solares.....	91



8.2 Correlación de las pérdidas del generador de alta	92
8.3 Correlación del caudal del sistema de climatización.....	93
8.4 Esquema de interconexión del generador, evaporador y refrigerador de la máquina de absorción en el entorno de SIMULINK.....	94

LISTADO DE FIGURAS

Figura 1: Superficie total instalada en España por comunidades autónomas y su previsión de crecimiento para 2010.....	3
Figura 2: Mapa de Irradiancia media diaria.....	3
Figura 3: Desglose de costes de la instalación por elementos.....	5
Figura 4: Refrigeración solar por compresión eléctrica.....	7
Figura 5: Sistema de refrigeración solar termo-mecánica.....	9
Figura 6: Esquema de una máquina de absorción.....	11
Figura 7: Modelo termodinámico de la máquina de absorción.....	16
Figura 8: Máquina de absorción ideal.....	17
Figura 9: Esquema de la máquina de simple efecto.....	21
Figura 10: Esquema máquina de absorción de doble efecto en flujo paralelo.....	26
Figura 11: Planta de refrigeración solar.....	34
Figura 12: Componentes de un colector solar plano.....	35
Figura 13: Colector solar plano de vacío.....	36
Figura 14: Componentes de un tubo de vacío.....	37
Figura 15: Colectores de tubos de vacío.....	37
Figura 16: Colector Cilíndrico Parabólico.....	38
Figura 17: Funcionamiento de un colector Fresnel.....	39
Figura 18: Colector lineal Fresnel.....	39
Figura 19: Esquema planta de refrigeración solar de la Universidad de Sevilla.....	42
Figura 20: Colectores solares Fresnel de la planta de refrigeración.....	43
Figura 21: Máquina de absorción BROAD-BZH 15.....	44
Figura 22: Subsistema de control.....	45
Figura 23: Funcionamiento de la planta solar. Fuentes de calor de entrada del generador Q_{solar} y Q_{gas} , potencia de refrigeración Q_{evap} . Temperatura del generador de alta (HTG).....	46
Figura 24: Modelo de caja negra.....	47
Figura 25: Funcionamiento de los fluidos exteriores.....	47
Figura 26: Generador de alta temperatura.....	49
Figura 27: Evaporador.....	50
Figura 28: Sistema de refrigeración.....	51
Figura 29: Subsistema Generador de alta temperatura.....	62

Figura 30: Implementación de la ecuación del Generador de alta temperatura.	62
Figura 31: Subsistema Evaporador.....	63
Figura 32: Implementación de la ecuación del Evaporador.	64
Figura 33: Subsistema Refrigerador.	65
Figura 34: Implementación de la ecuación del Refrigerador.	66
Figura 35: Evolución de las temperaturas en el generador 19/07/2010.	68
Figura 36: Evolución temporal de las temperaturas en el generador 20/07/2010.	69
Figura 37: Evolución temporal de las temperaturas en el generador 21/07/2010.	69
Figura 38: Evolución temporal de las temperaturas en el evaporador 19/07/2010.	71
Figura 39: Evolución temporal de las temperaturas en el evaporador 20/07/2010.	71
Figura 40: Evolución temporal de las temperaturas en el evaporador 21/07/2010.	72
Figura 41: Evolución temporal de las temperaturas en el refrigerador 19/07/2010.	73
Figura 42: Evolución temporal de las temperaturas en el refrigerador 20/07/2010.	74
Figura 43: evolución temporal de las temperaturas en el refrigerador 21/07/2010.....	74
Figura 44: Correlación entre $t_{wsc\ exp}$ y $t_{wsc\ sim}$ 19/07/2010.	76
Figura 45: Correlación entre $t_{wsc\ exp}$ y $t_{wsc\ sim}$ 20/07/2010.	76
Figura 46: Correlación entre $t_{wsc\ exp}$ y $t_{wsc\ sim}$ 21/07/2010.	77
Figura 47: Correlación entre $t_{wclim\ exp}$ y $t_{wclim\ sim}$ 19/07/2010.....	78
Figura 48: Correlación entre $t_{wclim\ exp}$ y $t_{wclim\ sim}$ 20/07/2010.....	78
Figura 49: Correlación entre $t_{wclim\ exp}$ y $t_{wclim\ sim}$ 21/07/2010.....	79
Figura 50: Correlación entre $t_{wrefr\ exp}$ y $t_{wrefr\ sim}$ 19/07/2010.	80
Figura 51: Correlación entre $t_{wrefr\ exp}$ y $t_{wrefr\ sim}$ 20/07/2010.	80
Figura 52: Correlación entre $t_{wrefr\ exp}$ y $t_{wrefr\ sim}$ 21/07/2010.	81
Figura 53: q_{wsc} frente t_{iwsc}	91
Figura 54: $Q_{perdgen}$ frente $t_{wscm}-t_{amb}$	92
Figura 55: q_{wclim} frente at_{wclim}	93

LISTADO DE TABLAS

Tabla 1: Características comerciales de las máquinas de absorción.	29
Tabla 2: Plantas de refrigeración solar.	31
Tabla 3: Costes fijos de instalaciones solares.....	33
Tabla 5: Parámetros nominales BROAD-BZH 15	42
Tabla 6: Características de los colectores Fresnel.	43
Tabla 7: Variables de entrada y salida del generador de alta.	61
Tabla 8: Variables de entrada y salida del evaporador.....	63
Tabla 9: Variables de entrada y salida del sistema de refrigeración.	65

1. Introducción

1. Introducción

1.1 Estado actual de la energía solar térmica

El desarrollo económico actual se encuentra basado en el uso de recursos energéticos de origen fósil, provocando un gran impacto medioambiental y desequilibrios socioeconómicos. Estos dos efectos obliga a definir un nuevo modelo de desarrollo sostenible¹.

El desarrollo sostenible es aquél que garantiza que se cumplan de manera simultánea el crecimiento económico, el progreso social y el uso racional de los recursos¹(Informe Brundland, 1987).

Para alcanzar el desarrollo sostenible, la Unión Europea se ha marcado el objetivo de conseguir para el año 2010 que el 12% de la energía primaria demandada sea cubierta por las energías renovables.

Las energías renovables más destacadas son: eólica, hidroeléctrica, solar (térmica, termoeléctrica, fotovoltaica), biomasa y biocombustibles. En la presente introducción se desarrolla la energía solar térmica debido a que es ésta la fuente térmica que acciona la máquina de absorción de doble efecto de la planta a estudiar en este proyecto.

En el sector de la energía solar térmica, se quiere alcanzar una superficie instalada de 100 millones de m² en el año 2010¹, Alemania con 5.442.000 m², Grecia con 2.877.000 m² y Austria con 2.711.000 m² (datos EuroObserver 2003) son los tres países con mayor superficie instalada representando conjuntamente el 78 % del total¹.

Respecto de España, se estima que la superficie total instalada en 2010 debe ser de 4.500.000 m², por lo que el ratio esperado sería de 115 m²/1.000 habitantes. De esta forma se alcanzaría a países como Austria y Grecia.

En la Figura 1 se recoge, por comunidades autónomas, la superficie instalada hasta el año 2004 y la previsión para el año 2010.

COMUNIDAD AUTÓNOMA	SITUACIÓN AÑO 2004 (m ²)	OBJETIVO PLAFER AL 2010 (m ²)
ANDALUCÍA	213.239	998.846
ARAGÓN	6.686	88.360
ASTURIAS	9.022	42.370
BALEARES	78.362	545.940
CANARIAS	95.731	612.135
CANTABRIA	1.501	21.696
CASTILLA Y LEÓN	34.646	265.177
CASTILLA - LA MANCHA	7.845	297.767
CATALUÑA	82.358	558.570
EXTREMADURA	3.310	170.055
GALICIA	8.911	44.448
MADRID	56.204	338.709
MURCIA	19.321	142.769
NAVARRA	12.473	83.200
LA RIOJA	204	20.856
COMUNIDAD VALENCIANA	58.199	483.746
PAÍS VASCO	4.849	126.248
TOTAL	700.433 m²	4.840.892 m²

Figura 1: Superficie total instalada en España por comunidades autónomas y su previsión de crecimiento para 2010¹.

Cabe destacar que Andalucía, Canarias, Cataluña y Baleares son las comunidades que tienen unos objetivos más altos, superando en todos los casos los 500.000 m².

La energía solar en España es abundante y su principal característica es que se encuentra disponible en toda la superficie al mismo tiempo, estando condicionada por las sombras que generan el paisaje y las condiciones climáticas de las distintas regiones. En Figura 2, se indica la irradiación media diaria de las distintas zonas de España.

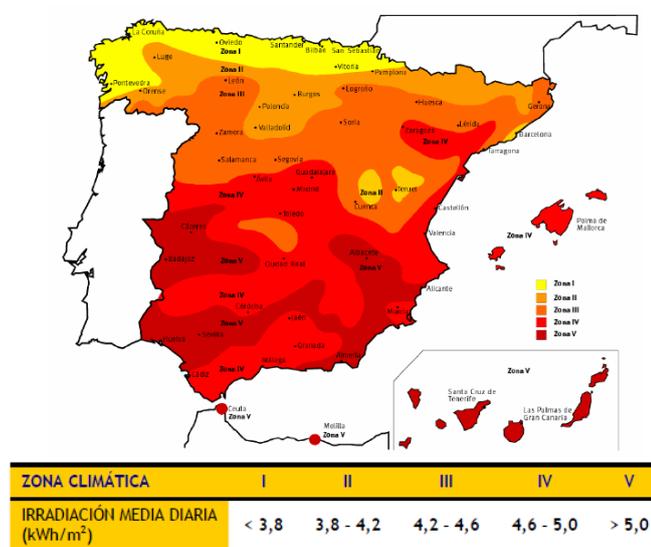


Figura 2: Mapa de Irradiancia media diaria¹.

Las principales aplicaciones de la energía solar térmica son:

- Agua caliente sanitaria (ACS) y precalentamiento de agua de proceso: se emplean instalaciones simples por lo que es muy rentable.
- Calefacción: apoyando a las calderas de los edificios, disminuyendo el consumo de combustibles fósiles (gasóleo, carbón...).
- Refrigeración: se aprovecha que las épocas de demanda coinciden con las de mayor radiación solar. Para producir frío se emplea las máquinas de absorción cuyo funcionamiento se explica en el capítulo 2.
- Climatización de piscinas: el agua es calentada a través de captadores solares simples, baratos ya que la temperatura que tiene que alcanza el agua se sitúa entre los 30-35°C.

El uso de la energía solar térmica reduce eficazmente las emisiones de CO₂, en función de la extensión de los captadores solares y del combustible a sustituir se pueden considerar las siguientes equivalencias en el centro de la península:

- 1 m² de captador 0,75 tCO₂/m² sustituyendo electricidad.
- 1 m² de captador 0,22 tCO₂/m² sustituyendo gasóleo.
- 1 m² de captador 0,19 tCO₂/m² sustituyendo gas butano o propano.
- 1 m² de captador 0,17 tCO₂/m² sustituyendo gas natural.

Este tipo de energía se localiza en los puntos de consumo por lo que no requiere infraestructuras para su transporte, dando lugar a un impacto mínimo sobre la biodiversidad existente en el emplazamiento. El único inconveniente del uso de la energía solar térmica es el impacto visual que provocan los captadores solares aunque existen distintas configuraciones que minimizan este hecho.

El coste de implantación de la energía solar térmica es variable en función de múltiples factores como pueden ser tipo de aplicación (casas unifamiliares, piscinas...), el tamaño de la instalación, el tipo de captador empleado (colectores planos, de vacío, cilíndrico-parabólicos...), las condiciones del mercado...etc. Si se distribuye el coste unitario entre cada uno de los componentes de una instalación solar, se obtiene la distribución indicada en la Figura 3.

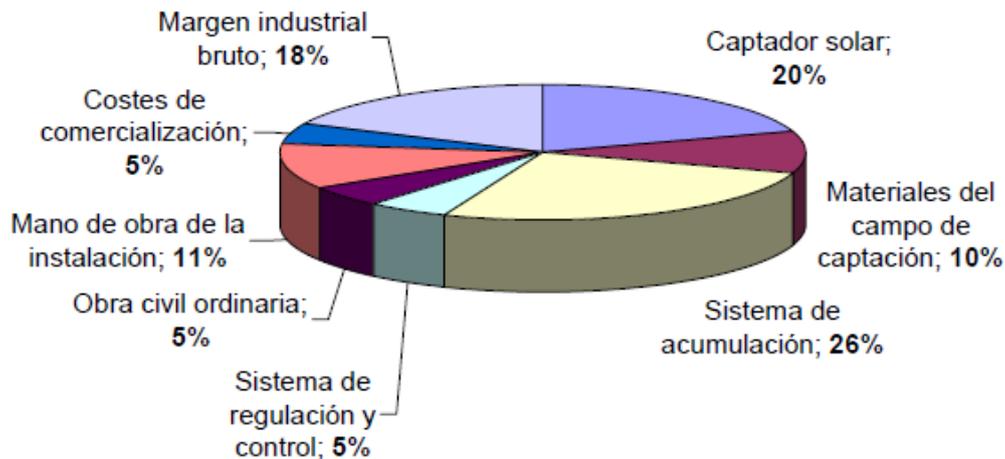


Figura 3: Desglose de costes de la instalación por elementos¹.

Finalmente se indican algunas barreras y medidas correctoras que se han detectado para la implantación de la energía solar térmica¹:

- Rentabilidad insuficiente si no se complementa con una ayuda a la inversión y falta de incentivos fiscales, se ha realizado una inversión pública de 348 millones de euros por lo que se prevé que las instalaciones reduzcan su coste en un 35% y se encuentra en estudio una desgravación de la energía solar térmica en el IRPF.
- Falta de iniciativas y de incentivos para el desarrollo de instalaciones innovadoras apoyando específicamente la refrigeración solar, el desarrollo de equipos de bajo coste y la integración arquitectónica.
- Necesidad de difusión a usuarios potenciales, ayuntamientos y a profesionales que prescriben (arquitectos, promotores...) para ello se realizan campañas de formación dirigidas a los ciudadanos, se apoya la puesta en práctica de las Ordenanzas Solares Municipales y a los Planes Generales de Ordenación Urbana que establecen incentivos

para la aplicación de la energía solar a climatización y la aprobación del Código Técnico de la Edificación (CTE) y nuevas especificaciones de energía solar en el Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios (RITE).

Las líneas de investigación e innovación que se siguen para el desarrollo de la energía solar térmica en España son¹:

1. Desarrollo de nuevos captadores solares: como los cilíndricos parabólicos y los de vacío intentando disminuir los costes.
2. Innovación en los procesos de fabricación: comenzando por la automatización de los mismos y la aplicación de los estándares europeos.
3. Integración de la energía solar térmica en el sector urbano y de servicios.
4. Aplicación del concepto de venta de energía solar para que las empresas consideren el Sol como una fuente de energía más.

1.2 Estado actual de la refrigeración solar

Aproximadamente el 80% del consumo energético proviene de combustibles fósiles. Esta es la razón por la que han surgido acciones legislativas e investigadoras, encaminadas a la utilización de sistemas que permitan un ahorro de energía a través del uso de las energías renovables. Si se concientiza a la sociedad del uso de este tipo de tecnología se evitará la disminución de la calidad de vida, se minimizará los costes de producción energética y el impacto ambiental².

La demanda de aire acondicionado ha aumentado en los últimos años, debido a que las personas se encuentran más tiempo trabajando en condiciones de confort dentro de los edificios, llegando a los 6 MW en Europa. Por lo tanto, se ha incrementado el uso de sistemas de aire acondicionado basado en la tecnología de compresión, lo que resulta en un crecimiento significativo de la demanda de electricidad en el verano llegando, en muchos casos, a los límites de capacidad de red y a la producción de apagones².

En los últimos 30 años, y en particular en la última década, los esfuerzos en investigación se han centrado en el desarrollo de sistemas de aire acondicionado que respetan el medio ambiente, basados en la innovación tecnologías que utilizan energía solar².

Actualmente existen cinco tipos de sistemas de refrigeración solar³:

- 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.

Los dos primeros emplean la energía solar para producir energía eléctrica mientras que el resto concentra la radiación solar para obtener energía térmica. A continuación se describe brevemente el funcionamiento de los tres primeros debido a que son los más empleados actualmente⁴.

1.2.1 Refrigeración solar por compresión eléctrica

Un sistema de refrigeración por compresión eléctrica se compone de paneles fotovoltaicos y de un dispositivo de refrigeración eléctrica. En la Figura 4 se muestra un esquema de refrigeración solar por compresión eléctrica⁴.

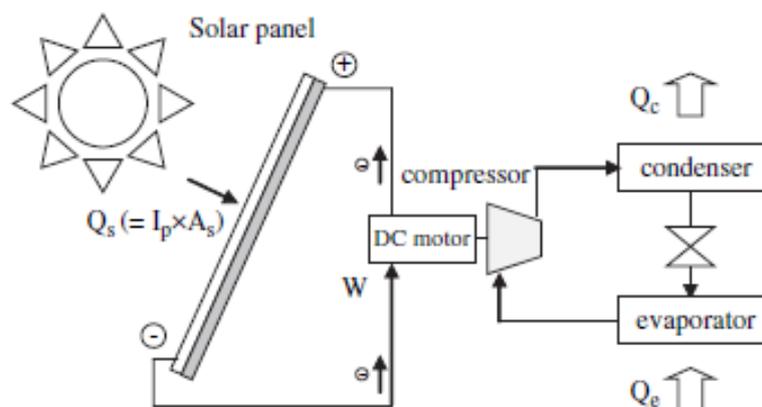


Figura 4: Refrigeración solar por compresión eléctrica⁴.

Donde:

- Q_s : Radiación solar (kW).
- I_p : Irradiación solar (kW/m²).
- A_s : Área de panel fotovoltaico (m²).
- W : potencia eléctrica (kW).
- Q_c : Calor evacuado por el condensador (kW).
- Q_e : Calor evacuado por el evaporador (kW).

El coeficiente de operación (COP) del sistema es:

$$COP_{solelec} = \eta_{col} \cdot COP_{ref} = \frac{Q_e}{Q_s} \quad \text{ec. (1.1)}$$

Donde η_{col} y COP_{ref} es el rendimiento del colector y el coeficiente de operación del dispositivo de refrigeración, los cuales se definen como:

$$\eta_{col} = \frac{W}{Q_s} \quad \text{ec. (1.2)}$$

$$COP_{ref} = \frac{Q_e}{W} \quad \text{ec. (1.3)}$$

El funcionamiento del sistema es sencillo, la radiación solar es transformada en energía eléctrica, la cual alimenta un motor de corriente continua que mueve el compresor del dispositivo de refrigeración.

Este tipo de instalaciones se diseñan para trabajar de forma autónoma sin necesidad de otro tipo de fuente de energía. El COP de los dispositivos de refrigeración se encuentra entre 1,1 y 3,3 para temperaturas de evaporación comprendidas entre -5 y 15°C y temperaturas de condensación entre 45 y 61°C. Se emplean módulos fotovoltaicos monocristalinos y compresores de velocidad variable⁴.

La refrigeración solar por compresión eléctrica es atípica debido a que existen ciertos problemas para una comercialización masiva. En primer lugar, los sistemas deben estar equipados con algún medio para hacer frente a la variación de la producción de la electricidad de los paneles fotovoltaicos, por ejemplo, el uso de baterías, de compresores de velocidad variable...El precio de los paneles deben reducirse aun más para competir con otras tecnologías de refrigeración solar. Por ejemplo, suponiendo un

rendimiento del panel fotovoltaico de un 10% combinado con un dispositivo de refrigeración con un COP de 3, la eficiencia global del sistema es de un 30%. Asumiendo un precio del panel de 5€/Wp, el coste del panel solar sería de 1700€ para producir 333 W de electricidad por 1 kW de frío⁴.

1.2.2 Refrigeración solar por compresión termo-mecánica.

En un sistema de refrigeración solar por compresión termo-mecánica, la energía solar térmica permite el funcionamiento de una máquina térmica, de la cual se obtiene un trabajo mecánico que mueve el compresor del dispositivo de refrigeración. En la Figura 5, se representa un esquema de un sistema de refrigeración termo-mecánica⁴.

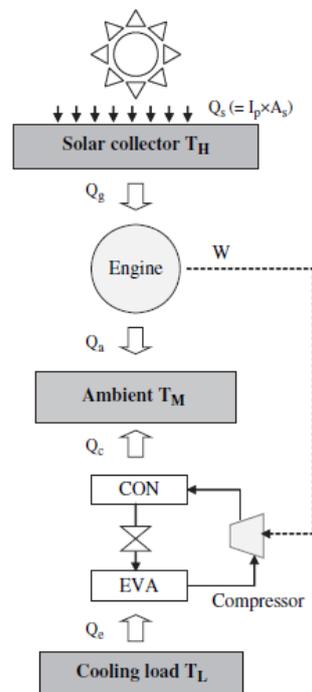


Figura 5: Sistema de refrigeración solar termo-mecánica⁴.

Donde:

- Q_s : Radiación solar (kW).
- I_p : Irradiación solar (kW/m^2).
- A_s : Área de panel fotovoltaico (m^2).
- W : Trabajo mecánico (kW).
- T_h : Temperatura del colector.
- T_M : Temperatura ambiente.
- T_L : Temperatura de refrigeración.
- Q_a : Calor evacuado por la máquina térmica (kW).
- Q_c : Calor evacuado por el condensador (kW).
- Q_e : Calor evacuado por el evaporador (kW).

El coeficiente de operación (COP) del sistema es:

$$COP_{soltm} = \eta_{colt} \cdot \eta_{MT} \cdot COP_{ref} = \frac{Q_e}{Q_s} \quad \text{ec. (1.4)}$$

Donde η_{colt} , η_{MT} y COP_{ref} es el rendimiento térmico del colector, el rendimiento de la máquina térmica y el coeficiente de operación del dispositivo de refrigeración, los cuales se definen como:

$$\eta_{colt} = \frac{Q_g}{Q_s} \quad \text{ec. (1.5)}$$

$$\eta_{MT} = \frac{W}{Q_g} \quad \text{ec. (1.6)}$$

$$COP_{ref} = \frac{Q_e}{W} \quad \text{ec. (1.7)}$$

Las máquinas térmicas empleadas son la que utilizan un ciclo Rankine o Stirling. En cuanto a los colectores solares los más empleados son los tubos evacuadores.⁴

Para que los sistemas de refrigeración solar termo-mecánica sean competitivos, la combinación entre captador solar y la máquina térmica debe ser comparable en precio con los paneles fotovoltaicos⁴.

1.2.3 Refrigeración solar por absorción

La absorción es un proceso donde las moléculas de un refrigerante en estado vapor se difunden en el interior de un líquido o un sólido produciéndose cambios físicos y/o químicos mientras ocurre este fenómeno.

En la Figura 6 se muestra un esquema de una máquina de absorción. El componente donde se da la absorción se denomina absorbedor y donde se da la desorción es en el generador. El colector recibe la radiación solar (Q_s) el cual la transforma en calor (Q_g) para que el generador separe el refrigerante del líquido sorbente, el vapor del refrigerante se condensa, atraviesa una válvula de expansión y se evapora enfriando el ambiente (Q_e) en el cual se encuentra introducido el evaporador, obteniéndose el efecto útil del sistema.

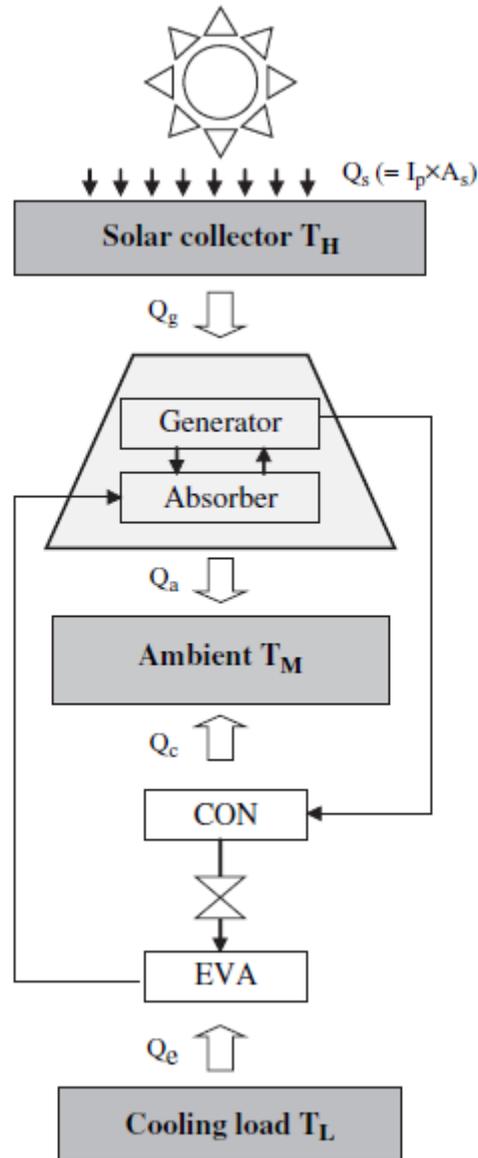


Figura 6: Esquema de una máquina de absorción⁴.

Donde:

- Q_s : Radiación solar (kW).
- Q_a : Calor evacuado por el absorbedor (kW).
- I_p : Irradiación solar (kW/m²).
- Q_c : Calor evacuado por el condensador (kW).
- A_s : Área de panel fotovoltaico (m²).
- Q_e : Calor evacuado por el evaporador (kW).
- T_h : Temperatura del colector.
- T_M : Temperatura ambiente.
- T_L : Temperatura de refrigeración.

El coeficiente de operación (COP) del sistema es⁴:

$$COP_{solabs} = \eta_{colt} \cdot COP_{abs} = \frac{Q_e}{Q_s} \quad \text{ec. (1.8)}$$

Donde η_{colt} y COP_{abs} es el rendimiento del colector térmico y el coeficiente de operación del dispositivo de refrigeración, los cuales se definen como:

$$\eta_{colt} = \frac{Q_g}{Q_s} \quad \text{ec. (1.5)}$$

$$COP_{abs} = \frac{Q_e}{Q_g} \quad \text{ec. (1.9)}$$

La máquina de absorción es la más empleada para la refrigeración solar debido que posee un consumo mínimo o nulo de electricidad, sus dimensiones son pequeñas en comparación con las de adsorción debido a que el coeficiente de transmisión de calor es mayor en la absorción. Debido a la fluidez del absorbente se realizan máquinas más compactas y eficientes. Actualmente las máquinas de absorción ofrecen un COP situado entre 0,3-1,2⁴.

. El tipo de colector empleado para el funcionamiento de la máquina de absorción influye en el rendimiento de la misma, de tal forma que si la elección inadecuada el COP esperado por la máquina de absorción disminuye de forma drástica. Los colectores solares empleados generalmente son los tubos evacuadores o los concentradores⁴.

1.3 Objetivos del proyecto

Los objetivos a cumplir en este proyecto son:

- Desarrollo de un modelo dinámico sobre el comportamiento de la máquina de absorción insertada en la planta de refrigeración solar.
- Implementación del modelo dinámico en Simulink.
- Simulación del modelo dinámico en Simulink.
- Comparación de los resultados obtenidos en Simulink y los datos experimentales recogidos de la planta de refrigeración solar.

2. Máquina de absorción

2. Máquina de absorción

La absorción es proceso de transferencia de materia que consiste en poner en contacto un gas en con un líquido para que éste disuelva determinados componentes del gas, que queda libre de los mismos⁵.

La primera máquina de absorción fue realizada por Ferdinand Carré (1857), fue un gran avance tecnológico debido a que empleó calor para la producción del frío y sentó las bases de la industria de la refrigeración⁶.

Este tipo de máquinas frigoríficas vivió una época dorada a finales del siglo XIX y principios del XX, debido a las dificultades encontradas en la construcción de compresores fiables y al acceso a la energía eléctrica. Al abaratarse el precio de la electricidad y la introducción de nuevos sistemas de compresión mecánica con un mejor rendimiento energético, el campo de aplicación de las máquinas de absorción se redujo hasta los 70^{6,7}.

A partir de esta década, se ha producido un importante auge en la comercialización de esta tecnología, sobre todo en el sector del aire acondicionado de edificios comerciales y de oficinas en EEUU y Japón⁷.

2.1 Clasificación de las máquinas de absorción

Se procede a definir previamente los conceptos de etapa y efecto, empleados posteriormente en el desarrollo de este proyecto:

- Etapa⁸: indica el número de absorbedores que posee la máquina de absorción. Por ejemplo: simple etapa: un absorbedor, doble etapa:2 absorbedores, etc.
- Efecto⁸: indica el número de generadores que posee la máquina de absorción. Por ejemplo: simple efecto: 1 generador, doble efecto:2 generadores, etc.

A continuación se presenta diversos criterios de clasificación de las máquinas de absorción⁸:

a) Número de efectos:

- Simple efecto: con un solo generador.
- Doble efecto: con dos generadores.
- Triple efecto: con tres generadores.

b) Número de etapas:

- Simple etapa: con un absorbedor.
- Doble etapa: con dos absorbedores.
- Triple etapa: con tres absorbedores.

c) Fuente de calor empleada para el funcionamiento de la máquina:

- Tipo directo o “llama directa”: la potencia calorífica proviene de la combustión de fuentes de energía fósiles (líquidas o gaseosas).
- Tipo indirecto: la potencia calorífica proviene de la transferencia de calor entre dos fluidos a través de un intercambiador.

d) Sistema de condensación:

- Por agua.
- Por aire.

2.2 Fundamentos termodinámicos de la máquina de absorción

El ciclo de absorción se constituye por una máquina térmica y por una máquina frigorífica, representados en la Figura 7.

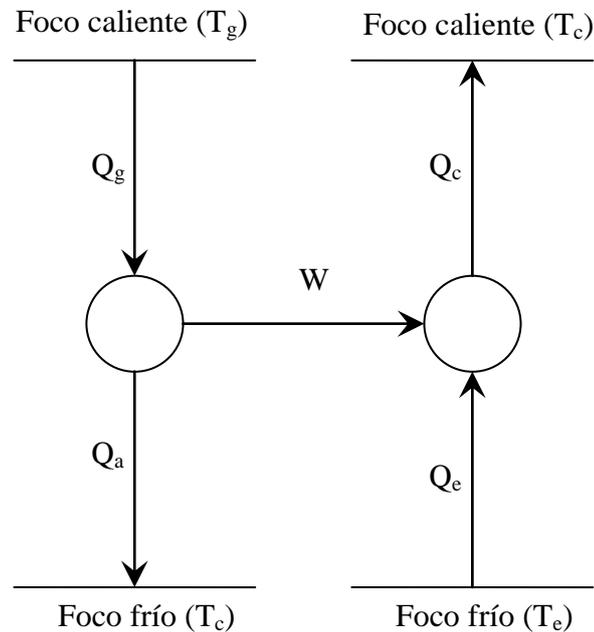


Figura 7: Modelo termodinámico de la máquina de absorción⁷.

El funcionamiento del modelo es el siguiente: la máquina térmica absorbe energía calorífica, Q_g , del foco caliente a temperatura T_g , transforma parte de esta energía en trabajo mecánico W y transporta el resto, Q_a , hasta el foco frío a temperatura T_c . La máquina frigorífica absorbe el trabajo mecánico W , y la energía calorífica Q_e de su foco frío a la temperatura T_e , y la suma de ambos (Q_c) se transporta hasta el foco caliente a la temperatura T_c .

El parámetro termodinámico que define el comportamiento de la máquina de absorción es el coeficiente de operación o coeficiente de eficiencia energética (COP_{abs} o CEE_{abs}):

$$COP_{abs} = \eta \cdot COP_{ref} = \frac{Q_e}{Q_g} \quad \text{ec. (2.1)}$$

Donde η y COP_{ref} es el rendimiento de la máquina térmica y el coeficiente de operación de la máquina frigorífica, los cuales se definen como:

$$\eta = \frac{W}{Q_g} \tag{ec. (2.2)}$$

$$COP_{ref} = \frac{Q_e}{W} \tag{ec. (2.3)}$$

El máximo COP que puede alcanzar la máquina de absorción viene dado por el límite de Carnot que poseen η y el COP_{ref} . Aplicando el primer principio y el segundo principio al modelo termodinámico se obtiene:

$$COP_{absmax} = \frac{T_e}{T_g} \cdot \left(\frac{T_g - T_c}{T_c - T_e} \right) \tag{ec. (2.4)}$$

Esta variable es empleada para obtener información sobre la cercanía entre el funcionamiento real de la máquina de absorción y el ideal.

2.3. Componentes de la máquina de absorción y su funcionamiento

Los componentes de una máquina de absorción ideal son: generador, condensador, evaporador, absorbedor, válvula de expansión, válvula de estrangulamiento y bomba, en la Figura 8 se muestra un esquema de estos componentes.

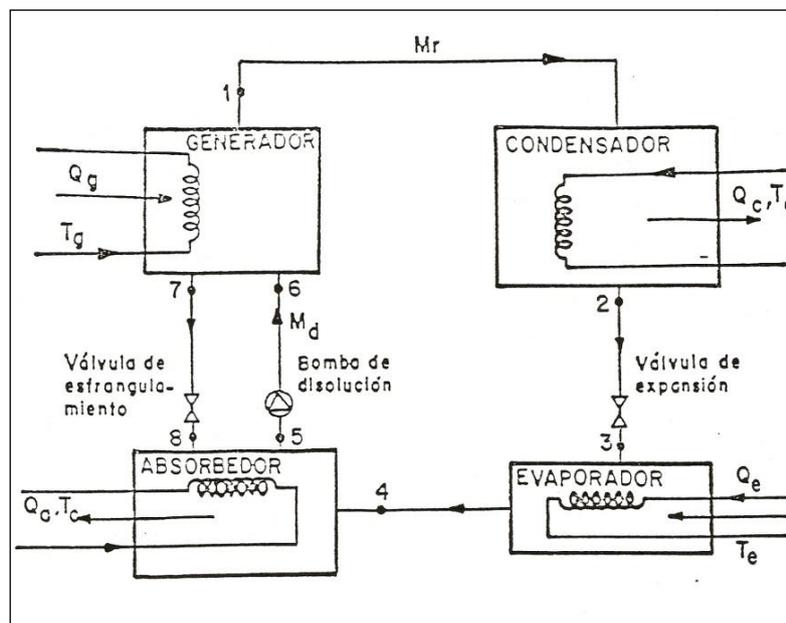


Figura 8: Máquina de absorción ideal⁷.

Existen dos zonas de trabajo, la de alta presión (generador y condensador) y la de baja presión (evaporador y absorbedor) separadas por la válvula de expansión.

Cabe destacar que en la máquina de absorción se distinguen dos ciclos: el ciclo del refrigerante y el ciclo de la disolución. A continuación se detallan ambos ciclos:

a) Ciclo del refrigerante:

Una fuente de calor suministra al generador el calor Q_g a temperatura t_g , produciendo la separación del refrigerante de la disolución (punto 1). El refrigerante en estado vapor a temperatura t_g y presión P_c atraviesa el condensador, condensándose a temperatura t_c y presión P_c (punto 2). El líquido refrigerante se expande isoentálpicamente en la válvula de expansión, donde se transforma parcialmente en vapor, alcanzando la presión P_e y la temperatura t_e (punto 3), posteriormente hierve en el evaporador en las mismas condiciones que el punto 3, es decir, a presión P_e y temperatura t_e (punto 4). El absorbedor, recibe el vapor y se produce la absorción del refrigerante con el absorbente a presión P_e y temperatura t_a . Tanto el absorbedor como el condensador transfieren calor al ambiente por lo que $t_a=t_c$.

b) Ciclo de la disolución:

La disolución sale del generador a presión P_c y temperatura t_g (punto 7), pasa a través de la válvula de estrangulamiento retornando al absorbedor a temperatura t_g y presión P_e (punto 8) donde se mezcla con la disolución existente en él. Ésta, a temperatura t_c y presión P_e (punto 5), es bombeada al generador a presión P_c y temperatura t_g (punto 6) continuando el ciclo.

Finalmente el efecto útil del ciclo se obtiene en el evaporador, ya que el refrigerante hierve a baja presión absorbiendo el calor Q_e del fluido exterior que refrigera.

2.3.1 Coeficiente de operación de la máquina de absorción

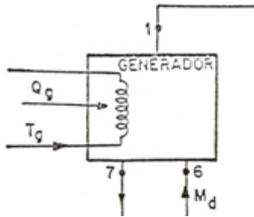
Para la obtención del coeficiente de operación de la máquina de absorción se asume las siguientes hipótesis:

- Estado estacionario.
- Se desprecia la diferencia de energía cinética y potencial.

❖ **Balances de masa y energía**

El caudal másico de refrigerante se denomina m_r y se cumple $m_r = m_{r1} = m_{r2} = m_{r3} = m_{r4}$. El caudal másico de disolución se denomina m_d y se cumple $m_d = m_{d5} = m_{d6}$.

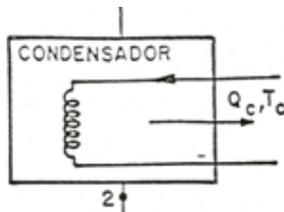
- **Generador:**



Masa: $m_7 = m_d - m_r$ ec. (2.5)

Energía: $Q_g = m_r \cdot (h_1 - h_7) + m_d \cdot (h_7 - h_6)$ ec. (2.6)

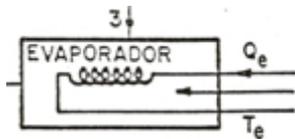
- **Condensador:**



Masa: $m_{r1} = m_{r2} = m_r$ ec. (2.7)

Energía: $Q_c = m_r \cdot (h_2 - h_1)$ ec. (2.8)

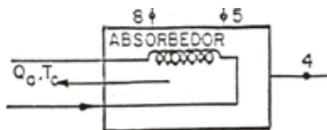
- **Evaporador:**



Masa: $m_{r3} = m_{r4} = m_r$ ec. (2.9)

Energía: $Q_e = m_r \cdot (h_4 - h_3)$ ec. (2.10)

- **Absorbedor:**



Masa: $m_8 = m_d - m_r$ ec. (2.11)

Energía: $Q_a = m_r \cdot (h_8 - h_4) + m_d \cdot (h_5 - h_8)$ ec. (2.12)

- **Bomba:**



Masa: $m_{d5} = m_{d6} = m_d$ ec. (2.13)

Energía: $W_b = m_d \cdot (h_6 - h_5)$ ec. (2.14)

Por lo tanto el coeficiente de operación de la máquina de absorción, sustituyendo los términos de la ec. (2.1), es:

$$COP_{abs} = \frac{(h_4 - h_3)}{(h_1 - h_7) + \frac{m_d}{m_r} \cdot (h_7 - h_6)} \quad \text{ec. (2.15)}$$

El trabajo de la bomba se desprecia frente al calor que se suministra al generador, es decir, $W_b \ll Q_g$ lo que implica que $h_5 = h_6$. Se producen procesos isoentálpicos en las válvulas, por lo tanto $h_2 = h_3$ y $h_7 = h_8$.

❖ Relación entre m_d y m_r

Se realiza un balance de masa del refrigerante en el generador, basándose en la ec. (2.5):

$$(m_d - m_r) \cdot x_{rg} = m_d \cdot x_{ra} - m_r \quad \text{ec. (2.16)}$$

Siendo:

- x_{rg} = concentración de refrigerante a la salida del generador.
- x_{ra} = concentración de refrigerante a la salida del absorbedor.

Por lo tanto:

$$\frac{m_d}{m_r} = \frac{1 - x_{rg}}{x_{ra} - x_{rg}} \quad \text{ec. (2.17)}$$

También se puede expresar la relación de m_d y m_r en función de la concentración del absorbente denominada X. Se cumple que:

$$x_{rg} + X_g = 1 \quad \text{ec. (2.18)}$$

$$x_{ra} + X_a = 1 \quad \text{ec. (2.19)}$$

Introduciendo ec. (2.18) y ec. (2.19) en ec. (2.17) se obtiene:

$$\frac{m_d}{m_r} = \frac{X_g}{X_g - X_a} \quad \text{ec. (2.20)}$$

Por lo tanto el COP de la máquina de absorción ideal, en función de la concentración de refrigerante y de absorbente es:

$$COP_{abs} = \frac{(h_4 - h_3)}{(h_1 - h_7) + \frac{X_g}{X_g - X_a} \cdot (h_7 - h_6)} \quad \text{ec. (2.21)}$$

$$COP_{abs} = \frac{(h_4 - h_3)}{(h_1 - h_7) + \frac{1 - x_{rg}}{x_{ra} - x_{rg}} \cdot (h_7 - h_6)} \quad \text{ec. (2.22)}$$

Se destaca que el conjunto absorbedor-bomba de la disolución se le denomina compresor térmico o termoquímico debido a que realiza la misma función del compresor del ciclo de compresión mecánica: entra el refrigerante en estado de vapor saturado y sale como vapor recalentado.

2.4 Tipos de máquina de absorción

Actualmente los dos tipos de máquina de absorción que se comercializan son las de simple efecto y doble efecto.

2.4.1 Máquina de simple efecto

Se muestra en la Figura 9, un esquema de una máquina de absorción de simple efecto.

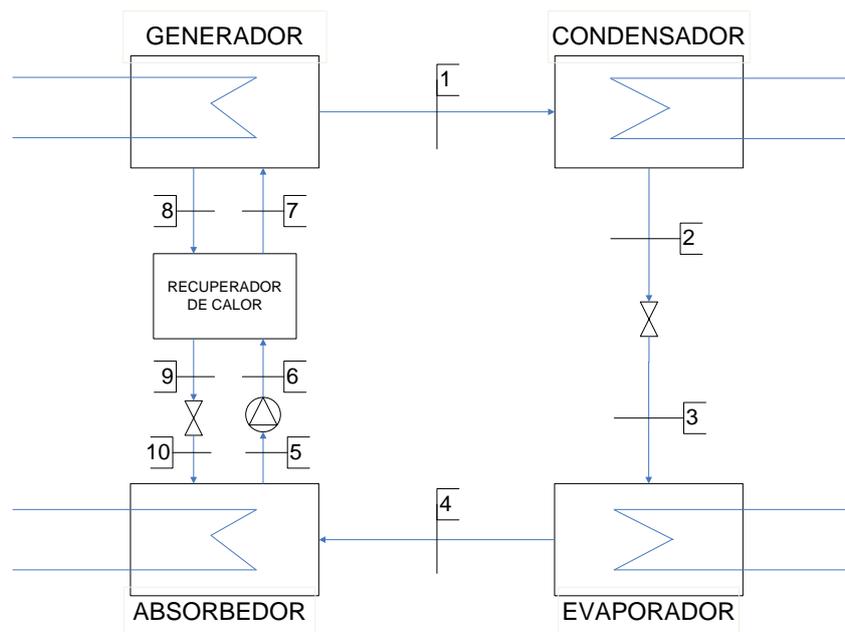


Figura 9: Esquema de la máquina de simple efecto.

El funcionamiento es el mismo que el de la máquina de absorción ideal, descrito en el apartado 2.3, la única diferencia estructural es el acoplamiento de un recuperador de calor entre el absorbedor y el generador, cuya misión es aprovechar el calor de la disolución saliente del generador en precalentar la disolución procedente del absorbedor. De esta forma se disminuye el calor que se debe suministrar al generador para que se separe el refrigerante del absorbente.

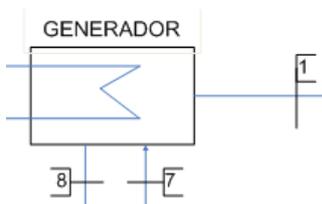
Se procede a calcular el coeficiente de operación de la máquina de absorción de simple efecto (COP_{absse}), para ello se realiza los balances de masa y energía asumiendo las siguientes hipótesis:

- Estado estacionario.
- Se desprecia la diferencia de energía cinética y potencial.

❖ **Balances de masa y energía**

El caudal másico de refrigerante se denomina m_r y se cumple $m_r = m_{r1} = m_{r2} = m_{r3} = m_{r4}$. El caudal másico de disolución se denomina m_d y se cumple $m_d = m_{d5} = m_{d6} = m_{d7}$.

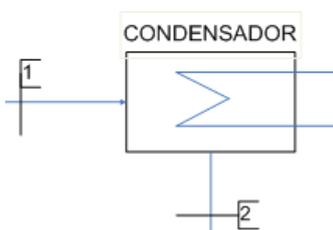
• **Generador:**



Masa: $m_8 = m_d - m_r$ ec. (2.23)

Energía: $Q_g = m_r \cdot (h_1 - h_8) + m_d \cdot (h_8 - h_7)$ ec. (2.24)

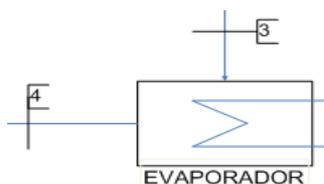
• **Condensador:**



Masa: $m_{r1} = m_{r2} = m_r$ ec. (2.25)

Energía: $Q_c = m_r \cdot (h_2 - h_1)$ ec. (2.26)

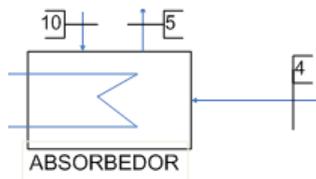
• **Evaporador:**



Masa: $m_{r3} = m_{r4} = m_r$ ec. (2.27)

Energía: $Q_e = m_r \cdot (h_4 - h_3)$ ec. (2.28)

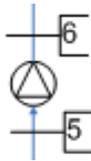
- Absorbedor:



Masa: $m_{10} = m_d - m_r$ ec. (2.29)

Energía: $Q_a = m_r \cdot (h_4 - h_{10}) + m_d \cdot (h_{10} - h_5)$ ec. (2.30)

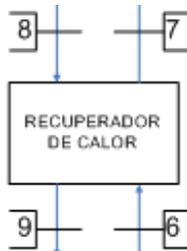
- Bomba:



Masa: $m_{d5} = m_{d6} = m_d$ ec. (2.31)

Energía: $W_b = m_d \cdot (h_6 - h_5)$ ec. (2.32)

- Recuperador de calor:



Masa: $m_9 = m_d - m_r$ ec. (2.33)

El calor ganado por la disolución que proviene del absorbedor es:

$$Q_R = m_d \cdot (h_7 - h_6) \quad \text{ec. (2.34)}$$

El calor máximo teórico que puede suministrar el recuperador de calor es:

$$Q_{Rmax} = m_d \cdot (h_8 - h_6) \quad \text{ec. (2.35)}$$

Por lo tanto la eficiencia es:

$$\varepsilon = \frac{h_7 - h_6}{h_8 - h_6} \quad \text{ec. (2.36)}$$

❖ Coeficiente de operación

El coeficiente de operación de la máquina de absorción de simple efecto es:

$$COP_{absse} = \frac{Q_e}{Q_g + W_b} \quad \text{ec. (2.37)}$$

Sustituyendo los términos de ec.(2.37), por las expresiones obtenidas en los balances de energía y masa, el coeficiente de operación queda:

$$COP_{absse} = \frac{(h_4 - h_3)}{(h_1 - h_8) + \frac{X_g}{X_g - X_a} \cdot (h_8 - h_7) + \frac{X_g}{X_g - X_a} \cdot (h_6 - h_5)} \quad \text{ec. (2.38)}$$

A diferencia con ec.(2.1) se tiene en cuenta el consumo de la bomba así como el efecto del recuperador $h_7 > h_6$. Se producen procesos isoentálpicos en las válvulas, por lo tanto $h_2 = h_3$ y $h_9 = h_{10}$.

2.4.2 Máquina de doble efecto

La máquina de absorción de doble efecto se compone de dos generadores, uno de alta (GA) y otro de baja temperatura (GB), dos recuperadores de calor (RA y RB), un condensador (COND), un subenfriador de líquido (SUB), un evaporador (EVAP), un absorbedor (ABS), una bomba (B) y válvulas de expansión.

Existen dos tipos de configuraciones según el modo de distribución del caudal de la disolución procedente del absorbedor⁷:

- Flujo paralelo: se suministra el mismo caudal de disolución tanto al generador de alta como al de baja.
- Flujo en serie: el caudal de disolución es conducido al generador de baja y posteriormente al de alta.

Actualmente las máquinas de absorción de doble efecto poseen una configuración en paralelo debido a que desarrollan un mayor COP, ya que esta distribución proporciona mejores condiciones termodinámicas que el flujo en serie^{7,8}.

Por lo tanto para explicar el funcionamiento de la máquina de absorción de doble efecto, se representa en la Figura 10 un esquema de la misma con una configuración en paralelo. Al igual que ocurre en la máquina ideal de absorción, ver apartado 2.3, se distinguen dos ciclos el del refrigerante y el de la disolución:

a) Ciclo del refrigerante:

Una fuente de calor suministra al generador de alta (GA) el calor Q_{ga} a temperatura t_{ga} , produciendo la separación del refrigerante de la disolución (punto 1A). El refrigerante en estado vapor a temperatura t_{ga} y presión P_{ga} atraviesa el generador de baja, condensándose a temperatura t_{1CA} y presión P_{ga} (punto 1CA). El líquido refrigerante es conducido al subenfriador donde disminuye su temperatura hasta t_{1SA} (1SA) y posteriormente se expande isoentálpicamente en la válvula de expansión (V1), alcanzando la presión P_c y temperatura t_2 (punto 1SB) para unirse a la corriente procedente del condensador con las condiciones de presión P_c y temperatura t_2 .

En el generador de baja (GB) se separa el refrigerante de la disolución a una presión P_c y temperatura t_{1B} (punto 1B), gracias al vapor refrigerante procedente del generador de alta (GA), posteriormente se condensa y converge con el refrigerante procedente del subenfriador (SUB) a presión P_c y temperatura t_2 (punto 2).

El refrigerante en estado líquido se expansiona isoentálpicamente a través de otra válvula de expansión (V2) hasta alcanzar la presión del evaporador P_e y la temperatura t_3 (punto 3), es conducido hasta el evaporador hierve absorbiendo el calor Q_e procedente de otro fluido lográndose el efecto útil de la máquina, alcanzando a la salida del mismo las condiciones presión P_e y temperatura t_4 (punto 4).

Este vapor refrigerante retorna al absorbedor (ABS) para ser absorbido por la disolución existente en él.

b) Ciclo de la disolución:

La disolución sale del absorbedor (ABS) a presión P_e y temperatura t_5 (punto 5), es bombeada hasta alcanzar la presión del generador de alta P_{ga} (punto 6), atraviesa el recuperador de baja (RB) a presión P_{ga} y aumentando su temperatura hasta t_7 (punto 7).

A partir de aquí la disolución se separa y una corriente se dirige al generador de baja mientras que la otra al generador de alta.

La disolución que se dirige al generador de baja (GB) se expansiona isoentálpicamente la válvula V4, hasta alcanzar la presión del condensador P_c y temperatura t_8 (punto 8), entra en el generador de baja y sale de él con una presión P_c y temperatura t_9 (punto 9) para unirse a la corriente procedente del generador de alta.

La corriente que es conducida al generador de alta (GA) es precalentada en el recuperador de alta incrementándose la temperatura hasta t_{11} (punto 11), absorbe el calor procedente de la fuente de calor Q_{ga} y sale del generador a una presión P_{ga} y temperatura t_{12} (punto 12), pasa por el recuperador de alta disminuyendo su temperatura hasta t_{13} (punto 13) y se expansiona isoentálpicamente en la válvula V5 llegando a unas condiciones de presión P_c y temperatura t_9 (punto 14) para converger con la corriente procedente del generador de baja.

Una vez unidas ambas corrientes con presión P_c y temperatura t_9 (punto 15), se reduce su temperatura hasta t_{16} (punto 16) debido a que ceden su calor en el recuperador

de calor de baja (RB) y se expansionan isoentálpicamente en la válvula V3 retornando al absorbedor a presión P_e y temperatura t_{17} (punto 17).

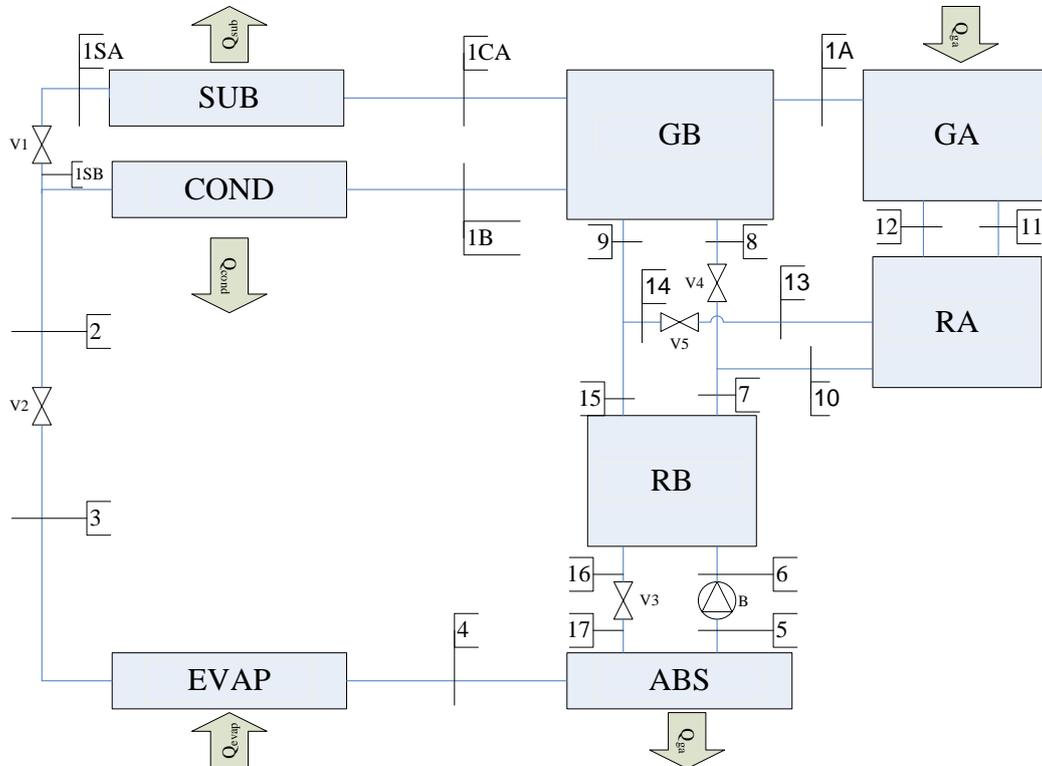


Figura 10: Esquema máquina de absorción de doble efecto en flujo paralelo.

Los balances de masa y energía se realizan en el capítulo 4 del presente proyecto. A continuación se presenta cualitativamente el coeficiente de operación de la máquina de absorción de doble efecto (COP_{absde}).

❖ Coeficiente de operación

El coeficiente de operación de la máquina de absorción de doble efecto es:

$$COP_{absde} = \frac{Q_e}{Q_{ga} + W_b} \quad \text{ec. (2.39)}$$

El calor que se absorbe en el evaporador (Q_e) se desdoble en dos:

- El calor absorbido por el refrigerante procedente del generador de alta (Q_{evga}).

- El calor absorbido por el refrigerante procedente del generador de baja (Q_{evgb}).

Por lo tanto el coeficiente de operación de la máquina de doble efecto es:

$$COP_{absde} = \frac{Q_{evga} + Q_{evgb}}{Q_{ga} + W_b} = COP_{absga} + COP_{absgb} \quad \text{ec. (2.40)}$$

El COP_{absde} es mayor que el COP_{absse} debido a que aparece sumando el término COP_{absgb} que representa el efecto útil de emplear el generador de baja.

2.5 Fluidos de trabajo de la máquina de absorción

La máquina de absorción emplea como fluido de trabajo una disolución, generalmente de dos o tres componentes, en la que el refrigerante y el absorbente se encuentran interaccionando en su interior.

Un refrigerante es una sustancia que absorbe calor de otra para que ésta baje su temperatura. Las propiedades más importantes que debe poseer son⁷:

- a) Elevado calor latente de vaporización, a fin de disminuir en lo máximo posible el caudal másico de refrigerante que ha de circular por la instalación, con la consecuente reducción del tamaño de la misma así como de las pérdidas de carga en tuberías e intercambiadores de calor.
- b) Presión de condensación a la temperatura de condensación no muy elevada, debido a que si es elevada se dificulta la estanqueidad de la instalación, facilitando las fugas de refrigerante. Además aumenta el coste del compresor y del equipo situado en la zona de alta presión (necesita una elevada resistencia mecánica).
- c) Presión de vapor a la temperatura de evaporación no debe ser excesivamente baja debido a que si es menor que la atmosférica se presentan problemas de estanqueidad y entrada de aire disminuyendo la eficiencia del ciclo.
- d) Comportamiento inerte frente al material que constituye la instalación.
- e) Debe ser barato, para disminuir costes y que el precio total de la máquina sea lo más bajo posible.

El absorbente es una sustancia que se caracteriza por poseer una gran afinidad con el refrigerante, lo que permite que el vapor de refrigerante sea absorbido por la disolución aumentando la concentración de éste en la misma dentro del absorberdor. A continuación se presenta las propiedades más importantes:

- a) Estabilidad en las temperaturas de trabajo.
- b) Punto de ebullición superior al del refrigerante para facilitar la separación de éste.
- c) Baja agresividad para evitar la corrosión en la instalación
- d) Barato y poco tóxico.

Las parejas de absorbente/refrigerante más empleadas son agua/amoníaco (H_2O/NH_3) y bromuro de litio/agua ($LiBr/H_2O$). La primera de ellas se emplea en sistemas de refrigeración de gran potencia llegando a temperaturas negativas y la segunda en máquinas de aire acondicionado o en bombas de calor sólo con temperaturas positivas^{6,7}.

En las máquinas de doble efecto la disolución más empleada es la de $LiBr/H_2O$ debido a^{6,8}:

- El agua posee un elevado calor latente de vaporización superior al de cualquier otro refrigerante, lo que favorece su uso como fluido frigorígeno.
- No es tóxica, ni inflamable.
- Tiene un coeficiente de de operación mayor que el de H_2O/NH_3 .

2.6 Actualidad de las máquinas de absorción

Existe una gran diversidad de proveedores de máquinas de absorción, debido a esta pluralidad se puede encontrar un gran abanico de equipos que pueden cubrir las necesidades de cualquier tipo de cliente.

Los principales fabricantes de máquinas de absorción son⁹: Carrier, York, Yazaki, Broad, Entropie y Colibri Stork, repartidos entre Estados Unidos, Japón, China, Francia, Alemania y Holanda, países que reciben gran cantidad de energía solar y promotores del ahorro y la eficiencia energética.

Las características comerciales¹⁰ de las máquinas de absorción se muestran en la Tabla 1. Se comprueba que las máquinas de doble efecto poseen un COP superior a las de simple efecto por las razones descritas en el apartado 2.4.2.

Tabla 1: Características comerciales de las máquinas de absorción.

Tipo de máquina	COP	Rango de temperaturas de la fuente de calor (°C)
Simple efecto	0,6-0,7	75-90
Doble efecto	1,2-1,5	120-160

El rango de potencias frigoríficas en las que se encuentran las máquinas de absorción es amplio y cubre desde 3,5 hasta 5250 kW⁹. Por lo tanto pueden ser adquiridas por una familia como por un hotel, edificio, centro comercial, etc.

Finalmente, las más empleadas son las de simple efecto debido a que su desarrollo ha permitido que el precio de venta sea más competitivo que las de doble efecto, aunque estas últimas se están investigando para ser empleadas por grandes superficies ya que pueden llegar a cubrir su demanda energética⁹.

3.Planta de refrigeración solar

3. Planta de refrigeración solar

Una planta de refrigeración solar es un sistema capaz de transformar la energía térmica procedente del Sol en energía frigorífica necesaria para climatizar un local (vivienda, centro comercial, bloque de pisos...).

La implantación, el uso y el estudio de este tipo de sistemas van a lograr una reducción de la demanda eléctrica y de las emisiones de gases de efecto invernadero. Estos dos beneficiosos efectos, por una parte logran que los sistemas eléctricos no lleguen al límite de su capacidad, disminuyendo el riesgo de apagones y cortes de electricidad y por otro lado frenan los efectos del cambio climático¹².

La peculiaridad que posee una planta de este tipo es que la carga de refrigeración coincide con la máxima disponibilidad de energía solar, por lo que se presenta un concepto novedoso que abre una gran oportunidad de mercado para las empresas de climatización, ya que generalmente se emplean en edificios de gran envergadura como oficinas, centros comerciales, hospitales...

En la Tabla 2 se recogen algunos ejemplos de instalaciones de frío solar con sus características más representativas:

Tabla 2: Plantas de refrigeración solar.

Ubicación	Colector Solar	Área del colector (m ²)	Máquina de absorción	Potencia frigorífica (kW)	COP
Carnegie Mellon University ¹³ (Pittsburgh, USA)	Colector Cilíndrico Parabólico	52	LiBr/H ₂ O Doble efecto de llama directa	16	1-1,1
Instituto de Refrigeración y Criogenia ¹⁴ (Universidad Jiao Tong Shanghai, China)	Tubos de Vacío	35,4	LiBr/H ₂ O Doble efecto de llama directa	10	1-1,31

Tabla 3: Plantas de refrigeración solar.

Ubicación	Colector Solar	Área del colector (m ²)	Máquina de absorción	Potencia frigorífica (kW)	COP
Edificio de oficinas de tamaño mediano ¹⁶ (Los Ángeles, USA)	Tubos de vacío	-	LiBr/H ₂ O Simple efecto con un calentador auxiliar	150	0,75
Edificio CIESOL ¹⁷ (Almería, España)	Plano	160	LiBr/H ₂ O Simple efecto con un calentador auxiliar	70	0,6
Laboratorio de Ingeniería de Sistemas y Automática ¹⁸ (Universidad de Sevilla, España)	Plano	151	LiBr/H ₂ O Simple efecto con un calentador auxiliar	35	-
Nave de Ingeniería Térmica y de Fluidos ¹⁹ (Universidad Carlos III de Madrid, España)	Plano	49,9	LiBr/H ₂ O Simple efecto con un calentador auxiliar	35	0,6

Se observa que la mayoría de las instalaciones que emplean una máquina de absorción de simple efecto, utilizan colectores solares planos, en cambio las que poseen las de doble efecto, usan colectores de concentración. Esto es debido a que las máquinas de absorción de simple efecto necesitan una fuente de calor a menor temperatura que la de doble efecto.

Desde el punto de vista económico, las instalaciones de frío solar son accesibles a grupos con un alto poder adquisitivo debido a que las máquinas de absorción y los captadores solares empleados son una tecnología novedosa y por lo tanto cara. En la Tabla 3, se presentan el coste de estos sistemas según la aplicación para los que están diseñados¹²:

Tabla 4: Costes fijos de instalaciones solares

Localización	Edificio	Tecnología/Capacidad Frigorífica (kW)	Tipo de colectores/área (m ²)	Precio (€)
Langenau/Alemania	Oficinas	Absorción/35	Tubos de vacío/45	176000
Friburgo/Alemania	Laboratorios	Adsorción/70	Tubos de vacío/230	352000
Creta/Grecia	Hotel	Absorción/105	Planos/448	264123
Arteixo/España	Oficina y almacén	Absorción/170	Planos/1626	900000
Trento/Italia	Centro de negocios	Absorción/170	Planos/265	540000
Banyuls/Francia	Bodega	Absorción/52	Tubos de vacío/215	294000

Se observa que la mayoría de las instalaciones emplean la máquina de absorción, esto es debido a que este tipo de tecnología se encuentra en un estado de madurez que permite encontrar una variada gama de potencias y precios que se ajustan a las necesidades de las distintas tipologías de instalaciones.

Los subsistemas que componen una planta de refrigeración solar son: subsistema de captación solar, subsistema de acumulación, subsistema de energía auxiliar, subsistema de refrigeración y un subsistema de control. En la Figura 11 se muestran los elementos anteriormente citados y posteriormente estos son descritos de forma más detallada.

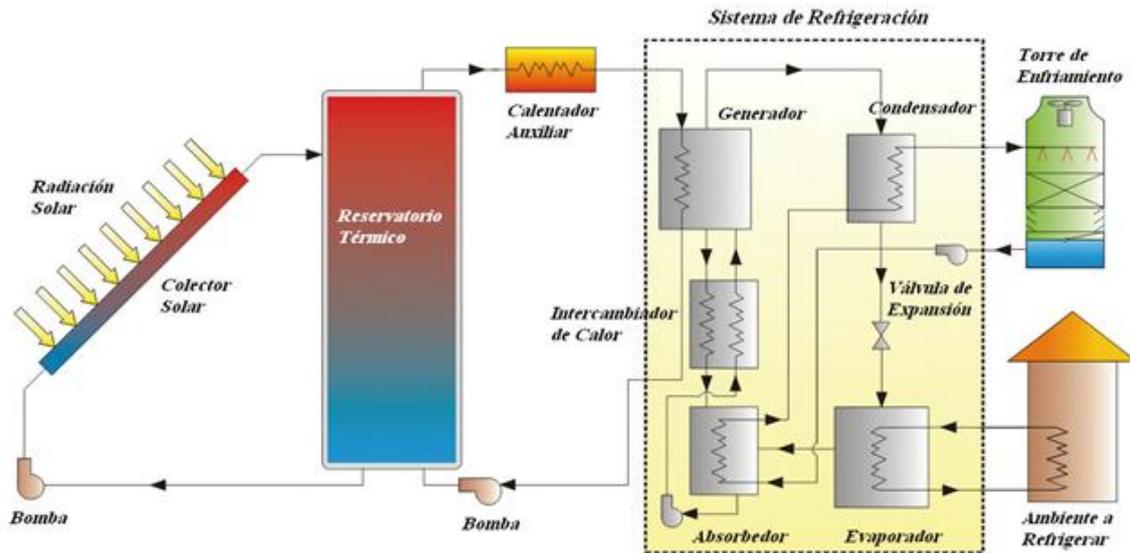


Figura 11: Planta de refrigeración solar ²⁰.

3.1 Subsistema de captación de la radiación solar.

Es un campo de colectores solares. Si se alimenta una máquina de absorción de simple efecto, los más empleados son los planos o planos de vacío, en cambio si la máquina es de doble efecto se emplean los tubos de vacío, cilíndrico parabólicos o de tipo Fresnel.

3.1.1 Colectores solares planos

Los colectores solares planos son diseñados para aplicaciones donde se requiere que la energía sea liberada a bajas temperaturas, debido a que la temperatura de este tipo de colectores, difícilmente pasa los 100°C^{21} .

Las ventajas que se obtienen de este tipo de colectores son que éstos utilizan la energía solar directa y difusa, no requieren movimiento continuo para dar seguimiento al sol, prácticamente no necesitan mantenimiento y son mecánicamente de construcción más simple que los colectores concentradores²¹.

Las principales aplicaciones de estos dispositivos son en el campo del calentamiento de agua a nivel doméstico e industrial, acondicionamiento calorífico de edificios y secado de fruta y granos¹².

Se muestra en la Figura 12, los componentes del colector solar plano: cubierta superior e inferior (outer cover, inner cover), placa absorbidora (black absorber plate), circuito de fluido térmico (fluid conduit), aislante (insulation) y la caja del colector (collector box).

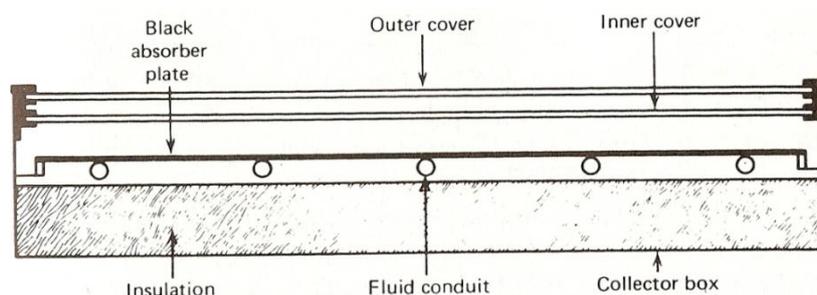


Figura 12: Componentes de un colector solar plano.

3.1.2 Colectores solares planos de vacío

El colector plano de vacío (véase Figura 13), posee un diseño muy similar al colector plano convencional, pero fabricado con materiales que obtienen altos rendimientos, y que poseen características especiales, tales como superficies selectivas, es decir, materiales que absorben ciertas frecuencias como los infrarrojos, pero que apenas los emiten, permitiendo absorciones del orden del 95%. Además, las pérdidas de convección están minimizadas al máximo mediante el vacío de la caja, que aumenta el rendimiento considerablemente. Con este sistema pueden alcanzarse temperaturas de hasta 120 grados centígrados. La desventaja de este sistema radica en el empleo de materiales más costosos y el delicado proceso de vacío²².



Figura 13: Colector solar plano de vacío.

3.1.3 Tubos de vacío

Los colectores de tubo de vacío colocan en el interior del tubo una plancha de material absorbente adecuado, que hace las veces de absorbedor transformando la radiación solar en calor. El absorbedor es recorrido en su superficie por un tubo con flujo directo en el que circula un fluido que eleva su temperatura en contacto con él²³.

La ventaja que posee este tipo de colectores es de poder adoptar una posición tanto horizontal como vertical sin mermar su rendimiento, ya que el tubo puede rotar sobre su eje, inclinándose el absorbedor de la manera más adecuada. Además de ser utilizable en áreas frías ya que permite usar las estrategias contra la congelación de uso general en la energía solar térmica²³.

En la Figura 14 y 15 se presenta los componentes de un tubo de vacío y un campo de colectores de tubos de vacío respectivamente.

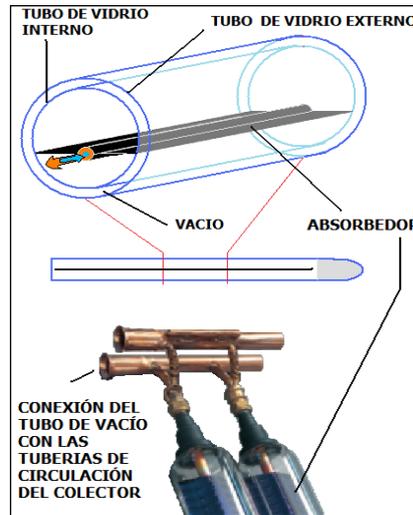


Figura 14: Componentes de un tubo de vacío.



Figura 15: Colectores de tubos de vacío.

3.1.4 Colectores cilíndricos parabólicos

Se componen, básicamente, por espejos cilíndricos parabólicos que refleja la radiación solar directa, concentrándola sobre un tubo receptor colocado en la línea focal de la parábola. Esta radiación concentrada provoca que el fluido que circula por el interior del tubo se caliente, transformando así la radiación solar en energía térmica en forma de calor sensible del fluido²⁴. La Figura 16 muestra una fotografía de un CCP e ilustra su modo de funcionamiento:

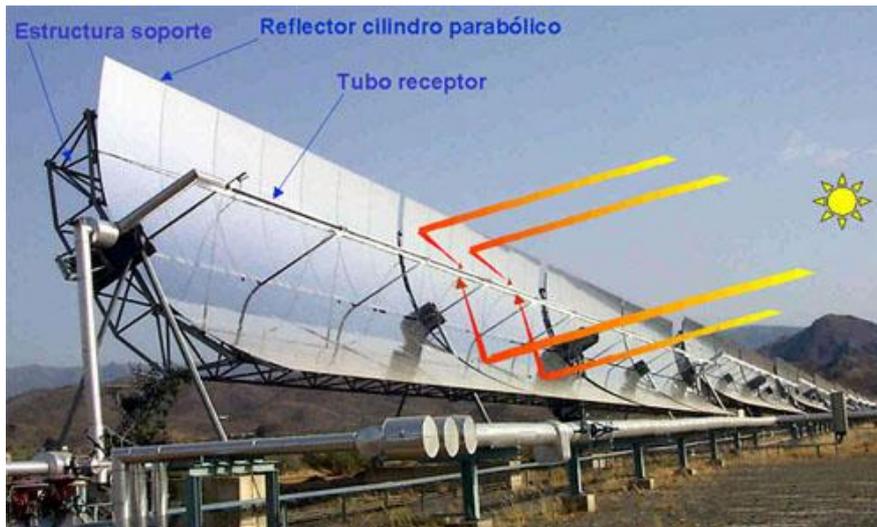


Figura 16: Colector Cilíndrico Parabólico.

Los colectores cilindro parabólicos (CCP) resultan idóneos para trabajar dentro del rango de temperaturas 125°C-400°C. Gracias a la concentración de la radiación solar directa que incide sobre el plano de apertura del captador, se consigue de forma eficiente elevar la temperatura del fluido de trabajo hasta valores del orden de los 425°C, pudiendo alimentar procesos industriales dentro del rango de la media temperatura, convirtiéndolo en un captador ideal para acoplarlo a una gran diversidad de procesos industriales²⁴.

3.1.5 Colectores lineales Fresnel

Este tipo de colector utiliza espejos planos o ligeramente curvados, los cuales reflejan el sol hacía el absorbedor (situado por encima de ellos), calentando el agua en torno a los 450°C- 500°C.

Poseen un sistema que les permite seguir el Sol en todo momento por lo que siempre optimizan la radiación procedente de él. Además su montaje es sencillo y precisa de un mantenimiento básico por lo que los costes se reducen comparándolos con los CCP. En la Figura 17 y 18, se presenta un esquema del funcionamiento del colector Fresnel y un campo de colectores Fresnel²⁵.

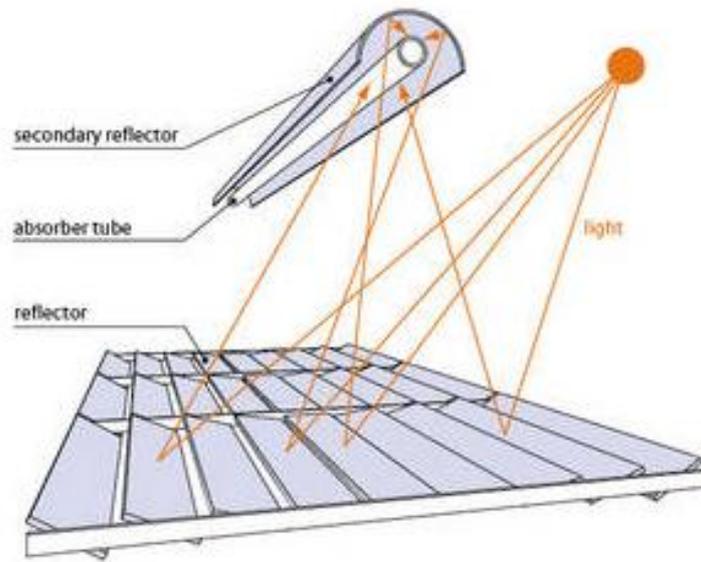


Figura 17: Funcionamiento de un colector Fresnel.



Figura 18: Colector lineal Fresnel.

3.2 Subsistema de acumulación

La función principal de este subsistema es el almacenamiento de la energía térmica procedente del fluido caloportador que circula por los colectores solares. El objetivo de este dispositivo es la de proporcionar un foco de alta temperatura para el funcionamiento óptimo de la máquina de absorción.

Generalmente son depósitos de agua cuya capacidad varía en función de diversos factores como la demanda frigorífica del edificio, si la máquina de absorción es de doble o simple efecto, tamaño del edificio..., un valor orientativo del volumen de estos tanques de agua es de 2000-15000 l²⁶.

Actualmente se encuentra en fase de desarrollo los depósitos de sales fundidas, sobre todo en aquellas instalaciones que emplean las máquinas de absorción de doble efecto. La ventaja que posee este equipamiento es que consigue acumular energía térmica a mayor temperatura (200-500°C) que los depósitos de agua, ya que las sales poseen un elevado punto de fusión. Debido a esta peculiar característica pueden hacer funcionar a la instalación en días nublados o lluviosos²⁷.

3.3 Subsistema de energía auxiliar

Se trata de una caldera alimentada por un combustible fósil (gas natural, carbón...), se emplea cuando la radiación solar no es suficiente para elevar la temperatura del agua que circula por los colectores a la temperatura de funcionamiento.

3.4 Subsistema de climatización

Se compone de un equipo frigorífico cuya misión es climatizar el espacio que se quiere acondicionar. El dispositivo más empleado es la máquina de absorción, cuyo desarrollo se encuentra en el capítulo 2 del presente proyecto.

3.5 Subsistema de control

Formado por dispositivos que permiten la medida y visualización de los parámetros de funcionamiento de la instalación, como medidores de temperatura y presión, caudalímetros.... Comunicados con una unidad de control, permite la optimización de la totalidad de todos los subsistemas permitiendo un buen funcionamiento de ellos en todas las situaciones posibles.

*4. Modelado de la máquina de
absorción de doble efecto*

4. Modelado de la máquina de absorción de doble efecto

Se presenta el modelado de la máquina de absorción de doble efecto BROAD-BZH 15. La disolución con la que funciona es el par LiBr-Agua. Los parámetros nominales se recogen en la Tabla 5.

Tabla 5: Parámetros nominales BROAD-BZH 15

Capacidad Frigorífica (kW)	174
Temperatura de entrada al evaporador (°C)	12
Temperatura de salida del evaporador (°C)	7
Caudal del evaporador (m ³ /h)	30
Temperatura de entrada al condensador (°C)	30
Temperatura de salida del condensador (°C)	37
Caudal del condensador (m ³ /h)	37
Combustible	Gas Natural
Temperatura del generador de alta (°C)	145

Este equipo pertenece a la planta de refrigeración solar localizada en la azotea del edificio de la Escuela Técnica Superior de Ingenieros de la Universidad de Sevilla. En la Figura 19 se muestra un croquis de la misma.

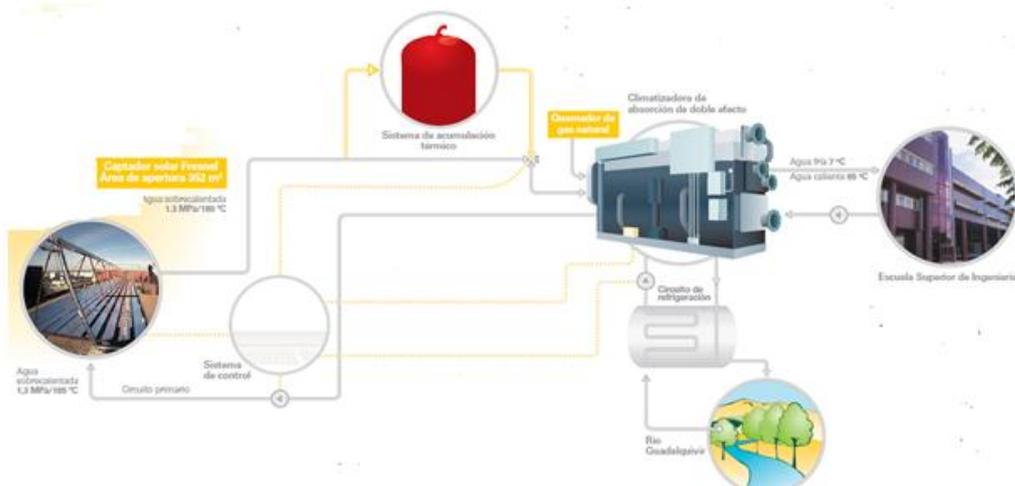


Figura 19: Esquema planta de refrigeración solar de la Universidad de Sevilla²⁸.

Los subsistemas que componen la planta de refrigeración solar son:

- a) Subsistema de captación de radiación solar: se trata de un campo de colectores solares Fresnel (ver 3.1.5, pág 38) de la marca PSE AG. En la Tabla 6 se presentan las características de los colectores así como su ubicación en la azotea de la Escuela Técnica Superior representada en la Figura 20.

Tabla 6: Características de los colectores Fresnel¹⁵.

Superficie total (m²)	512
Superficie de abertura (m²)	352
Orientación	Este-Oeste (18°)
Longitud del tubo de absorción (m)	64
Altura del receptor (m)	4
Modelo del tubo de absorción	SCHOTT PTR [®] 70
Fluido Térmico	Agua líquida saturada
Temperatura de operación (°C)	180
Presión de operación (bar)	13
Dimensiones del espejo (m x m)	2 x 0,5
Número de filas del campo solar	11
Coefficiente de reflexión (espejos limpios)	0,92

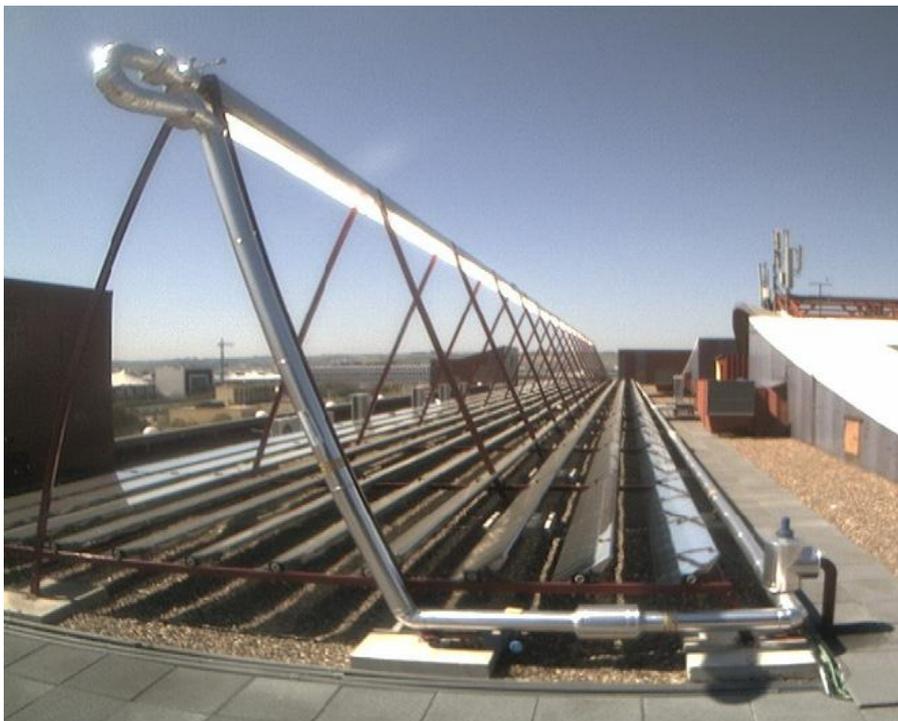


Figura 20: Colectores solares Fresnel de la planta de refrigeración¹⁵.

- b) Subsistema de climatización: formado por la máquina de absorción BROAD-BZH 15, cuyos parámetros nominales se encuentran en la Tabla 5. En la Figura 21 se muestra este equipo.



Figura 21: Máquina de absorción BROAD-BZH 15²⁹.

- c) Subsistema de energía auxiliar: la máquina de absorción se encuentra alimentada con un sistema de gas natural, por lo tanto cuando la temperatura del agua proveniente de los colectores no alcanza la temperatura mínima de operación se activa el quemador interno sostenido por este subsistema.
- d) Subsistema de acumulación: actualmente se encuentra instalándose un depósito de sales fundidas para aprovechar los excedentes del campo solar y emplearlos cuando la irradiación solar no es suficiente para calentar el agua de los colectores.
- e) Subsistema de refrigeración: se aprovecha el circuito de agua de captación del río Guadalquivir que se creó en la Expo'92. Por medio de un intercambiador de calor se realiza la transferencia de calor entre el agua procedente de la máquina de absorción y el río. De esta forma se elimina la necesidad de la instalación de una torre de refrigeración.
- f) Subsistema de control: optimiza la operación de la planta de refrigeración solar. Actúa sobre las válvulas, arrancando y parando el campo de colectores solares, la máquina de absorción y las bombas del circuito hidráulico. Además informa de posibles averías e incidencias, así como recoge datos sobre los caudales,

consumos y temperaturas en diversos puntos del sistema, En la Figura 22 se representa un esquema simplificado de este subsistema.

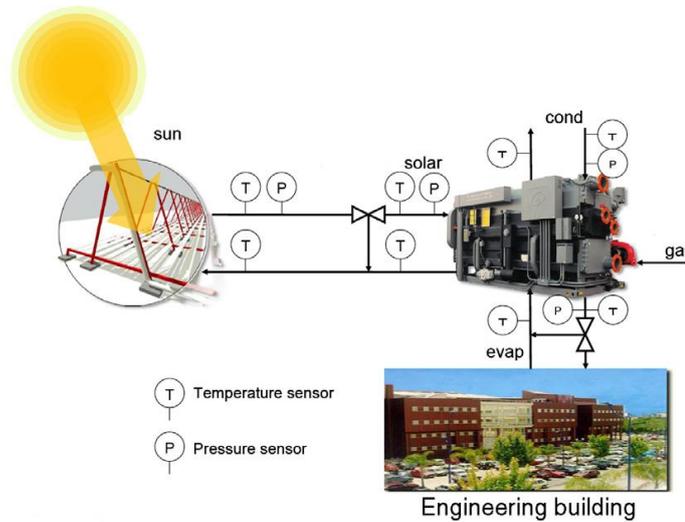


Figura 22: Subsistema de control¹⁵.

Donde: sun=radiación solar.

solar= agua procedente del campo de los colectores solares.

cond= agua procedente de la refrigeración de la máquina de absorción.

gas= consumo de gas de la máquina de absorción.

evap= agua procedente del condensador de la máquina de refrigeración.

En la Figura 23 se describe el modo de operación de la planta de refrigeración solar en un día normal de funcionamiento. La máquina de absorción se acciona a las 12h, cuando la temperatura del agua de los colectores solares es suficientemente alta (160°C), el sistema de control abre la válvula permitiendo el precalentamiento del generador de alta temperatura hasta alcanzar los 145°C. Sin embargo, si el generador de alta, pasados 30 minutos, se encuentra por debajo de los 145°C se pone en funcionamiento el quemador ¹⁵.

El sistema de control da prioridad a que la máquina de absorción se alimente con el agua procedente de los colectores solares. Se destaca que el encendido del quemador siempre ocurre debido a que el agua que circula por el campo solar no ha tenido tiempo suficiente en alcanzar los 160°C¹⁵.

En régimen estacionario, la temperatura que alcanza el generador de alta se encuentra cercana a los 145°C, y la mayor parte de la potencia térmica suministrada a la máquina procede del agua proveniente de los colectores solares. La potencia frigorífica se mantiene alrededor de los 135 kW (75% de la capacidad nominal). Cuando se alcanzan las 18h, se produce un incremento del consumo de gas debido a que la temperatura del agua de los colectores se encuentra por debajo de los 150°C hasta la finalización del funcionamiento de la planta solar¹⁵.

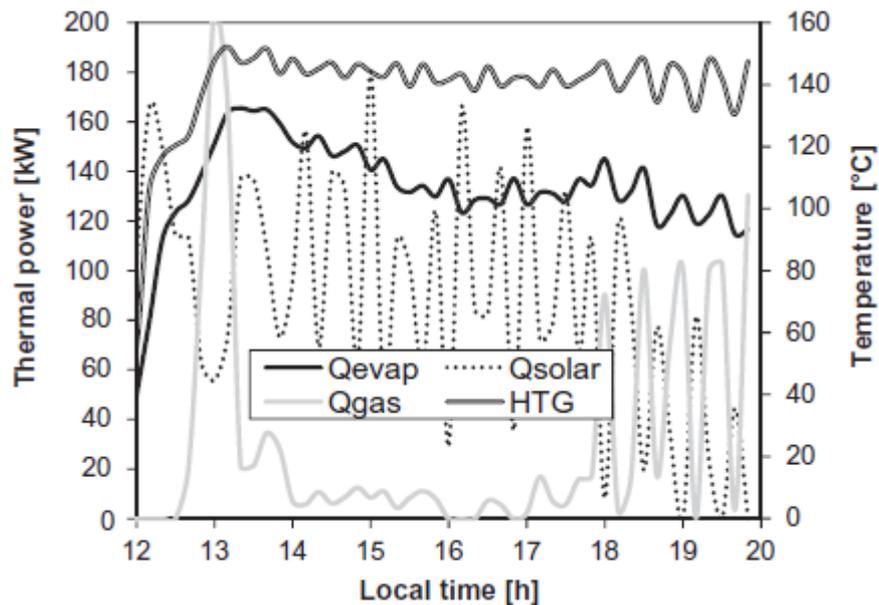


Figura 23: Funcionamiento de la planta solar. Fuentes de calor de entrada del generador Q_{solar} y Q_{gas} , potencia de refrigeración Q_{evap} . Temperatura del generador de alta (HTG)¹⁵.

4.1 Ecuaciones del modelo

El modelo realizado en el presente proyecto es un modelo en caja negra, es decir, se realiza un estudio del comportamiento de la máquina de absorción a través de los fluidos exteriores conectados este dispositivo. Estos fluidos caloportadores son: agua de los colectores solares (wsc), el agua del sistema de refrigeración de la máquina de absorción (wrefr) y el agua del sistema de climatización de la Escuela Técnica Superior de Ingenieros de la Universidad de Sevilla (wclim). En la Figura 24 se muestra un esquema del modelo de caja negra.

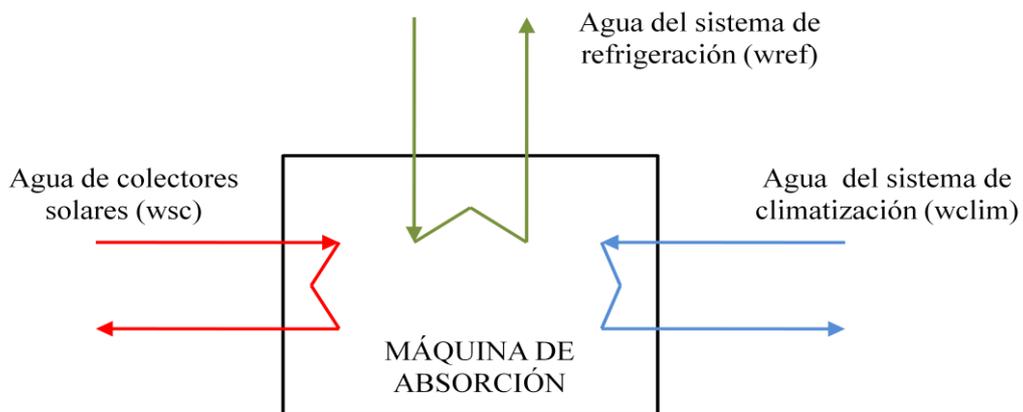


Figura 24: Modelo de caja negra.

El agua de los colectores solares se encarga de alimentar el generador de alta temperatura, dando lugar al comienzo del ciclo de absorción. El agua del sistema de refrigeración disipa la potencia térmica producida por el condensador, absorbedor y subenfriador de la máquina. Finalmente, el agua del sistema de climatización es enfriada por el evaporador consiguiendo el efecto útil del equipo de absorción. En la Figura 25 se representa un diagrama de esta configuración.

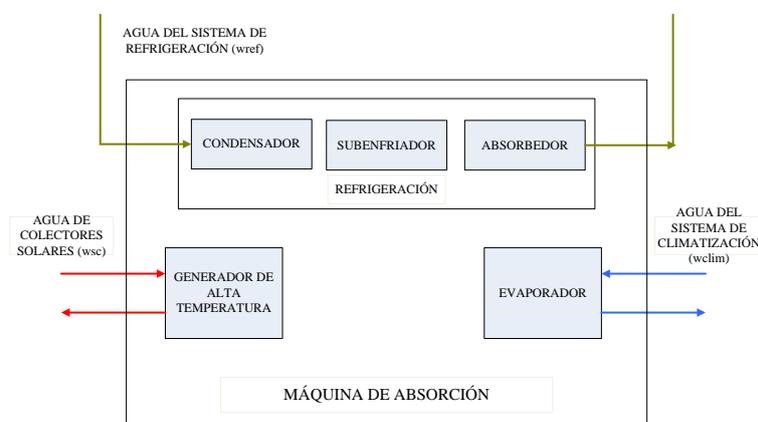


Figura 25: Funcionamiento de los fluidos exteriores.

El objetivo del modelado es obtener la evolución temporal de las temperaturas de salida del agua de los colectores, del agua del sistema de refrigeración y del agua del sistema de climatización.

Las hipótesis asumidas en el desarrollo del modelo son las siguientes:

1. No existe intercambio de potencia (\dot{W}).
2. Pérdidas de carga en conductos y tuberías despreciables.
3. Se desprecia la energía cinética y potencial respecto a la energía interna.
4. El agua es considerada como líquido incompresible caloríficamente perfecto, por lo tanto:

$$\Delta u = \Delta h = c \cdot \Delta T \quad \text{ec. (4.1)}$$

Siendo: Δu = incremento de energía interna por unidad de masa (kJ/kg).

Δh = incremento de entalpía por unidad de masa (kJ/kg).

ΔT = incremento de temperatura (K).

c = calor específico del agua (kJ/kg·K).

5. Los sistemas de generador de alta temperatura, del sistema de refrigeración y del evaporador, son considerados como una masa puntual con una capacidad calorífica constante.
6. Se considera que las temperaturas de salida del agua que recorre el generador de alta temperatura, del sistema de refrigeración y del evaporador coinciden con la temperatura de estos equipos.

El criterio de signos es:

-. $Q > 0$: sistema recibe calor.

-. $Q < 0$: sistema cede calor.

A continuación se presentan las ecuaciones del modelo en función de los tres sistemas identificados en la Figura 25.

4.1.1 Ecuación del generador de alta temperatura

Se aplica el primer principio de la termodinámica al generador de alta temperatura (ver Figura 26):

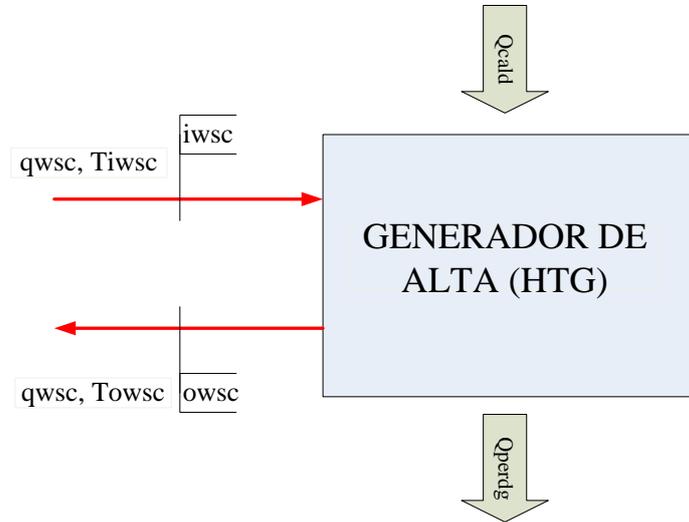


Figura 26: Generador de alta temperatura.

$$C_g \cdot \frac{dT_{owsc}}{dt} = Q_{cald} - Q_{perdgen} + \dot{m}_{wsc} \cdot (h_{iwsc} - h_{owsc}) \quad \text{ec. (4.2)}$$

Donde: i_{wsc} = entrada al generador de alta.

o_{wsc} = salida del generador de alta.

q_{wsc} = caudal del agua de los colectores solares (m^3/s).

C_g = capacidad calorífica del generador de alta temperatura ($kJ/^\circ C$).

T_{iwsc} = temperatura de entrada al generador ($^\circ C$).

T_{owsc} = temperatura de salida del generador ($^\circ C$).

Q_{cald} = potencia térmica suministrada por el quemador de la máquina de absorción (kW).

$Q_{perdgen}$ = pérdidas del sistema generador del alta (kW).

\dot{m}_{wsc} = caudal másico del agua de los colectores solares (kg/s). En función del caudal y de la densidad del agua (ρ):

$$\dot{m}_{wsc} = \rho \cdot q_{wsc} \quad \text{ec. (4.3)}$$

h_{iwsc} = entalpía de entrada del agua de los colectores solares (kJ/kg).

h_{owsc} = entalpía de salida del agua de los colectores solares (kJ/kg).

Introduciendo en ec. (4.2), las hipótesis anteriormente citadas y ec.(4.3) se obtiene la evolución temporal de T_{owsc} :

$$\frac{dT_{owsc}}{dt} = \frac{1}{C_g} \cdot [Q_{cald} - Q_{perdgen} + \rho \cdot q_{wsc} \cdot c_w(T_{iwsc} - T_{owsc})] \quad \text{ec. (4.4)}$$

Siendo c_w = calor específico del agua (kJ/kg·°C).

4.1.2 Ecuación del evaporador

Se aplica el primer principio de la termodinámica al evaporador (ver Figura 27):

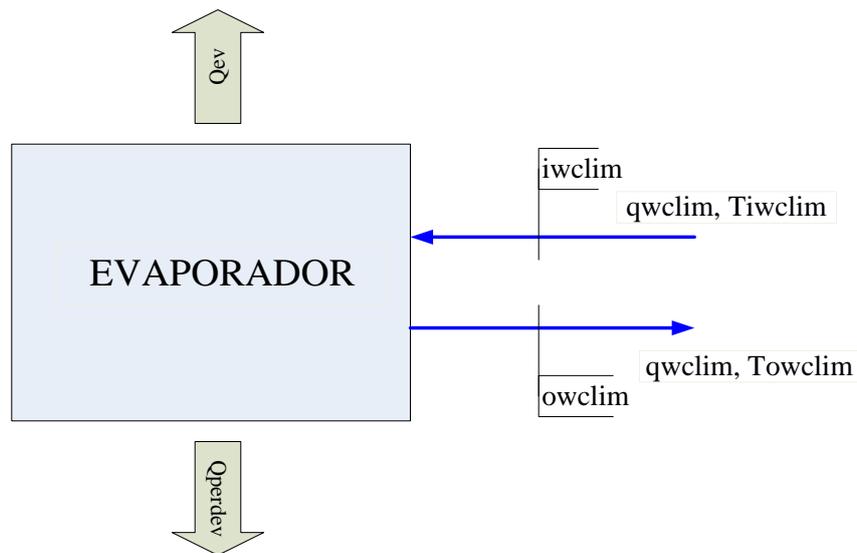


Figura 27: Evaporador.

$$C_{ev} \cdot \frac{dT_{owclim}}{dt} = \dot{m}_{wclim} \cdot (h_{iwclim} - h_{owclim}) - Q_{perdev} - Q_{ev} \quad \text{ec. (4.5)}$$

Donde: i_{wclim} = entrada del evaporador.

o_{wclim} = salida del evaporador.

q_{wclim} = caudal del agua del sistema de climatización (m^3/s).

C_{ev} = capacidad calorífica del evaporador ($kJ/°C$).

T_{iwclim} = temperatura de entrada del evaporador ($°C$).

T_{owclim} = temperatura de salida del evaporador ($°C$).

Q_{ev} = potencia frigorífica suministrada por la máquina de absorción (kW).

Q_{perdev} = pérdidas del sistema del evaporador (kW).

\dot{m}_{wclim} = caudal másico del agua del sistema de climatización (kg/s). En función del caudal y de la densidad del agua (ρ):

$$\dot{m}_{wclim} = \rho \cdot q_{wclim} \quad \text{ec. (4.6)}$$

h_{iwclim} = entalpía de entrada del agua del sistema de climatización (kJ/kg).

h_{owclim} = entalpía de salida del agua del sistema de climatización (kJ/kg).

Introduciendo en ec. (4.5), las hipótesis anteriormente citadas y ec.(4.6) se obtiene la evolución temporal de T_{owsc} :

$$\frac{dT_{owclim}}{dt} = \frac{1}{C_{ev}} \cdot [\rho \cdot q_{wsc} \cdot c_w (T_{iwclim} - T_{owclim}) - Q_{perdev} - Q_{ev}] \quad \text{ec. (4.7)}$$

Siendo c_w = calor específico del agua ($kJ/kg \cdot °C$).

4.1.3 Ecuación del sistema de refrigeración

Se aplica el primer principio de la termodinámica al sistema de refrigeración (ver Figura 28):

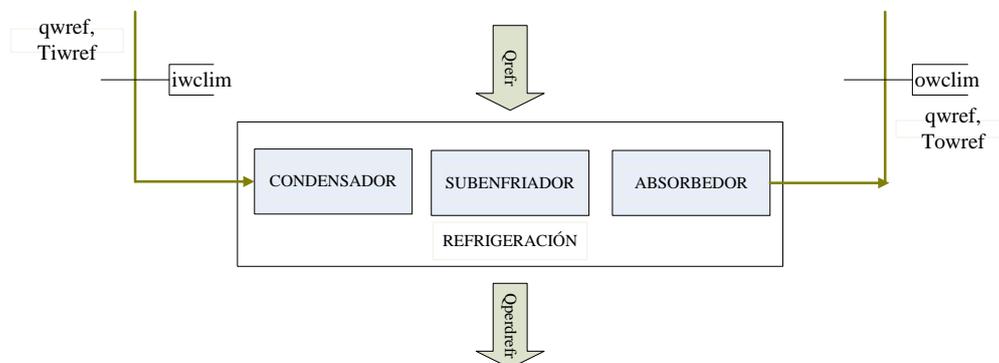


Figura 28: Sistema de refrigeración.

$$C_{ref} \cdot \frac{dT_{owref}}{dt} = Q_{ref} - Q_{perdref} + \dot{m}_{wref} \cdot (h_{iwref} - h_{owref}) \quad \text{ec. (4.8)}$$

Donde: i_{wref} = entrada del refrigerador.

o_{wref} = salida del refrigerador.

q_{wref} = caudal del agua del sistema de refrigeración (m^3/s).

C_{ref} = capacidad calorífica del sistema de refrigeración ($kJ/^\circ C$).

T_{iwref} = temperatura de entrada del refrigerador ($^\circ C$).

T_{owref} = temperatura de salida del refrigerador ($^\circ C$).

Q_{ref} = potencia térmica disipada por el sistema de refrigeración (kW).

$Q_{perdref}$ = pérdidas del sistema de refrigeración (kW).

\dot{m}_{wref} = caudal másico del agua del sistema de refrigeración (kg/s). En función del caudal y de la densidad del agua (ρ):

$$\dot{m}_{wref} = \rho \cdot q_{wref} \quad \text{ec. (4.9)}$$

h_{iwclim} = entalpía de entrada del agua del sistema de climatización (kJ/kg).

h_{owclim} = entalpía de salida del agua del sistema de climatización (kJ/kg).

Introduciendo en ec. (4.8), las hipótesis anteriormente citadas y ec.(4.9) se obtiene la evolución temporal de T_{owsc} :

$$\frac{dT_{owref}}{dt} = \frac{1}{C_{ref}} \cdot [Q_{ref} - Q_{perdref} + \rho \cdot q_{wref} \cdot c_w (T_{iwref} - T_{owref})] \quad \text{ec. (4.10)}$$

Siendo c_w = calor específico del agua ($kJ/kg \cdot ^\circ C$).

4.2 Obtención de los coeficientes de las ecuaciones del modelo

Se presenta la forma de obtención de los distintos coeficientes de las ecuaciones del modelo así como el valor numérico que toman estos parámetros.

Se han tomado datos del funcionamiento de la máquina de absorción durante los días 15, 19, 20, 21 de Julio de 2010. Para obtener ciertos parámetros se ha empleado el 15 de de Julio como día de referencia, en cambio los otros se han utilizado como validación del modelo.

Las capacidades caloríficas del generador de alta temperatura, el evaporador y el sistema de refrigeración de la máquina de absorción se han obtenido en condiciones nominales (Ver Tabla 5).

4.2.1 Coeficientes de la ecuación del generador de alta

La ecuación del generador de alta es:

$$\frac{dT_{owsc}}{dt} = \frac{1}{C_g} \cdot [Q_{cald} - Q_{perdgen} + \rho \cdot q_{wsc} \cdot c_w (T_{iwsc} - T_{owsc})] \quad \text{ec. (4.4)}$$

La densidad del agua (ρ) posee un valor de 1000 kg/m^3 y su calor específico (c_w) es $4,18 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$.

❖ Capacidad calorífica del generador de alta (C_g)

Para obtener la capacidad calorífica del generador se emplea la siguiente ecuación:

$$C_g = \frac{Q_g \cdot t}{\Delta T_{wsc}} = \frac{133,85 \text{ kW} \cdot 1 \text{ s}}{7,12 \text{ } ^\circ\text{C}} = 18,8 \frac{\text{kJ}}{^\circ\text{C}} \quad \text{ec. (4.11)}$$

Donde: C_g = capacidad calorífica del generador de alta ($\text{kJ}/^\circ\text{C}$).

Q_g = potencia térmica cedida al generador (kW). Q_g es obtenida a través de la definición del COP:

$$COP = \frac{Q_{ev}}{Q_g} \quad \text{ec. (4.12)}$$

El COP nominal²⁸ posee un valor de 1.3 y la máquina suministra en condiciones nominales un Q_{ev} de 174 kW, por lo tanto Q_g posee un valor de:

$$Q_g = \frac{Q_{ev}}{COP} = \frac{174 \text{ kW}}{1,3} = 133,85 \text{ kW}$$

t= tiempo (s).

ΔT_{wsc} =diferencia entre la temperatura de entrada y salida del generador (T_{iwsc} , T_{owsc}) (°C). Este parámetro se calcula como:

$$\Delta T_{wsc} = T_{iwsc} - T_{owsc} \quad \text{ec. (4.13)}$$

Observando los datos del día de operación de la planta solar correspondiente al 15/07/2010, T_{owsc} posee un valor de 137,88°C, por lo tanto ΔT_{wsc} :

$$\Delta T_{wsc} = T_{iwsc} - T_{owsc} = 145 - 137,88 = 7,12 \text{ °C}$$

❖ Potencia térmica cedida por la caldera (Q_{cald})

La potencia térmica de la caldera se ha calculado con la siguiente expresión:

$$Q_{cald} = \rho_{gas} \cdot q_{gas} \cdot PCI \quad \text{ec. (4.14)}$$

Donde: Q_{cald} = potencia térmica cedida por la caldera (kW).

ρ_{gas} = densidad del gas natural³⁰ = 0,74 kg/m³.

q_{gas} = caudal del gas natural (m³/s).

PCI= poder calorífico inferior³⁰ = 50,046 kJ/kg.

Se ha procedido al cálculo de la potencia térmica cedida (Q_{cald}) por la caldera durante tres días de operación correspondientes a 19/07/2010, 20/07/2010 y 21/07/2010 para su posterior tratamiento en la simulación de la máquina de absorción.

❖ Pérdidas del sistema del generador de alta ($Q_{perdgen}$)

Las pérdidas del sistema del generador de alta poseen la siguiente expresión:

$$Q_{perdgen} = 1 \cdot 10^{-15} \cdot (T_{wscm} - T_{amb})^{8,352} \quad \text{ec. (4.15)}$$

Donde: Q_{perdg} = pérdidas del sistema del generador (kW).

T_{wscm} = temperatura media del generador (°C). Este parámetro se obtiene con la siguiente ecuación:

$$T_{wscm} = \frac{T_{iwsc} + T_{owsc}}{2} \quad \text{ec. (4.16)}$$

Donde: T_{iwsc} = temperatura de entrada del generador (°C).

T_{owsc} = temperatura de salida del generador (°C).

T_{amb} = temperatura ambiente (°C).

Esta expresión se ha calculado con los datos experimentales del día 15/07/2010, con una covarianza de 0,966, para más información ver el Anexo 8.2 pág 92.

❖ Caudal del agua de los colectores solares (q_{wsc})

El caudal del agua de los colectores solares posee la siguiente expresión:

$$q_{wsc} = 6 \cdot 10^{-17} \cdot (T_{iwsc})^{6,277} \quad \text{ec. (4.17)}$$

Donde: q_{wsc} = caudal del agua de los colectores solares (kg/m³).

T_{iwsc} = temperatura de entrada del generador (°C).

Esta expresión se ha calculado con los datos experimentales del día 15/07/2010, con una covarianza de 0,965, para más información ver el Anexo 8.1 pág 91.

4.2.2 Coeficientes de la ecuación del evaporador

La ecuación del evaporador es:

$$\frac{dT_{owclim}}{dt} = \frac{1}{C_{ev}} \cdot [\rho \cdot q_{wclim} \cdot c_w (T_{iwclim} - T_{owclim}) - Q_{perdev} - Q_{ev}] \quad \text{ec. (4.7)}$$

La densidad del agua (ρ) posee un valor de 1000 kg/m^3 y su calor específico (c_w) es $4,18 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$.

❖ Capacidad calorífica del evaporador (C_{ev})

Para obtener la capacidad calorífica del evaporador se emplea la siguiente ecuación:

$$C_{ev} = \frac{Q_{ev} \cdot t}{\Delta T_{wclim}} = \frac{174 \text{ kW} \cdot 1 \text{ s}}{5 ^\circ\text{C}} = 34,8 \frac{\text{kJ}}{^\circ\text{C}} \quad \text{ec. (4.18)}$$

Donde: C_{ev} = capacidad calorífica del evaporador ($\text{kJ}/^\circ\text{C}$).

Q_{ev} = potencia térmica del evaporador (kW). La máquina suministra en condiciones nominales un Q_{ev} de 174 kW

t = tiempo (s).

ΔT_{wclim} = diferencia entre la temperatura de entrada y salida del evaporador (T_{iwclim} , T_{owclim}) ($^\circ\text{C}$). Este parámetro se calcula como:

$$\Delta T_{wclim} = T_{iwclim} - T_{owclim} \quad \text{ec. (4.19)}$$

Observando la Tabla 5, ΔT_{wclim} toma un valor de :

$$\Delta T_{wclim} = T_{iwclim} - T_{owclim} = 12 - 7 = 5 ^\circ\text{C}$$

❖ Caudal del agua del sistema de climatización (q_{wclim})

El caudal del agua del sistema de climatización osee la siguiente expresión:

$$q_{wclim} = 0,002 \cdot (T_{iwclim} - T_{owclim}) + 0,007 \quad \text{ec. (4.24)}$$

Donde: q_{wclim} = caudal del agua del sistema de climatización (kg/m^3).

T_{iwclim} = temperatura de entrada del evaporador ($^{\circ}\text{C}$).

T_{owclim} = temperatura de salida del evaporador ($^{\circ}\text{C}$).

Esta expresión se ha calculado con los datos experimentales del día 15/07/2010, con una covarianza de 0,971, para más información ver el Anexo 8.3 pág 93.

❖ Pérdidas del sistema del evaporador (Q_{perdev})

Las pérdidas del sistema del evaporador poseen la siguiente expresión:

$$Q_{ganev} = k_{ev} \cdot [\rho \cdot q_{wclim} \cdot c_w \cdot (T_{wclimm} - T_{amb})] \quad \text{ec. (4.20)}$$

Donde: Q_{ganev} = pérdidas del sistema del evaporador (kW).

k_{ev} = coeficiente de pérdidas=0,12.

q_{wclim} = caudal del agua de climatización (m^3/s).

T_{wclimm} = temperatura media del evaporador ($^{\circ}\text{C}$).Este parámetro se obtiene con la siguiente ecuación:

$$T_{wclimm} = \frac{T_{iwclim} + T_{owclim}}{2} \quad \text{ec. (4.21)}$$

Donde: T_{iwclim} = temperatura de entrada del evaporador ($^{\circ}\text{C}$).

T_{owclim} = temperatura de salida del evaporador($^{\circ}\text{C}$).

T_{amb} = temperatura ambiente ($^{\circ}\text{C}$).

❖ Potencia frigorífica proporcionada por la máquina de absorción (Q_{ev})

La potencia frigorífica proporcionada por la máquina de absorción, viene dada por el COP :

$$Q_{ev} = COP \cdot Q_g \quad \text{ec. (4.22)}$$

Donde: Q_{ev} = potencia frigorífica proporcionada por la máquina de absorción (kW).

COP= coeficiente de operación de la máquina²⁸ =1,3.

Q_g = potencia dada por el generador (kW). Este parámetro se calcula con la siguiente expresión:

$$Q_g = \rho \cdot q_{wsc} \cdot c_w \cdot (T_{iwsc} - T_{owsc}) \quad \text{ec. (4.23)}$$

Donde: q_{wsc} = caudal del agua de los colectores solares (m^3/s).

T_{iwsc} = temperatura de entrada del evaporador ($^{\circ}C$).

T_{owclim} = temperatura de salida del evaporador ($^{\circ}C$).

4.2.3 Coeficientes de la ecuación del sistema de refrigeración

La ecuación del refrigerador es:

$$\frac{dT_{owref}}{dt} = \frac{1}{C_{ref}} \cdot [Q_{ref} - Q_{perdref} + \rho \cdot q_{wclim} \cdot c_w (T_{iwclim} - T_{owclim})] \quad \text{ec. (4.10)}$$

La densidad del agua (ρ) posee un valor de 1000 kg/m^3 y su calor específico (c_w) es $4,18 \text{ kJ/kg} \cdot ^{\circ}C$.

❖ Capacidad calorífica del sistema de refrigeración (C_{ref})

Para obtener la capacidad calorífica del refrigerador se emplea la siguiente ecuación:

$$C_{ref} = \frac{Q_{ref} \cdot t}{\Delta T_{wclim}} = \frac{307,85 \text{ kW} \cdot 1 \text{ s}}{7 ^{\circ}C} \approx 44 \frac{\text{kJ}}{^{\circ}C} \quad \text{ec. (4.25)}$$

Donde: C_{ref} = capacidad calorífica del refrigerador ($\text{kJ}/^\circ\text{C}$).

Q_{ref} = potencia térmica cedida al sistema de refrigeración de la máquina (kW). Aplicando el balance de calor a la máquina de absorción, se obtiene Q_{ref} :

$$Q_{ref} = Q_g + Q_{ev} = 133,85 + 174 = 307,85 \text{ kW} \quad \text{ec. (4.26)}$$

Donde: Q_g = potencia térmica cedida al generador (kW). En condiciones nominales posee un valor de 133,85 kW.

Q_{ev} = potencia frigorífica proporcionada por la máquina de absorción (kW). En condiciones nominales posee un valor de 174 kW.

t = tiempo (s).

ΔT_{wref} =diferencia entre la temperatura de entrada y salida refrigerador (T_{iwref} , T_{owref}) ($^\circ\text{C}$). Este parámetro se calcula como:

$$\Delta T_{wref} = T_{owref} - T_{iwref} \quad \text{ec. (4.27)}$$

Observando la Tabla 5, ΔT_{wref} toma un valor de :

$$\Delta T_{wref} = T_{owref} - T_{iwclim} = 37 - 30 = 7 \text{ }^\circ\text{C}$$

❖ Potencia térmica cedida al sistema de refrigeración (Q_{ref})

La potencia térmica cedida al sistema de refrigeración se obtiene al realizar un balance de calor a la máquina de absorción:

$$Q_{ref} = Q_g + Q_{ev} \quad \text{ec. (4.27)}$$

Donde: Q_g = potencia dada por el generador (kW).

Q_{ev} = potencia frigorífica proporcionada por la máquina de absorción (kW).

❖ Pérdidas del sistema de refrigeración ($Q_{perdrefr}$)

Las pérdidas del sistema del evaporador poseen la siguiente expresión:

$$Q_{perdrefr} = k_{refr} \cdot [\rho \cdot q_{wref} \cdot c_w \cdot (T_{wrefrm} - T_{amb})] \quad \text{ec. (4.28)}$$

Donde: $Q_{perdrefr}$ = pérdidas del sistema de refrigeración (kW).

k_{refr} = coeficiente de pérdidas=0,01.

q_{wref} = caudal del agua del sistema de refrigeración (m^3/s).

T_{wrefrm} = temperatura media del refrigerador ($^{\circ}C$).Este parámetro se obtiene con la siguiente ecuación:

$$T_{wrefrm} = \frac{T_{iwrefr} + T_{owrefr}}{2} \quad \text{ec. (4.29)}$$

Donde: T_{iwrefr} = temperatura de entrada del refrigerador ($^{\circ}C$).

T_{owrefr} = temperatura de salida del refrigerador($^{\circ}C$).

T_{amb} = temperatura ambiente ($^{\circ}C$).

❖ Caudal del agua del sistema de refrigeración (q_{wrefr})

Debido a un problema de funcionamiento con el caudalímetro de este sistema, no se ha realizado ningún modelado del caudal del sistema de refrigeración en función de las temperaturas de entrada y/o salida. Se ha procedido a modelizar esta variable como un escalón de valor de $0.012 \text{ m}^3/\text{s}$ pasados 65 minutos de la puesta en marcha de la planta solar.

4.3 Implementación en SIMULINK

El programa empleado para la realización de la simulación es la herramienta de MATLAB R2010a denominada SIMULINK. A continuación se presentan los subsistemas descritos anteriormente y las relaciones entre ellos.

4.3.1 Generador de alta temperatura

Se recoge en la Tabla 7 variables de entrada y salida del generador de alta.

Tabla 7: Variables de entrada y salida del generador de alta.

Entradas	
Nombre de la variable	Denominación en el sistema
Potencia térmica proporcionada por el quemador (kW)	Qcald
Temperatura de entrada del generador (°C)	tiwsc
Temperatura ambiente (°C)	tamb
Caudal del agua de los colectores solares (m^3/s)	qwsc
Salidas	
Nombre de la variable	Denominación en el sistema
Temperatura de salida del generador (°C)	towsc
Evolución temporal de las temperaturas de entrada y salida del generador y de la potencia térmica cedida al generador de alta	Visor de tiwsc,towsc y Qg

A continuación se muestra en la Figura 29, la localización de las entradas y las salidas del subsistema del Generador de alta temperatura.

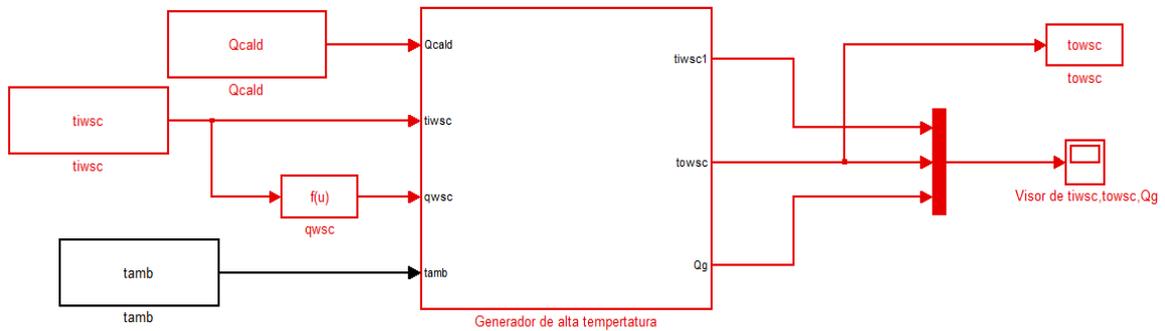


Figura 29: Subsistema Generador de alta temperatura.

La ecuación que describe el funcionamiento del sistema es:

$$\frac{dT_{owsc}}{dt} = \frac{1}{C_g} \cdot [Q_{cald} - Q_{perdgen} + \rho \cdot q_{wsc} \cdot c_w (T_{iwsc} - T_{owsc})] \quad \text{ec. (4.4)}$$

En el interior del bloque “Generador de alta temperatura” se encuentra implementada esta expresión, en la Figura 30 se muestra esta acción.

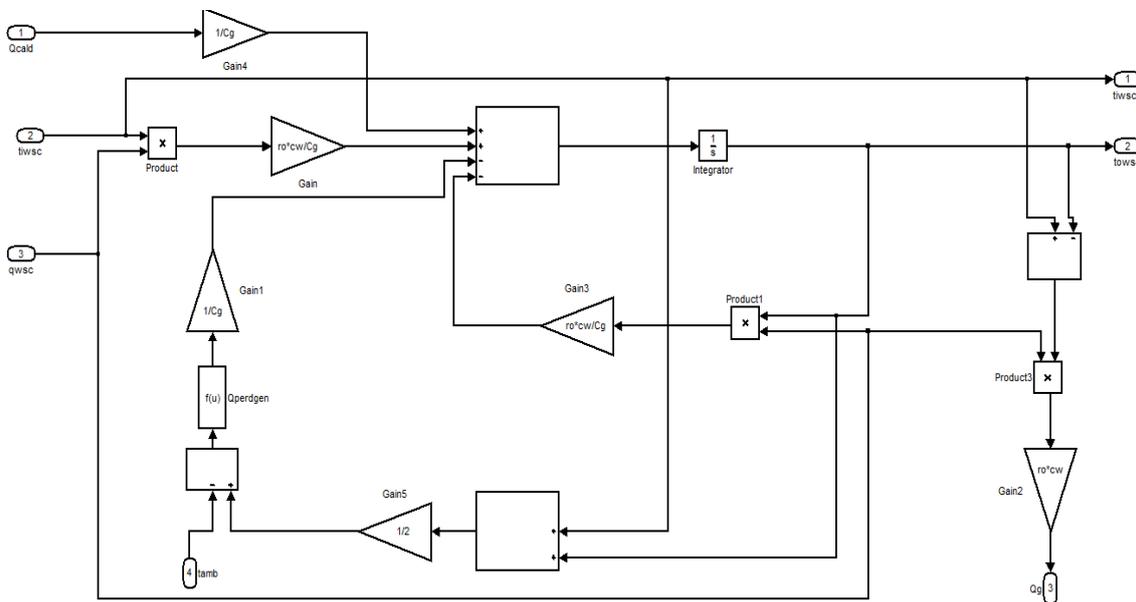


Figura 30: Implementación de la ecuación del Generador de alta temperatura.

4.3.2 Evaporador

Se recoge en la Tabla 8 variables de entrada y salida del evaporador.

Tabla 8: Variables de entrada y salida del evaporador.

Entradas	
Nombre de la variable	Denominación en el sistema
Potencia frigorífica proporcionada por la máquina (kW)	Qev
Temperatura de entrada del evaporador (°C)	tiwclim
Temperatura ambiente (°C)	tamb
Caudal del agua del sistema de refrigeración (m ³ /s)	qwclim
Salidas	
Nombre de la variable	Denominación en el sistema
Temperatura de salida del agua del sistema de climatización (°C)	towclim
Evolución temporal de las temperaturas de entrada y salida del evaporador y de la potencia frigorífica de la máquina	Visor de tiwclim,towclim y Qev

A continuación se muestra en la Figura 31, la localización de las entradas y las salidas del subsistema del Evaporador.

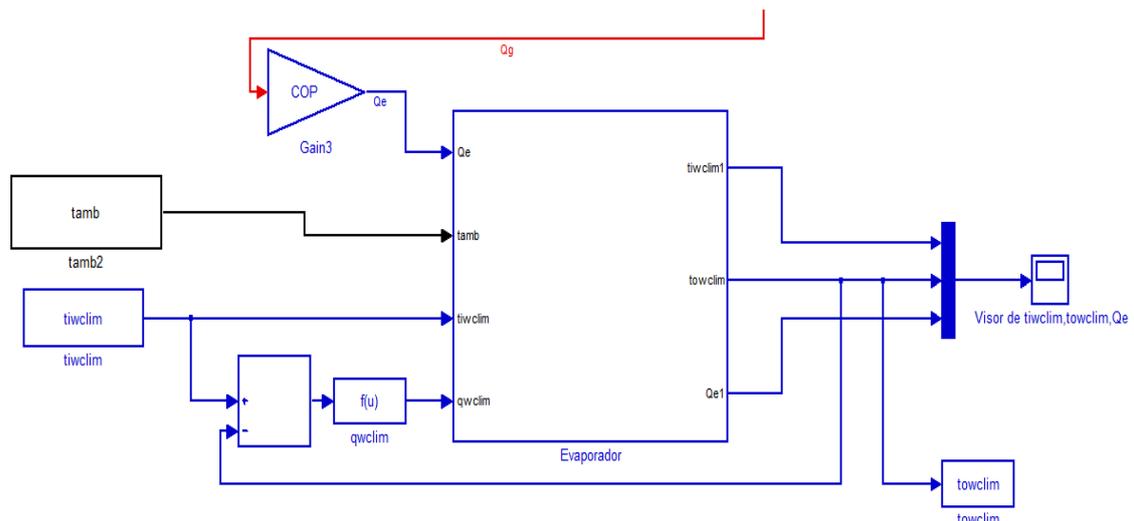


Figura 31: Subsistema Evaporador.

La ecuación que describe el funcionamiento del sistema es:

$$\frac{dT_{owclim}}{dt} = \frac{1}{C_{ev}} \cdot [\rho \cdot q_{wclim} \cdot c_w (T_{iwclim} - T_{owclim}) - Q_{perdev} - Q_{ev}] \quad \text{ec. (4.7)}$$

En el interior del bloque “Evaporador” se encuentra implementada esta expresión, en la Figura 32 se muestra esta acción.

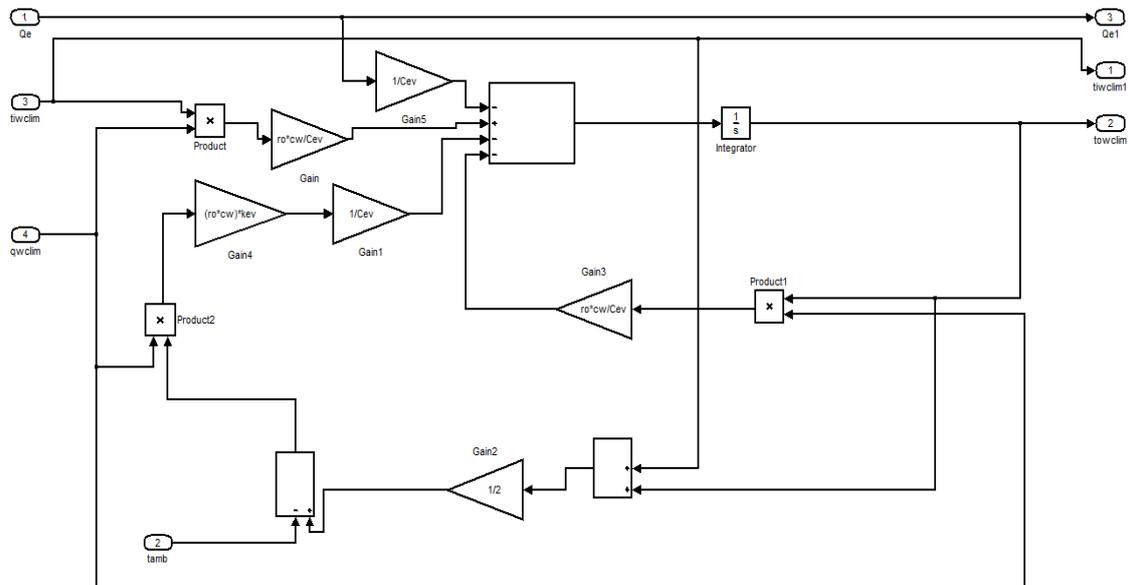


Figura 32: Implementación de la ecuación del Evaporador.

4.3.3 Sistema de refrigeración

Se recoge en la Tabla 9 variables de entrada y salida del evaporador.

Tabla 9: Variables de entrada y salida del sistema de refrigeración.

Entradas	
Nombre de la variable	Denominación en el sistema
Potencia térmica de refrigeración (kW)	Qref
Temperatura de entrada del refrigerador (°C)	tiwref
Temperatura ambiente (°C)	tamb
Caudal del agua del sistema de refrigeración (m ³ /s)	qwref
Salidas	
Nombre de la variable	Denominación en el sistema
Temperatura de salida del refrigerador (°C)	towref
Evolución temporal de las temperaturas de entrada y salida del refrigerador y de la potencia térmica de refrigeración	Visor de tiwclim,towclim y Qev

A continuación se muestra en la Figura 33, la localización de las entradas y las salidas del subsistema del Refrigerador.

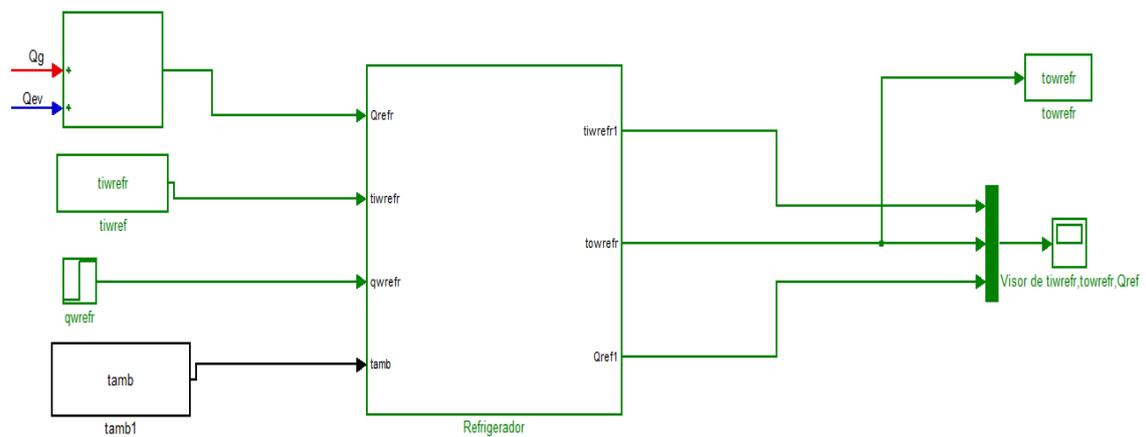


Figura 33: Subsistema Refrigerador.

La ecuación que describe el funcionamiento del sistema es:

$$\frac{dT_{owref}}{dt} = \frac{1}{C_{ref}} \cdot [Q_{ref} - Q_{perdref} + \rho \cdot q_{wclim} \cdot c_w(T_{iwclim} - T_{owclim})] \quad \text{ec. (4.10)}$$

En el interior del bloque “Refrigerador” se encuentra implementada esta expresión, en la Figura 34 se muestra esta acción.

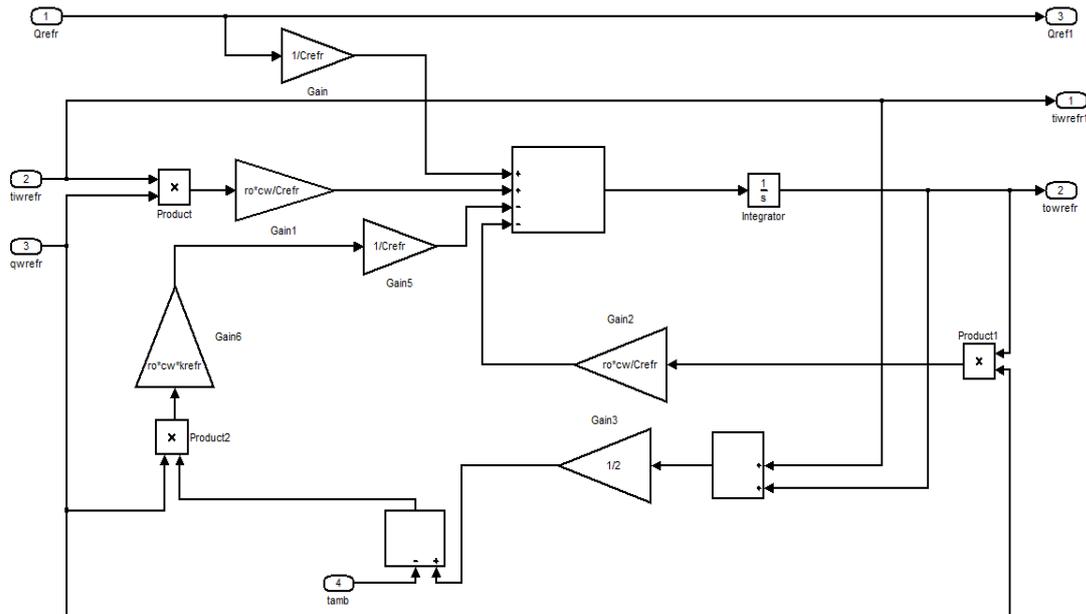


Figura 34: Implementación de la ecuación del Refrigerador.

5. Resultados de la simulación y discusión

5. Resultados y discusión

Se presentan los resultados obtenidos en la simulación en los días 19, 20, 21 de Julio 2010. A continuación, se realiza una descripción del comportamiento de los sistemas identificados en la máquina de absorción y se comparan los datos experimentales con los resultados de la simulación. Finalmente se cuantifica el error obtenido en el modelo realizado en este proyecto.

5.1 Evolución temporal de las temperaturas en el generador

Se muestran en las Fig 35,36 y 37, la evolución temporal de las temperaturas en el generador de los tres días citados anteriormente. En el eje de abscisas se encuentra la el tiempo en minutos, se observa que el funcionamiento de la planta es de 420 minutos (7 horas). En el eje de ordenas los parámetros representados son: la temperatura de entrada al generador (tiwsc), la temperatura de salida real del generador (towsc exp) y la temperatura de salida del generador simulada por el modelo (towsc sim) en °C.

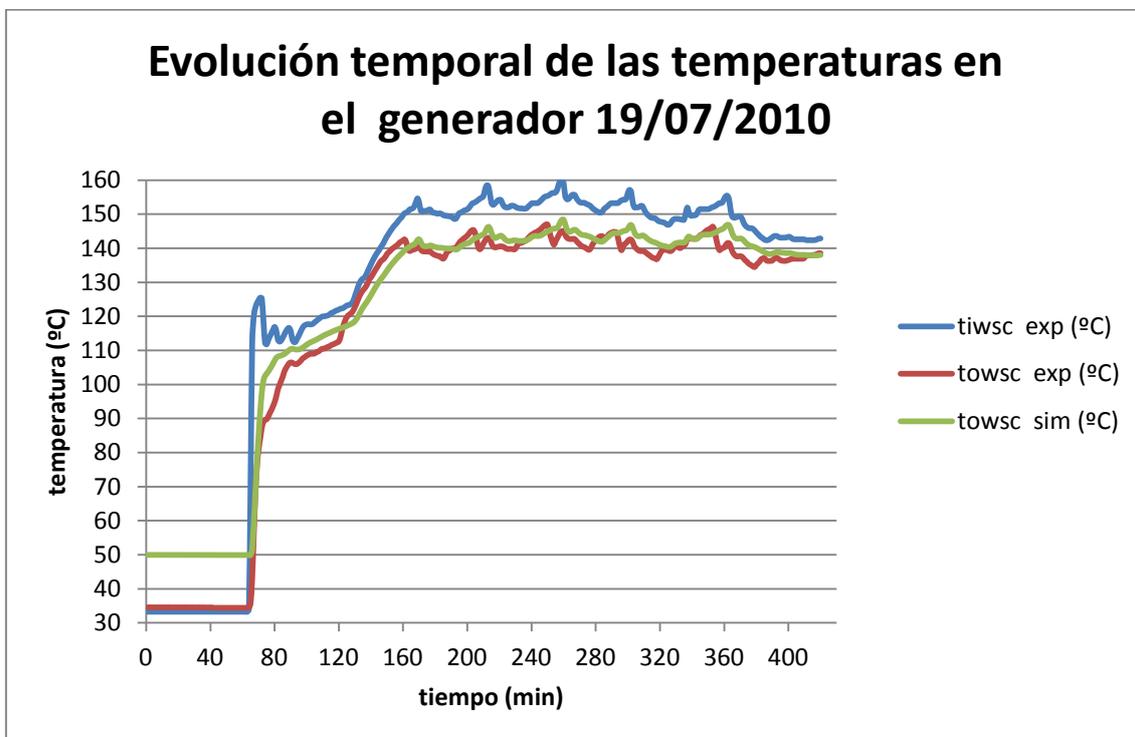


Figura 35: Evolución de las temperaturas en el generador 19/07/2010.

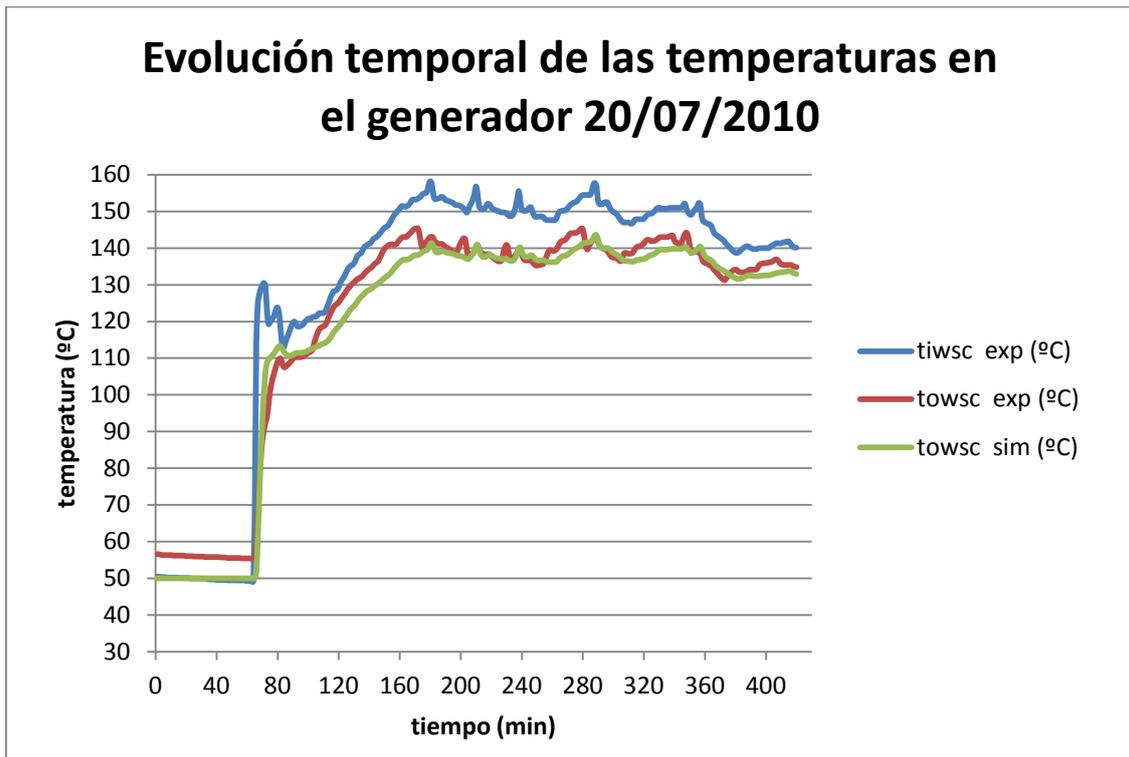


Figura 36: Evolución temporal de las temperaturas en el generador 20/07/2010.

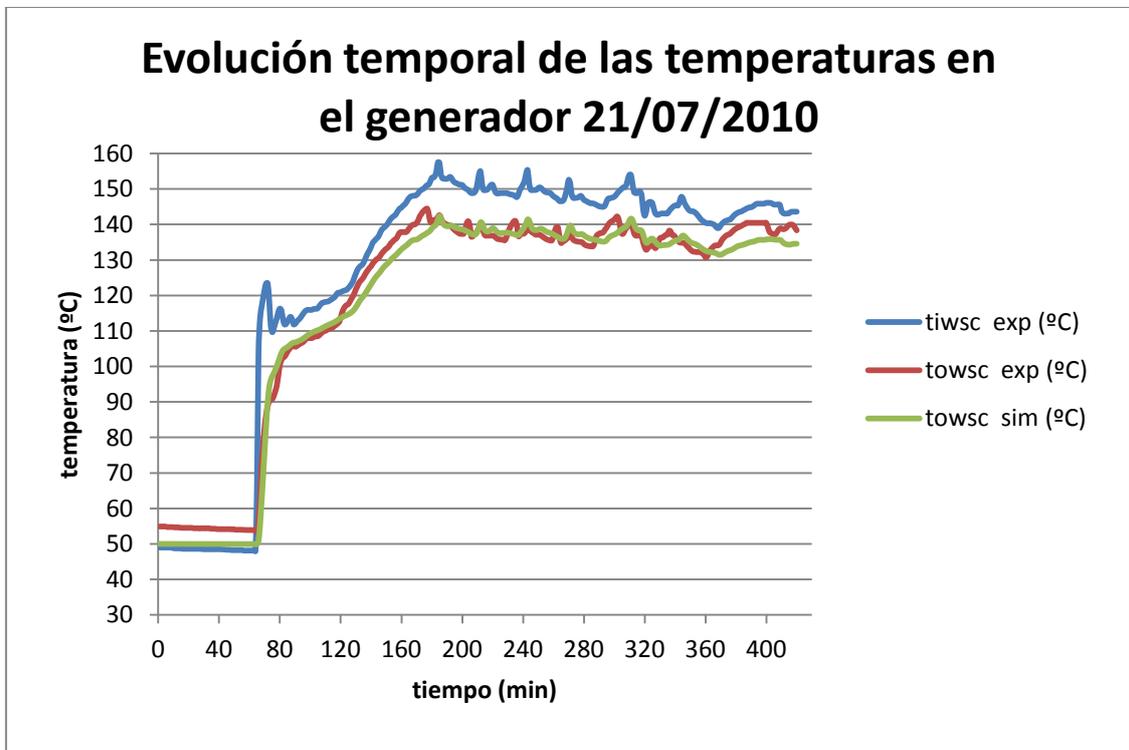


Figura 37: Evolución temporal de las temperaturas en el generador 21/07/2010.

Se observa que todos los gráficos poseen el mismo comportamiento, por lo que se deduce que el generador de la máquina de absorción posee el mismo funcionamiento durante el período estudiado.

Se distinguen cuatro zonas durante el período de trabajo del generador. A continuación se procede a la descripción de las mismas:

- a) Zona I: durante los primeros 60 minutos, se observa que la temperatura de entrada (tiwsc) se encuentra por debajo de la de salida (towsc), este fenómeno es debido a que el generador transfiere su calor residual al agua que circula a través de él, lo que provoca ciertas pérdidas en este sistema.
- b) Zona II: transcurridos 5 minutos, tiwsc aumenta considerablemente hasta 130°C en cambio towsc alcanza los 100°C, lo que indica que se está precalentando el generador.
- c) Zona III: tiwsc decae a 115°C, lo que provoca la puesta en marcha del quemador de la máquina de absorción, y comienza a incrementar su valor hasta lograr los 145°C, esta acción se prolonga hasta los 140 minutos.
- d) Zona IV: una vez alcanzada la temperatura mínima de funcionamiento del generador (145°C), el quemador se apaga y el generador es alimentado sólo con el agua proveniente de los colectores solares. Transcurridos 20 minutos, la temperatura de entrada del generador permanece entre los 150-160°C, llegando al régimen estacionario y manteniéndose en esta ventana hasta su parada.

A lo largo de toda la etapa en el que el generador se encuentra en marcha, la temperatura de salida es inferior a la entrada, manteniéndose sobre los 140°C y con el mismo comportamiento que la temperatura de entrada.

La diferencia de temperatura entre la entrada y salida es de 10°C aproximadamente por lo que se deduce que se proporciona el calor suficiente para asegurar el buen funcionamiento de la máquina de absorción.

Se observa cualitativamente que la temperatura simulada (towsc sim) casi se superpone a la temperatura de salida real (towsc exp), por lo que se puede deducir que el modelo del generador predice de manera correcta esta variable.

5.2 Evolución temporal de las temperaturas en el evaporador

Se muestran en las Fig 38,39 y 40, la evolución temporal de las temperaturas en el evaporador de los tres días citados anteriormente. En el eje de abscisas se encuentra la el tiempo en minutos, se observa que el funcionamiento de la planta es de 420 minutos (7 horas). En el eje de ordenas los parámetros representados son: la temperatura de entrada al evaporador (tiwclim), la temperatura de salida real del evaporador (towclim exp) y la temperatura de salida del evaporador simulada por el modelo (towclim sim) en °C.

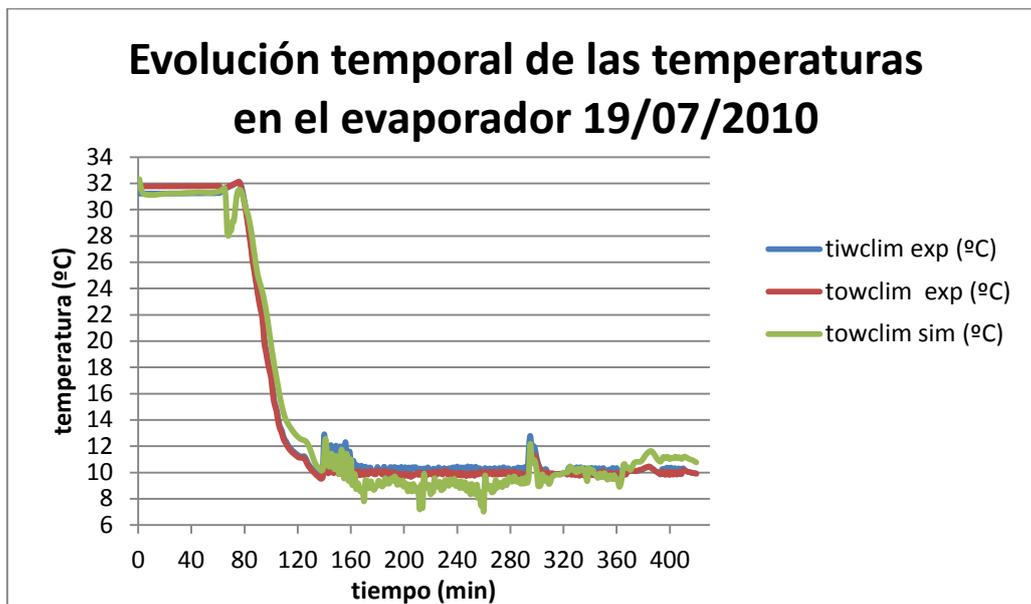


Figura 38: Evolución temporal de las temperaturas en el evaporador 19/07/2010.

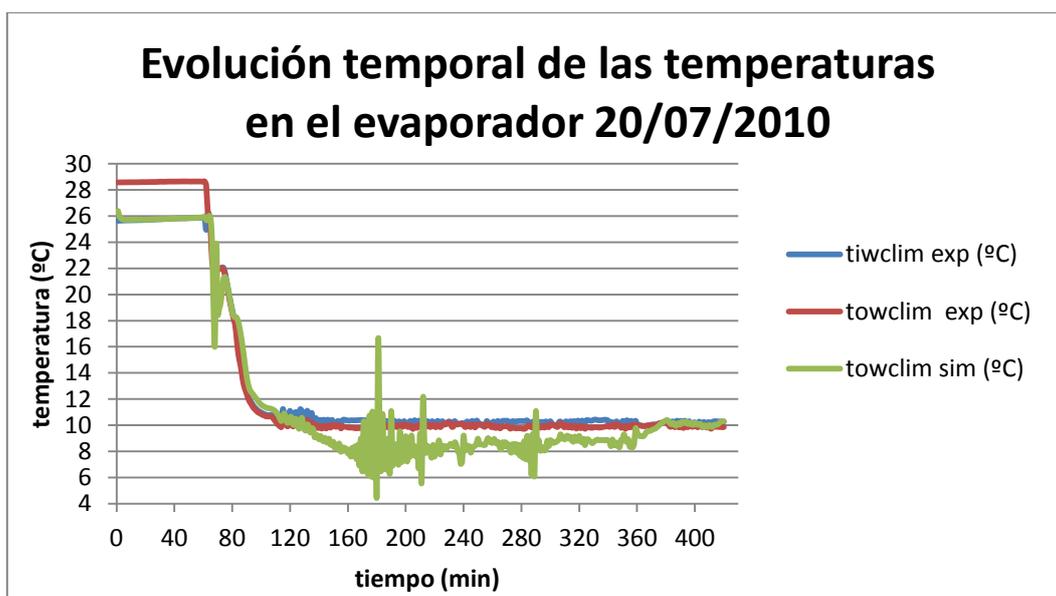


Figura 39: Evolución temporal de las temperaturas en el evaporador 20/07/2010.

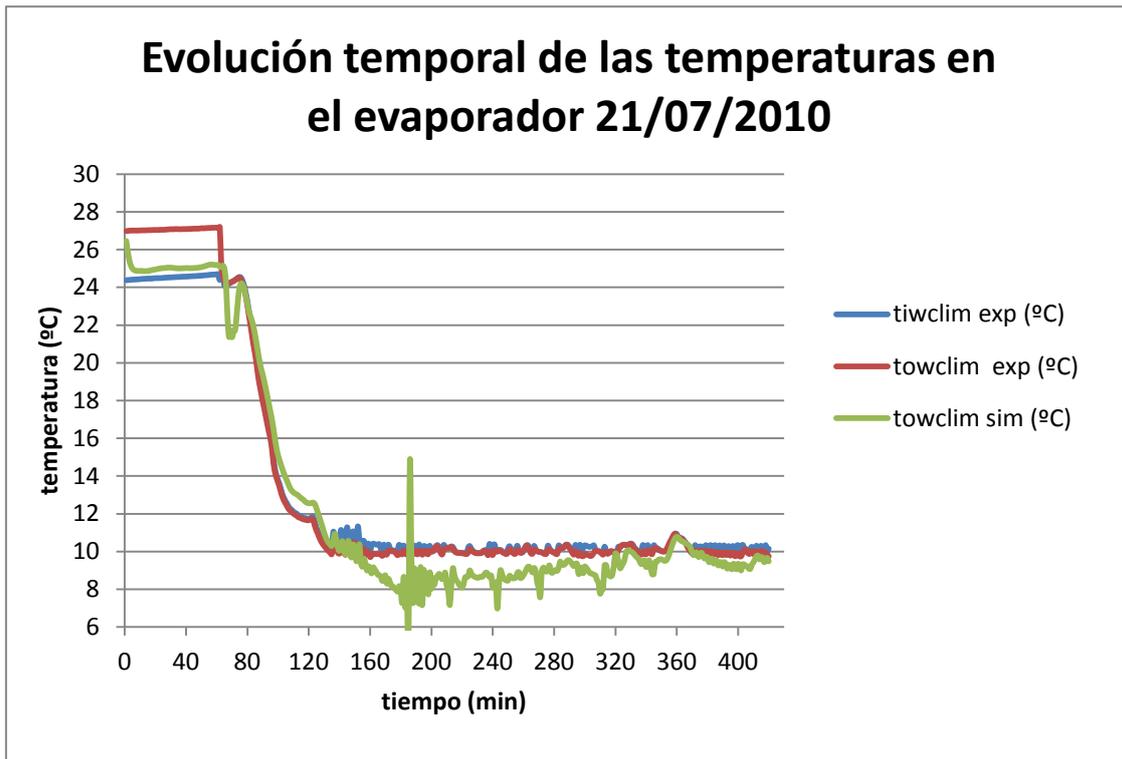


Figura 40: Evolución temporal de las temperaturas en el evaporador 21/07/2010.

Se destaca que el evaporador actúa de forma similar durante todo el período estudiado. Además se encuentra en modo de recirculación debido a que la temperatura de salida (towclim) sigue la tendencia marcada por la temperatura de entrada (tiwclim), esto implica que el agua enfriada por este dispositivo por el momento no se inyecta en el sistema de climatización de la Escuela.

Observando los gráficos se observan tres zonas de trabajo a lo largo del período de funcionamiento del evaporador:

- a) Zona I: transcurre durante los 60 minutos iniciales. La temperatura salida (towclim) se encuentra por encima de la de entrada, lo que implica que el evaporador transfiere su calor residual al agua del sistema de climatización cuando la máquina de absorción no se encuentra en funcionamiento.
- b) Zona II: la duración de esta etapa es hasta los 130 minutos. Ambas temperatura decaen de una forma brusca desde los 28°C hasta los 10°C, consiguiendo el efecto útil de la máquina de absorción. Se destaca que esta etapa es el transitorio equipo y que coincide con la elevación de la

temperatura en el generador, por lo que a mayor temperatura alcanzada en el éste mayor potencia de refrigeración.

- c) Zona III: las temperaturas se mantienen sobre los 10°C, hasta el paro de la máquina de absorción. No se aprecia variaciones bruscas en estas variables por lo que se alcanza el estado estacionario hasta la parada de la planta solar.

La temperatura simulada (towclim sim) posee un comportamiento similar a la real, en el tramo estacionario towclim es algo menor que la towclim exp debido a los errores de modelado aun así se observa que la predicción realizada por el modelo es acertada.

5.3 Evolución temporal de las temperaturas en el refrigerador

Se muestran en las Fig 41,42 y 43, la evolución temporal de las temperaturas en el refrigerador de los tres días citados anteriormente. En el eje de abscisas se encuentra la el tiempo en minutos, se observa que el funcionamiento de la planta es de 420 minutos (7 horas). En el eje de ordenas los parámetros representados son: la temperatura de entrada al refrigerador (tiwrefr), la temperatura de salida real del refrigerador (towrefr exp) y la temperatura de salida del refrigerador simulada por el modelo (towrefr sim) en °C.

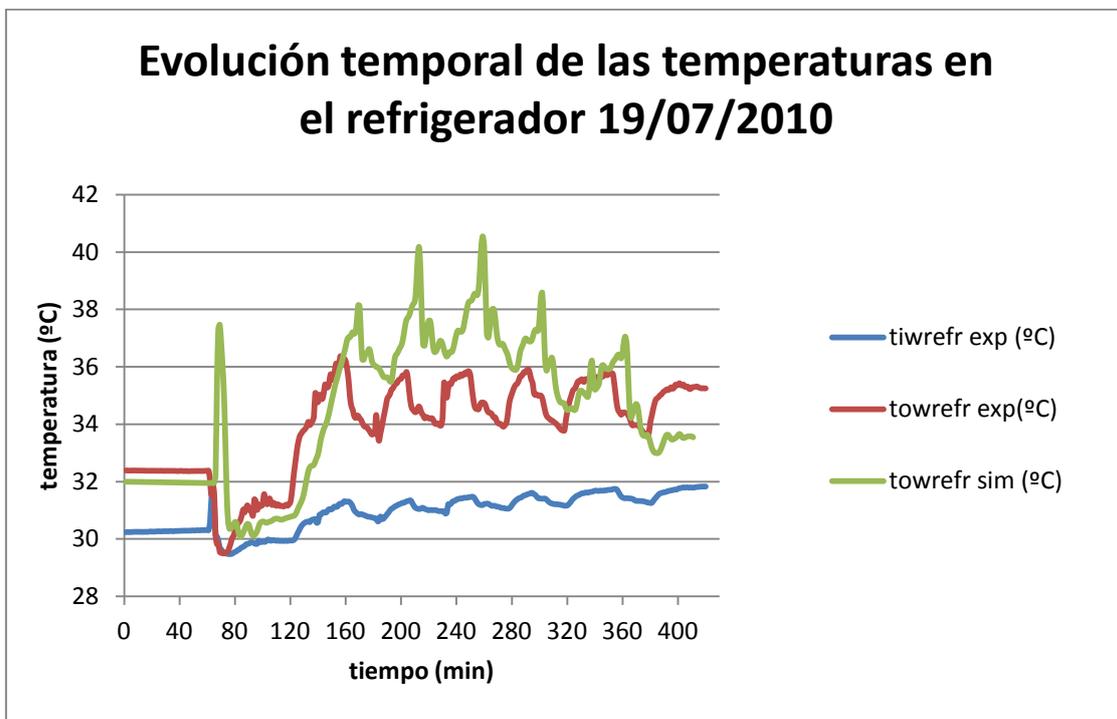


Figura 41: Evolución temporal de las temperaturas en el refrigerador 19/07/2010.

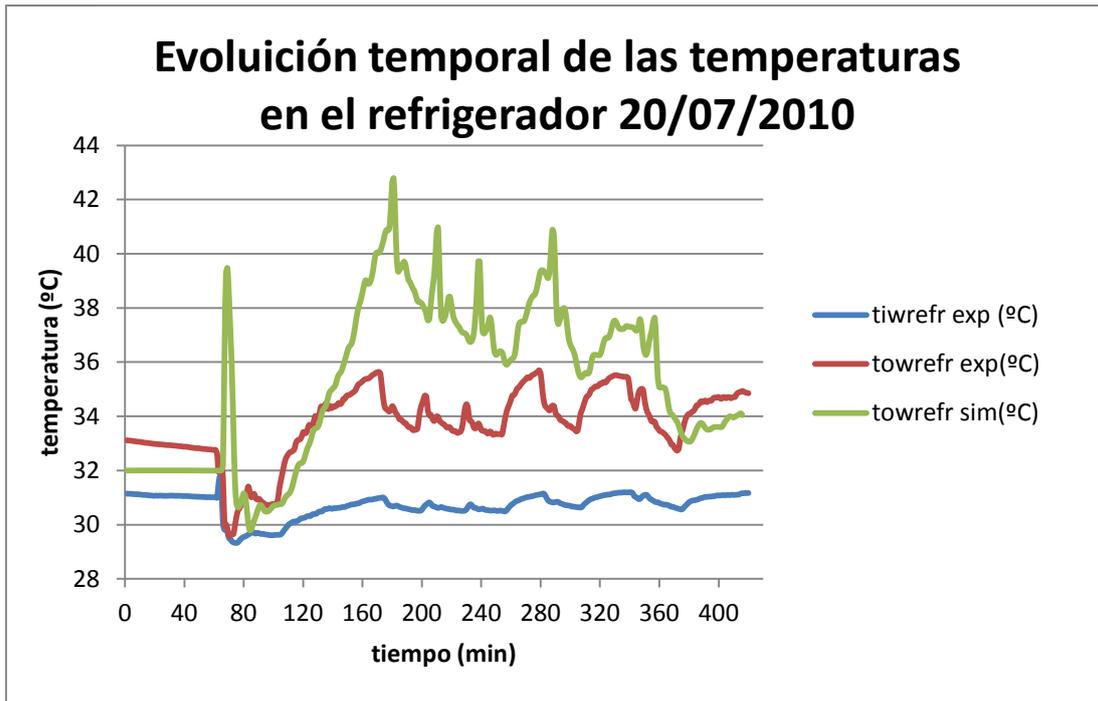


Figura 42: Evolución temporal de las temperaturas en el refrigerador 20/07/2010.

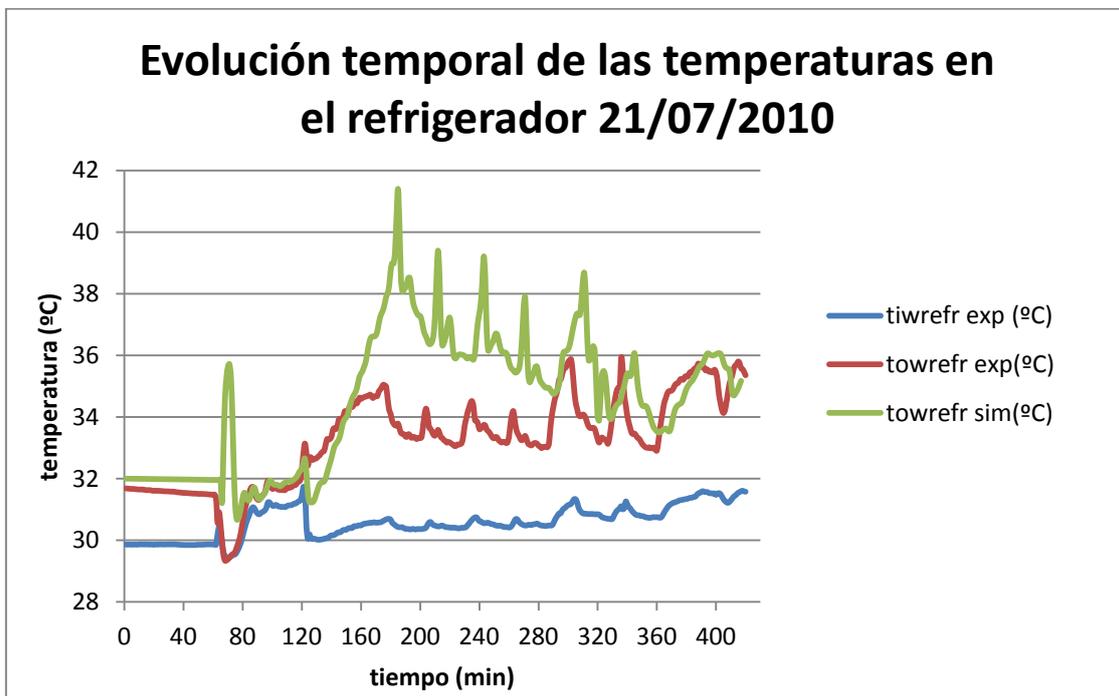


Figura 43: evolución temporal de las temperaturas en el refrigerador 21/07/2010.

El comportamiento del refrigerador es el mismo durante el período de estudio por lo se deduce que el refrigerador siempre funciona del mismo modo.

A la vista de los gráficos, se puede diferenciar tres zonas de trabajo:

- a) Zona I: la temperatura de salida (towrefr) se encuentra por encima de la de entrada (tiwrefr) debido a la evacuación de calor de la máquina aunque esta no se encuentre en marcha, la duración de este periodo es de 60 minutos.
- b) Zona II: ambas temperaturas se igualan en torno a los 29°C, dando lugar a la puesta en marcha de la máquina de absorción. A partir del instante 80, la temperatura de salida se eleva hasta los 36°C, la temperatura máxima de funcionamiento.
- c) Zona III: la temperatura de salida oscila entre los 36-34°C mientras que la de entrada se sitúa en 31°C. No se observan grandes oscilaciones de estas variables, por lo que se deduce que la máquina ha alcanzado el régimen estacionario manteniéndolo hasta la finalización del período de trabajo.

En cuanto a la temperatura simulada (towrefr sim) difiere en los valores que toma respecto a la temperatura real, pero su comportamiento es el mismo por lo que el ajuste será mejor cuando se posean datos del funcionamiento de este circuito.

5.4 Validación del modelo

Se presentan las correlaciones lineales obtenidas entre la temperatura de salida real y la temperatura de salida simulada por el modelo. Si la covarianza (R^2) es cercana a la unidad implica que la aproximación del modelo es elevada y por lo tanto válida.

5.4.1 Validación del generador de alta

Se muestran en las Fig 44,45 y 46, las correlaciones obtenidas en el modelo del generador.

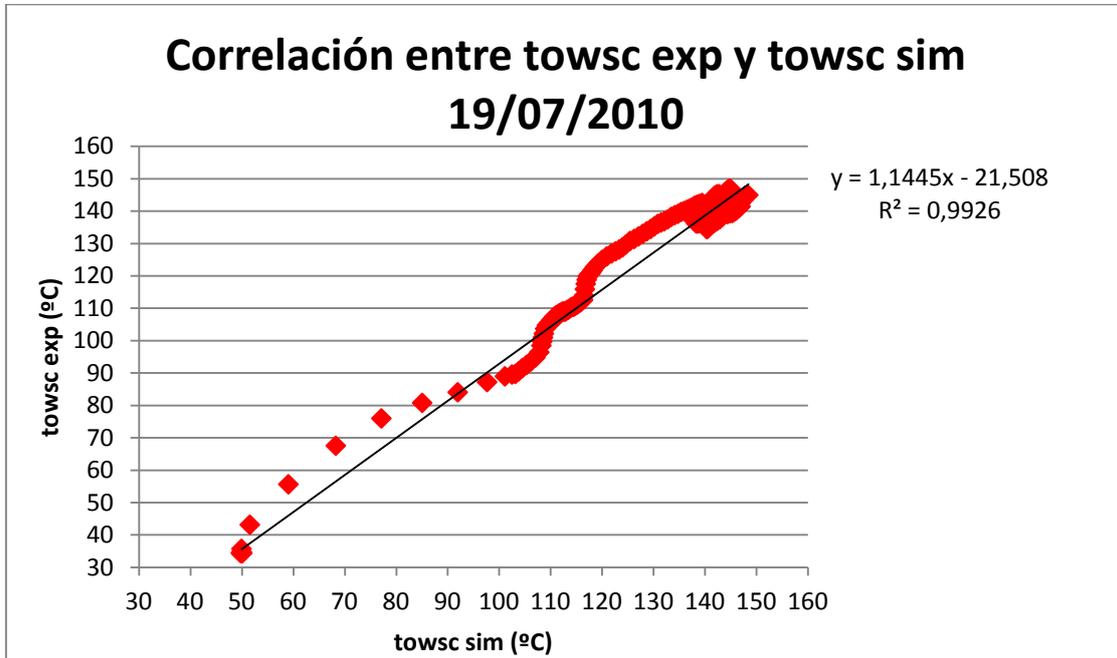


Figura 44: Correlación entre towsc exp y towsc sim 19/07/2010.

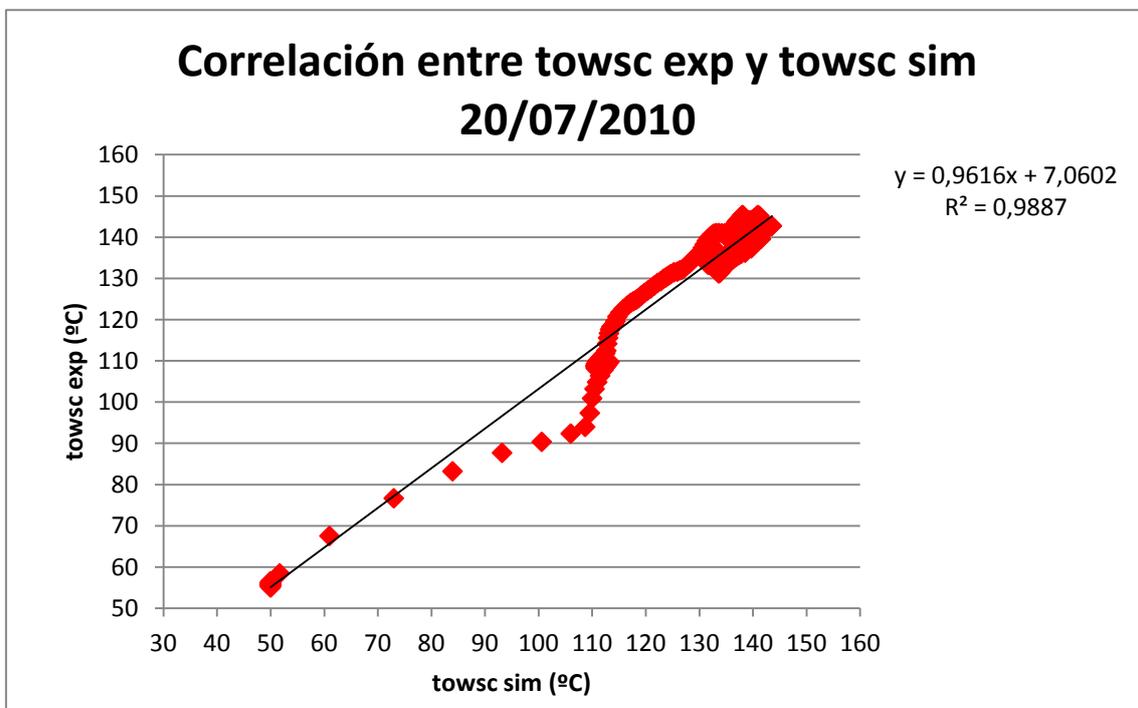


Figura 45: Correlación entre towsc exp y towsc sim 20/07/2010.

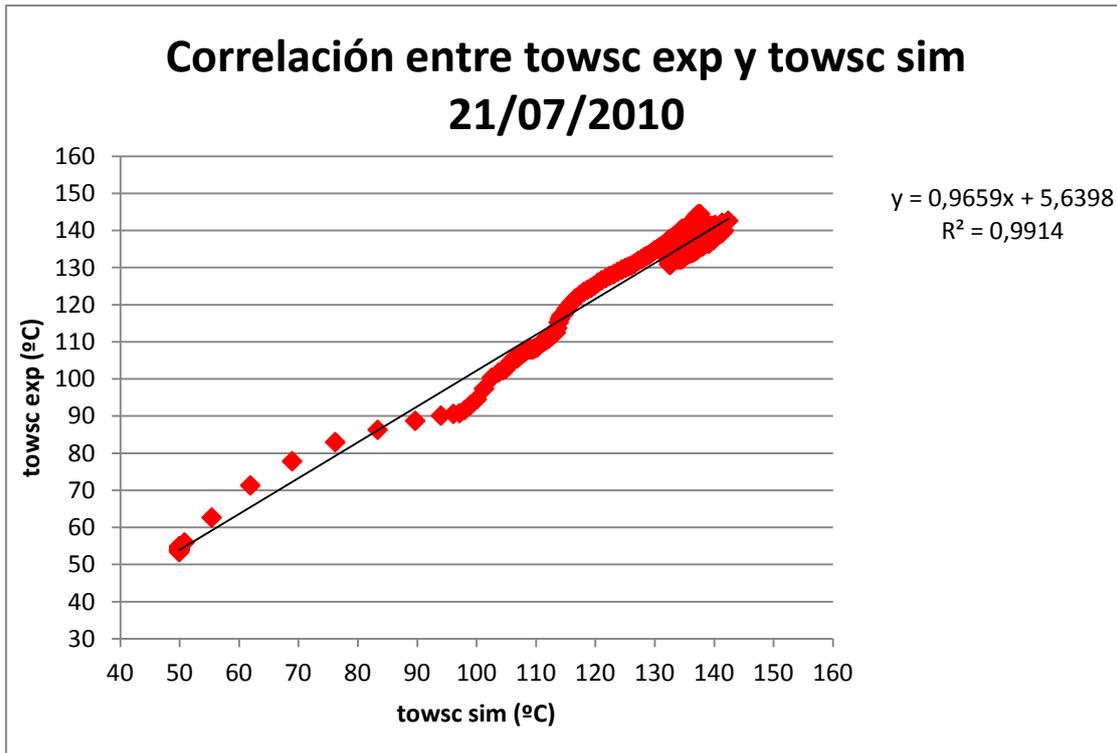


Figura 46: Correlación entre towsc exp y towsc sim 21/07/2010.

Se observa que la covarianza es cercana a la unidad en los tres días simulados por lo que se deduce que el modelo predice de forma correcta la temperatura de salida del generador.

Destaca que al comienzo de la simulación existe una mayor desviación que al final de la misma, debido a que el método resolutivo aumenta su precisión a medida que avanza el período de estudio.

5.4.2 Validación del evaporador

Se presentan en las Fig 47,48 y 49, las correlaciones obtenidas en el modelo del evaporador.

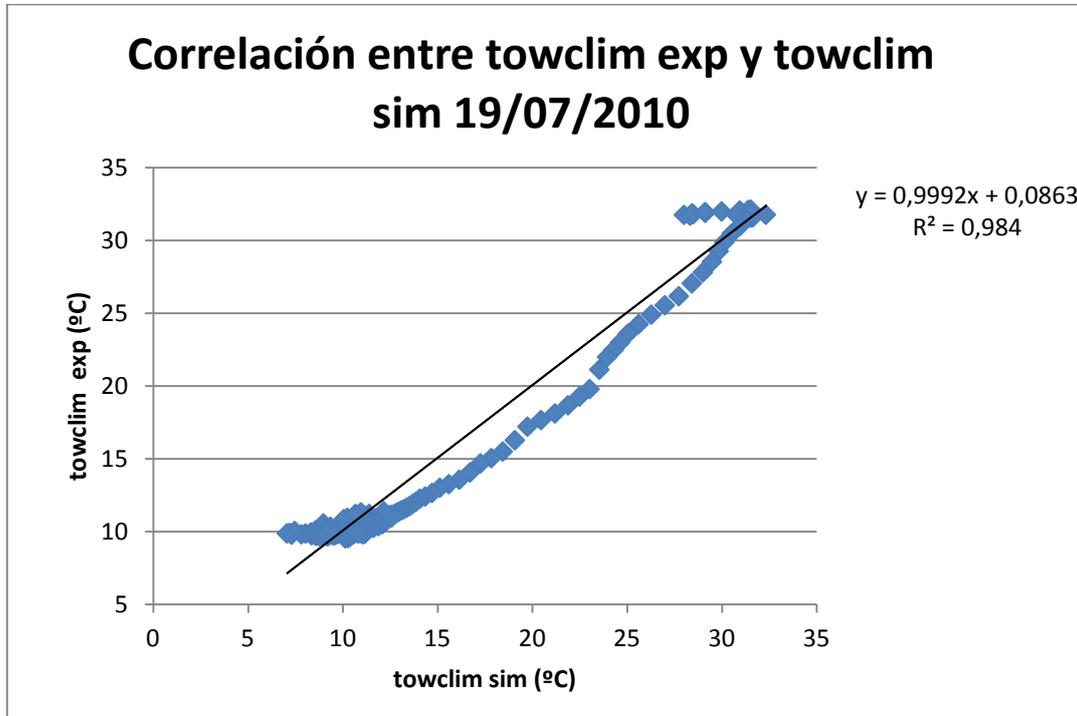


Figura 47: Correlación entre towclim exp y towclim sim 19/07/2010.

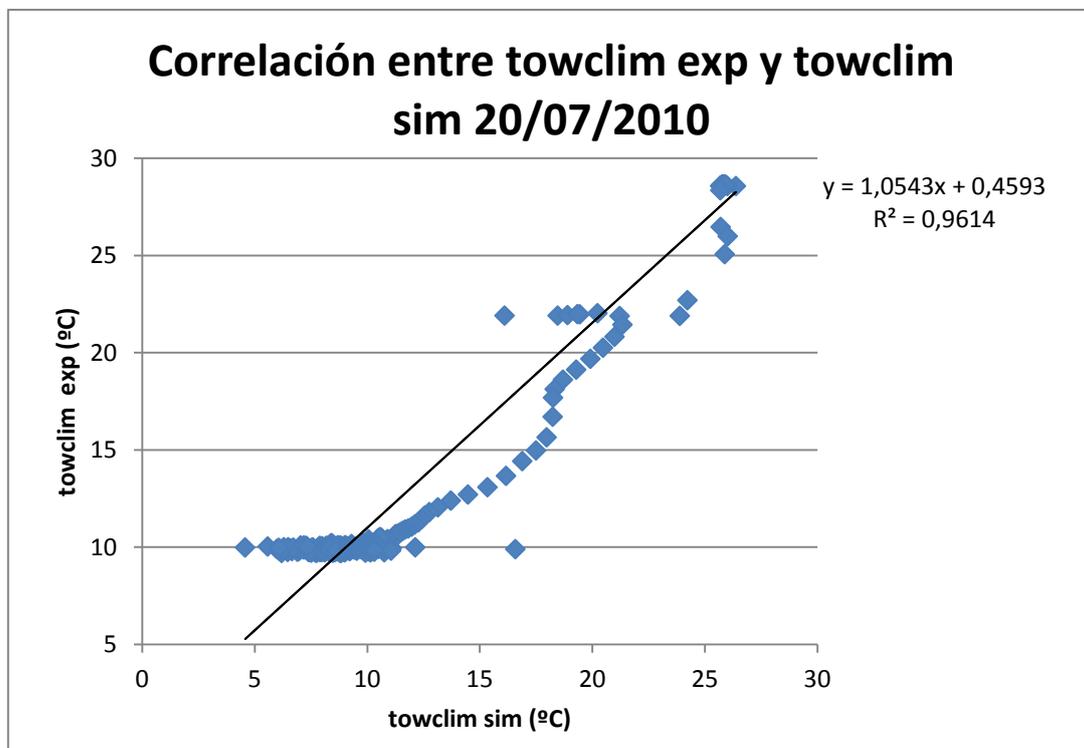


Figura 48: Correlación entre towclim exp y towclim sim 20/07/2010.

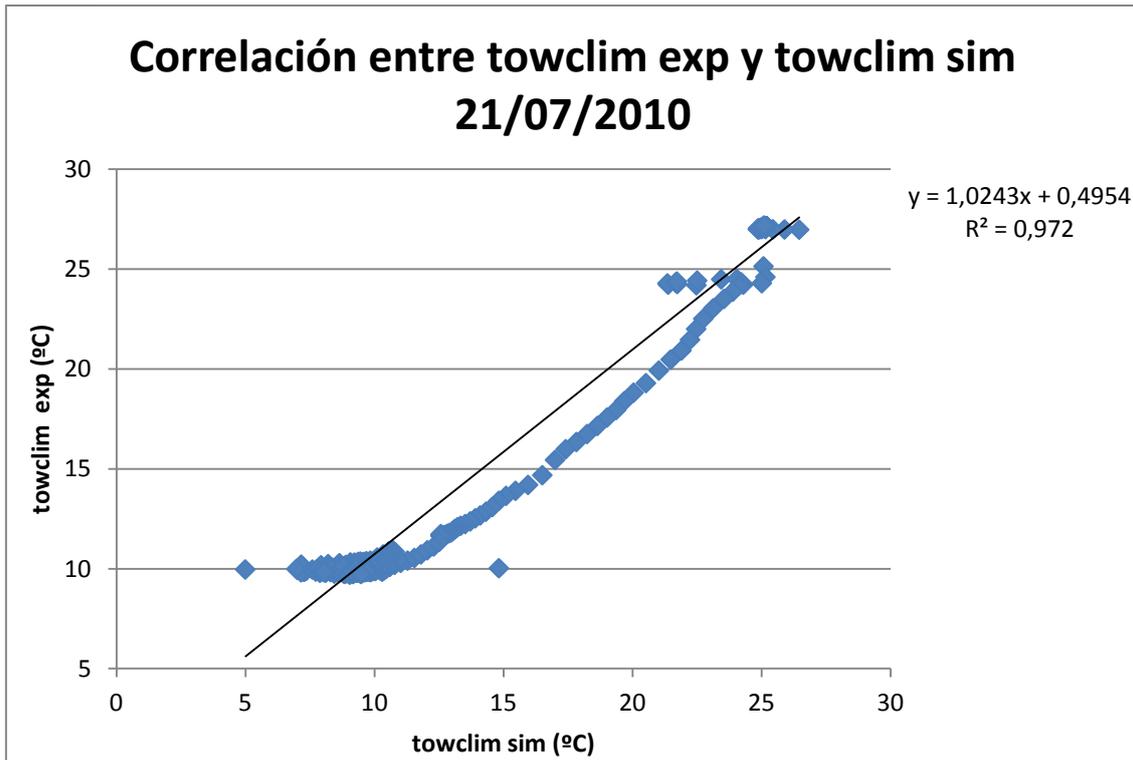


Figura 49: Correlación entre towclim exp y towclim sim 21/07/2010.

Se destaca que la covarianza en las tres correlaciones se encuentra próxima a la unidad, por lo tanto se afirma que modelo es apto para el cálculo de la temperatura de salida del evaporador.

El fenómeno de recirculación no se ha tenido en cuenta, por lo tanto la máquina de absorción siempre se encuentra en funcionamiento y provoca una desviación de las temperaturas simuladas en la parte central de las gráficas.

5.4.3 Validación del sistema de refrigeración

Se muestran en las Fig 50, 51 y 52, las correlaciones obtenidas en el sistema de refrigeración.

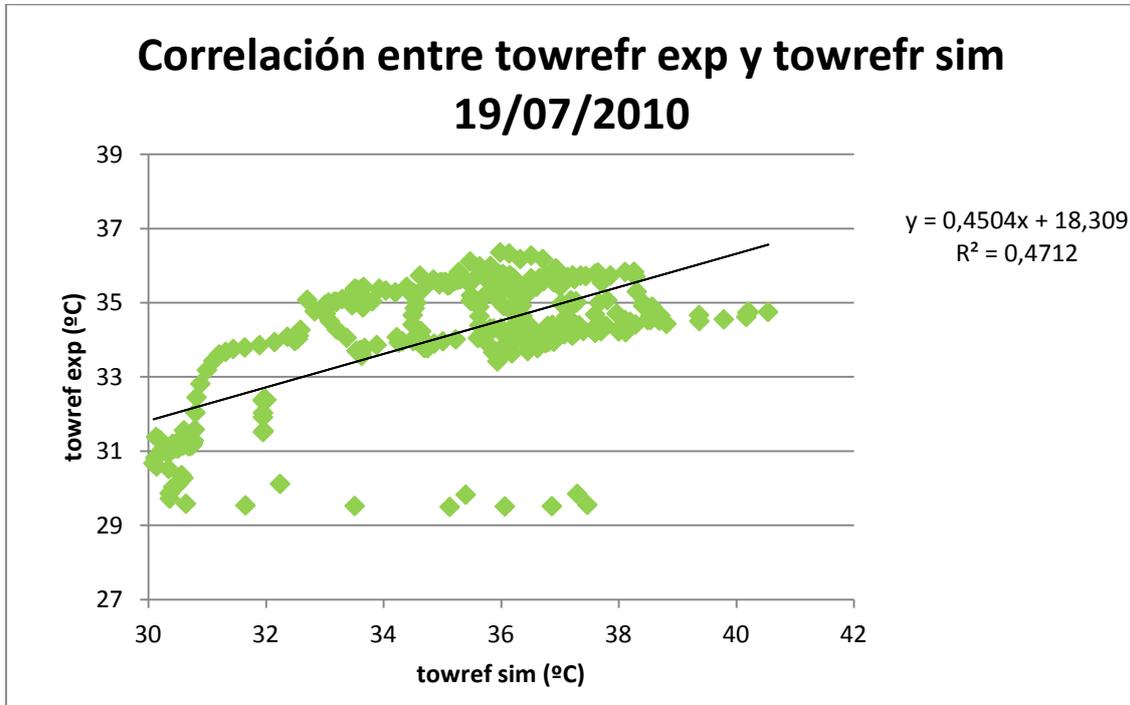


Figura 50: Correlación entre towrefr exp y towrefr sim 19/07/2010.

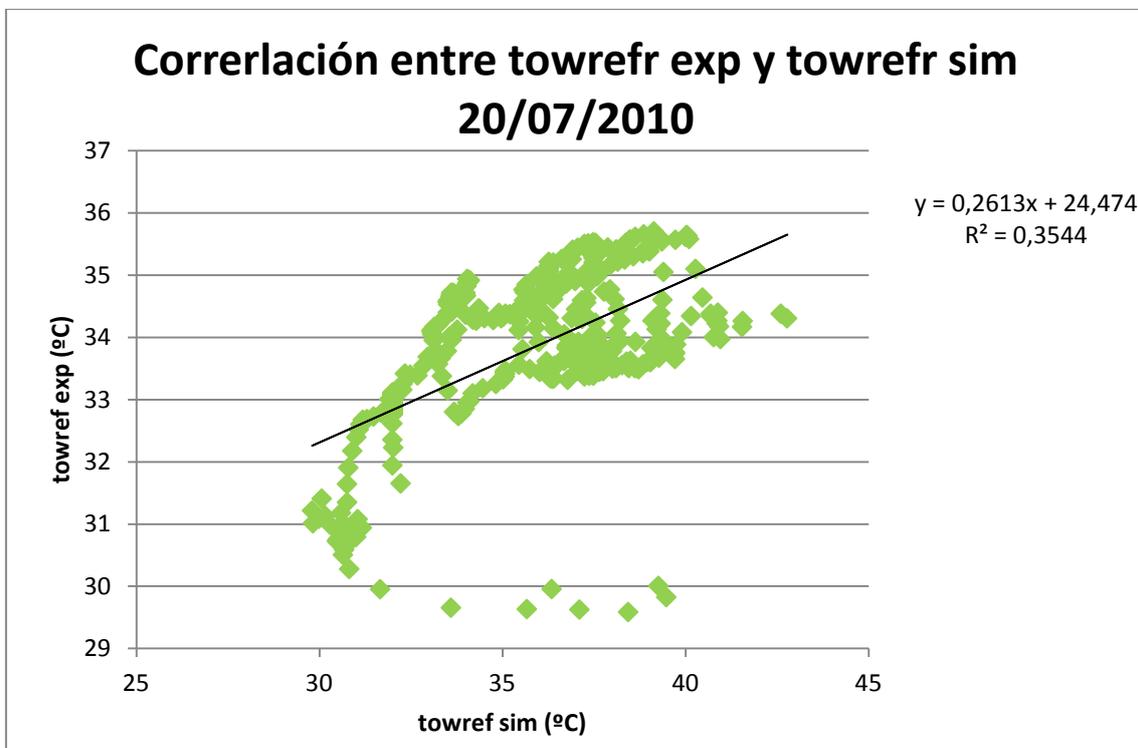


Figura 51: Correlación entre towrefr exp y towrefr sim 20/07/2010.

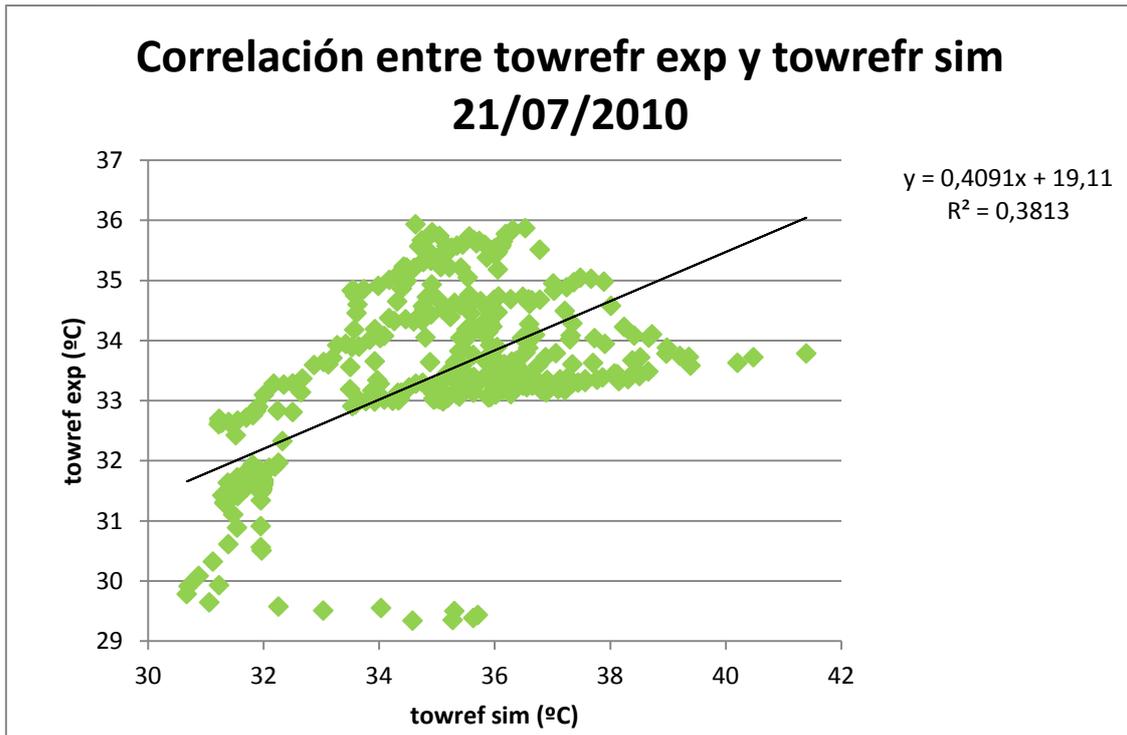


Figura 52: Correlación entre towrefr exp y towrefr sim 21/07/2010.

La covarianza alcanzada en las tres gráficas es menor que 0,5, por lo que el modelo no se encuentra bien ajustado. Esto es debido a que la hipótesis de que el caudal es constante en este circuito no es válida, por lo que se corrobora que esta variable debe de poseer una relación con las temperaturas de entrada y salida del sistema de refrigeración.

Debido a la falta de datos de caudal se tuvo que aceptar la hipótesis anteriormente citada.

6. Conclusiones

6. Conclusiones

Las conclusiones alcanzadas en este proyecto son:

1. Las instalaciones de frío solar contribuyen a satisfacer la demanda frigorífica durante los meses de verano, reduciendo el consumo de energía eléctrica y la emisión de gases de efecto invernadero. Es una tecnología en auge y de uso entre las grandes y medianas empresas debido al alto coste inicial que requiere una planta de esta tipología.
2. Las máquinas de absorción más empleadas son las de simple efecto debido a que su rango de temperaturas de trabajo, entre 75-90°C, permite el uso de colectores solares planos más baratos que los empleados para las máquinas de doble efecto, que necesitan alcanzar una temperatura mínima de 120°C. La desventaja de las máquinas de simple efecto es que poseen un COP por debajo de la unidad en cambio las de doble la superan.
3. La máquina de absorción de doble efecto se compone de tres sistemas: el generador, el evaporador y el sistema de refrigeración. Siendo el evaporador, el dispositivo en el que se produce el efecto útil: la refrigeración del agua proveniente del sistema de climatización de la Escuela.
4. El rango de operación del generador es 145-160°C, del evaporador es 12-7°C y del sistema de refrigeración de la máquina de absorción se encuentra entre los 30-36°C.
5. El régimen transitorio de la máquina de absorción se estima en 80 minutos una vez puesta en marcha este dispositivo. Se caracteriza por un crecimiento brusco de la temperatura de entrada al generador y de la temperatura de salida del sistema de refrigeración así como por un descenso de la temperatura de entrada y salida del evaporador.

6. Las temperaturas de salida simuladas por el modelo del generador y del evaporador son válidas ya que poseen una covarianza cercana a la unidad con las temperaturas de salida reales. Ambos modelos se pueden emplear para la predicción del comportamiento de estas variables debido al poseer una gran cercanía con el comportamiento dinámico de la máquina de absorción de doble efecto.

7. La temperatura de salida simulada por el modelo del sistema de refrigeración no es válida ya que su covarianza con la temperatura real es inferior al 0,5. Aún así cualitativamente, posee un comportamiento similar a la real por lo que este modelado se puede mejorar cuando se dispongan de un mayor número de datos de este sistema.

❖ Líneas de mejora sobre el modelo de la máquina de absorción de doble efecto

Se han identificado tres aspectos en los que el modelo se puede mejorar este modelo:

- Modelado del caudal del evaporador y del sistema de refrigeración a través de una partida de datos en los que el funcionamiento de estos equipos sea óptimo.
- Pérdidas energéticas en todos los sistemas de la máquina de absorción de doble efecto, identificando los principales mecanismos de transferencia de calor e implementarlos en este modelo.
- Ajuste del modelo del sistema de refrigeración de la máquina de absorción a través de los datos experimentales de la planta de refrigeración solar.

7. Bibliografía

7. Bibliografía

1. Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE), 2005, *Plan de Energías Renovables*, Capítulos 1,2., Ministerio de Industria, Turismo y Comercio de España.
2. Desideri, U., Proietti, S., Sdringola Paolo, 2009, *Solar-powered cooling systems: Technical and economic analysis on industrial refrigeration and air-conditioning applications*, Applied Energy, Vol. 86, pp.1376–1386.
3. Fong, K.F., Chow, T.T, Lee, C.K, Lin, Z., Chan, L.S., 2010, *Comparative study of different solar cooling systems for buildings in subtropical city*, Solar Energy, Vol.84, pp.227-244.
4. Kima, D.S, Infante Ferreira, C.A., 2008, *Solar refrigeration options – a state-of-the-art review*, International Journal of Refrigeration, Vol.31, pp.3-15.
5. Costa López, J.,Cervera March, S., Cunill García, F., Esplugas Vidal, S., Mans Teixido, C., Mata Álvarez,J.,2004, *Curso de Ingeniería Química: introducción a los procesos, las operaciones unitarias y los fenómenos de transporte*, Editorial Reverté, Capítulo 2, pp:47.
6. Torrella Alcaraz, Eduardo, 1996, *La producción de frío*, Editorial de la UPV(Universidad Politécnica de Valencia), Tema 5.
7. Izquierdo Millán, Marcelo, 1998, *Curso “Sistemas de ciclos de absorción para climatización y refrigeración*, Universidad Carlos III de Madrid.
8. Marcos del Cano, J.D, 2008, *Prototipo de máquina frigorífica de absorción de LiBr/H₂O de doble efecto condensada por aire*, Tesis Doctoral de la Universidad Carlos III de Madrid.
9. Directorate General for Energy (European Commission), Mayo 2001, *Energy Savings by CHCP plants in the Hotel Sector, Absorption Chillers*.
10. García Casals ,X.,2006, *Solar absorption cooling in Spain: Perspectives and outcomes from the simulation of recent installations*, Renewable Energy,Vol.31, pp.1371-1389.

11. Wang, R.Z., Ge, T.S., Chen, C.J., Ma, Q., Xiong, Z.Q., 2009, *Solar sorption cooling systems for residential applications: Options and guidelines*, International Journal of Refrigeration, Vol.32, pp.638-660.

12. Plantas de refrigeración solar:

<http://www.accion-solar.org/accion-solar/adjuntos/contenido-565-archivo.pdf>

Fecha de consulta: 15/11/2010

13. Ming Q., Hongxi, Y., Archer, D.H., 2010, *A solar thermal cooling and heating system for a building: Experimental and model based performance analysis and design*, Solar Energy, Vol. 84, pp.166–182.

14. Liu, Y.L., Wang R.Z., 2004, *Performance prediction of a solar/gas driving double effect LiBr–H₂O absorption system*, Renewable Energy, Vol. 29, pp.1677–1695.

15. Bermejo P., Pino, F.J., Rosa,F., 2010, *Solar absorption cooling plant in Seville*, Solar Energy, Vol. 84, pp.1503–1512.

16. Yin Hang, Ming Qu., Fu Zhao, 2010, *Economical and environmental assessment of an optimized solar cooling system for a medium-sized benchmark office building in Los Angeles, California*, Renewable Energy, Vol. 36, pp.648–658.

17. Rosiek, S., Batlles F.J, 2009, *Integration of the solar thermal energy in the construction: Analysis of the solar-assisted air-conditioning system installed in CIESOL building*, Renewable Energy, Vol. 34, pp.1423–1431.

18. Zambrano, D., Bordons, C., Garcia-Gabin, W., Camacho, E.F, 2007, *Model development and validation of a solar cooling plant*, International Journal of Refrigeration XXX, pp.1-13.

19. Syed, A., Izquierdo,M., Rodríguez,P., Maidment,G., Missenden, J., Lecuona,A., Tozer,R., 2005, *A novel experimental investigation of a solar cooling system in Madrid*, International Journal of Refrigeration, Vol. 28, pp. 859-871.

20. Planta de refrigeración solar:

<http://www.frioycalor.cl/99/tema2.htm>

Fecha de consulta: 13/12/2010

21. Colector solar plano:

<http://www.quimica.urv.es/~w3siiq/DALUMNES/99/siiq51/Colc.html>

Fecha de consulta: 13/12/2010.

Beckman William A., Duffie John A., 1991, "*Solar Engineering of thermal processes*", Editorial John Wiley & Sons.

22. Colector solar plano de vacío

http://www.natureduca.com/energ_alternat_colectsolar2.php

Fecha de consulta: 13/12/2010.

<http://materiasprimass.blogspot.com/2009/01/energia-solar-termica-y-fotovoltaica.html>

Fecha de consulta: 13/12/2010.

23. Colector de tubos de vacío

<http://www.sitiosolar.com/colectores%20de%20tubo%20de%20vacio.htm>

http://www.thermoquest.cl/index.php?p=1_21

Fecha de consulta: 13/12/2010.

24. Colector cilíndrico parabólico

<http://www.psa.es/webesp/areas/cilindroparabolica/general.html>

Fecha de consulta: 13/12/2010.

25. Colector lineal Fresnel

<http://www.renewables-made-in-germany.com/es/pagina-de-inicio/energia-solar/centrales-termicas-solares/general.html>

http://www.shp-europe.com/docs/mstpp_sp.pdf

Fecha de consulta: 13/12/2010

26. Depósito de agua:

Syed, A., Izquierdo, M., Rodríguez, P., Maidment, G., Missenden, J., Lecuona, A., Tozer, R., 2005, *A novel experimental investigation of a solar cooling system in Madrid*, International Journal of Refrigeration, Vol.28, pp.859-871.

Tsoutsos, T., Aloumpi, E., Gkouskos, Z., Karagiorgas, M. , 2010, *Design of a solar absorption cooling system in a Greek hospital*, Energy and Buildings, Vol. 42, pp. 265–272.

27. Depósito de sales fundidas

<http://www.analitica.com/medioambiente/3996429.asp>

Fecha de consulta: 14/12/2010

28. Planta de refrigeración solar de la Universidad de Sevilla:

http://www.gasnatural.com/archivos/esp/Planta_refrigeracion_solar.pdf

Fecha de consulta: 28/03/2011

29. BROAD X Absorption Chiller Model Selection Design Manual

30. Gas natural:

<http://www.stilar.net/Archivos%20Web/Gas%20natural.pdf>

Fecha de consulta: 7/04/2011

8. Anexos

8. Anexos

Las gráficas presentes en este Anexo se han obtenido de los datos recogidos el 15/07/2010. A continuación se presentan las gráficas realizadas para la obtención de las correlaciones del caudal del agua de los colectores solares (q_{wsc}), de las pérdidas del generador de alta ($Q_{perdgen}$) y del caudal del agua del sistema de climatización (q_{wclim}).

8.1 Correlación caudal del agua de los colectores solares

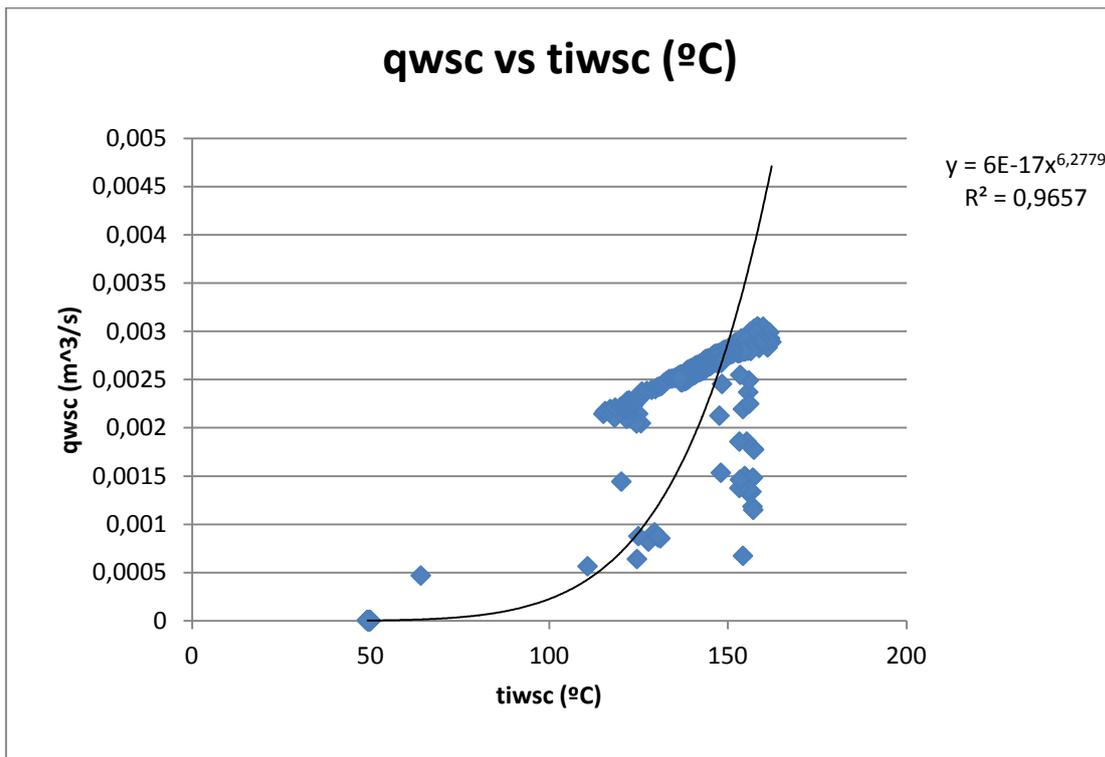


Figura 53: q_{wsc} frente t_{iwsc} .

Se observa que el caudal del agua de los colectores (q_{wsc}) respecto a la temperatura de entrada (t_{iwsc}) posee un comportamiento potencial con una covarianza de 0,965.

Se ha escogido realizar dicha correlación ya que el caudal del agua de los colectores solares se encuentra relacionado con la temperatura de entrada a la máquina de absorción.

8.2 Correlación de las pérdidas del generador de alta

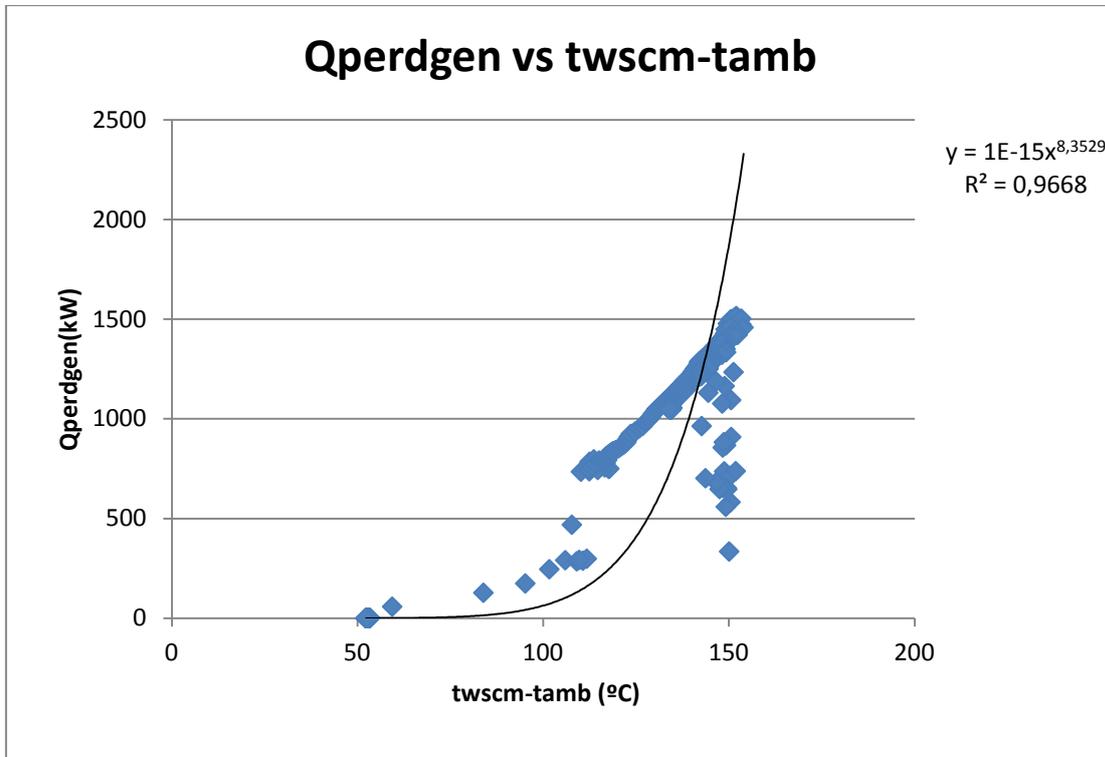


Figura 54: $Q_{perdgen}$ frente $t_{wscm}-t_{amb}$.

Las pérdidas en el generador de alta posee un comportamiento potencial al representarlo frente a la diferencia entre la temperatura media del agua procedente de los colectores solares y la temperatura ambiente. La correlación obtenida posee una covarianza de 0,966.

Se ha realizado la representación de estas dos variables para tener en cuenta la transmisión de calor que existe entre el ambiente y el generador de la máquina de absorción.

8.3 Correlación del caudal del sistema de climatización

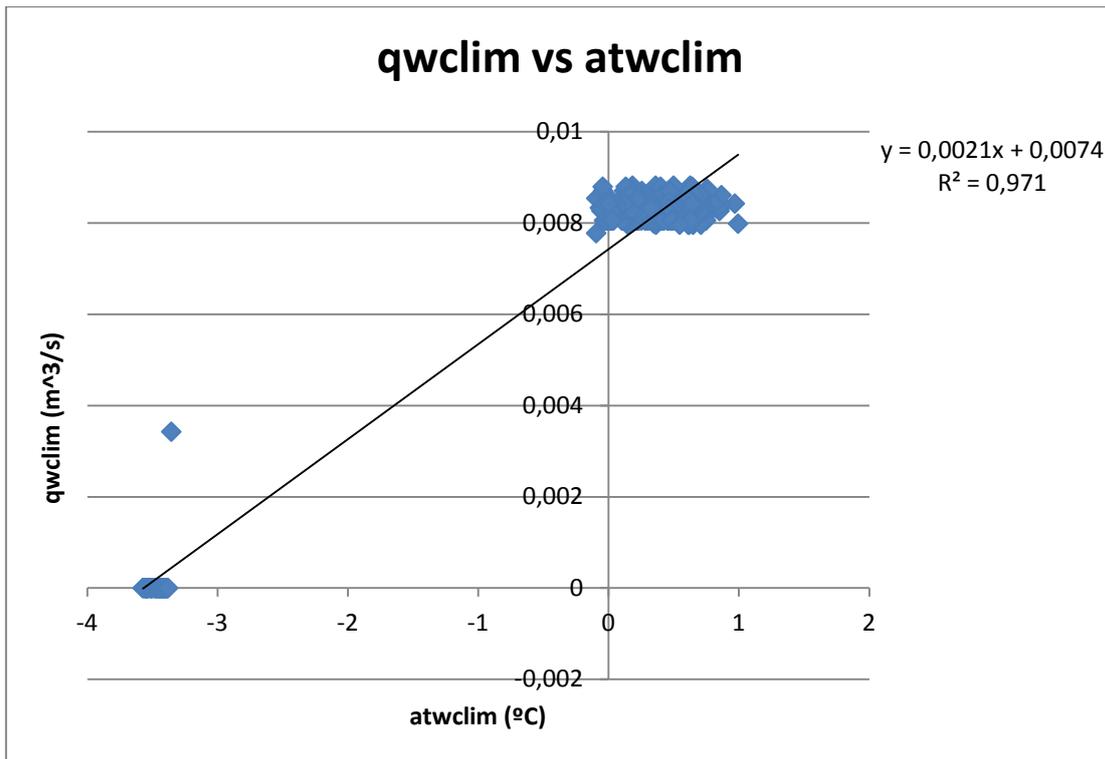


Figura 55: q_{wclim} frente at_{wclim} .

Se observa que el caudal del agua de procedente del sistema de climatización (q_{wclim}) respecto a la diferencia de temperaturas entre la entrada y salida del evaporador (at_{clim}) posee un comportamiento lineal con una covarianza de 0,971.

8.4 Esquema de interconexión del generador, evaporador y refrigerador de la máquina de absorción en el entorno de SIMULINK

