



**INTEGRACIÓN DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN SOLAR EN REDES DE  
DISTRITO DE FRÍO Y DE CALOR**  
**Jesús López Villada**

ISBN: 978-84-693-9443-4  
Dipòsit Legal: T.60-2011

**ADVERTIMENT.** La consulta d'aquesta tesi queda condicionada a l'acceptació de les següents condicions d'ús: La difusió d'aquesta tesi per mitjà del servei TDX ([www.tesisenxarxa.net](http://www.tesisenxarxa.net)) ha estat autoritzada pels titulars dels drets de propietat intel·lectual únicament per a usos privats emmarcats en activitats d'investigació i docència. No s'autoritza la seva reproducció amb finalitats de lucre ni la seva difusió i posada a disposició des d'un lloc aliè al servei TDX. No s'autoritza la presentació del seu contingut en una finestra o marc aliè a TDX (framing). Aquesta reserva de drets afecta tant al resum de presentació de la tesi com als seus continguts. En la utilització o cita de parts de la tesi és obligat indicar el nom de la persona autora.

**ADVERTENCIA.** La consulta de esta tesis queda condicionada a la aceptación de las siguientes condiciones de uso: La difusión de esta tesis por medio del servicio TDR ([www.tesisenred.net](http://www.tesisenred.net)) ha sido autorizada por los titulares de los derechos de propiedad intelectual únicamente para usos privados enmarcados en actividades de investigación y docencia. No se autoriza su reproducción con finalidades de lucro ni su difusión y puesta a disposición desde un sitio ajeno al servicio TDR. No se autoriza la presentación de su contenido en una ventana o marco ajeno a TDR (framing). Esta reserva de derechos afecta tanto al resumen de presentación de la tesis como a sus contenidos. En la utilización o cita de partes de la tesis es obligado indicar el nombre de la persona autora.

**WARNING.** On having consulted this thesis you're accepting the following use conditions: Spreading this thesis by the TDX ([www.tesisenxarxa.net](http://www.tesisenxarxa.net)) service has been authorized by the titular of the intellectual property rights only for private uses placed in investigation and teaching activities. Reproduction with lucrative aims is not authorized neither its spreading and availability from a site foreign to the TDX service. Introducing its content in a window or frame foreign to the TDX service is not authorized (framing). This rights affect to the presentation summary of the thesis as well as to its contents. In the using or citation of parts of the thesis it's obliged to indicate the name of the author.

Jesús López Villada

# INTEGRACIÓN DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN SOLAR EN REDES DE DISTRITO DE FRÍO Y DE CALOR

TESIS DOCTORAL

dirigida por Dr. Alberto Coronas y

Dr. Joan Carles Bruno Argilaguet

Departamento de Ingeniería Mecánica



UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI

Tarragona

2010

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI

INTEGRACIÓN DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN SOLAR EN REDES DE DISTRITO DE FRÍO Y DE CALOR

Jesús López Villada

ISBN:978-84-693-9443-4/ DL:T.60-2011



UNIVERSITAT  
ROVIRA I VIRGILI  
**DEPARTAMENT D'ENGINYERIA MECÀNICA**

Escola Tècnica Superior d'Enginyeria Química (ETSEQ).  
Av. Països Catalans 26. 43007 Tarragona (Spain)

Los abajo firmantes, Dr. Alberto Coronas, Catedrático de Universidad del Área de Máquinas y Motores Térmicos y Dr. Joan Carles Bruno, Profesor Agregado, del Departament d'Enginyeria Mecànica de la Universitat Rovira i Virgili de Tarragona

HACEN CONSTAR:

Que el trabajo titulado: "INTEGRACIÓN DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN SOLAR EN REDES DE DISTRITO DE FRÍO Y DE CALOR" presentado por el Sr. Jesús López Villada para optar al grado de Doctor de la Universitat Rovira i Virgili, ha sido realizado bajo su dirección inmediata en el CREVER – Grup de recerca d'Enginyeria Tèrmica Aplicada del Departament d'Enginyeria Mecànica de la Universitat Rovira i Virgili,

Que todos los resultados han sido obtenidos en las experiencias realizadas por dicho doctorando y

Que cumple los requisitos para poder optar a la Mención Europea.

Y para que así conste a los efectos oportunos, firmamos este documento.

Tarragona, 28 de Junio de 2010.

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI

INTEGRACIÓN DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN SOLAR EN REDES DE DISTRITO DE FRÍO Y DE CALOR

Jesús López Villada

ISBN:978-84-693-9443-4/ DL:T.60-2011

*“Some day some fellow will invent a way of concentrating and storing up sunshine to use instead of this old, absurd Prometheus scheme of fire”*

*“Sunshine is a form of energy, and the winds and the tides are manifestations of energy.*

*Do we use them? Oh, no! We burn wood and coal, as renters that burn up the front fence for fuel. We live like squatters, not as if we owned the property.”*

Algún día, alguien inventará una manera de concentrar y almacenar la luz del sol, en lugar de este Viejo, absurdo, prometeico esquema del fuego.

La luz del sol es una forma de energía, y los vientos y las mareas son manifestaciones de energía.

¿Acaso las estamos usando? ¡Oh, no! , Quemamos madera y carbón, como inquilinos que echamos al fuego la cerca del frente de la casa.

Thomas Alva Edison (Hubbard, 1916)

*“We are like tenant farmers chopping down the fence around our house for fuel when we should be using Nature's inexhaustible sources of energy — sun, wind and tide. ... I'd put my money on the sun and solar energy. What a source of power! I hope we don't have to wait until oil and coal run out before we tackle that”.*

Parecemos arrendatarios que talan la cerca de su casa para usarla como combustible cuando deberíamos usar las fuentes de energía inagotable que nos brinda la Naturaleza — sol, viento y marea.... Yo invertiría mi dinero en el sol y en la energía solar. ¡Qué fuente de energía! Espero que no tengamos que esperar hasta que el petróleo y el carbón se agoten para que aceptemos esto.

Thomas Alva Edison  
En conversación con Henry Ford y Harvey Firestone (1931), (Newton,1987)

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI

INTEGRACIÓN DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN SOLAR EN REDES DE DISTRITO DE FRÍO Y DE CALOR

Jesús López Villada

ISBN:978-84-693-9443-4/ DL:T.60-2011

## AGRADECIMIENTOS

---

Este trabajo se ha realizado en el marco del proyecto europeo “*Energy networks in sustainable communities (PolyCity)*” del programa CONCERTO financiado por la Comisión Europea dentro del Sexto Programa Marco (Project TREN/05FP6EN/S07.43964/51381).

El autor desea expresar su agradecimiento al Ministerio de Educación por la ayuda de movilidad concedida para la realización de una estancia investigadora en la University of Applied Sciences (Stuttgart) bajo la supervisión de la Dra. Ursula Eicker (Julio a Septiembre de 2009).

Mi sincera gratitud a los directores Dr. Alberto Coronas y Dr. Joan Carles Bruno por la confianza depositada y la oportunidad para realizar este trabajo.

También desea agradecer a los miembros del proyecto Polycity por la ayuda recibida, especialmente al Consorci Urbanístic del Centre Direccional de Cerdanyola del Vallès, Lonjas Tecnología S.A., así como a la empresa FESTO AG & C. KG por la información facilitada sobre la planta de refrigeración solar de Esslingen que ha sido utilizada en uno de los casos de estudios de la tesis.

Mi agradecimiento a la Dra. Ursula Eicker y a todos mis compañeros de Zafht.net en Stuttgart y de CREVER en Tarragona por su colaboración y apoyo en el desarrollo de la tesis. En especial al Dr. Jordi Ortiga por sus aportaciones en la discusión de los resultados y al Sr. Xifré Pi Grau por la ayuda en la confección de la memoria.



UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI

INTEGRACIÓN DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN SOLAR EN REDES DE DISTRITO DE FRÍO Y DE CALOR

Jesús López Villada

ISBN:978-84-693-9443-4/ DL:T.60-2011

## PUBLICACIONES

---

### **Artículos en revistas**

Puig-Arnabat, M., López-Villada, J., Bruno, J. C. and Coronas, A. (2010) Analysis and parameter identification for characteristic equations of single- and double-effect absorption chillers by means of multivariable regression. *International Journal of Refrigeration* 33 (1) pp 70-78

### **Capítulos de libros**

“Sustainable Urban Energy Concepts”, Chapter 4.5 Thermal Cooling/ Solar Cooling; Ed. J. Wiley (submitted).

### **Comunicaciones a Congresos y Conferencias**

Bruno, J.C.; López-Villada, J. ; Ortega, J. ; Coronas, A. Techno-economic design study of a large-scale solar cooling plant integrated in a district heating and cooling Network ;61st National Congress of The Italian Thermotechnical Association (ATI) International Session “SOLAR HEATING AND COOLING” Perugia – Italy, September 14th, 2006 Proceed. pp 227-233.

Lopez-Villada, J.; Bruno; J.C. Coronas, A.; Analysis of Thermal Solar Cooling Design Alternatives in District Heating and Cooling Networks. II Int. Conference Solar Air Conditioning, Tarragona (Spain) October 18-19, 2007; Proceed. pp 191-196.

Velarde, F.; López-Villada, J.; Bruno, J.C.; Coronas, A.; Simulation of Solar Air Conditioning Plants using the Characteristic Equation Method to Model Part-Load Operation of Absorption Chillers, II Int. Conference Solar Air Conditioning, Tarragona (Spain), October 18-19, 2007; Proceed. pp 197-202.

Dominguez-Muñoz,F.; López-Villada, J. ; Bruno, J.C.; Cejudo, J.M.; Coronas, A.; Design of Solar Cooling Plants under uncertainty III International Conference Solar Air Conditioning 30 sep- 2 October Palermo ( Italy) 2009; Proceed pp 297-302.

López-Villada, J.; Bruno, J.C.; Coronas, A.; Comparison of Solar Thermal Cooling Technologies for District heating and Cooling Applications – Case Study of the Cerdanyola del Vallès Plant (Spain). Proceedings of the EUROSUN 2008 Conference, Lisbon, Portugal, 7<sup>th</sup> to 10<sup>th</sup> October 2008.

López-Villada, J.; Bruno, J.C.; Coronas, A.; Primary Energy Saving Analysis of a Solar Cooling Plant Connected to a District Heating and Cooling Network III International Conference Solar Air Conditioning 30 sep- 2 October Palermo (Italy) 2009; Proceed. pp 109-114.

Puig-Arnabat, M., López-Villada, J., Montero, A.; Bruno, J. C. and Coronas, A. Simulación de plantas de frío solar utilizando ecuaciones características para el modelado de enfriadoras por absorción. CYTEF-2009. V Congreso Ibérico y III Congreso Iberoamericano de Ciencias y Técnicas del Frío; Castellón , Sept. 2009 Proceed. CD D1-6.

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI

INTEGRACIÓN DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN SOLAR EN REDES DE DISTRITO DE FRÍO Y DE CALOR

Jesús López Villada

ISBN:978-84-693-9443-4/ DL:T.60-2011

## RESUMEN

---

Los sistemas de refrigeración solar para la climatización de edificios poseen un gran potencial para el aprovechamiento de la energía solar térmica y la reducción del consumo de energía primaria. La utilización de estos sistemas en redes de distribución de frío y calor es una solución integrada, eficiente y respetuosa con el medio ambiente que está siendo implantada en las redes de nueva construcción en los países desarrollados. A pesar de la existencia de algunas instalaciones de frío solar integradas en redes de distrito, no existe una metodología sistemática y probada para evaluar las configuraciones derivadas de las tecnologías disponibles de captadores solares y de enfriadoras activadas térmicamente, así como de las distintas formas de conectar estos equipos a las redes de distribución.

El objetivo de esta tesis es el desarrollo de una metodología para la integración de sistemas de refrigeración solar en redes de distrito para edificios. Para alcanzar este objetivo se ha realizado en primer lugar una revisión de los principales componentes de los sistemas de refrigeración solar así como de la redes de distribución que suministran la energía térmica (frío y calor) a los usuarios. Teniendo en cuenta que la demanda energética de los usuarios es determinante para evaluar las configuraciones, se ha desarrollado una metodología para la estimación de la demanda térmica a partir de datos básicos constructivos y de operación del edificio. También se ha llevado a cabo una modelización de la operación en régimen estacionario de equipos de refrigeración activados térmicamente. Estos modelos están basados en datos de las corrientes externas y son adecuados para su uso posterior en herramientas de simulación. Se presentan algunos ejemplos de aplicación para máquinas comerciales con el fin de validar los modelos propuestos.

Asimismo, se incluyen las posibles configuraciones de los componentes de los sistemas de refrigeración solar integrados en redes de distrito, detallándose según los distintos niveles de centralización de los equipos así como las distintas arquitecturas de conexionado y operación de los componentes considerados. Para la evaluación energética de estas configuraciones se ha utilizado el programa de simulación TRNSYS, completándose su librería de componentes con los de captadores solares de vacío con inercia y de enfriadoras térmicas, utilizando el modelo desarrollado anteriormente.

Finalmente, la metodología desarrollada tanto para la estimación de la demanda energética como para la evaluación y análisis de configuraciones se ha aplicado a la planta solar del proyecto europeo Polycity de Cerdanyola del Vallès. En este caso se estudian distintas configuraciones para la integración de la planta solar en la red de distrito de frío y calor. También se presenta la simulación y evaluación energética de una planta de refrigeración solar monitorizada de la empresa FESTO AG & Co. KG en Esslingen (Alemania) que permite validar los componentes nuevos desarrollados para TRNSYS

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI

INTEGRACIÓN DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN SOLAR EN REDES DE DISTRITO DE FRÍO Y DE CALOR

Jesús López Villada

ISBN:978-84-693-9443-4/ DL:T.60-2011

## ABSTRACT

---

Solar cooling systems for air conditioning of buildings have great potential for using solar thermal energy and reducing the primary energy consumption. The use of these systems in district heating and cooling networks allows a better global energy performance. Despite the existence of some integrated solar cooling installations in district networks, there is no systematic and proven methodology to evaluate the configurations derived from the available technologies of solar and heat driven chillers, as well as different ways to connect this equipment to the distribution networks.

The objective of this thesis is to develop a methodology for the integration of solar refrigeration systems in district networks. To achieve this goal firstly we have made a review of the main components of solar cooling systems as well as the district heating and cooling networks. Given that energy demand is an important issue to evaluate the configurations, we have developed a methodology for estimating the heating and cooling demand from the basic data of the building.

Also we have carried out a modeling of the steady operation of thermally driven chillers. These models are based on data from the external currents and are suitable for use in simulation tools. After that, we have applied the calculation method to some examples of commercial chillers in order to validate the proposed models.

Also we show the possible configurations of the components of solar cooling systems in district networks. For the energy evaluation of these configurations we used the TRNSYS simulation program, completing its components library with new solar thermal collector that consider the capacitance effects and thermal chillers using the model developed previously.

Finally the developed methodology for estimating the energy demand and analysis of configurations has been applied to the solar plant in the European project Polycity of Cerdanyola del Vallès. In this case we studied different options for the integration of the solar plant in the district heating and cooling networks. We also performed the simulation and energy assessment of a solar refrigeration plant of the company FESTO AG & Co. KG in Esslingen to validate the new components developed for TRNSYS.

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI

INTEGRACIÓN DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN SOLAR EN REDES DE DISTRITO DE FRÍO Y DE CALOR

Jesús López Villada

ISBN:978-84-693-9443-4/ DL:T.60-2011

# CONTENIDO

---

CAPITULO 1. INTRODUCCIÓN, JUSTIFICACIÓN Y OBJETIVOS .....	1-1
1.1 Interés de la climatización solar y problemática .....	1-1
1.2 Objetivo general.....	1-5
1.3 Objetivos concretos.....	1-5
1.4 Estructura de la tesis .....	1-6
CAPITULO 2. ESTADO DEL ARTE DE LAS ENFRIADORAS TÉRMICAS, CAPTADORES SOLARES TÉRMICOS Y REDES DE DISTRITO DE FRÍO Y CALOR.....	2-1
2.1 Introducción.....	2-1
2.2 Enfriadoras térmicas .....	2-2
2.2.1 Enfriadoras de absorción .....	2-2
2.2.2 Enfriadoras de adsorción.....	2-8
2.3 Captadores solares térmicos .....	2-9
2.3.1 Rendimiento térmico .....	2-10
2.3.2 Captadores de placa plana: FPC, FPC- IRC y FPC-CPC .....	2-11
2.3.3 Captadores de tubo de vacío: ETC y ETC-CPC.....	2-15
2.3.4 Selección de captadores solares.....	2-21
2.4 Revisión del estado del arte de las redes de distrito de frío y calor.....	2-24
2.4.1 Redes de distrito de calor .....	2-26
2.4.2 Redes de distrito de frío.....	2-34
2.5 Revisión del estado del arte de sistemas solares integrados en redes de distribución de frío y calor .....	2-38
CAPITULO 3. ESTIMACIÓN DE LA DEMANDA TÉRMICA DE FRÍO Y CALOR DE REDES DE DISTRITO .....	3-1
3.1 Introducción.....	3-1
3.2 Cálculo de las demandas de calor y frío.....	3-2
3.2.1 Cálculo de la demanda energética para la preparación de ACS .....	3-4
3.2.2 Cálculo de la demanda diaria y horaria de calefacción y refrigeración por normalización de la demanda mensual o anual mediante los grados-día .....	3-6
3.3 Conclusiones .....	3-17



CAPITULO 4. MODELIZACIÓN DE ENFRIADORAS TÉRMICAS MEDIANTE LOS MÉTODOS DE LA ECUACIÓN CARACTERÍSTICA Y DE REGRESIÓN MULTIVARIABLE. ANÁLISIS E IDENTIFICACIÓN DE PARÁMETROS.....		4-1
4.1	Introducción.....	4-1
4.2	Descripción matemática del método de la ecuación característica.....	4-2
4.2.1	Determinación de los parámetros característicos.....	4-9
4.3	Métodos basados en regresión multivariable.....	4-11
4.3.1	Método de la regresión multivariable lineal $\Delta\Delta t'$ .....	4-11
4.3.2	Método de la regresión multivariable lineal de $Q_E$ y $Q_G$ .....	4-12
4.3.3	Método de la regresión multivariable no lineal de $Q_E$ y $Q_G$ .....	4-12
4.4	Análisis de los métodos de modelización de enfriadoras térmicas.....	4-13
4.4.1	Resultados método 1: Ecuación característica.....	4-13
4.4.2	Resultados método 2: Regresión Multivariable Lineal $\Delta\Delta t'$ .....	4-18
4.4.3	Resultados método 3: Regresión lineal multivariable de $Q_E$ y $Q_G$ .....	4-20
4.4.4	Resultados método 4: Regresión no lineal multivariable de $Q_E$ y $Q_G$ .....	4-21
4.4.5	Limitaciones de los métodos considerados.....	4-23
4.5	Ejemplos de aplicación.....	4-24
4.5.1	Enfriadoras térmicas de absorción.....	4-24
4.5.2	Enfriadoras térmicas de adsorción.....	4-27
4.6	Simulación de una planta de frío solar y comparación con los datos experimentales . .....	4-28
4.7	Conclusiones.....	4-32
CAPITULO 5. CONFIGURACIONES DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN SOLAR EN REDES DE DISTRITO DE FRÍO Y DE CALOR.....		5-1
5.1	Introducción.....	5-1
5.2	Configuraciones básicas de sistemas de refrigeración solar integrados en redes de distrito de frío y calor.....	5-2
5.3	Configuraciones detalladas de los sistemas de refrigeración solar integrados en redes de distribución de frío y de calor. ....	5-7
5.3.1	Configuraciones detalladas de sistemas en redes de calor (DH).....	5-7
5.3.2	Configuraciones detalladas en sistemas con redes de calor DHC.....	5-16
5.4	Consideraciones del diseño hidráulico del sistema de captación solar.....	5-20

5.4.1	Alto flujo.....	5-20
5.4.2	Bajo Flujo .....	5-21
5.4.3	Flujo ajustado.....	5-22
5.4.4	Modo de flujo para instalaciones integradas en redes de calor y frío .....	5-22
5.5	ANÁLISIS DE CONFIGURACIONES DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN SOLAR INTEGRADOS EN REDES DE DISTRITO DE FRÍO Y CALOR.....	5-25
5.5.1	Análisis energético preliminar.....	5-25
5.5.2	Análisis energético detallado.....	5-31
5.6	Conclusiones .....	5-38
CAPITULO 6. CASOS DE ESTUDIO .....		6-1
6.1	Introducción.....	6-1
6.2	Caso de estudio del sistema de refrigeración solar del Parque Tecnológico de Cerdanyola del Vallès .....	6-2
6.2.1	Datos Meteorológicos de Cerdanyola del Vallès.....	6-3
6.2.2	Estimación de la demanda de calefacción, ACS y refrigeración .....	6-15
6.2.3	Análisis preliminar del sistema de refrigeración solar integrado en las redes de distrito del Parque Tecnológico de Cerdanyola del Vallès .....	6-22
6.2.4	Análisis energético detallado: Selección de configuraciones .....	6-26
6.3	Caso de estudio de la planta de climatización solar de Festo .....	6-33
6.3.1	Introducción .....	6-33
6.3.2	Descripción general de la planta.....	6-33
6.3.3	Modo de operación .....	6-40
6.3.4	Modelización con TRNSYS .....	6-40
6.3.5	Resultados y conclusiones .....	6-44
CAPITULO 7. CONCLUSIONES.....		7-1
CAPITULO 8. BIBLIOGRAFIA .....		8-1
ANEXO.....		I

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI

INTEGRACIÓN DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN SOLAR EN REDES DE DISTRITO DE FRÍO Y DE CALOR

Jesús López Villada

ISBN:978-84-693-9443-4/ DL:T.60-2011

# CAPITULO 1. INTRODUCCIÓN, JUSTIFICACIÓN Y OBJETIVOS

---

## 1.1 INTERÉS DE LA CLIMATIZACIÓN SOLAR Y PROBLEMÁTICA

---

En los últimos años se ha producido un crecimiento considerable de las necesidades de refrigeración en los edificios del sector terciario en los países desarrollados de clima cálido. Las razones de ello son una mayor exigencia de las condiciones de confort, un ambiente exterior adverso y un abaratamiento de los equipos de climatización (Balaras et al, 2007). Dado que la mayoría de equipos de climatización utilizan equipos de compresión accionados eléctricamente, este hecho ha tenido como consecuencia inmediata un notable aumento del consumo de energía eléctrica y de sobrecargas en las redes eléctricas en el verano.

Para reducir el consumo energético de los sistemas de climatización de los edificios, la primera vía es aplicar medidas de ahorro y eficiencia energética tanto a nivel del propio edificio como a nivel de los equipos de refrigeración. Aun así, estas medidas por si solas no son suficientes (Kim et al, 2008a) y deben de ir acompañadas por sistemas basados en el uso de fuentes de energía renovable. Una de estas fuentes es la energía solar.

La tendencia al uso de la refrigeración utilizando la energía solar para su accionamiento está resurgiendo debido a las siguientes razones:

- Coincidencia temporal entre la demanda de climatización y el máximo de irradiación solar: el período de verano presenta una mayor demanda de climatización y es justamente en este período cuando la irradiación solar es más elevada.
- El problema sobre las emisiones de gases de efecto invernadero está tomando una relevancia significativa a nivel internacional debido a sus efectos sobre el calentamiento global y el clima.
- La escasez de recursos fósiles está impulsando el desarrollo de fuentes alternativas de energía
- Debido a que la mayor parte del consumo de refrigeración se lleva a cabo mediante equipos eléctricos, el aumento de la demanda está provocando sobrecargas en las redes eléctricas durante la estación estival.

Los sistemas de refrigeración solar tienen un gran potencial para reducir el consumo de energía primaria. En el caso particular del Sur de Europa y otras zonas del Mediterráneo,

los sistemas de refrigeración solar pueden reducir el consumo de energía primaria en un 40-50% (Balaras et al, 2007).

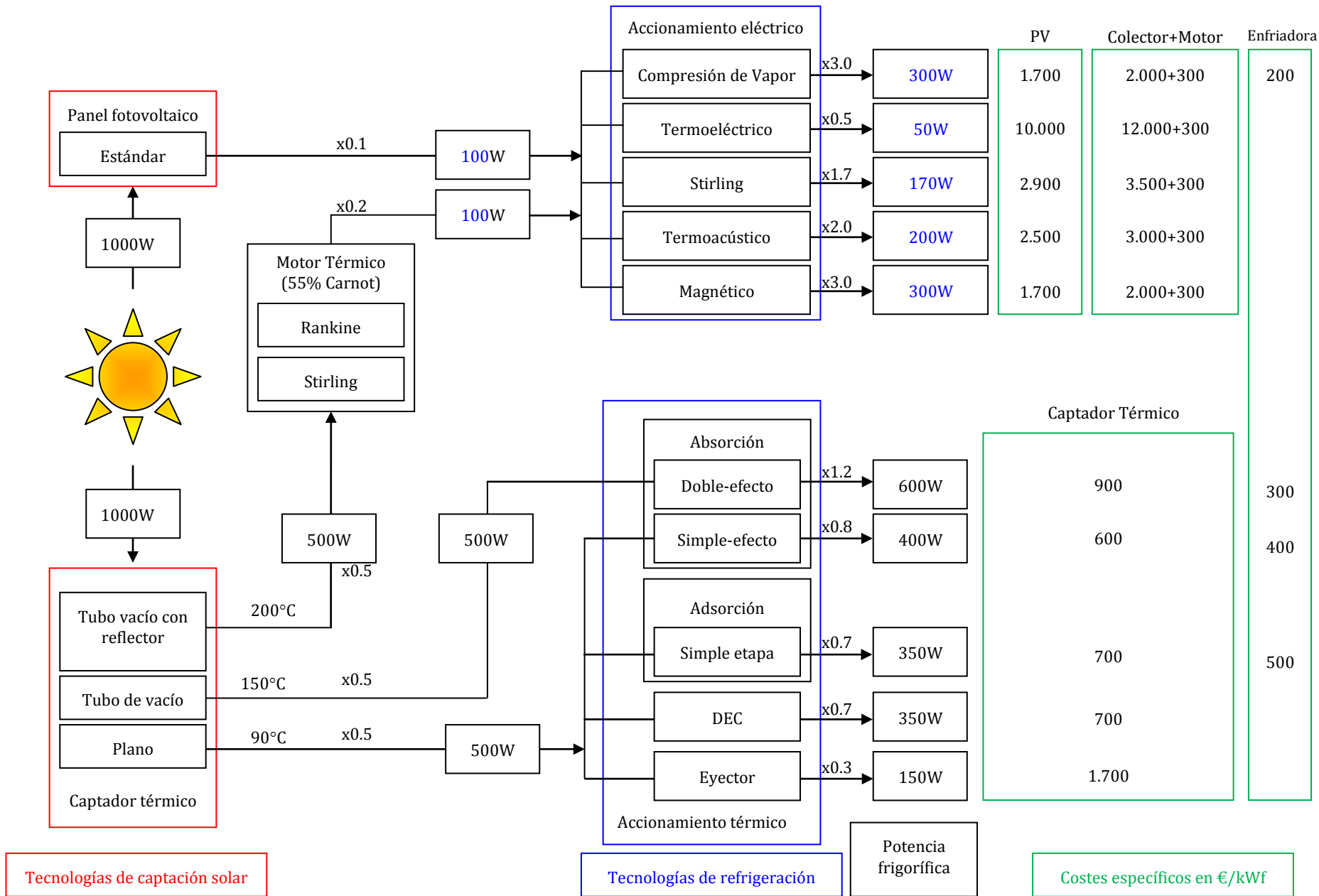
Actualmente existe una gran variedad de combinaciones de tecnologías solares y de refrigeración, como se puede observar en la Figura 1-1 (Kim et al, 2008a). En esta figura se comparan las diferentes tecnologías en términos de rendimiento energético e inversión inicial. En la parte superior de las flechas se indican los rendimientos de conversión energética de los sistemas de captación solar y los valores de los coeficientes de operación (COP) de los equipos de refrigeración. Los valores de los rendimientos de los sistemas de conversión solar son tan solo indicativos ya que dependen en gran medida de la temperatura ambiente y la irradiación solar.

En el caso de los captadores térmicos también se indican las temperaturas máximas de operación, que de acuerdo con Kim et al (2008a) son de 90 °C para los captadores planos, 150 °C para los captadores de vacío y 200 °C para los captadores de vacío con reflector. La primera columna de la izquierda muestra las diferentes tecnologías de captación solar disponibles, distinguiendo entre dos grandes grupos, de acuerdo con el sistema de conversión energética de la energía solar: los sistemas solares de conversión eléctrica directa mediante el uso de paneles fotovoltaicos y los de conversión térmica utilizando captadores térmicos. Dentro del segundo grupo, existen a su vez los sistemas puramente térmicos y los sistemas termoeléctricos. Los primeros generan calor que posteriormente se utilizará en enfriadoras térmicas. Los segundos convierten el calor generado en electricidad mediante el uso de motores térmicos. La columna central muestra las tecnologías de refrigeración disponibles, que pueden ser accionadas eléctricamente o térmicamente. En los sistemas de refrigeración accionados térmicamente, las tecnologías de refrigeración principales son las siguientes:

- Enfriadoras de absorción.
- Enfriadoras de adsorción.
- Sistemas de deshumidificación con desecantes regenerados con energía solar térmica con captadores de agua o de aire.

En el caso de las máquinas de refrigeración por absorción, dependiendo de su ciclo termodinámico, se puede distinguir otras las de simple efecto y las de doble efecto. Las de doble efecto requieren temperaturas del orden de 150 °C o vapor (3 - 10 bar) para su accionamiento, mientras que las de simple efecto pueden funcionar con agua caliente a temperaturas relativamente moderadas (80 - 95 °C) o vapor de baja presión. A la derecha de la columna central de la tabla de la figura 1-1 se muestran las potencias específicas de refrigeración obtenidas a partir de 1000 W de irradiación solar para cada una de las posibles combinaciones del sistema de captación solar y tecnología de refrigeración. Así se puede observar que la combinación con mayor potencia específica es la equipada con captadores de tubo de vacío y enfriadora térmica de absorción de doble efecto, llegando a 0.600 kW<sub>r</sub>/kW<sub>solar</sub> de potencia específica, seguida del sistema equipado con enfriadora de absorción de simple efecto y captadores solares planos.

Figura 1-1. Rendimiento y costes de diferentes opciones tecnológicas de captación solar y refrigeración para sistemas de refrigeración solar, Kim et al, 2008



Las tres últimas columnas de la figura 1-1 indican el coste específico por kilovatio de refrigeración de los paneles fotovoltaicos, del conjunto termoelectrico (captador + motor), de los captadores solares térmicos y de las enfriadoras térmicas. En esta última columna, dado que las tecnologías existentes presentan un amplio rango de potencias, se asume que este coste es el de los equipos de potencias más reducidas para todas las tecnologías (Kim et al, 2008a).

Considerando los costes específicos Kim et al, (2008a) sostiene que los sistemas de refrigeración solar más económicos son los equipados con enfriadoras térmicas y captadores solares térmicos de baja temperatura a pesar de que el coste de estos sistemas es superior al de los sistemas de compresión (Balaras et al, 2007) y del elevado coste de los captadores solares.

Aparte de la elevada inversión inicial necesaria, también existen otros problemas que es necesario superar para conseguir un mayor desarrollo del sector, a saber: escasez de equipos de pequeña potencia disponibles comercialmente, baja eficiencia energética de los equipos de refrigeración térmica, necesidad de torres de refrigeración como medio de disipación de calor, falta de estándares de diseño, escasez de guías, manuales y programas de diseño para proyectistas.

Para solventar estos problemas es necesario seguir investigando en el desarrollo en enfriadoras térmicas, en sistemas de refrigeración solar y programas de demostración.

Respecto a la disipación de calor de las enfriadoras térmicas, en la mayor parte de los casos se lleva a cabo mediante agua procedente de torres de refrigeración (disipación húmeda). Esto encarece significativamente los costes de explotación de estas instalaciones ya que en los últimos años se han establecido regulaciones estatales y autonómicas que exigen un mantenimiento muy riguroso de las torres de refrigeración con el objetivo de reducir el riesgo de propagación de la legionelosis. Estos costes resultan especialmente notorios para instalaciones de pequeñas potencias de refrigeración. Una alternativa para la disipación húmeda, es la disipación seca mediante aeroconvectores situados en el ambiente exterior. En este caso se penalizan las prestaciones energéticas de la enfriadora térmica al operar a una temperatura de disipación más elevada o dicho de otro modo, para obtener las mismas prestaciones energéticas es necesario que la temperatura de activación sea más elevada o/y que la temperatura de agua fría del sistema de climatización sea más elevada. En el primer caso, se penaliza el rendimiento de los captadores solares térmicos. En el segundo, el sistema de climatización requiere unidades terminales capaces de operar en estas condiciones de temperatura. Todo ello da lugar al encarecimiento del sistema de refrigeración solar para obtener unas mismas prestaciones energéticas.

Por otro lado, una opción muy interesante y poco estudiada, que permite reducir los costes de estos sistemas y aumentar su eficiencia energética, es la integración de sistema de refrigeración solar en redes de distrito de frío y calor. El ahorro económico se debe principalmente a la reducción de la inversión inicial por cuestiones de economía de escala de los equipos y a la reducción de los costes de explotación debido a la mayor eficiencia de las enfriadoras térmicas de gran tamaño e inferiores costes de mantenimiento. Adicionalmente se reducen los costes porque la potencia de los equipos de producción de

frío y calor en redes de distrito es inferior a la suma de las potencias de los equipos individuales de los edificios. Aparte de las diferentes opciones tecnológicas de captadores solares y enfriadoras térmicas, en el caso particular de los sistemas de refrigeración integrados en redes de distrito de frío y calor, existen múltiples configuraciones de estos sistemas dependiendo de la conexión de los sistemas solares térmicos y enfriadoras térmicas a las redes de distrito. El análisis energético de estas configuraciones es el objetivo central de esta tesis.

---

## 1.2 OBJETIVO GENERAL

---

Tal como se ha expuesto en la introducción, hay un creciente aumento de las necesidades de climatización de los edificios del sector terciario que lleva asociado un importante aumento del consumo de energía primaria, con un impacto negativo sobre el medio ambiente. Con el objetivo de reducir este impacto y dada la mayor escasez de fuentes de energía convencionales, es necesario el impulso decidido de sistemas de refrigeración solar. A día de hoy la mayor parte de estos sistemas son de una capacidad relativamente reducida, presentando unos costes elevados respecto a los sistemas de refrigeración por compresión de unas prestaciones similares. Una vía para conseguir reducir de forma importante estos costes es la integración de sistemas de refrigeración solar en redes de distrito de frío y calor. El desarrollo de una metodología para el análisis energético de diferentes configuraciones de integración es precisamente el objetivo general de esta tesis.

---

## 1.3 OBJETIVOS CONCRETOS

---

Los objetivos concretos a desarrollar se detallan a continuación:

- Revisión de los componentes principales de los sistemas de refrigeración solar así como la distribución de energía térmica en redes de distrito en entornos urbanos.
- Desarrollo de una metodología para la estimación de la demanda de energía térmica a partir de los datos meteorológicos y datos básicos constructivos y operacionales de los edificios.
- Modelización en régimen estacionario de la operación a distintas cargas de los equipos de refrigeración activados térmicamente (absorción y adsorción) basados en datos de las corrientes externas para su utilización en programas de simulación de sistemas de refrigeración solar.
- Aplicación y comparación de los modelos desarrollados en varios equipos de refrigeración térmicos comerciales.
- Identificación, selección y análisis de las configuraciones de los componentes de los sistemas de refrigeración solar integrados en redes de distrito considerando distintas arquitecturas de conexionado y operación, el nivel de centralización de los equipos, etc.



- Utilización del software TRNSYS para la evaluación energética de configuraciones para casos de estudio, así como completar la librería de componentes para su uso en las simulaciones.
- Aplicación de la metodología desarrollada para la evaluación energética de distintas configuraciones de integración de la planta de refrigeración solar en redes de distrito en el proyecto europeo Polycity de Cerdanyola del Vallès.
- Evaluación energética de la planta de refrigeración solar monitorizada de la empresa FESTO AG & Co KG en Esslingen (Alemania) utilizando la herramienta TRNSYS y los componentes desarrollados para completar la librería.

---

## 1.4 ESTRUCTURA DE LA TESIS

---

La tesis se estructura en ocho capítulos. El primero trata sobre el interés de la climatización solar, el objetivo general y los objetivos concretos, así como la estructura de la tesis. En el capítulo 2 se lleva a cabo una revisión de las tecnologías disponibles a día de hoy de los diferentes elementos de las instalaciones de refrigeración solar integradas en redes de distrito de frío y calor: tecnologías de captadores solares y enfriadoras térmicas así como su evolución tecnológica en los últimos años. También se resumen los diferentes tipos de redes de distrito de frío y calor.

El primer paso es determinar las demandas de calor y refrigeración horarias a cubrir en redes de distrito de frío y calor. Habitualmente las demandas energéticas horarias de los edificios se determinan mediante el uso de programas de simulación del comportamiento térmico de los mismos pero este procedimiento resulta una tarea muy laboriosa para simular la demanda térmica de un gran número de edificios conectados a las redes de distrito. Por ello, en el capítulo 3 se desarrolla una nueva metodología para determinar las demandas de calor y refrigeración de edificios a partir de datos meteorológicos y algunas características constructivas y operativas de los mismos. El método desarrollado está basado en la normalización de los grados-día de la demanda energética anual o mensual de calefacción y refrigeración. La normalización de los grados-día para el cálculo de la demanda energética horaria de redes de distrito se ha aplicado con resultados satisfactorios para el cálculo de la demanda de calefacción. En esta tesis se ha extendido y aplicado para la determinación de la demanda horaria de refrigeración. El método de la normalización mediante los grados-día es comúnmente utilizado aplicando una temperatura base uniforme para todo el año y todos los tipos de edificios. En esta tesis el método aporta la novedad de determinar la temperatura base en función de algunos parámetros constructivos básicos como la demanda energética específica, conductividades térmicas de los cerramientos, régimen de ventilación etc.

Por otro lado, para el cálculo de las prestaciones de los sistemas integrados en redes de distrito es necesario crear modelos de todo el sistema incluyendo la modelización de los equipos de producción de frío activados térmicamente. Para esta modelización es corriente el uso de modelos termodinámicos pero de difícil aplicación práctica por requerir múltiples parámetros internos de los equipos y presentar problemas de convergencia durante la ejecución de las simulaciones. Por ello, en el capítulo 4 se

presentan diferentes métodos para la modelización en régimen estacionario de la operación a distintas cargas de equipos de refrigeración activados térmicamente (absorción y adsorción) basados en datos de las corrientes externas para su utilización posterior en programas de simulación de sistemas de refrigeración solar. Uno de los métodos está basado en la determinación de los parámetros de la ecuación característica de las enfriadoras de absorción, mientras que los otros utilizan la regresión multivariable. Estos métodos, se aplican a varias enfriadoras térmicas comerciales y a la modelización de una planta de refrigeración experimental del instituto ILK de Dresden.

Los sistemas de refrigeración térmica pueden integrarse en redes de distrito de distintas formas: sistema centralizado y distribución de frío y calor, sistema centralizado con distribución de sólo calor, sistemas mixtos, etc. Por ello en el capítulo 5 se identifican diferentes configuraciones de los componentes de los sistemas de refrigeración solar integrados en redes de distrito considerando distintas arquitecturas de conexionado y operación, el nivel de centralización de los equipos, etc. Posteriormente se explican dos métodos para su análisis energético, uno relativamente sencillo y otro basado en el software de simulación TRNSYS. Para este último caso se han implementado en TRNSYS los modelos de enfriadoras desarrollados en el capítulo 4.

En el capítulo 6 se aplica la metodología desarrollada en capítulos anteriores para analizar las posibles configuraciones de integración del sistema de refrigeración solar en la red de distrito de frío y calor del proyecto europeo Polycity de Cerdanyola del Vallès. En este caso específico también se describe el procedimiento seguido para la creación de un año meteorológico-tipo de esta localidad a partir de los datos horarios disponibles. Para comprobar la validez de los modelos de sistema de captación solar térmica y enfriadoras térmicas, en un segundo caso de estudio se analizan las prestaciones energéticas de la planta de refrigeración solar monitorizada de la empresa FESTO AG & Co KG en Esslingen (Alemania). Finalmente en el capítulo 7 se exponen las conclusiones de esta tesis, y en el capítulo 8 se recoge la bibliografía utilizada.

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI

INTEGRACIÓN DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN SOLAR EN REDES DE DISTRITO DE FRÍO Y DE CALOR

Jesús López Villada

ISBN:978-84-693-9443-4/ DL:T.60-2011

---

# CAPITULO 2. ESTADO DEL ARTE DE LAS ENFRIADORAS TÉRMICAS, CAPTADORES SOLARES TÉRMICOS Y REDES DE DISTRITO DE FRÍO Y CALOR

---

---

## 2.1 INTRODUCCIÓN

---

La mayor parte de la población mundial de los países desarrollados reside y trabaja en edificios situados en zonas urbanas. Habitualmente cada edificio o incluso cada vivienda dispone de sistemas individuales para cubrir las posibles necesidades de calefacción, agua caliente sanitaria (ACS) y refrigeración. Sin embargo, es posible integrar todas las demandas energéticas para calefacción y refrigeración en un sistema centralizado comunitario, obteniendo importantes ahorros en términos de energía primaria. Además estos sistemas permiten incorporar gran diversidad de fuentes energéticas incluyendo las de origen renovable como la energía solar. Los elementos principales en estos sistemas comunitarios son: red de distrito de calor cuyas fuentes de energía térmica pueden tener un origen muy diverso como energía procedente de plantas de revalorización energética de residuos, sistemas de cogeneración de electricidad y calor, calores residuales de origen industrial, combustión de biomasa, energía solar,...; una red de distrito de frío; una central o centrales de producción de calor y frío con equipos de producción de calor y frío de alta eficiencia energética como calderas de condensación, motores térmicos para cogeneración, enfriadoras térmicas y de compresión o basados en energías renovables como sistemas solares térmicos.

En este capítulo se presenta el estado del arte de los componentes principales mencionados anteriormente que se encuentran en instalaciones e refrigeración solar integradas en redes de distrito. En primer lugar, se describen las tecnologías principales de enfriadoras térmicas. En la segunda parte, se muestran las diferentes tecnologías de captación solar de baja temperatura, que es la tecnología integrada habitualmente en redes de distrito. Por último, se describen las tipologías y elementos principales las redes de distrito de frío y calor y sistemas solares térmicos integrados en las mismas.

## 2.2 ENFRIADORAS TÉRMICAS

Los sistemas de refrigeración más utilizados actualmente en el sector terciario están basados en unidades de compresión mecánica de vapor y en menor medida, en unidades activadas térmicamente. Las primeras utilizan el trabajo producido por un compresor mecánico, habitualmente accionado por un motor eléctrico, para producir el efecto frigorífico de un ciclo de refrigeración por compresión mecánica de vapor. En el caso de las unidades térmicas, la energía necesaria para producir el efecto frigorífico es energía térmica. Estos equipos están basados en ciclos frigoríficos de sorción, que pueden ser abiertos o cerrados (Ziegler, 2009). A su vez estos ciclos frigoríficos también pueden ser de sorción sólida o sorción líquida. En el caso que nos ocupa nos centraremos en analizar el estado del arte de las enfriadoras térmicas de ciclo cerrado de sorción líquida (enfriadoras de absorción) y sorción sólida (enfriadoras de adsorción). Para otro tipo de tecnologías se pueden consultar los trabajos de Ziegler (2009) y Kim et al (2008a).

En la Figura 2-1 se observa que las enfriadoras térmicas más simples operan a tres niveles de temperatura diferentes. El nivel de mayor temperatura ( $T_G$ ) es proporcionado por una fuente energética exterior. El nivel más bajo de temperatura ( $T_E$ ) corresponde al medio refrigerado que alimenta los elementos terminales del sistema de climatización y el nivel intermedio ( $T_{AC}$ ) corresponde a la disipación del calor. Es importante mencionar que el calor disipado resulta de la suma del calor de activación  $Q_G$  y el calor correspondiente a la carga térmica de refrigeración ( $Q_E$ ).

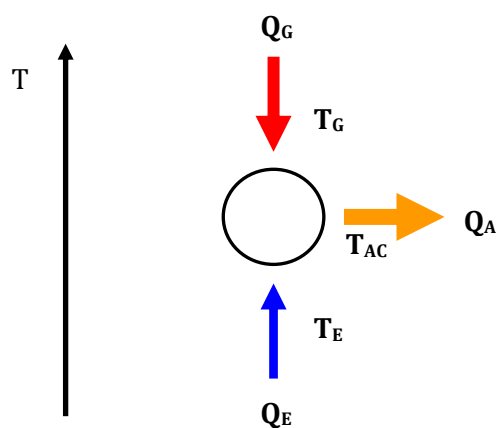


Figura 2-1. Esquema de funcionamiento de una enfriadora térmica.

### 2.2.1 Enfriadoras de absorción

#### 2.2.1.1 Introducción

En 1858 Ferdinand Carré diseñó y patentó el primer equipo comercial de refrigeración por absorción de  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  (Anderson, 1953). Durante los años posteriores los ciclos de absorción se fueron mejorando de forma empírica y ya en 1913, Edmund Altenkirch estableció los principios termodinámicos de las mezclas binarias para absorción. Ello dio lugar al desarrollo de nuevos equipos de absorción y a la construcción de la mayor planta de refrigeración de la época con una potencia de 4 MW para temperaturas de  $-20\text{ }^\circ\text{C}$ .

Después de la Segunda Guerra Mundial se comenzaron a desarrollar equipos de absorción para climatización basados en H<sub>2</sub>O-LiBr. Así la compañía Carrier ya disponía de unidades de 530 kW de capacidad frigorífica. A pesar de que estos equipos requieren aproximadamente 1.5 kWh de energía térmica por 1 kWh de producción de frío, estos equipos gozaban de gran aceptación, llegando a alcanzar una cuota de mercado del 25% en USA. Las razones de ello fueron la falta de seguridad en el suministro eléctrico y el bajo precio de los combustibles fósiles durante años.

En el año 1976 se comenzó a combinar las máquinas de absorción con sistemas solares térmicos debido a la crisis energética de la época. En ese mismo año se contabilizaron hasta 500 instalaciones de refrigeración solar en USA.

A pesar del desinterés posterior debido la salida de la crisis del petróleo y al desarrollo de sistemas de generación y transporte de energía eléctrica, Japón continuó desarrollando equipos de absorción debido a la alta disponibilidad de gas licuado procedente del sudeste asiático. Además a finales de los años 80 la tecnología de absorción resurgió nuevamente debido a la problemática de los refrigerantes utilizados en los sistemas de compresión.

### **2.2.1.2 Descripción y principio de funcionamiento**

Una máquina de refrigeración de absorción básicamente consta de los siguientes componentes (Figura 2-2).

- Generador (1).
- Condensador (2).
- Sistema de expansión (3).
- Evaporador (4).
- Absorbedor (5).
- Bomba hidráulica (6).
- Intercambiador de calor entre solución diluida y concentrada (7)

Los componentes 2, 3 y 4 son equivalentes a los de cualquier sistema de compresión mecánica de vapor. Así podemos decir que el conjunto de los componentes 1, 5, 6 y 7 realizan la función de un compresor mecánico.

Dado que el conjunto de estos elementos se acciona con energía térmica externa y no con energía mecánica<sup>1</sup>, a este conjunto se le suele denominar “compresor térmico”. Es interesante destacar que los componentes de equipos de absorción de H<sub>2</sub>O-LiBr suelen estar en la misma carcasa. En cambio, en el caso de compresión mecánica (Figura 2-3), el condensador y el evaporador pueden formar un único conjunto o estar separados en diferentes unidades.

---

<sup>1</sup> Estrictamente hablando la bomba consume una cierta cantidad de trabajo, pero este trabajo es muy inferior a la cantidad de energía térmica puesta en juego en los otros compontes.

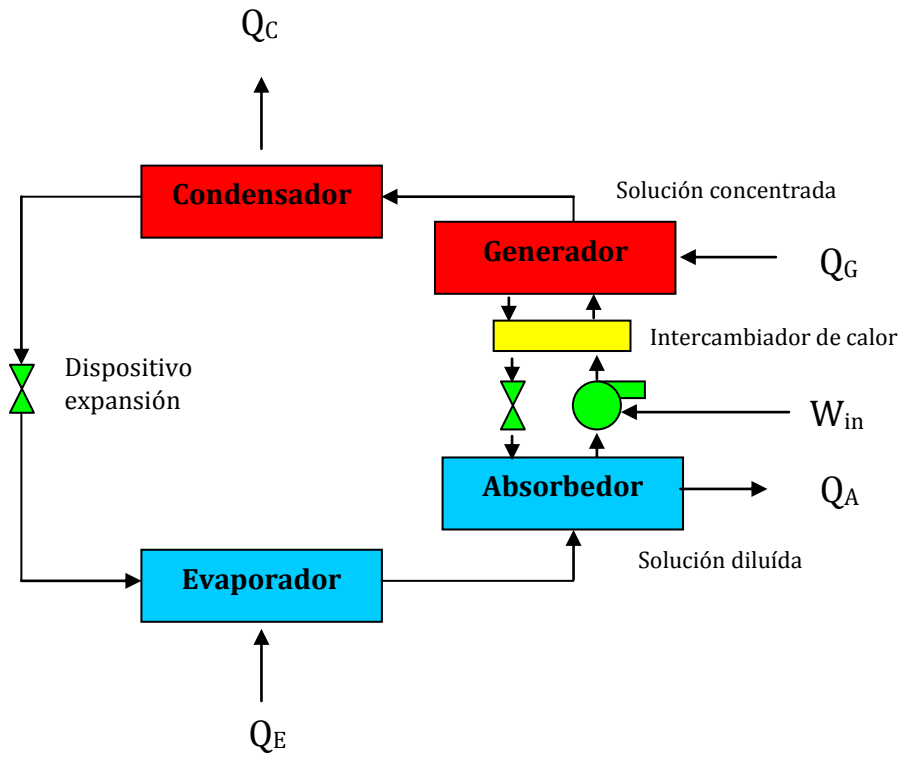


Figura 2-2. Esquema con los componentes principales de las enfriadoras de absorción.

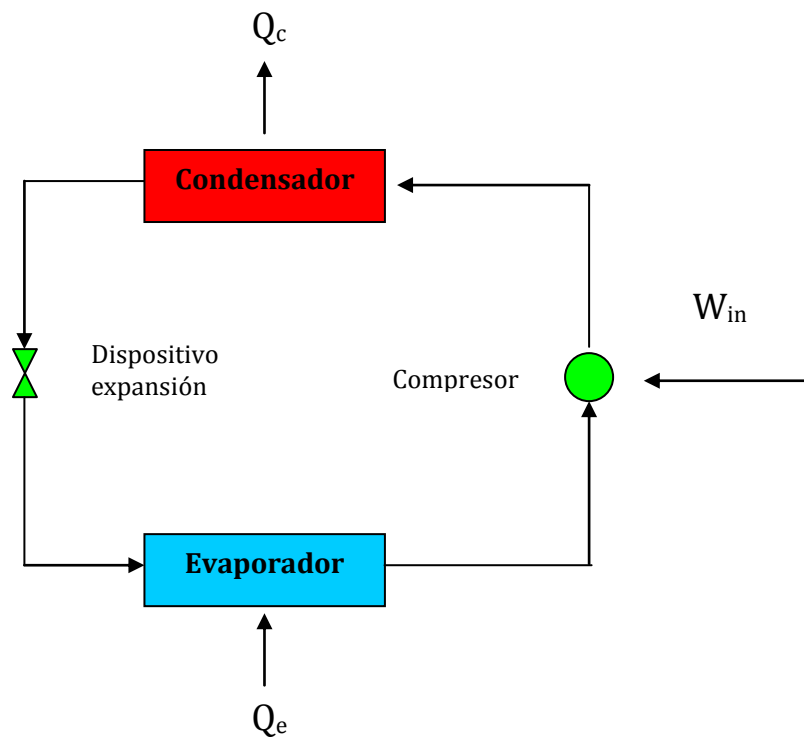


Figura 2-3. Esquema con los componentes principales de las enfriadoras de compresión.

Para su funcionamiento, los equipos de absorción (FIGURA 2-4) utilizan un par absorbente-refrigerante, con la particularidad de que la volatilidad del refrigerante es mucho más elevada que la de la sustancia absorbente y este debe presentar una elevada afinidad química por la sustancia refrigerante. Parte de la solución se encuentra en el absorbedor y parte en el generador. La solución absorbente-refrigerante del absorbedor es pobre en refrigerante. Como este se encuentra conectado con el evaporador, la gran avidez de la solución por el refrigerante da lugar a una aspiración de refrigerante en estado vapor procedente del evaporador. Cuando este refrigerante entra en contacto con la solución del absorbedor, se produce el fenómeno de la absorción, con un desprendimiento importante de calor, que es necesario eliminar a través de un circuito externo de disipación. De esta forma el vapor se ha absorbido en la solución del absorbedor, es decir, la solución se ha enriquecido en refrigerante. Esta solución rica posteriormente se impulsa al generador, que se encuentra a la presión alta del ciclo termodinámico, mediante el uso de una bomba hidráulica, requiriendo para ello un trabajo reducido. En el generador se suministra calor con el objetivo de provocar la evaporación del refrigerante a una alta presión relativa. El vapor generado es conducido hacia el condensador. De este modo se ha conseguido generar vapor a alta presión a partir de vapor a baja presión mediante el uso de energía térmica. Este vapor se condensa gracias al enfriamiento de un circuito externo de disipación y el refrigerante líquido obtenido se conduce de hacia el evaporador. En este se produce la evaporación del refrigerante a baja presión gracias a la energía suministrada por el circuito de agua fría del circuito de climatización, que se encuentra a una temperatura de unos 12-14 °C. Este vapor es aspirado de nuevo por el absorbedor, cerrando así el ciclo de refrigeración por absorción.

Atendiendo a la forma de suministro de energía térmica, existen equipos de absorción de accionamiento directo o indirecto. Los primeros utilizan directamente un combustible mediante un quemador acoplado al equipo y la llama está en contacto directo con el generador. Los segundos utilizan un fluido térmico que puede ser agua caliente, aceite térmico o vapor de agua. En el caso de los equipos de accionamiento indirecto, las fuentes de energía térmica suelen ser calderas, calor residual de procesos industriales o incluso fuentes de energías renovables como la energía solar.

También se pueden clasificar de acuerdo con las sustancias de trabajo. Los pares de trabajo en equipos de absorción más habituales son el  $H_2O$ -LiBr y el  $NH_3$ -  $H_2O$ , actuando el agua como refrigerante en el primer caso y el amoníaco en el segundo.



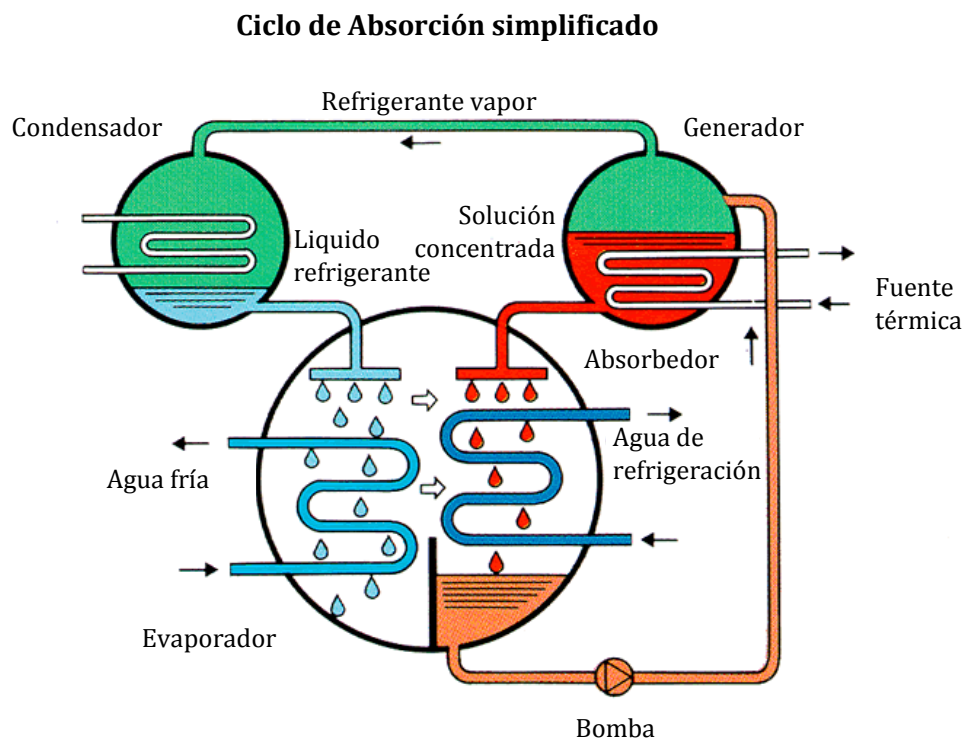


Figura 2-4. Esquema y funcionamiento de una enfriadora de absorción de simple efecto, <http://www.northeastchp.org/nac/businesses/refrigeration.htm>

Por último, se pueden clasificar de acuerdo con su ciclo termodinámico. Así tenemos máquinas de absorción de simple efecto, doble efecto y triple efecto. Es importante mencionar que el ciclo termodinámico fija el rango de temperaturas de activación en el generador una vez establecidas las temperaturas de disipación y del frío producido. Así, las máquinas de simple efecto operan a temperaturas de 85 - 110°C, las de doble efecto sobre los 150-170 °C, las de triple efecto 200-230 °C.

La mayoría de los equipos de absorción para climatización comerciales son de simple efecto y utilizan el par  $H_2O-LiBr$ . También existen algunos pocos modelos que utilizan el par  $NH_3-H_2O$ . La razón para explicar este hecho son las siguientes ventajas del equipo basado en  $H_2O-LiBr$ :

- Requiere temperaturas de activación más bajas (80-95 °C respecto a 95-120 °C en el caso de amoníaco-agua) en ciclos de simple efecto.
- Para unas mismas prestaciones, presenta un mayor COP.
- Opera a presiones más reducidas en el evaporador y condensador (0.872 kPa evaporador, 7.375 kPa condensador frente a 485 kPa en el evaporador y 1500 kPa en el condensador para el  $NH_3-H_2O$ ).
- Construcción más simple ya que el sistema de  $NH_3-H_2O$  requiere un rectificador para separar el  $NH_3$  del agua del vapor generado en el generador.
- El  $NH_3$  es un refrigerante tóxico e inflamable.

Sin embargo, los equipos basados en  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  presentan la gran ventaja de poder llegar a temperaturas en el evaporador de hasta  $-60\text{ }^\circ\text{C}$ , útiles en sistemas de congelación o de almacenamiento de frío en forma de calor latente de congelación. Los equipos de  $\text{H}_2\text{O-LiBr}$  tienen un límite inferior de  $5\text{ }^\circ\text{C}$  en el evaporador debido al riesgo de congelación del agua.

### **2.2.1.3 Fuentes energéticas**

---

Desde el punto de vista energético, la gran ventaja de los equipos de absorción es que permite el uso del calor residual y energía térmica procedente de sistemas basados en energías renovables. Como fuentes de energía térmica residual podemos citar procesos industriales, sistemas de generación de energía eléctrica con turbinas de vapor o motores de combustión interna y sistemas de revalorización energética de residuos sólidos urbanos. En referencia a las fuentes de energías renovables, en la mayor parte deriva de sistemas solares térmicos aunque también es posible la utilización de biomasa. Esto permite aumentar la eficiencia energética de los sistemas de producción de energía y reducir el consumo de energía primaria y las correspondientes emisiones de dióxido de carbono.

### **2.2.1.4 Disponibilidad comercial**

---

En el Anexo se ofrece una relación exhaustiva de los diferentes fabricantes para bajas y altas potencias de equipos de absorción. La mayoría de estos equipos utilizan el  $\text{H}_2\text{O-LiBr}$  como par de trabajo, especialmente en el caso de grandes potencias. En el caso de pequeñas potencias algunas de ellas utilizan como par de trabajo el  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ .

### 2.2.2 Enfriadoras de adsorción

Las máquinas de adsorción trabajan habitualmente con medios sólidos que pueden liberar y adsorber un fluido en estado de vapor, siendo éste último el que actúa como refrigerante (Ziegler, 2009; Kim et al, 2008a). El material sólido se denomina adsorbente y al refrigerante adsorbido, adsorbato. A nivel experimental se han probado diversos pares adsorbente-adsorbato como zeolita-agua, zeolita-refrigerantes orgánicos, sales-amoniaco, carbón activo-metanol y gel de sílice-agua. El par comercialmente disponible es el par gel de sílice-agua, que utiliza el agua como refrigerante y el gel de sílice como sustancia adsorbente y en menor medida el par zeolita-agua.

Los equipos de adsorción considerados en esta tesis son los comerciales basados en el par gel de sílice-agua. Este equipo está constituido por cuatro elementos principales: un evaporador, dos cámaras que actúan como adsorbedor-desorbedor de forma alternativa y un condensador. En el evaporador, el agua líquida a baja presión procedente del condensador se evapora, enfriando el agua del circuito de climatización, de 12°C a 7°C habitualmente. El vapor de agua producido durante la evaporación se adsorbe en la cámara que actúa en este momento como adsorbedor (cámara 2 Figura 2-5) gracias a la gran avidéz que posee el gel de sílice por el agua. Mientras, en la cámara 1, que ahora actúa como desorbedor, se libera agua del gel de sílice en forma de vapor, gracias al calor aportado por una fuente térmica externa. El vapor de agua formado se conduce al condensador, donde pasa a estado líquido por enfriamiento por el circuito externo de agua de torre, cerrando de este modo el ciclo. Cuando el gel de sílice del adsorbedor se satura de agua y el gel de sílice del desorbedor ya no contiene agua, la cámara 2 que actuaba como adsorbedor pasa a actuar como desorbedor y viceversa.

En el anexo se presentan los equipos de adsorción de pequeña y gran potencia disponibles comercialmente. La ventaja principal de estos equipos respecto a los de absorción es que requieren temperaturas de activación inferiores, del orden de 75 °C, para su funcionamiento, lo cual permite utilizar captadores solares planos para su activación. Sin embargo, presentan un COP ligeramente más bajo, del orden de 0.6, y la utilización de una torre de refrigeración para la disipación de calor.

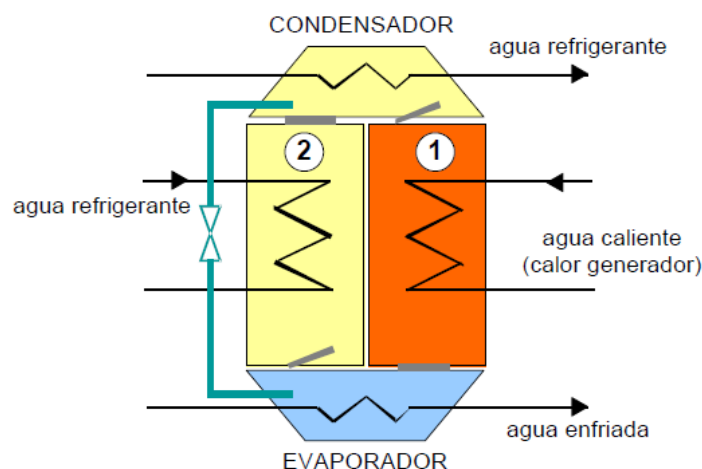


Figura 2-5. Esquema de funcionamiento de una máquina de refrigeración de adsorción.

### 2.3 CAPTADORES SOLARES TÉRMICOS

Este es uno de los elementos claves de los sistemas térmicos de refrigeración solar. Su función es transformar la energía solar en energía térmica útil. Actualmente se dispone de una gran variedad de tecnologías de captación solar térmica de acuerdo con la temperatura de trabajo. Estas se pueden clasificar en tres grandes grupos: captadores de baja temperatura (50-150 °C), media temperatura (150 – 500 °C) y alta temperatura (1000- 3000 °C). A continuación se consideran únicamente los captadores de baja temperatura que son los que se utilizan habitualmente para sistemas de refrigeración solar y redes de distrito de calor. Aun así es importante destacar que en los últimos años se ha desarrollado con fuerza los sistemas de captación de media temperatura debido al impulso de las centrales solares termoeléctricas. Dentro de este grupo, una tecnología muy prometedora para los sistemas de climatización solar es la tecnología de concentración Fresnel mediante reflectores lineales. Estos captadores permiten obtener temperaturas del orden de 150-200 °C con buenos rendimientos térmicos, que pueden ser de interés para la activación de enfriadoras térmicas de absorción de doble efecto e incluso triple efecto. Más detalles sobre estos captadores de media temperatura se pueden encontrar en el trabajo de Weiss y Rommel (2005).

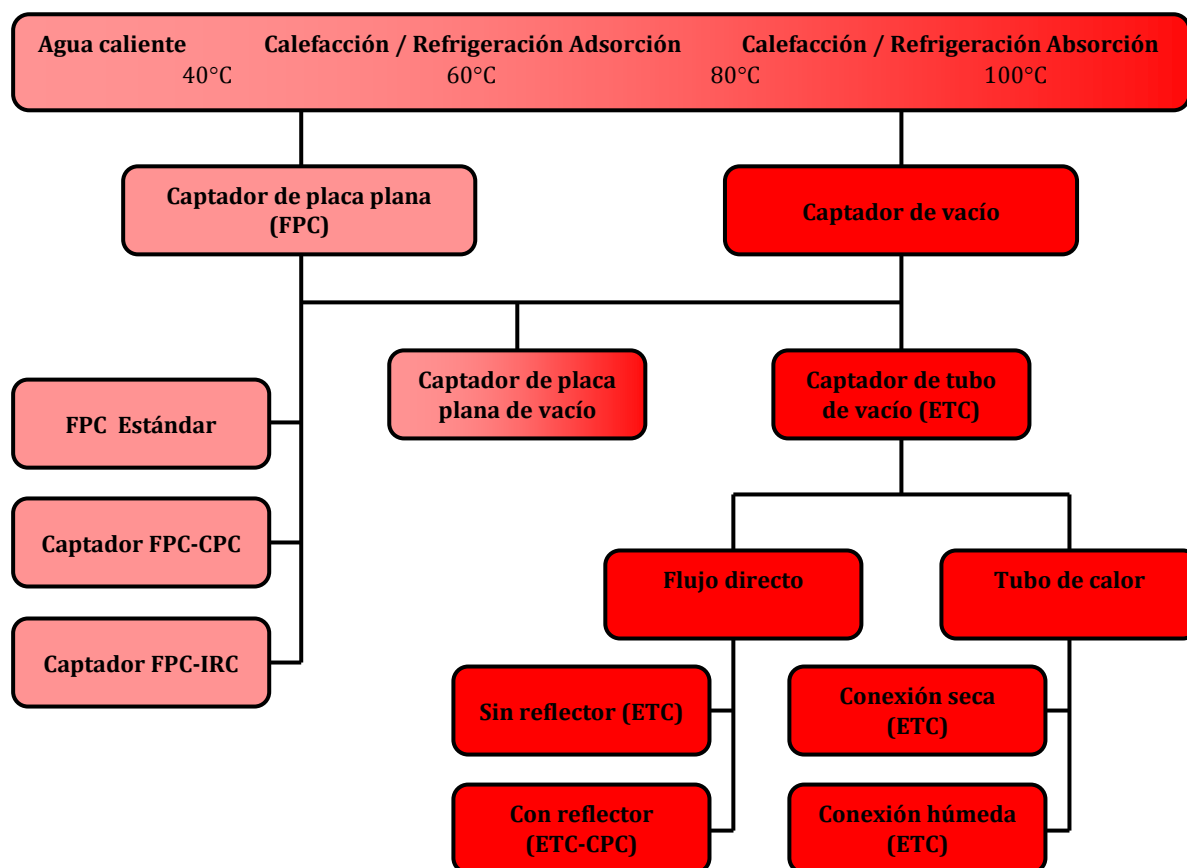


Figura 2-6. Clasificación de los captadores térmicos de baja temperatura.

En la Figura 2-6 se muestran las diversas tecnologías de captadores de baja temperatura disponibles actualmente. La mayoría de las tecnologías utilizan como fluido de térmico el agua aunque también es posible la utilización de aire.

A grandes rasgos estos captadores se pueden clasificar en:

- FPC: Captadores de placa plana estándar.
- FPC-IRC: Captadores de placa plana integrados
- FPC-CPC: Captadores de placa plana con reflectores ópticos.
- FPC-Aire: Captadores de placa plana que utiliza como fluido térmico el aire.
- ETC: Captadores de tubo de vacío estándar.
- ETC - CPC: Captadores de tubo de vacío con reflectores ópticos.

### 2.3.1 Rendimiento térmico

---

De acuerdo con la norma UNE-EN 12975-2:2002 (AENOR, 2002), el rendimiento de los captadores solares de baja temperatura se puede calcular mediante la ecuación siguiente:

$$\eta_s = k(\Theta) \cdot c_0 - c_1 \cdot \frac{(T_{av} - T_{amb})}{G} - c_2 \cdot \frac{(T_{av} - T_{amb})^2}{G} \quad (2-1)$$

en la que:

$k(\Theta)$  : Factor óptico.

$c_0$ : Factor de pérdidas ópticas cuando la irradiación solar es perpendicular a la superficie de captación.

$c_1$ : Primer factor de pérdidas térmicas.

$c_2$ : Segundo factor de pérdidas térmicas.

$G$  : Irradiancia solar sobre superficie inclinada.

$T_{av}$  : Temperatura media del fluido en el interior del captador.

$T_{amb}$  : Temperatura del ambiente exterior.

De acuerdo con esta ecuación, el rendimiento de un captador queda especificado si se conocen los valores de los factores  $c_0$ ,  $c_1$  y  $c_2$ , las condiciones ambientales (irradiación solar, posición solar y temperatura ambiente) y las condiciones de operación (temperatura media del fluido en el interior del captador). Por tanto, se deduce que a priori, desde un punto de vista estrictamente tecnológico, los captadores que presentaran

un mejor rendimiento son aquellos con un factor óptico  $k(\theta) \cdot c_0$  elevado y unos factores de pérdidas térmicas reducidos.

Es necesario destacar que un análisis comparativo basado en las ecuaciones de captadores es insuficiente para determinar el captador con mejores prestaciones energéticas. Resulta más conveniente conocer su producción específica anual para una aplicación y localidad determinadas.

### 2.3.2 Captadores de placa plana: FPC, FPC- IRC y FPC-CPC

Es la tecnología de captación solar más implementada y con más años de desarrollo. La mayoría de captadores de placa plana se construyen en base a una placa metálica rectangular llamada absorbedor. El absorbedor es el elemento central del captador solar ya que se encarga de convertir la radiación solar en energía térmica, que posteriormente es transferida al fluido que circula por los tubos soldados en su parte inferior. Este fluido transporta el calor recibido hacia el acumulador solar o punto de consumo. Con el objetivo de convertir el máximo de irradiación solar en calor y reducir las pérdidas térmicas por radiación, el absorbedor está recubierto por un tratamiento selectivo que permite una alta absorptancia en el espectro visible y una baja emitancia en el espectro infrarrojo. Tratamientos selectivos muy conocidos son *Sun-Select* y *TiNOx*.

Para evitar la degradación prematura del absorbedor y reducir las pérdidas térmicas, el absorbedor se ubica en una caja provista de un vidrio transparente en la parte superior y el aislamiento correspondiente (Figura 2-7).

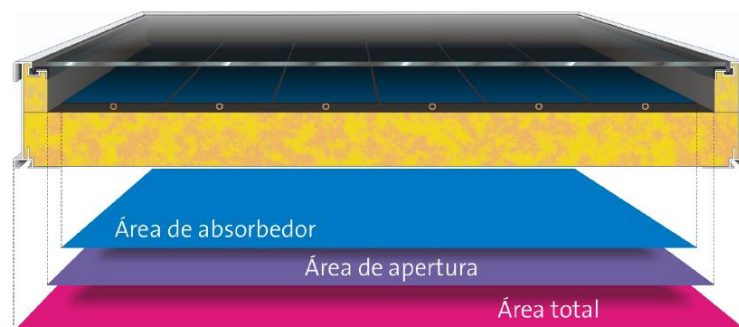


Figura 2-7. Captador de placa plana estándar (FPC) (Peuser et al, 2004).

En la Figura 2-7 se pueden observar las áreas de referencia características de estos captadores. Estas áreas son muy importantes ya que la ecuación de rendimiento depende del área de referencia utilizada. La definición de cada una de estas áreas se describe a continuación:

- Área total: Es el producto de las anchura y longitud del captador e indica el área mínima de suelo o tejado requerida para la ubicación de los captadores.

- Área de apertura: Es el área a través de la cual pasa la irradiación solar. Siempre es ligeramente inferior al área de la cubierta de la parte superior del captador.
- Área de absorción: Corresponde al área efectiva del absorbedor del captador

Los captadores de placa plana selectivos suelen presentar valores de eficiencia óptica del orden de 0.8 y coeficientes de pérdidas térmicas de primer orden del orden de  $3 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ . Su rendimiento medio anual está alrededor del 35-45 %, dependiendo de la localidad y del tipo de instalación. En zonas soleadas del Sur de Europa como Barcelona con un valor de irradiación solar sobre superficie horizontal de  $1750 \text{ kWh m}^{-2} \text{ año}^{-1}$ , la producción solar específica de estos captadores oscila entre los 600 y  $800 \text{ kWh m}^{-2} \text{ año}^{-1}$ .

Con el objetivo de satisfacer las demandas del mercado, algunos fabricantes suministran captadores planos fácilmente integrables en los edificios (FPC-IRC). La integración se puede llevar a cabo en diferentes partes del edificio, siendo muy habitual la integración en tejados inclinados y fachadas.

Una evolución técnica de los captadores planos son los captadores FPC-CPC. Su diseño está basado en el uso de reflectores CPC. Con ello se persigue un doble objetivo. Por un lado, con la ayuda de estos reflectores se aumenta la irradiación que incide sobre el captador a lo largo del día (aumento de  $k(\theta) \cdot c_0$ ). En la Figura 2-8 se puede observar la mejora del rendimiento del captador CPC 3E+ cuando el ángulo de incidencia de la irradiación solar es de  $42^\circ$ . Por otro lado, estos captadores disponen de una área de absorción más reducida respecto a un captador convencional con la misma área de apertura, lo cual da lugar a una reducción de sus pérdidas térmicas y, por tanto, a una reducción de los coeficientes de pérdidas térmicas  $c_1$  y  $c_2$  (Figura 2-9). Por lo tanto, con la tecnología CPC se mejoran las prestaciones energéticas del captador solar, operando con rendimientos aceptables a temperaturas inferiores a  $100^\circ \text{C}$ . El problema de los reflectores es que para que sean efectivos su superficie debe estar muy limpia. Ésta es una de las razones por las que los reflectores se suelen colocar en el interior de una caja similar a la de los captadores planos convencionales.

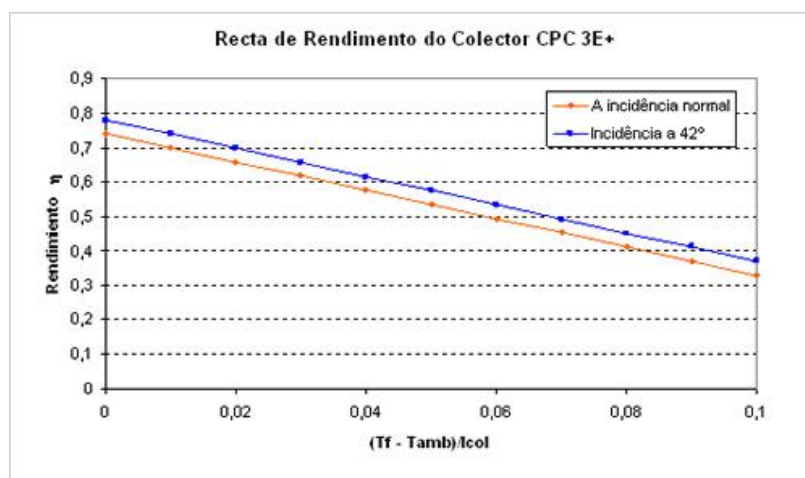


Figura 2-8 Mejora del rendimiento óptico del captador FPC-CPC AOSOL CPC 3E+,www.aosol.com.

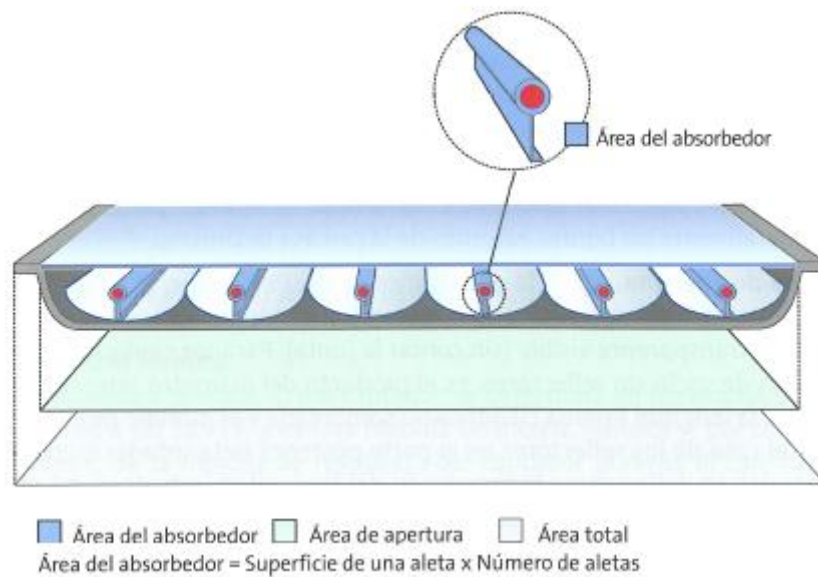


Figura 2-9. Áreas de referencia de un captador FPC-CPC, (Peuser et al, 2004).

### 2.3.2.1 Captador FPC-Aire

En aplicaciones de climatización solar en las que es necesario calentar el aire, los captadores solares térmicos que utilizan como fluido térmico el aire son una alternativa a considerar, ya que esta tecnología permite obtener prestaciones energéticas similares a la de los captadores de agua. Su uso en el mercado europeo es testimonial debido a la falta de conocimiento de esta tecnología por parte de los clientes finales así como a la falta de experiencia de diseñadores e instaladores en este campo (Henning, 2004). Sus aplicaciones típicas son la calefacción de edificios y naves industriales, el precalentamiento del aire de ventilación durante el invierno, la climatización del aire de piscinas, el secado de productos agrícolas y sistemas de refrigeración solar en instalaciones basadas en sistemas desecantes.

Las ventajas de los captadores de aire son: no presenta problemas de congelación durante el invierno; no presenta problemas de estancamiento en el verano; no hay problemas de corrosión, calcificaciones y fugas de fluido caloportador; no es necesario acumulador ya se utiliza como acumulador de energía el propio edificio; fácil integración arquitectónica en tejado inclinado y fachada; permite aprovechar muy bien la irradiación difusa ya que el aire se calienta mucho más rápido que el agua debido a su baja capacidad calorífica.

Sin embargo, también presenta una serie de desventajas: no es posible acumular los excedentes de energía solar; sólo permite generar parcialmente del consumo de ACS durante el verano mediante el uso de un intercambiador aire-agua; para una misma superficie de captación, el consumo eléctrico del ventilador necesario para impulsar el aire suele ser superior al consumo de una bomba hidráulica de un sistema que utiliza el agua como fluido caloportador.

Su construcción es similar a la de los captadores de agua (Figura 2-10). Constan de un absorbedor metálico con tratamiento selectivo en su parte superior. A poca distancia de la parte superior de este absorbedor se encuentra un vidrio transparente que permite el paso de la irradiación solar en el espectro visible y crean el efecto invernadero que permite incrementar la temperatura del interior del mismo. El aire circula a través de unos



canales situados debajo de la superficie de absorción. El objeto de estos canales es aumentar el intercambio de calor (sus paredes verticales actúan a modo de aletas de disipación de calor) y mantener un perfil de velocidad de aire uniforme a lo largo de una línea transversal perpendicular a la dirección del aire. Con ello se consigue que la temperatura de salida de todos los canales sea uniforme y se maximiza el rendimiento a los caudales recomendados por el fabricante.

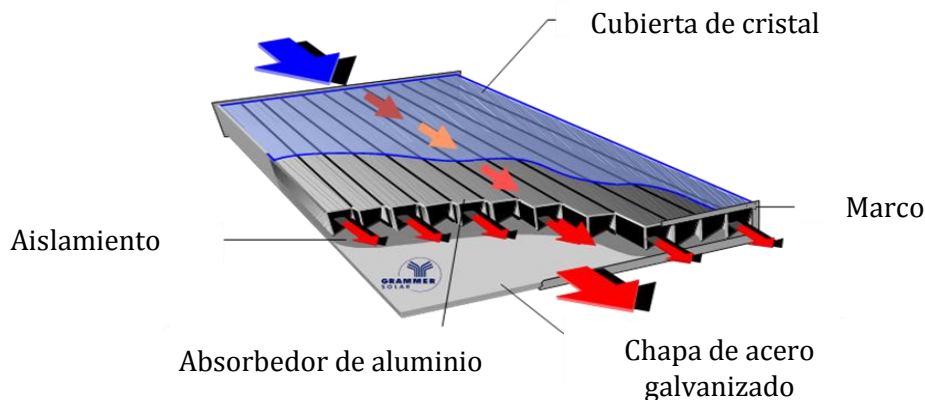


Figura 2-10. Captador de placa plana de aire (FPC-Aire) (Grammer Solar).

### 2.3.2.2 Evolución tecnológica de los captadores FPC

La evolución tecnológica de los captadores solares térmicos de placa ha mejorado notablemente el rendimiento térmico de los mismos en las últimas décadas (Frei, 2003). Una mejora importante en la década de los 90 fue la introducción de absorbedores provistos de superficies selectivas. También se mejoró notablemente la fabricación de la caja en la que se ubica el absorbedor a base de aluminio y provista de perforaciones para evitar las condensaciones de vapor de agua en su interior.

Durante la última década también ha habido mejoras importantes gracias a la optimización de los diseños de la placa absorbedora, nuevos recubrimientos selectivos con valores de emitancia en el espectro infrarrojo mucho más reducidos elaborados mediante procesos de fabricación con plasma. Este último factor ha aumentado de forma importante el rendimiento de captación a temperaturas relativamente elevadas, lo cual los hace interesantes para instalaciones solares para refrigeración. Otros aspectos que han mejorado notablemente son las propiedades antireflexivas de las cubiertas de vidrio. Incluso para mejorar el rendimiento a temperaturas moderadamente elevadas, algunos fabricantes tienen modelos de doble vidrio antireflexivo con un gas inerte en el espacio intermedio (Weiss y Rommel, 2005). En este sentido, los nuevos diseños de captadores tienden a captadores con cajas herméticas provistas de gases nobles como el criptón en su interior (Vestlund et al, 2009). Esta solución evita la condensación de vapor de agua en el interior del captador y aumenta la durabilidad del captador al evitar la entrada de contaminantes y polvo del ambiente exterior. Por otro lado también permite la reducción de las pérdidas térmicas del captador. De acuerdo con cálculos preliminares de Vestlund et

al, (2009), con este tipo de captadores se estima que las pérdidas térmicas se pueden reducir hasta en un 20% respecto a los captadores convencionales.

También se están desarrollando cubiertas de vidrio provistas de aislamientos transparentes para reducir las pérdidas térmicas por la parte frontal del captador de captadores. Esto presenta el inconveniente de reducir ligeramente la radiación solar efectiva debido a la reducción del IAM. Respecto a los aislamientos posteriores, se está considerando la posibilidad de la utilización de elementos con alto vacío situados en la parte posterior del captador, con lo cual se reduce el uso de materiales y los costes de fabricación.

Todas esas innovaciones dan lugar a captadores que pueden llegar a conseguir rendimientos muy elevados incluso en condiciones de temperaturas elevadas. Por ello se puede afirmar que es posible la utilización de estos captadores evolucionados en instalaciones de refrigeración solar que precisen temperaturas del orden de 90 – 100 °C. Otra consecuencia de esta evolución tecnológica es la reducción importante de la superficie de captación para lograr una producción energética determinada y, por tanto, una reducción de los costes de las instalaciones de energía solar térmica.

### ***2.3.3 Captadores de tubo de vacío: ETC y ETC-CPC***

---

Una de las formas de mejorar el aislamiento de los captadores es la utilización del vacío en el interior del captador. Al eliminar la mayor parte del gas del interior del captador, deja de existir el medio material para la transmisión de calor y se eliminan prácticamente las pérdidas térmicas por conducción y convección. Aunque ha habido intentos de aplicar esta idea a los captadores planos, los captadores de vacío son los únicos disponibles comercialmente.

Este tipo de captador está formado por un conjunto de tubos en las que se ha extraído el aire de su interior llegando a alcanzar las presiones de su interior valores del orden  $10^{-3}$  –  $10^{-4}$  kPa para obtener de este modo una reducción muy importante de los coeficientes de pérdidas térmicas (Figura 2-11).

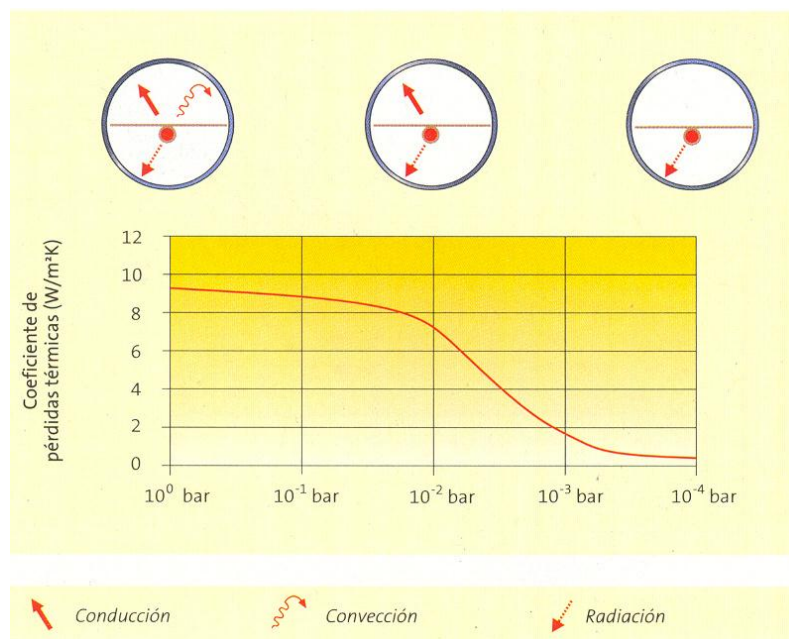


Figura 2-11. Eliminación de las pérdidas térmicas por convección y conducción por efecto del vacío.

En estos captadores el absorbedor, habitualmente de cobre con recubrimiento selectivo, se ubica en el interior del tubo de vacío. El absorbedor capta la irradiación solar y la convierte en calor. En la parte inferior del absorbedor se ha soldado un tubo por el cual circula el fluido caloportador. Este fluido puede ser el fluido caloportador que transporta el calor directamente al acumulador de calor (captadores de tubo de vacío directos) o bien una sustancia que se evapora con relativa facilidad y transporta el calor a un condensador situado en el extremo superior del tubo de vacío (captadores de tubo de calor o *heat-pipe*). La parte externa de este condensador está en contacto con el fluido caloportador que se conduce al acumulador de calor.

La definición de las áreas de referencia para este tipo de captador se muestran en la Figura 2-12 . En este tipo de captadores la selección del área de referencia afecta de una forma más acentuada a los valores de los parámetros de la ecuación de rendimiento.

De acuerdo con el fluido que circula por el interior del captador, existen dos tipos de captadores de tubo de vacío, los de flujo directo y los de tubo de calor (*heat-pipe*). En los primeros, el fluido de trabajo de la instalación solar circula por el absorbedor de los tubos de vacío. Esto da lugar a elevados rendimientos debido a la transmisión directa del calor del absorbedor al fluido. Una de las grandes ventajas de este tipo de captador es que puede ser montado de forma horizontal en zonas con escasas nevadas. En estos casos, para conseguir la inclinación óptima del captador únicamente es necesario girar el tubo. Todo ello da lugar a una reducción importante de los costes de la estructura de soporte así como de instalación.

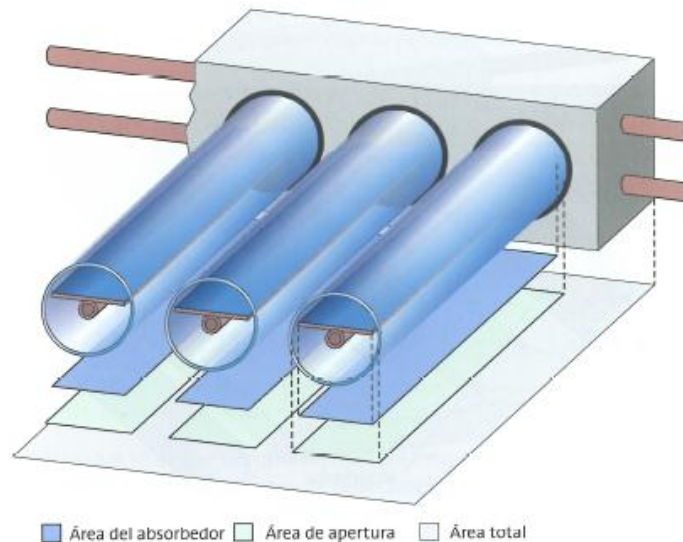


Figura 2-12. Áreas de referencia del captador de tubos de vacío. (Peuser et al, 2004).

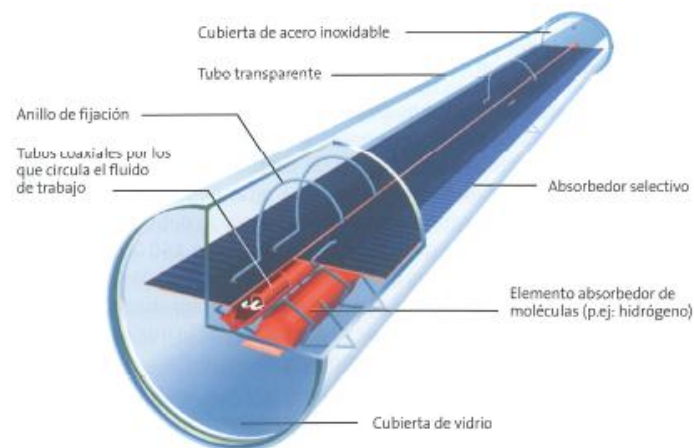


Figura 2-13. Sección de un tubo de vacío de flujo directo. (Peuser et al 2004).

En los captadores de tubo de vacío con tubo de calor, el tubo soldado al absorbedor contiene una pequeña cantidad de un fluido térmico fácilmente vaporizable. Cuando este fluido se evapora, asciende hacia la parte superior del tubo de vacío y condensa en el pequeño condensador que está en contacto con el fluido de trabajo del circuito primario. Una vez en estado líquido, desciende de nuevo hacia el absorbedor por la acción de la gravedad. Por ello estos captadores requieren una inclinación mínima del tubo respecto a la horizontal, que suele ser de unos  $30^\circ$ , con el objetivo de que el fluido caloportador del tubo de vacío descender de nuevo hacia el absorbedor.

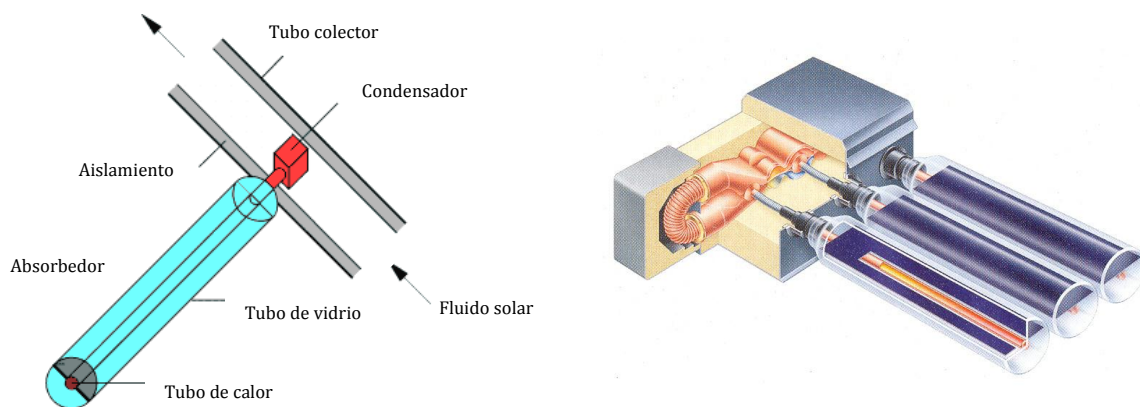


Figura 2-14. Captador de tubo de vacío de tubo de calor.

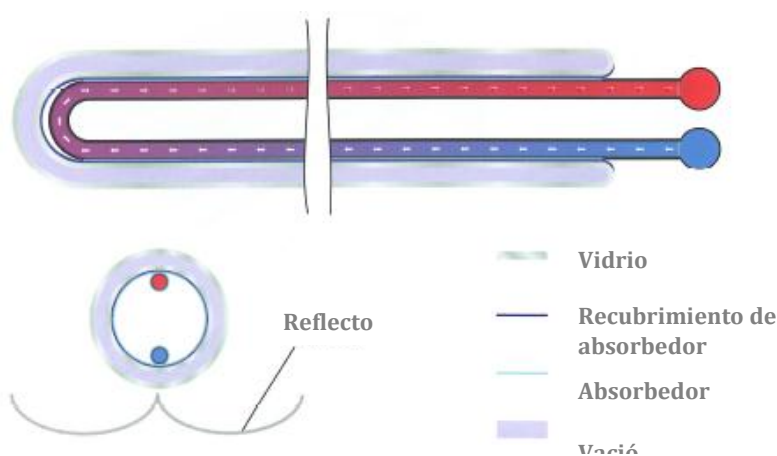


Figura 2-15. Sección de un captador ETC-CPC (Peuser et al, 2004).

Atendiendo a la óptica de estos captadores, se pueden clasificar en dos grandes grupos, captadores de tubo de vacío estándar (ETC) y captadores de tubo vacío equipados con reflectores CPC (ETC-CPC o Sydney). Unas ilustraciones de este último se muestran en las figuras Figura 2-15 y Figura 2-16, que corresponden a un caso particular de captadores de flujo directo ETC-CPC. Los reflectores CPC incrementan la irradiación solar efectiva sobre la superficie de absorción. Este hecho se visualiza en la Figura 2-17 y Figura 2-18, en la que se muestra el valor del modificador del ángulo de incidencia en función del ángulo de incidencia.

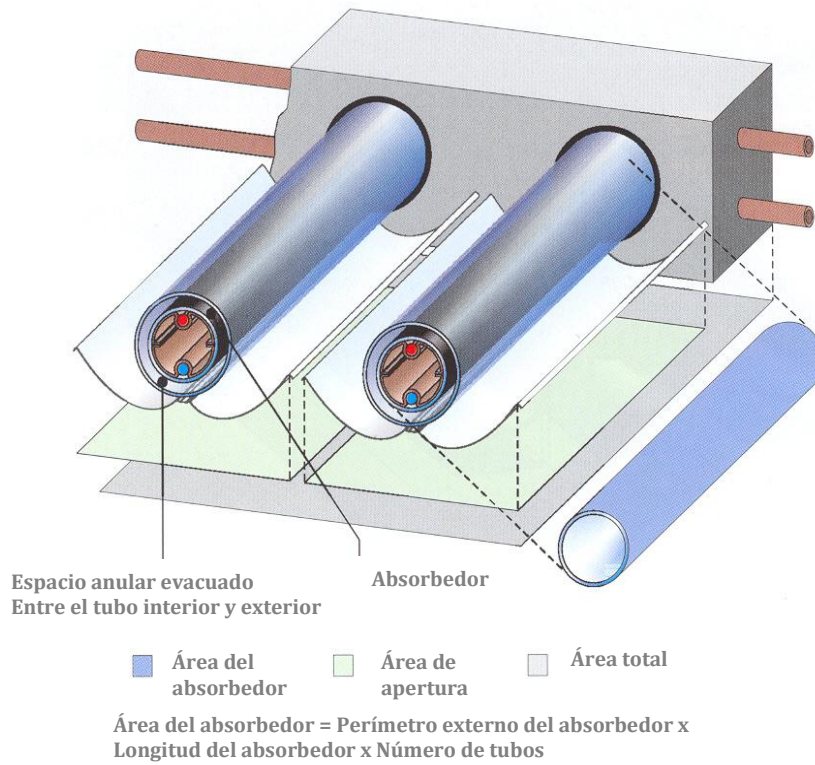


Figura 2-16. Áreas de referencia del captador ETC-CPC (Peuser et al 2004).

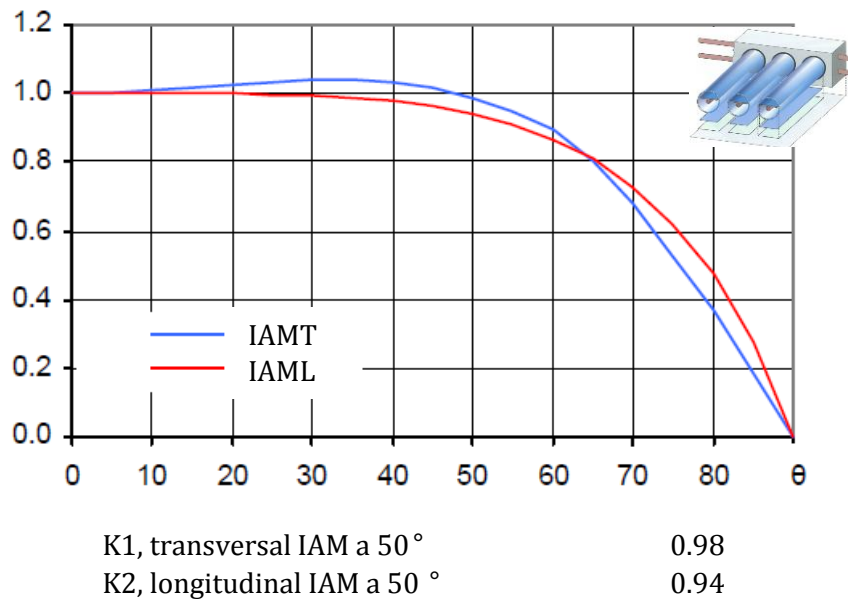
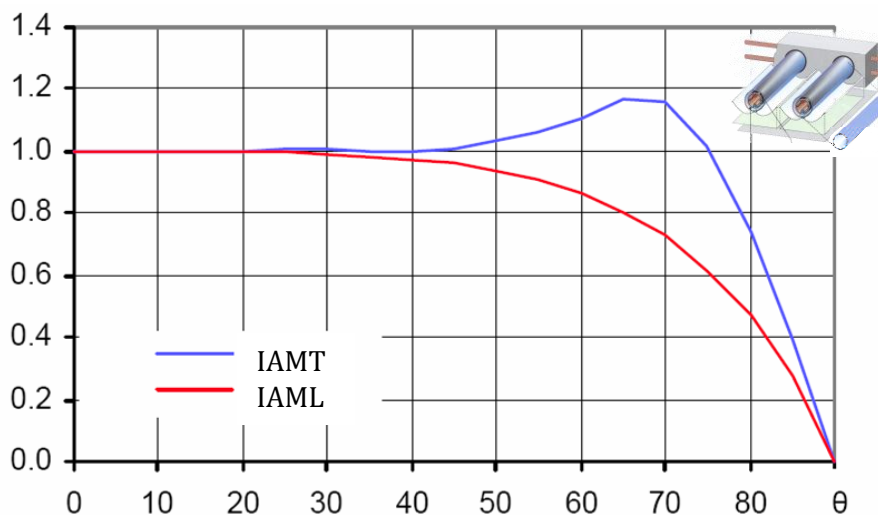


Figura 2-17. Modificador del ángulo de incidencia captador ETC-Estándar (SPF Testing, [www.solarenergy.ch](http://www.solarenergy.ch)).



K1, transversal IAM a 50°	1.03
K2, longitudinal IAM a 50°	0.94

Figura 2-18. Modificador del ángulo de incidencia captador ETC-CPC (SPF Testing, [www.solarenergy.ch](http://www.solarenergy.ch)).

### 2.3.3.1 Evolución tecnológica de los captadores ETC y ETC-CPC

En el caso de esta tecnología, su evolución tecnológica ha sido mínima en los últimos años (Frei, 2003) ya que la versión ETC-CPC apareció a principios de los años 2000. Como se observa en la Figura 2-19, la mejora más importante la ETC-CPC (2000 B en la figura), es el gran incremento del rendimiento óptico respecto a los años 1980. Un factor que ha impulsado la evolución de estos captadores es el desarrollo del mercado chino, en el que aproximadamente el 80% de los captadores solares térmicos son captadores de tubo de vacío y que acapara más del 70% del mercado mundial.

Uno de los problemas más importantes que presentan estos captadores es su alta temperatura de estancamiento. Ello da lugar a un deterioro importante de juntas, aislamientos etc. Para evitar este fenómeno algunos fabricantes de captadores de tubo de calor han añadido un sistema de protección contra el estancamiento que evita que el vapor alcance el condensador una vez se haya alcanzado la temperatura máxima de consigna.

Otro factor importante susceptible de evolucionar es la fragilidad de los tubos de vacío y posible rotura en el caso de impactos de granizo.

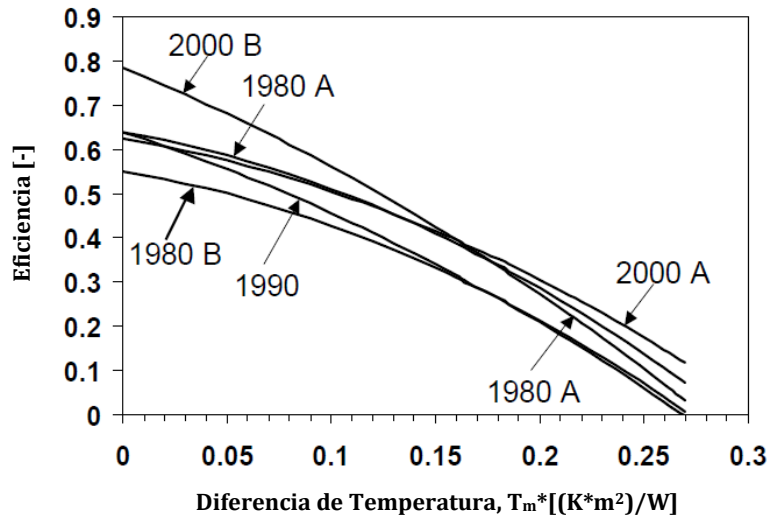


Figura 2-19. Evolución del rendimiento de los captadores de tubo de vacío, Frei (2003).

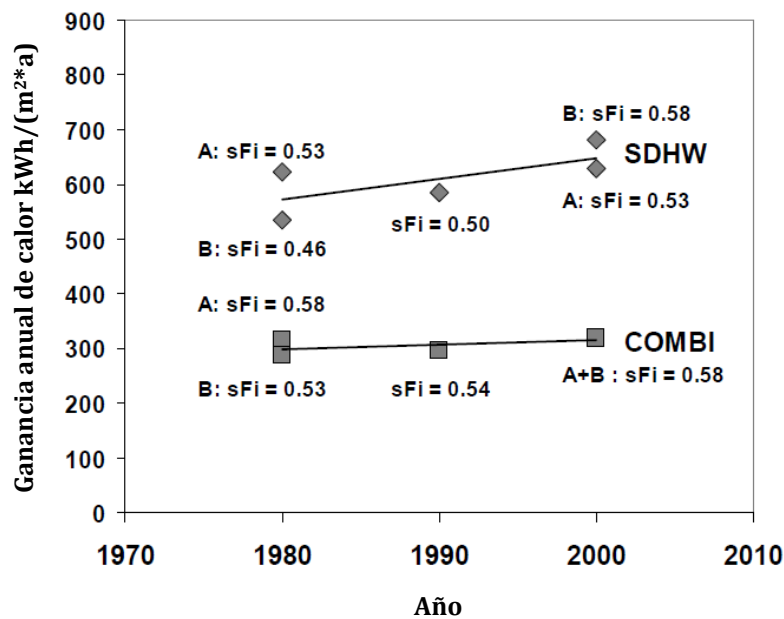


Figura 2-20. Evolución de la producción solar específica de los captadores de tubo de vacío para sistemas de agua caliente sanitaria y sistemas combinados de calefacción, Frei (2003).

### 2.3.4 Selección de captadores solares

La selección de la tecnología de captación más adecuada para instalaciones de refrigeración solar está basada generalmente en la tecnología de refrigeración y las condiciones de operación. Dependiendo de la tecnología de refrigeración, sistema de disipación y unidades terminales del sistema de climatización, queda fijada la temperatura de operación del sistema de captación solar. El rendimiento de los captadores depende en gran medida de esta temperatura. Así en la Figura 2-21 se muestra un gráfico con el



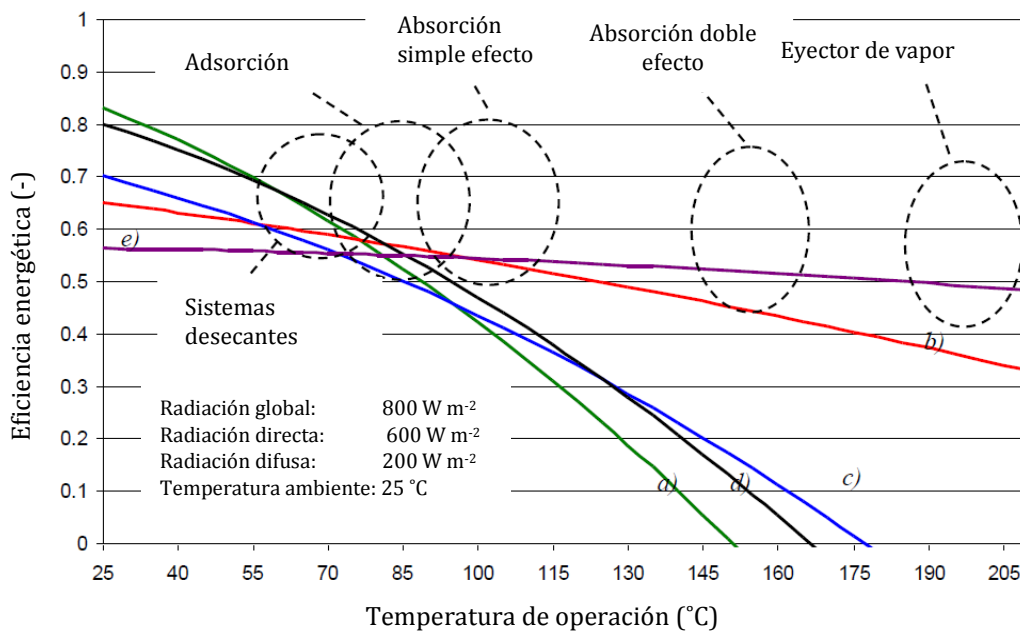


Figura 2-21. Eficiencia de diferentes tecnologías de captadores solares térmicos y temperaturas de operación de diferentes tecnologías de refrigeración solar. (Hess et al, 2008). a) Captador FPC con cubierta antirreflexiva, b) Captador ETC-CPC, c) Captador FPC-CPC, d) Captador FPC con doble cubierta antirreflexiva y gas inerte, e) Captador cilindroparabólico de pequeño tamaño

rendimiento de diferentes tecnologías de captación solar y los márgenes de operación de los sistemas de refrigeración solar. De acuerdo con este gráfico, para sistemas equipados con enfriadoras de absorción de doble efecto, se precisan temperaturas del orden de 150 °C y solamente los captadores de baja temperatura de tubo de vacío con reflector son adecuados (ETC-CPC). También están indicados para estas temperaturas los captadores con reflectores Fresnel, que no aparecen en la figura. Para sistemas equipados con máquinas de absorción de simple efecto que operan a temperaturas de unos 90 °C, se pueden utilizar captadores de tubo de vacío y captadores planos de alto rendimiento (FPC y FPC-CPC). Para sistemas solares de refrigeración equipados con enfriadoras de adsorción se puede utilizar cualquier tecnología de captación que utilice como fluido el agua. Finalmente, para sistemas de climatización solar con desecantes se puede utilizar cualquier tecnología e incluso, aunque no aparecen en la figura, los captadores solares de aire (FPC-Aire).

Es importante mencionar que en todos los casos anteriores es aconsejable seleccionar captadores solares selectivos para de este modo obtener un buen rendimiento durante los períodos de baja irradiación solar.

El segundo factor determinante en la selección la tecnología de captación es el coste específico. Este coste a su vez depende de la tecnología, tamaño de la instalación y de si se trata de obra nueva en su totalidad o se añade a una instalación ya existente.

La Figura 2-22 muestra como el coste específico del sistema de solar de captación disminuye a medida que aumenta el tamaño de la instalación. Estos valores incluyen el coste de la estructura de soporte y red de tuberías pero no incluyen otros elementos importantes como acumuladores, bombas, elementos de seguridad etc.

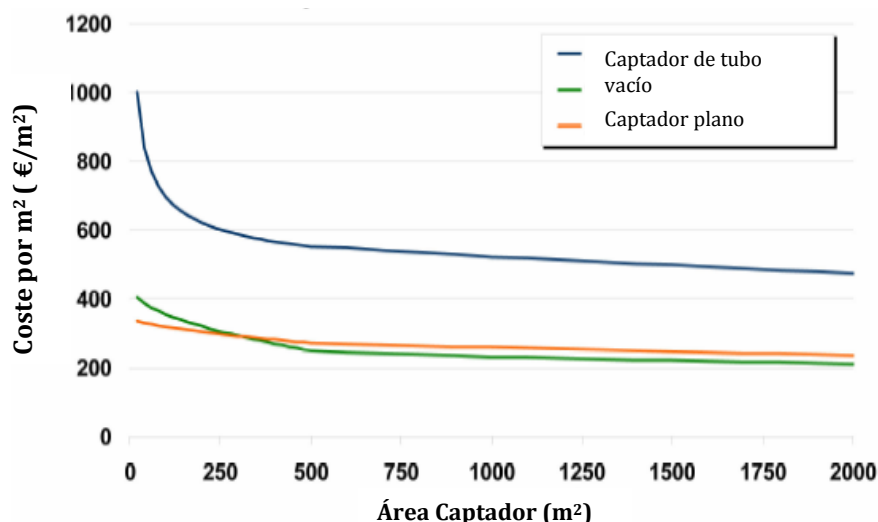


Figura 2-22. Coste específico de diferentes tecnologías de captadores solares, (Henning, 2004).

De acuerdo con este gráfico la tecnología de tubos de vacío tiene un precio más elevado que la tecnología de captadores planos, especialmente para pequeñas instalaciones (Henning, 2004).

Como último criterio de selección de la tecnología solar de captación es necesario considerar su integración arquitectónica y urbanística. Es importante considerar este aspecto en la fase inicial del proyecto. En algunos casos la sustitución de elementos arquitectónicos convencionales de fachadas y tejados por sistemas de captación reduce los costes globales de la instalación. Todas las consideraciones anteriores se resumen en la Tabla 2-1.

Tabla 2-1. Tabla resumen para selección de tecnología solar térmica según criterios de rendimiento energético y temperatura, relación coste/rendimiento e integración arquitectónica.

Tecnología solar de captación	Coste	Rendimiento energético			Coste/rendimiento			Integración
		T 70°C	T↑ 90°C	T↑↑ 150 °C	T 70°C	T↑ 90°C	T↑↑ 150 °C	
<b>Captadores de placa plana</b>								
FPC	+++	++++	+++	-	++++	+++	-	+++
FPC-IRC	++++	++++	++	-	++++	++	-	++++
FPC-CPC	+++	++++	+++	-	+++	+++	-	+++
FPC-Aire	+++	+++	+	-	+++	+	-	+++
<b>Captadores de tubo de vacío</b>								
ETC	++	++++	++++	+++	+	++	+++	++
ETC-CPC	+	++++	++++	+++	+	++	+++	++

En el caso de enfriadoras de absorción de doble efecto sólo es posible la utilización de los captadores de tubo de vacío y los reflectores Fresnel. Sin embargo, en el caso de las máquinas de absorción de simple efecto, teniendo en cuenta el factor económico y las prestaciones energéticas en el factor coste/rendimiento, en general podemos afirmar que la tecnología más apropiada es la de captadores planos de muy alta eficiencia. Para temperaturas de operación del orden de 70°C típicas de sistemas de refrigeración con adsorción y desecantes, la opción más adecuada es la de los captadores planos.

Por último, mencionar que si el factor de la integración arquitectónica es importante, los captadores más adecuados son evidentemente los FPC-IRC, seguidos de los FPC, FPC-Aire y los ETC.

## 2.4 REVISIÓN DEL ESTADO DEL ARTE DE LAS REDES DE DISTRITO DE FRÍO Y CALOR

---

Las redes de distribución de frío y calor se están implementando de forma importante en los últimos años, especialmente en países de Europa del Norte y Central. Estas redes proporcionan refrigeración y calefacción y suministro de ACS a gran variedad de edificios como oficinas, hoteles, centros deportivos, almacenes, escuelas, hospitales, etc.

En el caso concreto de España, la situación es muy diferente. A nivel residencial predominan los equipos de compresión mecánica y calderas individuales. A nivel de edificios públicos, la mayor parte de los sistemas de climatización utilizan sistemas de compresión mecánica para enfriar el fluido de trabajo, que puede ser agua o aire.

El aumento progresivo de las redes de distribución de frío y calor en los últimos años se debe a diversas razones:

- Tendencia a externalizar los servicios de climatización a empresas expertas en el sector.
- Reducción de la demanda pico de electricidad respecto a los sistemas distribuidos ya que se utilizan equipos más eficientes y para el caso de refrigeración es factible la utilización de equipos de absorción basados en energía térmica.
- Reducción del consumo de energía primaria y, por tanto, de las correspondientes emisiones de dióxido de carbono, reduciendo de este modo el impacto del calentamiento global y cambio climático.
- Servicio de mayor calidad, mayor flexibilidad y mayor fiabilidad.

Una red de distrito consiste en un conjunto de tuberías aisladas, habitualmente enterradas, que transportan un fluido térmico al que se le suministra o extrae energía térmica en diversos puntos de la misma. Su función básica es dar servicio de calefacción, agua caliente sanitaria (redes de distrito de calor) o refrigeración (redes de distrito de frío) a los edificios de una zona determinada.

Los tres componentes fundamentales de las redes de distrito son:

- Equipos o plantas de producción, en los que se produce el calor que se transporta mediante un fluido transmisor de calor (agua caliente, incluso vapor de agua o agua fría). Los centros de producción también pueden incluir sistemas de almacenamiento térmico.
- La red de distrito o primaria, que se compone de un conjunto de tuberías y accesorios. La red de distribución es generalmente de circuito cerrado, y se compone de un circuito de impulsión y otro de retorno.
- Subestaciones de calor y frío, cuyo objetivo es transmitir el calor o frío de la red de distribución a los puntos de consumo o incluso a redes secundarias en el caso de grandes edificios o distritos.

Entre los principales beneficios de las redes de distrito se pueden destacar:

- Aumento sustancial de la eficiencia energética: las redes de calefacción de distrito usualmente utilizan el calor de sistemas de cogeneración o los gases de combustión de subproductos de la incineración de residuos. Además permiten un alto grado de control sobre el equipo de producción centralizada que asegura que las instalaciones funcionen cerca de sus prestaciones nominales. En el caso de las redes de frío, estas pueden incorporar enfriadoras de alta eficiencia energética de diversas tecnologías.
- Permiten la incorporación de múltiples fuentes de energía lo cual es fundamental para adaptarse a las cambiantes situaciones de suministro energético. Entre estas fuentes se encuentra la energía solar térmica.

Debido a estos beneficios, las redes de distrito permiten conseguir una alta eficiencia energética y una importante reducción de emisiones de gases contaminantes. El aprovechamiento del calor de sistemas de cogeneración, calores residuales y la posibilidad de integrar sistemas de energías renovables son probablemente las ventajas fundamentales de las redes de distrito. A pesar de las muchas ventajas de las redes de distrito desde el punto de vista ambiental, de eficiencia energética y económica, la implantación de las redes de calefacción es escasa, suministrando un 9 % de la energía térmica para calefacción y ACS en Europa (Dalenbäck, 2007, 2008). En el caso las redes de distrito de frío existe un destacable nivel de desarrollo en Norteamérica, siendo sin embargo su presencia en Europa testimonial.

A continuación se describen las redes de frío y calor así como sus elementos principales.

## 2.4.1 Redes de distrito de calor

### 2.4.1.1 Descripción física de las redes de distrito de calor

En general se puede considerar que existen dos tipos de red atendiendo a la forma de distribución:

- Red con estructura de árbol ( Figura 2-23).
- Red con estructura de árbol con interconexiones o redes mixtas. ( Figura 2-24).

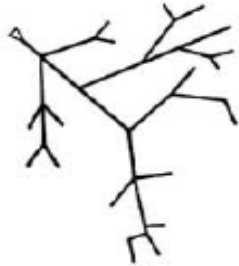


Figura 2-23. Red con estructura de árbol.

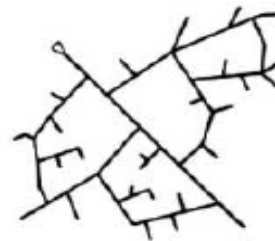


Figura 2-24. Red Mixta.

La mayoría de las redes de distrito de calor (DH) se establecen en estructura de árbol, en la que cada subestación está conectada a la unidad de producción más cercana. Las subestaciones pueden estar conectadas entre ellas en serie o paralelo entre ellas. En el caso serie se reduce el número de ramificaciones de la red y se logra reducir la inversión inicial, pero en caso de incidentes en las subestaciones, los usuarios situados aguas abajo pueden ser privados del servicio de calefacción y ACS. Para evitar este riesgo, se diseñan redes mixtas o malladas que pueden ser abastecidas desde diferentes ramificaciones. Otra ventaja importante de la ramificación es que permite integrar más fácilmente otros sistemas de generación de energía. Su elevado coste es su principal desventaja u obstáculo, por lo que se aplican principalmente en algunos casos para mejorar la eficacia y la seguridad de la red.

Por otra parte, las distintas redes interconectadas pueden ser abastecidas por más de una unidad de producción de calor como se muestra en la Figura 2-25 y Figura 2-26.

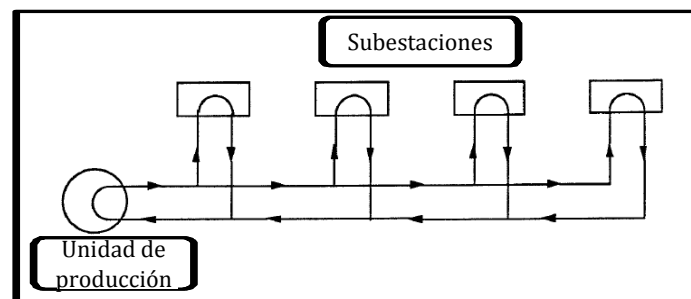


Figura 2-25. Red con una sola unidad de producción y las subestaciones conectadas en paralelo.

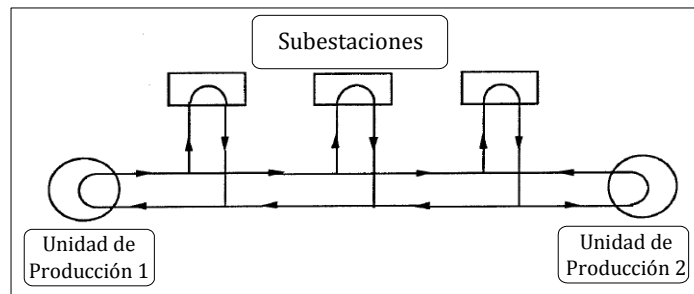


Figura 2-26. Red con varias unidades de producción y subestaciones conectadas en paralelo.

La Figura 2-26 presenta una visión de conjunto de una red suministrada por dos unidades de producción. Este tipo de diseño se encuentra regularmente en redes de distrito de tamaño medio, lo que permite conectar sistemas convencionales basados en el uso de combustibles fósiles, incineradoras de residuos sólidos urbanos y otras fuentes energéticas. El suministro por varias unidades de producción en una sola red puede causar una serie de problemas operativos, dificultades para equilibrar la red o mantener los costes de producción estables.

Las redes también se pueden clasificar en cerradas y abiertas. Las redes cerradas se utilizan en el caso que se conozca de antemano el número de consumidores que van a ser conectados a la red. Estas son las más utilizadas en edificios de oficinas, hoteles, hospitales, centros comerciales, residencias universitarias, aeropuertos, etc. El diseño y la instalación puede ser rentable y con buenos resultados, aunque para ello es imprescindible conocer en detalle las demandas energéticas de calor.

Las redes abiertas se utilizan cuando la demanda de energía térmica que debe ser cubierta es variable, por ejemplo, en una zona urbana de la ciudad. Los consumidores no tienen obligación de estar conectados a la red, como en los sistemas cerrados, y puede elegir entre los sistemas de distrito y las calderas individuales. La demanda puede aumentar o disminuir, de acuerdo a la eficiencia y el coste de la calefacción suministrada.

En lo que respecta al número de tuberías de distribución, usualmente se utilizan sistemas de dos tubos: constan de una tubería de impulsión por la que circula un fluido a alta temperatura y una tubería de retorno por la que circula el fluido a una temperatura más baja que la anterior. Para aumentar el rendimiento del sistema, es aconsejable reducir al máximo posible la temperaturas de impulsión y de retorno.

Casi todas las redes de calefacción urbana utilizan como fluido de trabajo el agua en estado líquido o vapor. La clasificación actualmente en uso depende del nivel de la temperatura:

- Agua caliente de la temperatura máxima de 100°C/110°C
- Agua sobrecalentada entre 120 – 200°C.
- Vapor saturado.

La mayoría de redes de distribución utilizan como fluido el agua caliente a una máxima temperatura de salida de 100°C a 110°C. En el caso de la tubería de retorno, la temperatura suele estar entre 20 a 60°C más baja, dependiendo del diseño de las unidades terminales situadas en los edificios.

La tendencia actual es construir redes de agua caliente porque son más simples, más baratas de operar y pueden satisfacer un área geográfica mayor. En Europa, las redes de distrito que usan agua caliente como fluido de energía están operando a temperaturas entre 90 y 150°C, mientras que en EE.UU. son de mayor presión y temperatura (170°C).

Respecto al dimensionado de las tuberías, durante la fase de diseño de la red de distrito se deben tener en consideración los siguientes tres factores de forma simultánea: los materiales utilizados, la elección del aislamiento y el tipo de construcción. Al diseñar la red de distrito, los tres factores tienen que ser analizados en función de las condiciones de trabajo de la red (temperatura, caudal), el ambiente exterior y las indicaciones de la empresa de servicios energéticos que gestiona la red de distrito.

La determinación de los diámetros de la tubería es una de las principales decisiones del diseñador de un sistema de calefacción urbana. La velocidad del fluido que circula por el interior no debe ser muy alta, para reducir así las pérdidas hidráulicas, pero tampoco muy baja ( $<0,8 \text{ m s}^{-1}$ ). De acuerdo con los tubos seleccionados, es habitual trabajar con velocidades de entre 1 y 3  $\text{m s}^{-1}$  para sistemas de agua. En Europa, el criterio de diseño más utilizado es tener una caída de presión de alrededor de 100  $\text{Pa m}^{-1}$ , aunque esta cifra puede ser aún mayor.

Durante la fase de diseño se deben considerar una serie de normas internacionales y nacionales. Para una red de un tamaño equivalente, la elección del material de la tubería dependerá en gran medida de si la construcción es superficial o enterrada. Las tuberías de mayor tamaño son de acero al carbono en la mayoría de los casos. Para tuberías de menor diámetro, también es posible la utilización de materiales plásticos como el polietileno reticulado, capaces de resistir temperaturas de hasta 110°C.

El aislamiento de las tuberías es un factor crucial durante la fase de diseño, debido a las relativamente elevadas pérdidas térmicas de la red y su impacto en la eficiencia global del sistema. Los materiales aislantes se caracterizan por su conductividad térmica, que varía en función de la densidad y la temperatura. El aislamiento necesario en la red de distrito debe ser suficiente para garantizar unas pérdidas inferiores al 15 - 20%.

La tendencia actual es utilizar tuberías de acero negro preaisladas en fábrica con espuma de poliuretano. Todo el conjunto se suele cubrir con un armazón de polietileno que protege el aislamiento del ambiente exterior. Además estas tuberías suelen ir equipadas con un cableado detector de fugas de fluido (Figura 2-27). Se dispone de una oferta comercial muy variada en diámetros y longitudes que facilitan el diseño y ejecución de la instalación.

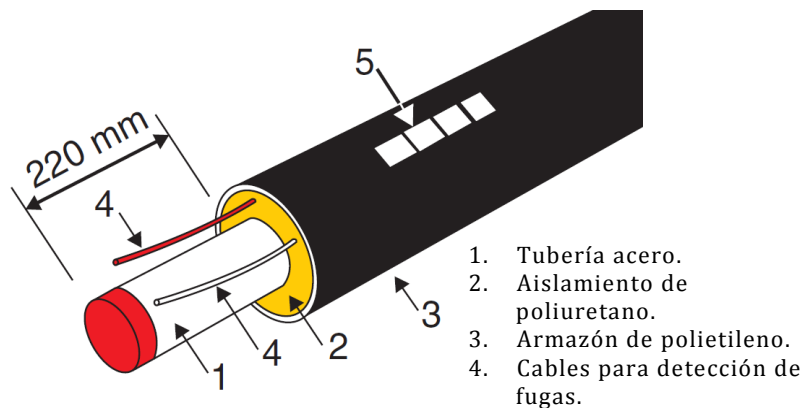


Figura 2-27. Componentes principales de una típica tubería de red de distrito preaislada en fábrica.

La instalación de las tuberías puede ser superficial o enterrada. En el caso de instalación superficial los costes de inversión, ingeniería civil y mantenimiento son más bajos. Sin embargo, por razones visuales y de seguridad, la instalación suele ser enterrada.

En referencia a la temperatura de operación, las redes de distrito de calor se pueden clasificar de acuerdo con su temperatura en:

- Sistemas de alta temperatura con temperaturas superiores a 175 °C.
- Sistemas de media temperatura de con temperaturas de suministro entre 120 y 175 °C.
- Sistemas de baja temperatura, con temperaturas de suministro inferiores a 120 °C.

En Europa, la mayor parte de las redes de distrito de calor existentes está en el rango de temperatura entre 90 y 150 °C. A título de ejemplo, los valores típicos de las temperaturas para Dinamarca se muestran en la TABLA 2-2. Un punto importante es que la temperatura de retorno debe ser lo más baja posible, es decir, que se debe trabajar con saltos térmicos elevados entre la impulsión y el retorno. Esto da lugar a caudales más reducidos y, por tanto, reducen de una forma importante la energía consumida por las bombas de los sistemas de distribución.

Tabla 2-2. Valores típicos para temperaturas de suministro.

	<b>Verano</b>	<b>Invierno</b>
T impulsión	70-80	75-85
$\Delta T$	20-30	30-45
T retorno	45-55	35-50

Las razones por las cuales se han desarrollado en mayor medida los sistemas de baja temperatura en Europa se enumeran a continuación:

- El costo de la inversión es un 50% más bajo en comparación con los sistemas de alta temperatura debido a su mayor simplicidad durante el diseño del sistema, su



mejor adaptabilidad a futuras ampliaciones y sus menores exigencias en aislamiento.

- La relación entre la electricidad y la energía térmica producida es un parámetro característico para los sistemas de cogeneración. Esta relación depende de la temperatura de impulsión y la de retorno. Para algunas tecnologías de generación de energía, reduciendo la temperatura de impulsión se logra aumentar la energía eléctrica generada.
- Menos fugas de fluido caloportador. Una pequeña parte de las pérdidas totales en un sistema de red de calor es causado por fugas del fluido que circula por los tubos. Normalmente, en los sistemas de baja temperatura las fugas son mínimas. Por el contrario, en los sistemas de alta temperatura y sistemas de vapor tienen pérdidas más elevadas, especialmente en el tubo de retorno.
- En muchos casos los intercambiadores de calor no se utilizan y la conexión con los consumidores es directa.
- Es más fácil ampliar un sistema de baja temperatura a las regiones con baja carga térmica.
- Los sistemas de baja temperatura se pueden adaptar más fácilmente a una gran variedad de combustibles. Los sistemas de energía solar, geotérmica y otros generadores de calor se integran fácilmente a en las redes de distribución de los sistemas de baja temperatura, con una eficacia que pueden cubrir las necesidades térmicas de una región, pudiendo llegar al 100% durante el verano.

De todas formas, es necesario tener presente que en verano las redes de distrito de calor funcionan a carga reducida. En consecuencia se pueden utilizar como fuente de calor para activar enfriadoras térmicas y producir de este modo refrigeración de un modo distribuido. Las temperaturas de la red dependerán del tipo de enfriadora térmica, siendo habitualmente necesaria una temperatura de 85-90 °C para enfriadoras de absorción y de 70-75 °C para enfriadoras de adsorción. Aun siendo posible esta opción, es necesario apuntar que la integración de estos equipos en la red de calor plantean problemas de equilibrio hidráulico ya que requieren elevados caudales con saltos térmicos reducidos, lo cual implica que la red de calor se debe dimensionar para estas circunstancias. En el caso de redes existentes, es necesario realizar un estudio específico para analizar esta posibilidad.

Tal como se observa en la Figura 2-25 y Figura 2-26, la energía térmica producida por la planta de generación se transporta por la red de distrito y finalmente, llega al consumidor a través de las subestaciones situadas cerca de los puntos de consumo. Existen dos tipos de subestaciones: subestaciones directas, en las que el fluido del circuito de distribución circula a través del sistema de calefacción y subestaciones indirectas, en las que la transferencia de calor se realiza a través de un intercambiador de calor.

Respecto a las subestaciones indirectas, se trata de subestaciones en las cuales el fluido secundario se calienta mediante un intercambiador de placas o multitubular. Este tipo de conexión es necesaria para la separación entre los circuitos primario y secundario. Un

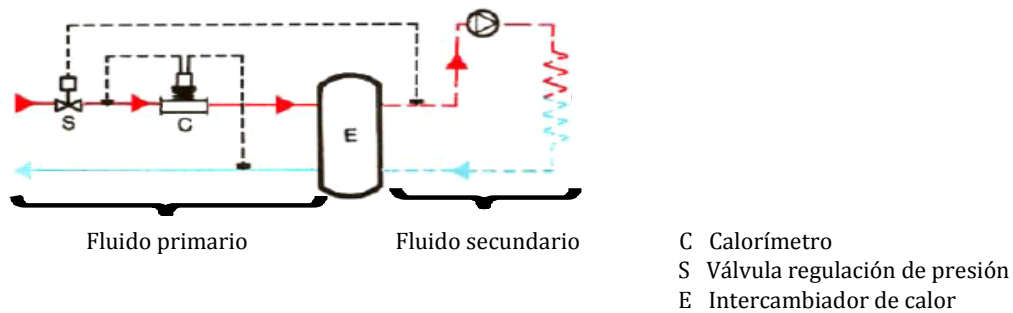


Figura 2-28. Esquema de intercambio de calor subestación

diseño esquemático de una subestación de conexión indirecta se muestra en la figura 2-28. En este ejemplo, la regulación de la válvula S permite regular la temperatura de impulsión del circuito secundario a temperatura constante o variable. Si la subestación se utiliza para la calefacción y la preparación de agua caliente sanitaria, es necesaria la instalación de una válvula de tres vías en el circuito secundario. Por otro lado, para el sistema de calefacción es aconsejable regular la temperatura de impulsión del secundario en función de la temperatura exterior.

Las desventajas de las subestaciones indirectas son:

- Coste adicional del intercambiador de calor.
- Reducción de la temperatura de utilización.
- Pérdida de carga adicional debido a la superficie del intercambiador de calor.

Sin embargo, este tipo de subestaciones poseen la gran ventaja de permitir la separación de líquidos a diferentes temperaturas y presiones, por lo que existe un el bajo riesgo de contaminación de la red del usuario.

En las subestaciones de mezcla, el fluido secundario es el mismo que el primario, pero a una presión y temperaturas más reducidas. La temperatura se reduce por la mezcla de la impulsión con parte del retorno de fluido secundario. El fluido primario es agua caliente a una temperatura máxima de unos 110°C. La ventaja de este tipo de conexión es que resulta más económica que la anterior. Aun así presenta un riesgo importante de daño o contaminación debida a la posible mala calidad del agua de la red de distrito de calor.

Se puede distinguir entre dos tipos de subestación de mezcla, en función de su regulación:

- Subestación de caudal primario variable: conexión entre la red primaria y secundaria mediante botella de equilibrado. El objetivo principal es evitar los efectos indeseados en la instalación secundaria debidos a la diferencia de presión entre la impulsión y el retorno del circuito primario.
- Subestación de caudal primario constante: es la subestación de la Figura 2-29. La temperatura de impulsión del circuito secundario se regula mediante las válvulas de S1 y S2. La válvula S1 es regulada de acuerdo con las temperaturas de impulsión y temperatura ambiente exterior.

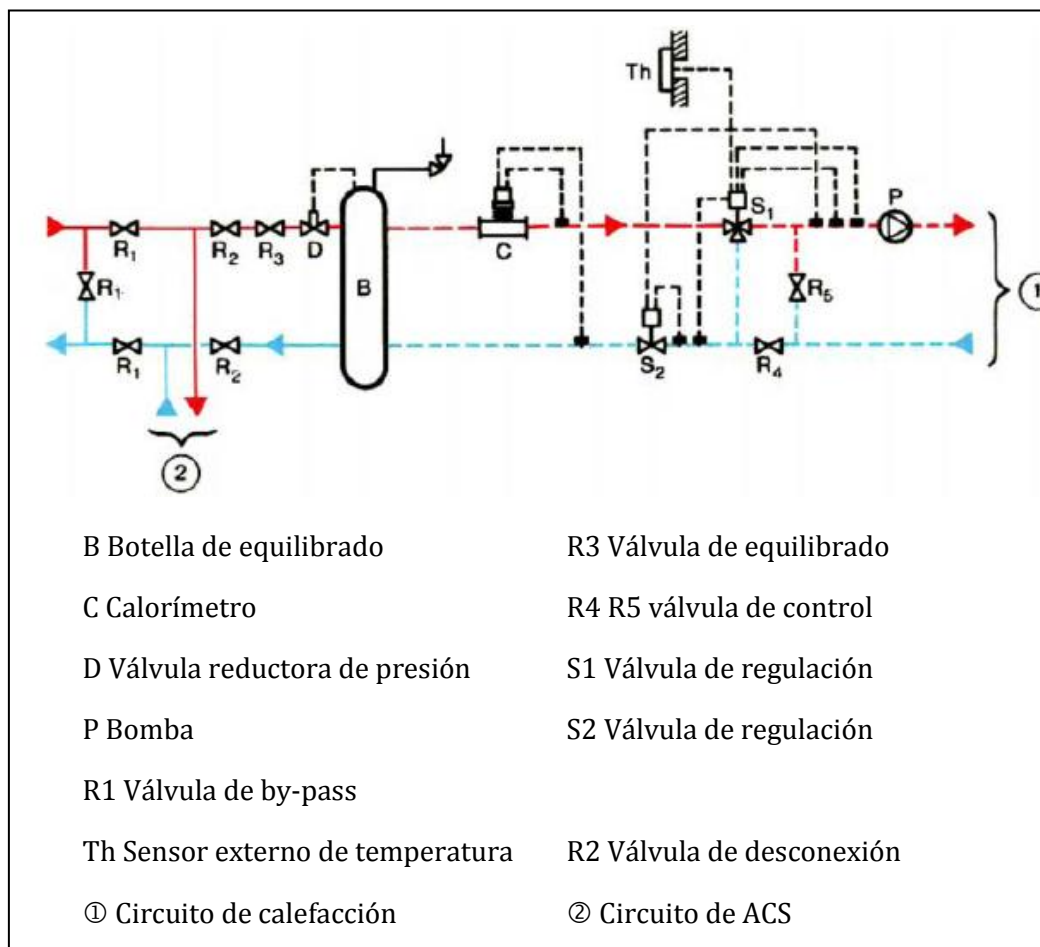


Figura 2-29. Subestación de mezcla de caudal constante.

### 2.4.1.2 Regulación de la red de distrito de calor

El principal objetivo de la regulación de la red de distrito de calor es ajustar la energía suministrada por los diferentes sistemas de generación a las necesidades energéticas reales de la red. Estos varían ampliamente, de acuerdo con la climatología de la zona, características térmicas de los edificios y comportamiento de los usuarios. Para establecer el tipo de regulación resultan muy útiles las curvas de carga térmica acumulada. La Figura 2-30 muestra un ejemplo. Para la carga base se utiliza un sistema basado en la quema de biomasa. Posteriormente, si aumenta la demanda, se añaden consecutivamente el sistema de cogeneración, el de gas y el de fuel-oil. La elección de una u otra tecnología dependerá de los criterios técnicos y económicos particulares de cada planta.

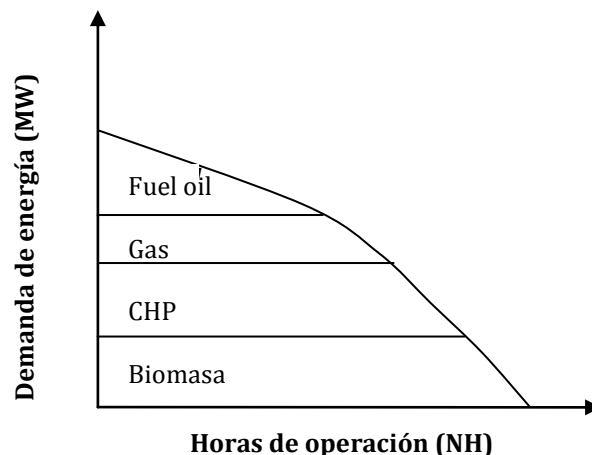


Figura 2-30. Curva de duración de carga, combustión de biomasa utilizada en carga base.

La curva de demanda acumulada muestra los períodos de tiempo que en los que un cierto nivel de capacidad es suficiente en un determinado período anual, y en particular en los períodos en los que es insuficiente, y es necesaria una capacidad adicional. Este gráfico puede ser utilizado de manera más general para las estimaciones de consumo y producción durante todo el año. La parte superior izquierda de la curva indica tanto el punto en que la carga máxima y la capacidad necesaria para satisfacerla.

Otro punto importante de la regulación es el control de las temperaturas de operación de impulsión y retorno. Habitualmente la regulación de la temperatura de la red se realiza en consonancia con la temperatura media diaria del ambiente exterior. Si se representan los valores de temperatura ambiente media diaria en función de la temperatura de suministro, se obtiene la curva de calefacción. La curva de calefacción es un elemento clave en la gestión de la red. Depende en gran medida de la climatología de la zona en la que se sitúa la red de distrito. A continuación se muestra una representación gráfica de una relación lineal de la temperatura ambiente y la temperatura de suministro (Figura 2-31).

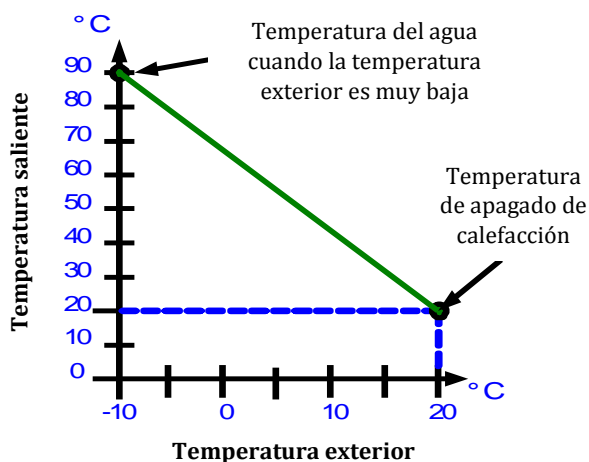


Figura 2-31. Recta de regulación de calefacción

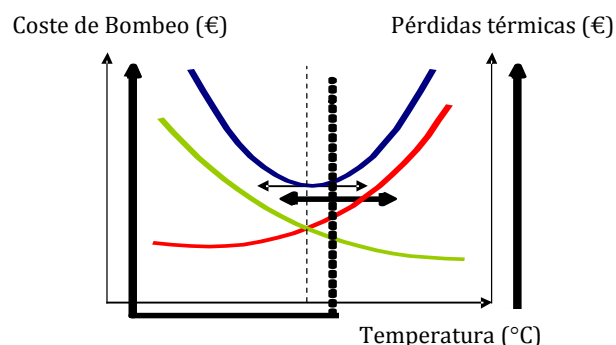


Figura 2-32. Optimización de los costes de pérdidas térmicas y costes de bombeo.

En el caso más simple (planta sólo produce calor), la recta de regulación de la calefacción se determina por la optimización de los costes del bombeo y las pérdidas térmicas. Para que la producción se ajuste a la demanda, existen dos modos de operación, a saber:

- Temperatura de suministro constante y caudal variable.
- Caudal fijo y temperatura de suministro variable

Aunque ambas estrategias permiten el ajuste de producción y demanda, los costes de operación son diferentes. En el primer caso, el aumento de los caudales aumentará la factura de la electricidad como resultado del aumento de los costes de bombeo. En el segundo caso, el aumento de la temperatura de suministro aumentará las pérdidas térmicas. Por lo tanto, existe un punto de operación óptimo en el que se minimizan los costes totales de operación (Figura 2-32). Gracias a las nuevas tecnologías, se han desarrollado sistemas dinámicos que son capaces de operar hora a hora cerca del punto óptimo (Jensen y Løppenthien, 2008) basándose en la medida de la demanda de calor. De acuerdo con estos autores, este sistema ha permitido la reducción de las pérdidas térmicas en un 7.5%.

## **2.4.2 Redes de distrito de frío**

---

### **2.4.2.1 Descripción física de las redes de distrito de frío**

---

Existen diferentes tipos de redes, según el método de conexión: redes abiertas, cerradas y malladas, ya explicadas en el punto de redes de distribución de calor.

El sistema de distrito de agua fría se puede o no combinar con la red de distrito de calor, lo que reduce la inversión en las tuberías y, por lo tanto, la inversión global. Así podemos tener sistemas a dos tubos, tres tubos o cuatro tubos. En el primer caso se utilizan las mismas tuberías para el suministro de calor en invierno y de frío en el verano. Sistemas de este tipo se encuentran sólo en pequeñas redes en área urbana. Su diseño debe considerar los períodos más desfavorable, normalmente el verano para el diámetro y el invierno para el aislamiento. Los sistemas de tres tubos presentan una tubería de retorno común, que transporta el agua de retorno de la planta de agua caliente y la planta de agua fría. Finalmente, los sistemas de cuatro tubos constan de dos tubos para la red de calor y otros dos para la de frío. Es el sistema más empleado pues simplifica los sistemas de regulación y permite atender la demanda simultánea de frío y calor que tiene lugar en los períodos de transición entre el invierno y el verano.

Las redes de refrigeración de distrito disponen de diversos equipos o instalaciones de producción de refrigeración, que pueden organizarse en serie o en paralelo, o en una combinación de serie y en paralelo. Las configuraciones en serie enfrían el agua de distribución por etapas sucesivas. Sin embargo, son afectados por los límites de capacidad, sobre todo cuando la carga es alta y el caudal requerido es superior al caudal nominal máximo del evaporador. La configuración más frecuente es en paralelo. Aquí, la salida de agua fría de los equipos de refrigeración se mezcla en un colector antes de ser distribuido en la red. La combinación de equipos en serie y paralelo permite una adaptación bastante flexible de a la demanda de refrigeración.

Las tuberías representan una parte importante de los gastos globales de inversión en la instalación de redes de distribución, llegando hasta un 75% del total. Es preciso resaltar que para una demanda térmica equivalente de la red de calor, los diámetros son más elevados debido a que estas redes operan con saltos térmicos de 5-10°C. Los costes dependen del tipo de instalación de la red de distrito de frío, de los materiales utilizados para las tuberías y su aislamiento. La instalación de las tuberías puede ser superficial o enterrada. En el caso de instalación superficial los costes de inversión, ingeniería civil y mantenimiento son más bajos. Sin embargo, las redes de superficie requieren una envoltura de protección o una caja por la parte exterior del material aislante, lo suficientemente fuerte como para resistir el impacto. Los materiales más utilizados son de fibra de vidrio, PVC, polietileno de alta densidad, o incluso aluminio o acero inoxidable. Por razones visuales y de seguridad, la instalación suele ser enterrada. En cuanto a los materiales, en la mayor parte de las ocasiones son de acero negro al carbono.

Respecto al aislamiento, este tiene dos funciones básicas: la reducción de las ganancias térmicas del ambiente exterior y la limitación de condensación alrededor de la tubería con el fin de reducir los riesgos de corrosión. Las tuberías se pueden aislar in situ o en fábrica. Esta última es la solución más simple y menos costosa y probablemente la más eficiente. Los materiales más utilizados son la espuma de poliuretano y la fibra de vidrio. La espuma de poliuretano tiene un bajo coste y una conductividad térmica relativamente baja. La fibra de vidrio es más cara y tiene una conductividad térmica más elevada, pero tiene buenas propiedades de estanqueidad.

El fluido caloportador más utilizado en redes de distrito de frío es el agua es el fluido más utilizado. La calidad del agua debe ser controlada muy cuidadosamente para evitar problemas de corrosión, lo que incrementa las pérdidas de presión en las tuberías que pueden afectar a su comportamiento térmico. Otros fluidos son las salmueras y soluciones de glicol, que dan al líquido un punto de congelación más bajo que el agua pura. Estos fluidos pueden ser distribuidos a temperaturas más bajas que las de los sistemas basados en agua.

Del mismo modo que en las redes de distrito de calor, el frío producido por la plantas de generación se transporta mediante una red de distribución y finalmente llega al consumidor a través de las subestaciones situadas cerca de los puntos de consumo.

#### **2.4.2.2 Regulación de las redes de distrito de frío**

Las redes de distrito de frío pueden presentar 3 tipos de bombeo (IDEA, 2009): bombeo centralizado (FIGURA 2-33), bombeo primario y secundario (FIGURA 2-34) y finalmente bombeo distribuido (FIGURA 2-35). Un sistema centralizado de bombeo implica un único conjunto de bombas para todo el sistema, desde la planta de refrigeración hasta las subestaciones a través de las tuberías de distribución. El diseño de estos sistemas es relativamente simple y su coste de instalación relativamente bajo. Por otra parte, su modo de regulación, requiere un caudal constante con válvulas de tres vías para el control de la temperatura, dando lugar a un consumo de energía de bombeo relativamente alto. El control del caudal del agua y de la temperatura no se alcanza fácilmente y pueden surgir problemas de equilibrado de la red. Estos sistemas pueden ser inadecuados para cualquier ampliación de la red.

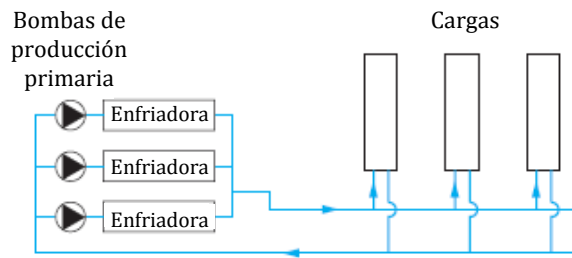


Figura 2-33. Caudal constante en bombeo primario.

Las bombas de distribución están diseñadas para producir la presión suficiente para dar servicio a los consumidores en el extremo más lejano del sistema. Por lo tanto, se pueden presentar problemas de exceso de presión, en particular para los consumidores situados cerca de la planta de producción. Estos problemas se solucionan mediante la colocación de las bombas secundarias (sistema primario / secundario, FIGURA 2-34). Aun así, el uso de un gran número de bombas hace que la regulación del equilibrado del sistema sea más compleja y costosa en términos de energía.

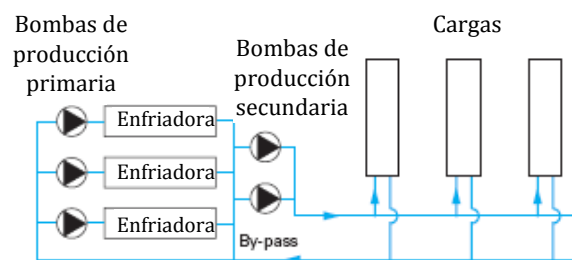


Figura 2-34. Bombeo primario y secundario.

Los sistemas de bombeo distribuido utilizan bombas terciarias en cada subestación, de forma que todos los edificios conectados a la red funcionan de manera independiente. Este sistema está relativamente bien adaptado a la ampliación de la red. El bombeo distribuido puede reducir el consumo de energía en más del 20%, en comparación con los sistemas de bombeo estándar.

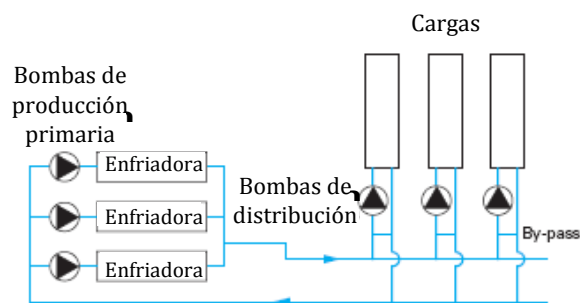


Figura 2-35. Bombeo de distribuido.

Los circuitos primarios de distribución de agua fría están diseñados para funcionar en régimen de caudal constante, es decir, a temperatura de impulsión variable, o bien a

caudal variable (temperatura de impulsión constante). Los sistemas de caudal constante son más simples y se encuentran más frecuentemente en las redes de pequeña escala (FIGURA 2-36). En la estación terminal, el caudal de agua, está regulado por válvulas de tres vías que mezclan el agua de impulsión con la de retorno para obtener la temperatura deseada en función de la carga.

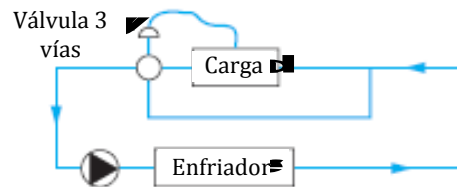


Figura 2-36. Sistema de flujo constante.

Los sistemas que funcionan a caudal variable son de particular interés, ya que el caudal de agua fría en la red puede ser adaptado continuamente a la demanda del usuario actuando sobre las bombas equipadas con variadores de frecuencia, reduciendo así el consumo de energía del sistema de bombeo.

Respecto a la temperatura de operación de las redes de distrito, en los sistemas equipados con unidades de compresión, la temperatura suministrada oscila entre 4 y 7 °C con un salto térmico entre impulsión y retorno de 6°C. En los sistemas equipados con enfriadoras térmicas, la temperatura de impulsión es de 7-8 °C con temperaturas de retorno de 12-14 °C. En el caso de que existan simultáneamente enfriadoras térmicas y de compresión, las temperaturas usuales de operación son de 7-8/12-14 °C

Una red de distrito de frío puede estar conectada a una serie de diferentes centros de producción de refrigeración. Algunas plantas pueden ser gestionadas de forma remota, con la supervisión activa de los parámetros de funcionamiento. Las ventajas de esta configuración respecto a la centralizada son:

- Evita operar con cargas bajas que reducen los niveles de COP.
- Optimiza la temperatura y el caudal de salida en cada planta.
- Selección de la fuente principal de energía de acuerdo a criterios económicos.
- Utilización de la capacidad frigorífica disponible localmente que permite reducir los picos de demanda de la red y reducir los caudales de bombeo, lo cual permite posponer la ampliación futura de las plantas centralizadas.



## 2.5 REVISIÓN DEL ESTADO DEL ARTE DE SISTEMAS SOLARES INTEGRADOS EN REDES DE DISTRIBUCIÓN DE FRÍO Y CALOR

En Europa hay instalados en la actualidad unos 20 millones de m<sup>2</sup> de captadores solares térmicos, equivalentes a una potencia térmica de 14 GW<sub>t</sub> (Dalenbäck, 2008). La mayor parte de los sistemas están instalados en plantas solares con superficies de captación inferior a los 20 m<sup>2</sup>. La potencia total de las plantas solares de más de 500 m<sup>2</sup> asciende tan solo a unos 135 MW<sub>t</sub>. La mayor parte de estas plantas solares están conectadas en redes de distribución edificios o redes de distrito de calor destinadas a cubrir las demandas de calefacción y ACS. Respecto al caso de las redes de calefacción y ACS en edificios, Fink y Riva (2004) han elaborado una guía de diseño. La mayor parte de estas instalaciones se localizan en los países del Norte de Europa (TABLA 2-3), pioneros en este tipo de instalaciones desde hace 30 años. Aun así, existen instalaciones equipadas con enfriadoras térmicas para refrigeración, aunque su número es reducido comparado con las de calefacción/ACS, tal como se observa en la TABLA 2-4 y la FIGURA 2-37. En todos los casos de las instalaciones de refrigeración solar, estas no están conectadas a redes de distrito de frío y calor, por lo que a este respecto la experiencia en este tipo de instalaciones es mínima.

También se observa que en el caso particular de España hay un número relativamente elevado de instalaciones de más de 500 m<sup>2</sup>, aunque la mayoría se destinan a aplicaciones de agua caliente sanitaria en edificios de gran consumo como hoteles, hospitales, etc. Aun así, de las trece instalaciones existentes cuatro incorporan también enfriadoras térmicas.

Tabla 2-3. Plantas solares de gran tamaño en Europa (Dalenbäck, 2007)

País	1ª Instalación	Operativas	Cerradas
Suecia	1979	22	8
Holanda	1985	8	-
Grecia	1986	14	-
Dinamarca	1988	10	-
Alemania	1993	18	1
Austria	1995	14	2
Suiza	1995	7	-
España	1999	13	-
Francia	1999	3	-
Otros	2000	5	1
Italia	2002	3	-
Polonia	2004	3	-
<b>Total</b>	-	<b>120</b>	<b>12</b>

Tabla 2-4. Grandes plantas de refrigeración solar en EU (Dalenbäck, 2007)

Planta, Año de construcción, País	Área Captadores [ m <sup>2</sup> ]	Potencia [kW <sub>t</sub> ]
Sarantis, 1998, GR	2700	1980
Arteixo, A Coruña, 2003, ES	1500	1050
ParcBIT, 2001, ES	900	630
Consejería educ. Toledo, 2004, ES	796	560
Paço d'Arcos/Oeiras, 2004, PT	674	470
Bolzano, 2007, IT	627	440
Bolzano, 2007, IT	572	400
El Oso Ávila, 2003, ES	504	350
Bolzano, 2002, IT	442	310

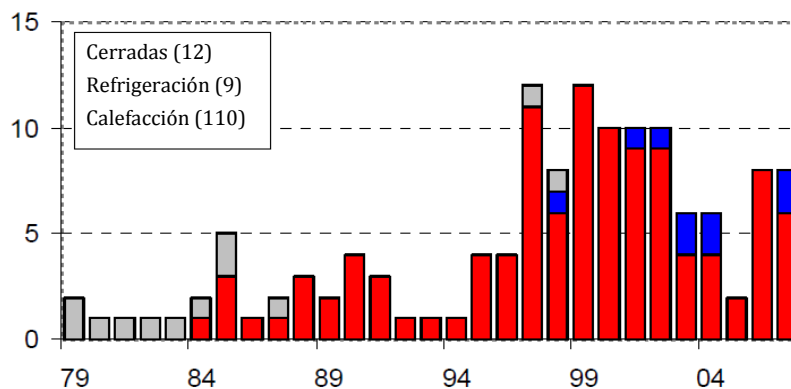


Figura 2-37. Plantas solares de más de 500 m<sup>2</sup> para calefacción/ACS y refrigeración en EU. Las de calefacción se indican en rojo, las de refrigeración en azul y las cerradas en gris (Dalenbäck, 2008).

La mayoría de los sistemas centralizados de energía solar (CHSP) conectados a redes de distrito de calor se diseñan para cubrir la demanda de calor del verano, es decir, cubrir pérdidas térmicas en el sistema de distribución y consumo de agua caliente sanitaria durante esa época del año (Dalenbäck, 2007, 2008). Para ello sólo se precisa de un sistema de acumulación diaria. Ello implica que la aportación energética de estos sistemas respecto al total anual es relativamente baja. Este es el concepto de diseño de la mayoría de instalaciones solares integradas en redes de distrito de los países nórdicos como Dinamarca y Suecia, países en los que se han implantado plantas solares para calefacción y agua caliente sanitaria de hasta 18300 m<sup>2</sup>. Resultados experimentales de una instalación con este diseño se pueden encontrar en el trabajo de Choon et al, (2007). Estas instalaciones de grandes dimensiones se ubican sobre espacios abiertos a las afueras de las ciudades, cerca de la central de producción de calor. La gran ventaja de estos sistemas es la gran reducción de costes de los captadores solares por cuestiones de economía de escala y la rapidez de instalación, ya que suelen utilizar captadores de gran tamaño.

Tabla 2-5. Área de captación y potencia de plantas solares de gran tamaño en Europa (Dalenbäck, 2008).

<b>Planta, año de construcción, país</b>	<b>Área de captadores [m<sup>2</sup>]</b>	<b>Potencia Nominal [MW<sub>t</sub>]</b>
Marstal, 1996, DK	18300	12,8
Kungälv, 2000, SE	10000	7,0
Brædstrup, 2007, DK	8000	5,6
Nykvarn, 1984, SE	7500	5,2
Graz (AEVG), 2006, AT	5600	3,9
Falkenberg, 1989, SE	5500	3,8
Neckarsulm, 1997, DE	5470	3,8
Crailsheim, 2003, DE	5470	3,8
Ulsted, 2006, DK	5000	3,5
Ærøskøping, 1998, DK	4900	3,4
Friedrichshafen, 1996, DE	4050	2,8
Rise, 2001, DK	3575	2,5
Ry, 1988, DK	3040	2,1
Hamburg, 1996, DE	3000	2,1
Schalkwijk, 2002, NL	2900	2,0
München, 2007, DE	2900	2,0

Si se desea aumentar la aportación energética para cubrir parcialmente las necesidades de calefacción durante el invierno, se requiere aumentar de forma considerable la superficie de captación. Esto plantea el problema que durante el verano la generación de calor puede ser muy superior a la demanda, dando lugar a problemas de estancamiento del sistema de captación y a un bajo rendimiento energético. Para solucionar este inconveniente existen dos soluciones posibles: el almacenamiento estacional ( FIGURA 2-38 y FIGURA 2-39) y la refrigeración solar, que permite utilizar la energía solar del verano para producir el frío necesario en los sistemas de climatización durante esta época del año. En los sistemas con acumulación estacional el excedente de energía del verano se acumula en grandes acumuladores estacionales para su uso posterior en invierno. Actualmente, en Europa existen 20 instalaciones de este tipo (Dalenbäck, 2008), la mayor parte de las cuales se encuentran en Alemania (Bauer et al, 2009) gracias al impulso del programa *Solarthermie 2000*. El componente clave de estos sistemas es el almacenamiento estacional, del cual existen diversas posibilidades, todas ellas en forma de calor sensible (Bauer et al, 2009): acumulador artificial con agua o una mezcla de agua y grava, geotérmico y acuíferos.

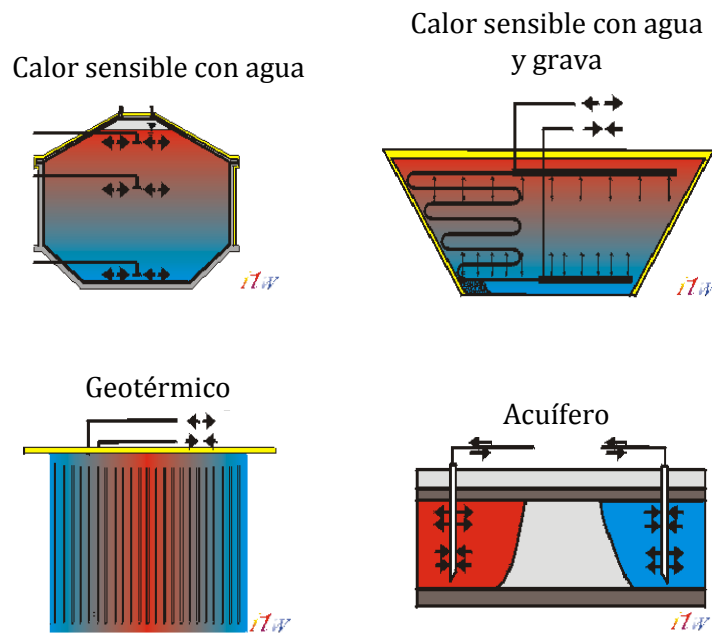


Figura 2-38. Diferentes sistemas de almacenamiento estacional (Bauer et al, 2009).

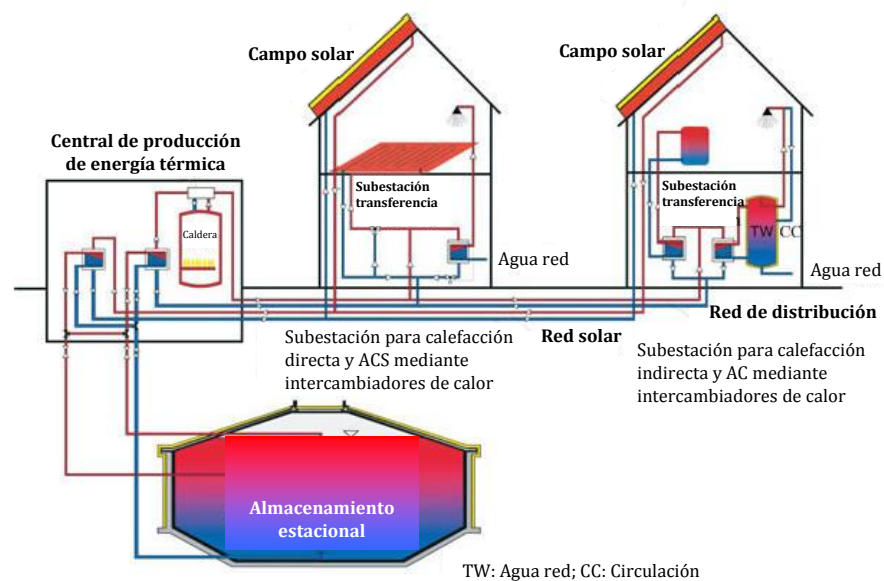


Figura 2-39. Producción solar centralizada integrada en edificios con almacenamiento estacional con acumulador artificial con agua. Se observa la necesidad de una red de distribución adicional a la red de distribución de calor para transportar la energía solar al acumulador solar.

Como se aprecia en la FIGURA 2-39, en muchos tipos de estas instalaciones el sistema de captación se ubica totalmente integrado en las cubiertas de los edificios. La gran ventaja de esta opción es que elimina la necesidad de un espacio urbano para ubicar la planta solar, circunstancia especialmente importante en zonas con elevados precios del suelo y que permite eliminar los costes de alquiler o compra de los terrenos necesarios.

La solución del almacenamiento estacional es válida para zonas del Norte de Europa en las que predomina la carga de calefacción sobre la de refrigeración. Sin embargo, para zonas

del Sur de Europa en las que la demanda de refrigeración reviste mayor importancia, es más razonable el uso de este excedente energético para refrigeración solar activada térmicamente. De esta forma, en estos sistemas sólo es necesario un almacenamiento diario o en el caso más desfavorable, un almacenamiento semanal para el excedente energético que se puede producir en la primavera y el otoño, justo cuando prácticamente la demanda es sobre todo de ACS y las demandas de calefacción y refrigeración son bajas. El frío generado mediante las enfriadoras térmicas se puede distribuir a los puntos de consumo a través de una red de distrito de frío. Aun existiendo esta posibilidad desde el punto de vista técnico, su desarrollo es todavía testimonial. Es por ello que es necesario establecer las pautas de diseño, operación y optimización de estos sistemas para su posterior implantación. Como paso previo a este desarrollo, en el caso de instalaciones de energía solar integradas en redes de distrito de calor recientemente se ha iniciado un proyecto europeo apodado *Solar District Heating* ([www.solar-district-heating.eu](http://www.solar-district-heating.eu)), cuyos objetivos principales son analizar las posibilidades de mercado de esta tecnología y estimular su desarrollo y posterior implantación.

# CAPITULO 3. ESTIMACIÓN DE LA DEMANDA TÉRMICA DE FRÍO Y CALOR DE REDES DE DISTRITO

---

## 3.1 INTRODUCCIÓN

---

El diseño óptimo de sistemas de refrigeración solar integrados en redes de distrito para edificios requiere amplia información sobre las tecnologías y recursos energéticos disponibles, así como de los perfiles de demanda de frío y calor. A causa de las diferentes tecnologías de captadores solares térmicos y enfriadoras térmicas disponibles y del gran número opciones de integración, pueden definirse múltiples configuraciones de sistemas de refrigeración solar integrados en redes de distrito. Para comparar estas configuraciones desde el punto de vista energético resulta muy conveniente conocer las demandas de frío y calor anuales, diarias y horarias. En el caso de utilizar programas de simulación para el análisis de estas configuraciones, resulta muy conveniente disponer de estos datos de demanda energética a escala horaria.

La demanda de calor puede constar de cuatro términos: pérdidas térmicas en la red de distrito, demanda de agua caliente sanitaria (ACS), demanda de calefacción y demanda de energía térmica de las enfriadoras térmicas. La demanda de frío se divide en demanda de refrigeración para climatización y ganancias térmicas del sistema de distribución. Las pérdidas y ganancias del circuito de distrito se pueden calcular de forma relativamente simple (IDAE, 2007) o mediante programas de simulación como TRNSYS (2004). La demanda de ACS se determina considerando el volumen diario de ACS, temperatura de preparación y la temperatura del agua de la red de suministro. La demanda de calor de las enfriadoras térmicas se calcula mediante un modelo implementado en TRNSYS (2004) desarrollado en esta tesis y descrito en el capítulo 4.

Las demandas de calefacción y refrigeración en el sector de la edificación se pueden estimar mediante análisis de regresión de datos reales, programas de simulación o bien sistemas computacionales que utilizan redes neuronales (Pedersen 2007a, 2007b). Los métodos de regresión y computacionales están basados en el análisis de algunos datos de los edificios, medidas de consumos y medidas de datos meteorológicos. Los programas de simulación requieren información muy detallada de los edificios y del comportamiento de los usuarios así como archivos horarios de datos meteorológicos. Todos estos métodos requieren una cantidad considerable de información que no siempre está disponible. En estos casos aplicar estos métodos complejos carece de sentido ya que los resultados tendrán un grado de incertidumbre elevado. Por otro lado, las variables más importantes en la determinación de las demandas de calefacción y refrigeración en edificios son la

temperatura ambiente exterior y el comportamiento de los usuarios (Pedersen, 2007a, 2007b; Dotzauer, 2002). También son importantes las características constructivas básicas de los edificios así como el tipo de uso. Por todo ello, se puede estimar la demanda de calefacción y refrigeración de redes de distrito utilizando modelos más simples. Entre estos modelos se puede encontrar la norma ISO 13970 (2008) y la normalización de la demanda anual o mensual mediante el uso de los grados-día (CIBSE 2006). El método de la norma ISO 13970, aun siendo un método relativamente simple, requiere información más detallada de los edificios. Por otro lado, la normalización de la demanda mediante los grados-día requiere menos información y da lugar a resultados de demandas térmicas diarias y horarias con una precisión similar a los modelos complejos (Dotzauer, 2002; Heller, 2002, Pedersen, 2007b). Por ello en este capítulo se ha aplicado este método para estimar las demandas de calefacción y refrigeración anual, diaria y horaria para un conjunto de edificios conectados a redes de distrito. Las demandas anuales y diarias se calculan a partir de la demanda específica mensual o anual, las características constructivas de los edificios y la temperatura ambiente exterior. Para el cálculo de la demanda horaria se normaliza la demanda diaria mediante el uso de los perfiles horarios que consideran el comportamiento de los usuarios.

### 3.2 CÁLCULO DE LAS DEMANDAS DE CALOR Y FRÍO

Según Heller (2002), la demanda térmica en redes de distribución de calor se puede dividir en cuatro componentes: demanda de calefacción de los edificios, demanda de agua caliente sanitaria (ACS), pérdidas térmicas de la red de distrito de calor y cargas adicionales puntuales que dependen del día de la semana. En nuestro caso las cargas puntuales no se consideran ya que dependen de circunstancias puntuales. Si el sistema de generación de frío está provisto de enfriadoras térmicas es necesario añadir un término adicional correspondiente al consumo de energía térmica de las enfriadoras. Así para una hora determinada la demanda de calor viene dada por la expresión:

$$Q_{calor,h} = Q_{dist,c,h} + Q_{ACS,h} + Q_{c,h} + Q_{g,et,h} \quad (3-1)$$

$Q_{dist,c,h}$  : Pérdidas térmicas horarias de la red de distrito de calor (MWh).

$Q_{ACS,h}$  : Demanda horaria de energía térmica para agua caliente sanitaria (MWh).

$Q_{c,h}$  : Demanda horaria de calefacción (MWh).

$Q_{g,et,h}$  : Demanda horaria de energía térmica de las enfriadoras térmicas (MWh).

En el caso de redes de distrito de frío la demanda se divide en demanda de refrigeración de los edificios y ganancias térmicas del sistema de distribución (ecuación ( 3-2 )). El segundo factor se debe a que se considera que el terreno se encuentra a temperaturas más elevadas que la temperatura del fluido caloportador de la red de distrito de frío.

$$Q_{frío,h} = Q_{dist,r,h} + Q_{r,h} \quad (3-2)$$

$Q_{dist,r,h}$ : Ganancias térmicas horarias de la red de distrito de frío (MWh).

$Q_{r,h}$ : Demanda horaria de refrigeración para climatización de edificios (MWh).

La demanda horaria de energía térmica de las enfriadoras térmicas depende de su potencia, el número de horas de funcionamiento de los mismos, sus prestaciones energéticas definidas por las condiciones de operación y del porcentaje de la demanda de refrigeración abastecida con las enfriadoras térmicas. Dado el gran número variables que influyen sobre esta demanda, para determinarla se ha desarrollado un modelo descrito en detalle en el capítulo 4. Este modelo se ha implementado en el entorno de simulación TRNSYS. De todas formas, para un análisis preliminar esta demanda se puede estimar a partir de la ecuación:

$$Q_{g,et,h} = f_{ab,com} \frac{Q_{frio,h}}{COP_{ET}} \quad (3-3)$$

$f_{ab,com}$ : fracción de la demanda de refrigeración abastecida con las enfriadoras térmicas ( $f=1 \rightarrow 100\%$  absorción;  $f=0 \rightarrow 100\%$  compresión).

$COP_{ET}$ : Coeficiente de operación de las enfriadoras térmicas.

Respecto a las pérdidas y ganancias en las redes de distrito, en esta tesis se considera que las tuberías de las dos redes están enterradas. Por tanto, las pérdidas térmicas de la red de distrito de calor y las ganancias térmicas de la red de distrito de frío dependen de las temperaturas de impulsión y retorno, de las propiedades del terreno (temperatura, humedad y conductividad térmica) y de las características de las tuberías (diámetro, material y aislamiento). Dada la complejidad hidráulica de las redes de distribución con múltiples ramificaciones de diámetros diversos, para el cálculo de las pérdidas o ganancias térmicas se establece un modelo equivalente de red de dos tubos, uno correspondiente a la impulsión y otro correspondiente al retorno (Heller, 2002). Para que el modelo sea válido es necesario que se cumplan los siguientes requisitos: el volumen real de fluido caloportador de la red de distrito y de la red equivalente debe ser el mismo, el diámetro de la tubería de la red equivalente corresponde al diámetro principal de la red de distrito y el aislamiento de la tubería de la red equivalente corresponde al habitual para redes de distribución en la zona en estudio. Si se cumplen estos requisitos, Heller (2002) demuestra para el caso de redes de calor que las diferencias entre los valores de pérdidas térmicas medidos y calculados con el modelo de red equivalente implementado en TRNSYS son inferiores al 3%. Para redes de frío es razonable asumir el mismo modelo equivalente. Teniendo en cuenta todas estas consideraciones, las pérdidas de la red de distrito de calor  $Q_{dist,c,h}$  y las ganancias de la red de distrito de frío  $Q_{dist,r,h}$  se pueden calcular de forma relativamente simple (IDAE, 2007) o bien mediante el uso del programa de simulación TRNSYS (2004). En el caso de utilizar TRNSYS, para evaluar la evolución de la temperatura del terreno se hará uso del Type 711 de la librería TESS. Asimismo las pérdidas o ganancias térmicas de la red de distrito se calculan mediante el Type 709 de la misma librería. Los detalles de los modelos de estos componentes se encuentran en el capítulo 5.



La demanda de ACS se determina considerando el volumen diario de ACS, temperatura de preparación y la temperatura del agua de la red de suministro, tal como se detalla seguidamente en el punto 3.2.1. La demanda horaria de calefacción y refrigeración se estima mediante la normalización de las demandas anuales utilizando los grados-día, tal como se explica en el punto 3.2.2.

### 3.2.1 Cálculo de la demanda energética para la preparación de ACS

La demanda energética horaria para la preparación de ACS abastecida por la red de distrito de calor se estima a partir de la ecuación siguiente:

$$Q_{ACS,h} = \alpha_{ACS,h} \cdot V_{ACS} \cdot \rho_{agua} \cdot c_{p,agua} \cdot (T_{ACS} - T_{red,h}) \quad (3-4)$$

$\alpha_{ACS,h}$ : Porcentaje horario del consumo total diario en la hora  $h$ .

$V_{ACS}$ : Volumen de ACS consumido diariamente por el conjunto de edificios conectados a la red de distrito ( $m^3$ ).

$T_{ACS}$ : Temperatura de consumo del ACS ( $^{\circ}C$ ).

$T_{red,h}$ : Temperatura del agua de la red de suministro a la hora  $h$  ( $^{\circ}C$ ).

$\rho_{agua}$ : Densidad del agua de la red de suministro ( $kg\ m^{-3}$ )

$c_{p,agua}$ : Capacidad calorífica del agua de red de suministro ( $kJ\ kg^{-1}\ ^{\circ}C^{-1}$ )

A pesar de que existen métodos estocásticos para el establecimiento de perfiles horarios de consumo de ACS (Weiss, 2003) necesarios para determinar los valores de  $\alpha_{ACS,h}$ , en nuestro caso se considera suficiente los perfiles de consumo de ACS que se encuentran en Atlas de la Demanda Eléctrica Española (REE, 1998), FIGURA 3-1.

La temperatura horaria del agua de suministro se estima a partir de la expresión (Weiss, 2003):

$$T_{red,h} = \bar{T}_{red} + \Delta T_{red} \cdot \text{sen} \left( 2\pi \cdot \frac{t + (273.75 - d_{off}) \cdot 24}{8760} \right) \quad (3-5)$$

en dónde:

$\bar{T}_{red}$ : Temperatura media anual del agua de red ( $^{\circ}C$ ).

$\Delta T_{red}$ : Oscilación media anual de la temperatura del agua de red ( $^{\circ}C$ ).

$t$ : Hora a lo largo del año (0-8760) (h).

$d_{off}$ : Desfase en días para establecer el día de la máxima y la mínima temperaturas anuales de red.

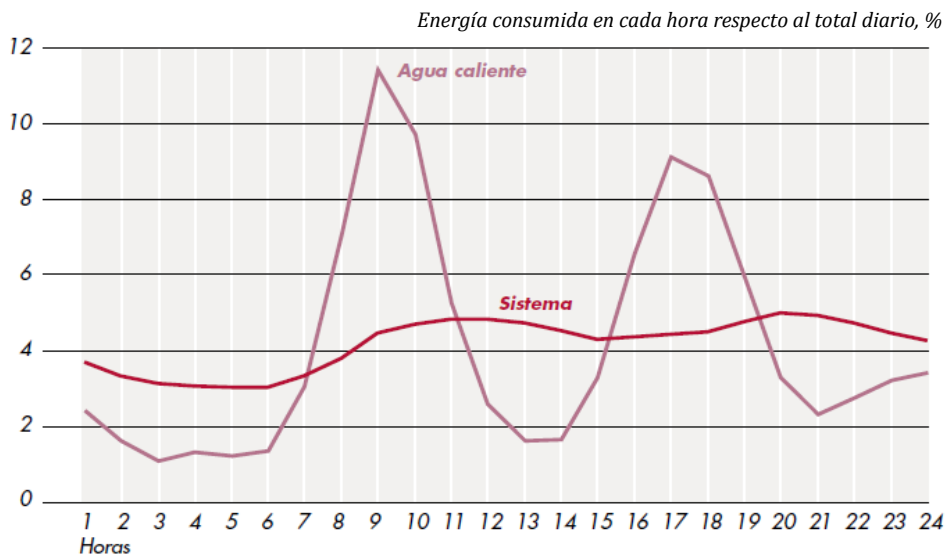


Figura 3-1. Perfil horario de consumo de agua caliente sanitaria en un día laborable medio de invierno La línea Sistema indica la curva de demanda eléctrica total en el invierno (REE, 1998).

La oscilación media anual se calcula a través de la ecuación ( 3-6 ). El valor del desfase  $d_{off}$  es nulo si el día con máxima temperatura es el 1 de junio y el de mínima el 31 de diciembre.

$$\Delta T_{red} = \frac{T_{red,máx} - T_{red,mín}}{2} \quad (3-6)$$

Todos estos parámetros dependen de la localidad en estudio y es necesario comentar que el número de localidades con datos disponibles es escaso. En el caso de falta de medidas de temperaturas in situ, se pueden tomar como referencia los valores mensuales de temperatura del agua de red de las capitales de provincia de España que se encuentran en la norma UNE 94002:2005 (AENOR, 2005). Si la localidad en estudio no es capital de provincia, esta norma establece un método para estimar la temperatura en función de la diferencia de altitudes entre la localidad en estudio y la capital de provincia correspondiente.

El volumen diario de ACS es uno de los parámetros más complicados de estimar. Para determinarlo se pueden considerar los consumos reflejados en la norma UNE 94002:2005 (AENOR, 2005). También se puede estimar a partir de los consumos específicos mensuales de energía térmica para la preparación de ACS ( $\text{kWh m}^{-2} \text{mes}^{-1}$ ) o en su defecto el consumo específico anual ( $\text{kWh m}^{-2} \text{año}^{-1}$ ).

Si se dispone de consumos específicos mensuales, se determinará un volumen diario de ACS para cada uno de los meses del año de acuerdo con la expresión:

$$V_{ACS,m,n} = \frac{Q_{ACS,m,n}}{\rho_{agua} \cdot c_{p,agua} \cdot \sum_{h=h_{1,m}}^{h=h_{2,m}} \alpha_{ACS,h} \cdot (T_{ACS} - T_{red,h})} \quad (3-7)$$

en la que  $Q_{ACS,m,n}$  es la demanda mensual de energía para ACS del mes  $m$  para el edificio  $n$  (MWh). Esta demanda se determina a partir de la expresión:

$$Q_{ACS,m,n} = 10^{-3} \cdot q_{ACS,m,n} \cdot S_{cons,n} \quad (3-8)$$

$q_{ACS,m,n}$ : Demanda específica de ACS del mes  $m$  para el edificio  $n$  (kWh m<sup>-2</sup> mes<sup>-1</sup>).

$S_{cons,n}$ : Superficie útil del edificio  $n$  (m<sup>2</sup>).

Por tanto el volumen de ACS diario para cada mes para el conjunto de edificios conectados a la red de distrito se calcula mediante la suma del volumen de cada uno de los edificios.

$$V_{ACS,m} = \sum_{n=1}^n V_{ACS,m,n} \quad (3-9)$$

En el caso de sólo disponer de un consumo específico anual, el volumen diario de ACS se considera constante a lo largo de todo el año y se determina mediante la ecuación:

$$V_{ACS,n} = \frac{Q_{ACS,n}}{\rho_{agua} \cdot c_{p,agua} \cdot \sum_{h=1}^{h=8760} \alpha_{ACS,h} \cdot (T_{ACS} - T_{red,h})} \quad (3-10)$$

en la que  $Q_{ACS,n}$  es la demanda anual de energía en MWh para la preparación de ACS para el edificio  $n$  determinada a mediante la ecuación:

$$Q_{ACS,n} = 10^{-3} \cdot \bar{q}_{ACS,n} \cdot S_{cons,n} \quad (3-11)$$

$\bar{q}_{ACS,n}$ : Demanda específica de ACS anual para el edificio  $n$  (kWh m<sup>-2</sup> año<sup>-1</sup>).

En este caso el volumen de ACS diario para el conjunto de edificios conectados a la red de distrito se calculará mediante la expresión:

$$V_{ACS} = \sum_{n=1}^n V_{ACS,n} \quad (3-12)$$

### 3.2.2 *Cálculo de la demanda diaria y horaria de calefacción y refrigeración por normalización de la demanda mensual o anual mediante los grados-día*

Heller (2000a) realizó un estudio en el que analizó diferentes métodos para la determinación de la carga térmica de calor en redes de distrito de calor en Dinamarca, desde unos relativamente simples entre los que se encuentra el método de normalización de los grados-día hasta otros más complejos que incluso incorporaban la simulación de edificios con TRNSYS (2004). Posteriormente comparó los resultados obtenidos con los valores reales y demostró que el método de los grados-día presenta resultados muy próximos a la realidad y es la mejor opción de los métodos simples. Ello es debido

fundamentalmente al gran efecto que tiene la temperatura ambiente exterior sobre la demanda térmica. Este método se basa en el cálculo de la suma de las diferencias de temperatura horarias o medias diarias entre la temperatura ambiente exterior y una temperatura base durante ese período de tiempo. Así los grados-día de calefacción y refrigeración para un día determinado  $d$  se define a partir de la ecuación:

$$GD_{x,d_m,n} = \frac{\sum_{h=h_{1,d_m}}^{h=h_{2,d_m}} |T_{b,x,d_m,n} - T_{a,h}|}{24} \quad \begin{array}{l} x = c \quad \forall \quad T_{a,h} < T_{b,c,m,n} \\ x = r \quad \forall \quad T_{a,h} > T_{b,r,m,n} \end{array} \quad (3-13)$$

$x$ : Indica si se trata de calefacción ( $x = c$ ) o refrigeración para climatización ( $x = r$ )

$GD_{x,d_m,n}$ : Grados-día diarios de calefacción o refrigeración para el edificio  $n$  durante el día  $d$  del mes  $m$  ( $^{\circ}\text{C}\cdot\text{día}$ )

$T_{b,x,d_m,n}$ : Temperatura base de calefacción o refrigeración para el día  $d$  del mes  $m$  y el edificio  $n$  ( $^{\circ}\text{C}$ ).

$T_{a,h}$ : Temperatura ambiente exterior a la hora  $h$  del día  $d$  ( $^{\circ}\text{C}$ ).

$h_{1,d_m}$ : Hora inicial del día  $d$  del mes  $m$  a lo largo del año (0-8760 h).

$h_{2,d_m}$ : Hora final del día  $d$  del mes  $m$  a lo largo del año (0-8760 h).

Si el período considerado es un mes, los grados-día mensuales  $GD_{x,m,n}$  se calculan a partir de la ecuación:

$$GD_{x,m,n} = \frac{\sum_{h=h_{1,m}}^{h_{2,m}} |T_{b,x,m,n} - T_{a,h}|}{24} \quad \begin{array}{l} x = c \quad \forall \quad T_{a,h} < T_{b,c,m,n} \\ x = r \quad \forall \quad T_{a,h} > T_{b,r,m,n} \end{array} \quad (3-14)$$

$T_{b,x,m,n}$ : Temperatura base de calefacción o refrigeración para el mes  $m$  y el edificio  $n$  ( $^{\circ}\text{C}$ ).

Los grados-día de calefacción y refrigeración anuales  $GD_{x,n}$  quedan definidos por la ecuación siguiente:

$$GD_{x,n} = \frac{\sum_{h=1}^{8760} |T_{b,x,n} - T_{a,h}|}{24} \quad \begin{array}{l} x = c \quad \forall \quad T_{a,h} < T_{b,c,n} \\ x = r \quad \forall \quad T_{a,h} > T_{b,r,n} \end{array} \quad (3-15)$$

$T_{b,x,n}$ : Temperatura base anual de calefacción ( $x = c$ ) o refrigeración ( $x = r$ ) para el edificio  $n$  ( $^{\circ}\text{C}$ ).

Los datos de temperatura ambiente exterior se pueden obtener de archivos meteorológicos reales o de archivos horarios de años tipo. Las temperaturas base de calefacción y refrigeración suelen tomar valores fijos de acuerdo con la normativa específica de cada país. Heller (2000a) consideró una temperatura constante anual de  $17^{\circ}\text{C}$  en el estudio de la demanda de la red de distrito de calor de Dinamarca de acuerdo con la normativa danesa. En el caso particular de España el cálculo de los grados-día de

calefacción se realiza de acuerdo con la norma UNE 100002:1988 (AENOR, 1988), tomando una temperatura base anual de 15°C. Para el cálculo de los grados-día de refrigeración se suele considerar una temperatura base anual de 21°C.

Sin embargo, Day demuestra (Day y Karayiannis, 1998; Day, 2005; CIBSE 2006) que los valores de las temperaturas base de calefacción y refrigeración dependen en gran medida de los siguientes factores: las ganancias internas, la inercia térmica, las ganancias solares y las características constructivas básicas del edificio. Por otro lado, Heller (2000a) afirma que, en el caso de edificios bioclimáticos con una elevada inercia que incorporan un adecuado uso de la radiación solar y tienen bajas demandas energéticas, el método de los grados-día deberá también considerar el efecto de la irradiación solar y la velocidad del viento.

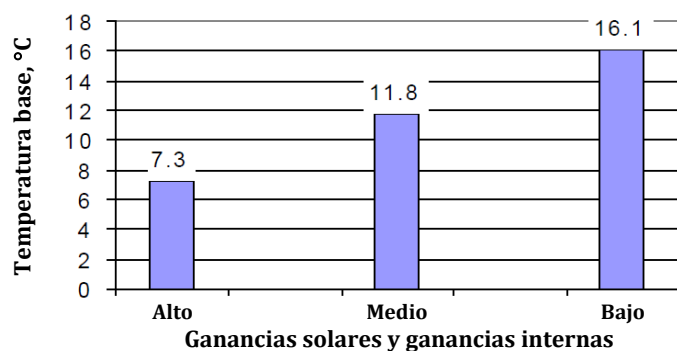


Figura 3-2. Variación de la temperatura base de refrigeración en función de las ganancias solares y ganancias internas (Day et al, 2000).

Así por ejemplo en la Figura 3-2 se observa que la temperatura base de refrigeración puede tomar valores realmente bajos si las ganancias solares e internas son elevadas. Por tanto, para una aplicación correcta del método de normalización de los grados-día, no resulta apropiado considerar las temperaturas base constantes y es necesario determinar las temperaturas base para cada tipo de edificio y período del año, siendo el período de un mes suficiente para obtener buenos resultados(CIBSE, 2006).

El hecho de utilizar los grados-día con una temperatura base variable de acuerdo con los factores comentados anteriormente equivale a crear un modelo más simple del comportamiento térmico de los edificios. En el modelo real se deben considerar las pérdidas o ganancias por transmisión y ventilación, ganancias solares, ganancias internas, inercia térmica y aportaciones del sistema de calefacción (FIGURA 3-3, izquierda). Sin embargo, si por ejemplo aplicamos el modelo de los grados-día para el régimen de calefacción, las ganancias solares, las ganancias internas, etc. equivalen a reducir las pérdidas por transmisión-ventilación. Lo que se hace es crear un modelo térmico equivalente del edificio en estudio que sólo considera las pérdidas por transmisión y ventilación y la aportación del sistema de calefacción (FIGURA 3-3, derecha). Para que ambos modelos resulten equivalentes desde el punto de vista de consumo de energía de calefacción, en este modelo la temperatura interior toma un valor virtual tal que la aportación energética del sistema de calefacción es equivalente a la del modelo real. El valor de esta temperatura depende las ganancias internas, ganancias solares e inercia térmica del edificio.

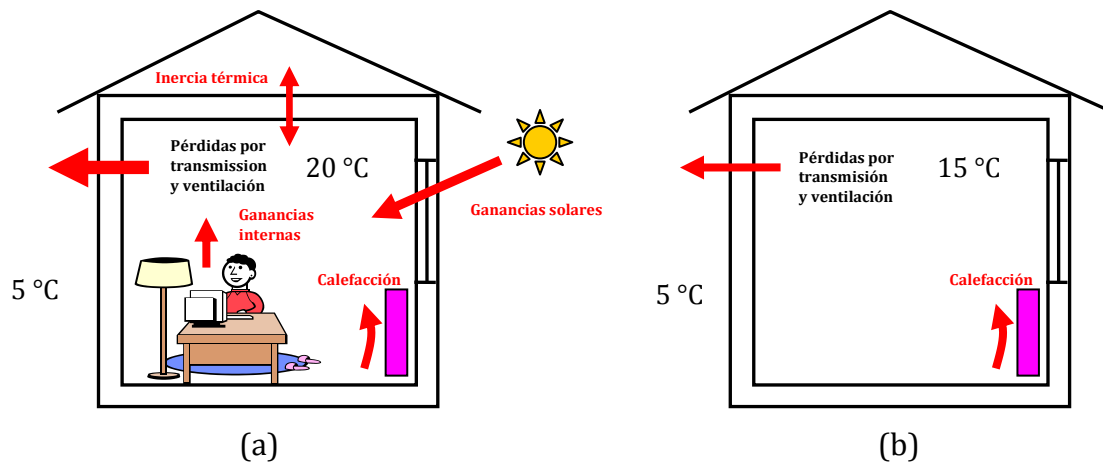


Figura 3-3. (a): Balance de energía de un edificio durante el período de calefacción. En estado estacionario las pérdidas por transmisión y ventilación equivalen a las ganancias solares, ganancias internas y aportación del sistema de calefacción. (b): Balance de energía del modelo térmico equivalente del mismo edificio durante el período de calefacción basado en el cálculo de la temperatura base de los grados-día. En estado estacionario las pérdidas por transmisión y ventilación son más reducidas y equivalen a la aportación del sistema de calefacción.

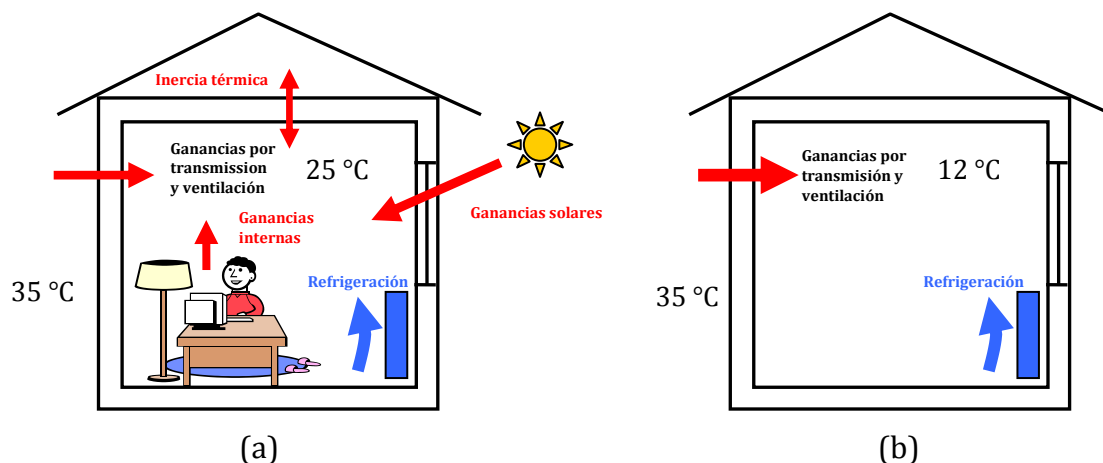


Figura 3-4. (a): Balance de energía de un edificio durante el período de refrigeración. En estado estacionario la aportación del sistema de refrigeración equivale a la suma de las ganancias por transmisión y ventilación, de las ganancias solares y de las ganancias internas. (b): Balance de energía del modelo térmico equivalente del mismo edificio durante el período de refrigeración basado en el cálculo de la temperatura base de los grados-día. En estado estacionario las ganancias por transmisión y ventilación son más elevadas y equivalen a la aportación del sistema de refrigeración.

Cuando la temperatura exterior sea como mínimo igual a esta temperatura interior virtual, no será necesario poner en marcha el sistema de calefacción. Esta temperatura exterior es justamente la temperatura base de calefacción para un período determinado. Claramente en edificios con elevadas ganancias solares e internas durante el invierno, la temperatura base de calefacción será más baja que en edificios convencionales.

En el caso de refrigeración, en el modelo de los grados-día con temperatura base variable, las ganancias solares, ganancias internas etc. equivalen a aumentar las ganancias por

transmisión-ventilación (FIGURA 3-4), por lo que para que el modelo sea equivalente desde el punto de vista de consumo de energía de refrigeración también se debe determinar una temperatura interior virtual. Cuanto más elevadas sean las ganancias internas y solares más reducida deberá ser esta temperatura. Resulta obvio que las temperaturas base de calefacción y refrigeración varían a lo largo del año para cada tipo de edificio. De acuerdo con Day (2005), disponer de temperaturas de referencia mensuales es más que suficiente para obtener resultados aceptables. Períodos más cortos dan lugar a incertidumbres más elevadas (Day y Karayiannis, 1999; CIBSE 2006). Aun así, en el caso de que no se dispongan de datos suficientes, Day demuestra que se puede elegir una temperatura base media anual para cada tipo de edificio. En el caso de esta tesis se demuestra que las temperaturas base para calefacción y refrigeración se pueden determinar a partir de algunas características constructivas de los edificios y de las demandas específicas mensuales correspondientes o en su defecto las demandas específicas anuales.

Una vez determinadas las temperaturas base de calefacción y refrigeración ya se pueden estimar los grados-día anuales y diarios a partir de los valores de temperatura ambiente del archivo meteorológico de la localidad en estudio. A partir de estos, se determina la demanda de calefacción o refrigeración diaria por normalización de las demandas mensuales o en su defecto, la demanda anual. Una vez conocida la demanda diaria, la demanda horaria se determina a partir de los perfiles horarios que consideran el comportamiento de los usuarios. En la FIGURA 3-5 se muestra un esquema de este procedimiento de cálculo para la demanda de calefacción y refrigeración diaria y horaria a partir de la demanda anual.

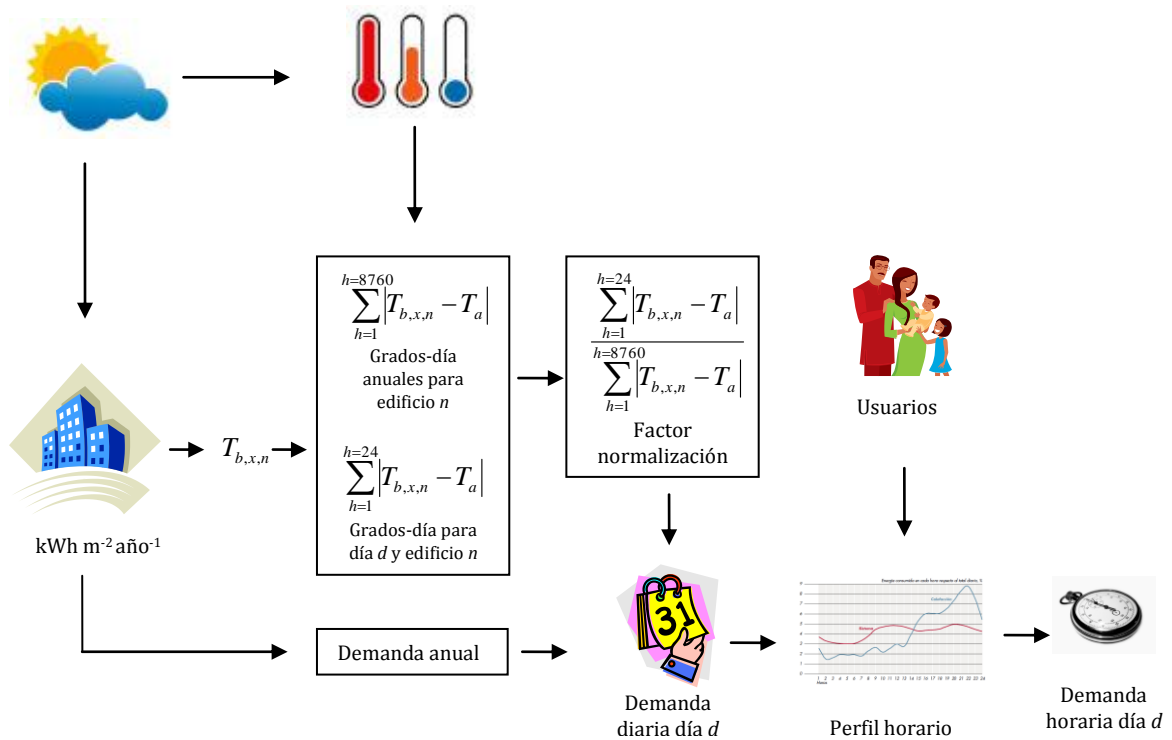


Figura 3-5. Metodología para el cálculo de la demanda horaria de calefacción y refrigeración por normalización de la demanda anual mediante el uso de los grados-día de calefacción y refrigeración y los perfiles horarios.

El método desarrollado para estimar las demandas diarias y horarias de calefacción y refrigeración a lo largo del año precisa de la siguiente información:

- Demandas de calefacción y refrigeración mensuales o en su defecto las demandas totales anuales. Estas demandas se pueden determinar a partir de las demandas específicas mensuales o anuales fijadas en los planes urbanísticos u obtenerlas a partir de edificios de referencia o programas de simulación de edificios.
- Características constructivas básicas de los edificios.
- Archivo meteorológico con datos horarios de la zona de estudio. Si no se dispone de datos meteorológicos horarios pueden utilizarse datos diarios.
- Perfiles de consumo de calefacción y refrigeración a lo largo del día . Estos perfiles consideran el comportamiento de los usuarios.

### 3.2.2.1 Determinación de la demanda diaria de calefacción y refrigeración mediante la normalización de la demanda mensual

Las demandas mensuales de calefacción y refrigeración pueden ya estar fijadas en el caso de estudio o se pueden determinar a partir indicadores de consumo energético como las demandas específicas mensuales. Estos indicadores se pueden obtener de medidas reales, bibliografía especializada o programas de simulación (Pedersen, 2007b). Así la demanda mensual de calefacción y refrigeración se puede determinar a partir de la demanda específica mensual para cada tipología de edificio (residencial, hotel, oficina, etc.) y la superficie total construida de acuerdo con la ecuación:

$$Q_{x,m,n} = 10^{-3} q_{x,m,n} \cdot S_{cons,n} \quad (3-16)$$

$Q_{x,m,n}$  : Demanda mensual de calefacción (x=c) o refrigeración (x=r) para el mes  $m$  y el edificio  $n$  (MWh).

$q_{x,m,n}$  : Demanda específica mensual de calefacción (x=c) o refrigeración (x=r) para el mes  $m$  y el edificio  $n$  (kWh m<sup>-2</sup> mes<sup>-1</sup>).

$S_{cons,n}$  : Superficie útil del edificio (m<sup>2</sup>).

Una vez determinada la demanda mensual, la demanda total anual de calefacción o refrigeración para el conjunto de edificios abastecidos por la red de distrito viene dada por la ecuación siguiente:

$$Q_x = \sum_{n=1}^n \sum_{m=1}^{12} Q_{x,m,n} \quad (3-17)$$

Una vez estimadas las demandas mensuales, es necesario conocer las temperaturas base de calefacción y refrigeración para determinar los grados-día. La temperatura base viene determinada por la demanda específica media del edificio y las características constructivas básicas del edificio tal como se muestra continuación. En este caso se determinan las temperaturas base para cada uno de los meses del año. Para ello primero



es necesario calcular la demanda de calefacción o refrigeración mensual en función de los grados-día y parámetros constructivos del edificio a partir de la ecuación (CIBSE, 2006):

$$Q_{x,m,n} = 2.4 \cdot 10^{-5} \cdot \left( \sum U_n \cdot A_{ext,n} + 1/3 \cdot N_n \cdot V_n \right) GD_{x,m,n} \quad (3-18)$$

$Q_{x,m,n}$ : Demanda de calefacción o refrigeración mensual (MWh)

$U_n$ : Coeficientes de transferencia de calor de los cerramientos exteriores para el edificio  $n$  ( $W m^{-2} K^{-1}$ ).

$A_{ext,n}$ : Áreas de los cerramientos exteriores para el edificio  $n$  ( $m^2$ ).

$N_n$ : Régimen de ventilación en renovaciones por hora para el edificio  $n$  ( $h^{-1}$ ).

$V_n$ : Volumen climatizado del edificio  $n$  ( $m^3$ ).

$GD_{x,m,n}$ : Grados-día mensuales de calefacción ( $x = c$ ) o refrigeración ( $x = r$ ) para el mes  $m$  y el edificio  $n$  ( $^{\circ}C \cdot día$ ).

El factor numérico de la izquierda de la ecuación con un valor de  $2.4 \cdot 10^{-5}$  resulta de la multiplicación de los factores de conversión  $24h día^{-1}$  y Wh a MWh. Si se combinan las ecuaciones (3-16) y (3-18), se obtiene la ecuación (3-19) que relaciona los grados-día con las características térmicas y constructivas del edificio.

$$GD_{x,m,n} = \frac{q_{x,m,n} \cdot S_{cons,n}}{2.4 \cdot 10^{-2} \left( \sum U_n \cdot A_{ext,n} + 1/3 \cdot N_n \cdot V_n \right)} \quad (3-19)$$

Teniendo en cuenta que las características geométricas del edificio vienen definidas por la compacidad (ecuación (3-20)) y la altura de las plantas del edificio, de la ecuación (3-19) se puede deducir a la ecuación (3-21).

$$C_n = \frac{V_n}{\sum A_{ext,n}} = \frac{S_{planta,n} \cdot P_n \cdot H_{planta,n}}{\sum A_{ext,n}} = \frac{S_{cons,n} \cdot H_{planta,n}}{\sum A_{ext,n}} \quad (3-20)$$

$C_n$ : Compacidad del edificio  $n$ .

$S_{planta,n}$ : Superficie útil de cada planta ( $m^2$ ).

$P_n$ : Número de plantas del edificio  $n$ .

$H_{planta,n}$ : Altura de las plantas del edificio  $n$  (m).

$$GD_{x,m,n} = \frac{q_{x,m,n} \cdot C_n}{2.4 \cdot 10^{-2} \cdot (U'_n + 1/3 \cdot N_n \cdot C_n) \cdot H_{planta,n}} \quad (3-21)$$

dónde  $U'_n$  es el coeficiente global de pérdidas térmicas del edificio  $n$  dado por la ecuación siguiente:

$$U'_n = \frac{\sum U_n \cdot A_{ext,n}}{\sum A_{ext,n}} \quad (3-22)$$

Así pues, los grados-día para un determinado edificio o tipo de edificio están estrechamente ligados a su demanda específica mensual y sus características constructivas básicas. Como consecuencia a partir de estos parámetros de entrada y los datos meteorológicos de una localidad determinada, combinando las ecuaciones ( 3-21 ) y ( 3-14 ) se obtiene la ecuación ( 3-23 ), que permite calcular las temperaturas de base de calefacción y refrigeración para cada edificio y cada uno de los meses del año.

$$\frac{\sum_{h=h_{1,m}}^{h_{2,m}} |T_{b,x,m,n} - T_{a,h}|}{24} = \frac{q_{x,m,n} \cdot C_n}{2.4 \cdot 10^{-2} \cdot (U'_n + 1/3 \cdot N_n \cdot C_n) \cdot H_{plantan}} \quad (3-23)$$

Una vez establecida las temperaturas bases, se pueden determinar los grados-día diarios y mensuales para cada mes del año y edificio. A partir de estos y la demanda mensual, la demanda de calefacción para un día  $d$  se estima normalizando la demanda mensual para un determinado tipo de edificio  $n$  mediante un factor de normalización de acuerdo con la ecuación ( 3-24 ).

$$Q_{x,d_m,n} = Q_{x,m,n} \frac{GD_{x,d_m,n}}{GD_{x,m,n}} \quad (3-24)$$

$Q_{x,d_m,n}$ : Demanda diaria de calefacción ( $x=c$ ) o refrigeración ( $x=r$ ) para el día  $d$  del mes  $m$  y el edificio  $n$  (MWh).

$Q_{x,m,n}$ : Demanda mensual de calefacción ( $x=c$ ) o refrigeración ( $x=r$ ) para el mes  $m$  y el edificio  $n$  (MWh).

$GD_{x,d_m,n}$ : Grados-día diarios de calefacción ( $x=c$ ) o refrigeración ( $x=r$ ) para el edificio  $n$  durante el día  $d$  del mes  $m$ . (°C·día).

$GD_{x,m,n}$ : Grados-día mensuales de calefacción ( $x=c$ ) o refrigeración ( $x=r$ ) para el mes  $m$  y el edificio  $n$  (°C·día).

La ecuación ( 3-24 ) es válida suponiendo unos consumos similares durante todos los días de la semana. La variación más importante en el consumo respecto a los días laborables se producirá por ejemplo durante los fines de semana, por lo que será necesario aplicar un factor corrector que evalúe esta diferencia de consumos. Durante un día del fin de semana habitualmente el consumo de energía para calefacción y refrigeración es diferente del de un día laborable, especialmente en el caso de edificios de oficinas y del sector servicios. En el caso de edificios residenciales, de acuerdo con la información disponible en el Atlas de Consumo de la Energía Eléctrica (REE, 1998), para la estimación de la demanda de calefacción y refrigeración se ha comprobado que el perfil de consumo diario permanece invariable durante el fin de semana pero con un consumo total diario superior o inferior. En todo caso se considera que el consumo durante un día del fin de semana es el consumo de un día laborable multiplicado por un factor corrector  $\beta_{x,m,n}$ . Así por ejemplo si el

consumo diario durante el fin de semana es la mitad del consumo de un día laborable el valor de  $\beta_{x,m,n}$  es de 0.5. El hecho de disponer de una demanda diferente durante el fin de semana y dado que la demanda mensual es un dato de entrada fijado inicialmente, nos obliga a redistribuir la diferencia de consumo respecto a los días laborables durante estos días laborables de la semana. Para ello será necesario multiplicar la demanda de un día laborable por un coeficiente de redistribución  $k_{x,m,n}$ . Así la ecuación ( 3-25 ) representa el consumo diario de un día laborable y la ecuación ( 3-26 ) el correspondiente a un día de un fin de semana. No se consideran otros días festivos por presentar una variabilidad importante dependiendo de la zona en estudio.

$$Q_{x,l_m,n} = k_{x,m,n} \cdot Q_{x,m,n} \frac{GD_{x,l_m,n}}{GD_{x,m,n}} \quad ( 3-25 )$$

$Q_{x,l_m,n}$ : Demanda diaria de calefacción (x=c) o refrigeración (x=r) del día laborable  $l$  del mes  $m$  para el edificio  $n$  (MWh).

$GD_{x,l_m,n}$ : Grados-día diarios de calefacción (x=c) o refrigeración (x=r) del día laborable  $l$  del mes  $m$  para el edificio  $n$  (°C·día).

$$Q_{x,f_m,n} = \beta_{x,m,n} \cdot k_{x,m,n} \cdot Q_{x,m,n} \cdot \frac{GD_{x,f_m,n}}{GD_{x,m,n}} \quad ( 3-26 )$$

$Q_{x,f_m,n}$ : Demanda diaria de calefacción (x=c) o refrigeración (x=r) para un día del fin de semana  $f$  del mes  $m$  para el edificio  $n$  (MWh).

$GD_{x,f_m,n}$ : Grados-día diarios de calefacción (x=c) o refrigeración (x=r) para un día del fin de semana  $f$  del mes  $m$  para el edificio  $n$  (°C·día).

Para determinar  $k_{x,m,n}$  se recurre al balance mensual de demanda de calefacción o refrigeración que viene dado por la ecuación ( 3-27 ). La parte de la izquierda de esta ecuación considera el consumo mensual durante los días laborables y la parte de la derecha el consumo mensual durante los fines de semana.

$$Q_{x,m,n} = k_{x,m,n} \cdot Q_{x,m,n} \frac{\sum GD_{x,l_m,n}}{GD_{x,m,n}} + \beta_{x,m,n} \cdot k_{x,m,n} \cdot Q_{x,m,n} \frac{\sum GD_{x,f_m,n}}{GD_{x,m,n}} \quad ( 3-27 )$$

Despejando el coeficiente  $k_{x,m,n}$  nos queda:

$$k_{x,m,n} = \frac{GD_{x,m,n}}{\sum GD_{x,l_m,n} + \beta_{x,m,n} \cdot \sum GD_{x,f_m,n}} \quad ( 3-28 )$$

La demanda total de calefacción o refrigeración diaria para el conjunto de edificios se calcula con la ecuación ( 3-29 ) para días laborables y ( 3-30 ) para días festivos.

$$Q_{x,l_m} = \sum_{n=1}^n Q_{x,l_m,n} \quad (3-29)$$

$$Q_{x,f_m} = \sum_{n=1}^n Q_{c,f_m,n} \quad (3-30)$$

### 3.2.2.2 Determinación de la demanda diaria de calefacción y refrigeración mediante la normalización de la demanda anual

En el caso de no disponer de demandas específicas mensuales, se puede estimar los consumos anuales de calefacción y refrigeración a partir de una demanda específica anual en MWh para cada tipología de edificio aplicando la expresión:

$$Q_x = 10^{-3} \sum_{n=1}^n \bar{q}_{x,n} \cdot S_{cons,n} \quad (3-31)$$

$\bar{q}_{x,n}$ : Demanda específica anual de calefacción (x=c) o refrigeración (x=r) (kWh m<sup>-2</sup> año<sup>-1</sup>).

La temperatura base media anual  $T_{b,x,n}$  se estima utilizando la ecuación ( 3-34 ) para cada edificio, que se ha deducido procediendo del mismo modo que en el caso de utilizar las demandas mensuales pero a partir de las ecuaciones del consumo anual de calefacción ( 3-31 ) y ( 3-32 ) y la ecuación ( 3-15 ).

$$Q_{x,n} = 2.410^{-5} \cdot (\sum U_n \cdot A_{ext,n} + 1/3 \cdot N_n \cdot V_n) \cdot GD_{x,n} \quad (3-32)$$

$$GD_{x,n} = \frac{\bar{q}_{x,n} \cdot C_n}{2.4 \cdot 10^{-2} \cdot (U'_n + 1/3 \cdot N_n \cdot C_n) \cdot H_{planta,n}} \quad (3-33)$$

$$\frac{\sum_{h=1}^{8760} |T_{b,x,n} - T_{a,h}|}{24} = \frac{\bar{q}_{x,n} \cdot C_n}{2.4 \cdot 10^{-2} \cdot (U'_n + 1/3 \cdot N_n \cdot C_n) \cdot H_{planta,n}} \quad (3-34)$$

$GD_{x,n}$ : Grados-día de calefacción (x = c) o refrigeración (x = r) anuales para el edificio  $n$  (°C).

En este caso, la demanda diaria de calefacción y refrigeración tanto para los días laborables (ecuación ( 3-35 )) como para los días de los fines de semana ( 3-36 ) se calcula normalizando la demanda total anual y aplicando también el factor corrector de fin de semana  $\beta_{x,m,n}$  y el factor de redistribución  $k_{x,m,n}$  calculado usando la ecuación ( 3-28 ).

$$Q_{x,l_m,n} = k_{x,m,n} \cdot Q_{x,n} \frac{GD_{x,l_m,n}}{GD_{x,n}} \quad (3-35)$$

$$Q_{x,f_m,n} = \beta_{x,m,n} \cdot k_{x,m,n} \cdot Q_{x,n} \frac{GD_{x,f_m,n}}{GD_{x,n}} \quad (3-36)$$

La demanda total de calefacción o refrigeración diaria para el conjunto de edificios también se calcula en este caso con la ecuación ( 3-29 ) para días laborables y ( 3-30 ) para días festivos.

### 3.2.2.3 Determinación de las demandas horarias de calefacción y refrigeración

Para determinar las demandas a escala horaria es necesario considerar el comportamiento de los usuarios y para ello se precisan los perfiles horarios a lo largo de los días laborables y durante los fines de semana. A título de ejemplo la Figura 3-6 y la FIGURA 3-7 se muestran los perfiles horarios de calefacción y refrigeración para un día laborable típico en el sector residencial (REE, 1998). Así, a cada hora se le asigna un porcentaje de la demanda diaria calculada anteriormente,  $\alpha_{x,l,h,n}$  para días laborables y  $\alpha_{x,f,h,n}$  para días festivos. Por tanto las demandas horarias para días laborables y festivos se determinan a partir de las ecuaciones ( 3-37 ) y ( 3-38 ) respectivamente.

$$Q_{x,l_m,h,n} = \alpha_{x,l,h,n} \cdot Q_{x,l_m,n} \quad (3-37)$$

$$Q_{x,f_m,h,n} = \alpha_{x,f,h,n} \cdot Q_{x,f_m,n} \quad (3-38)$$

y las demandas horarias para el conjunto de edificios a partir de las ecuaciones ( 3-39 ) y ( 3-40 ).

$$Q_{x,l_m,h} = \sum_{n=1}^n Q_{x,l_m,h,n} \quad (3-39)$$

$$Q_{x,f_m,h} = \sum_{n=1}^n Q_{x,f_m,h,n} \quad (3-40)$$

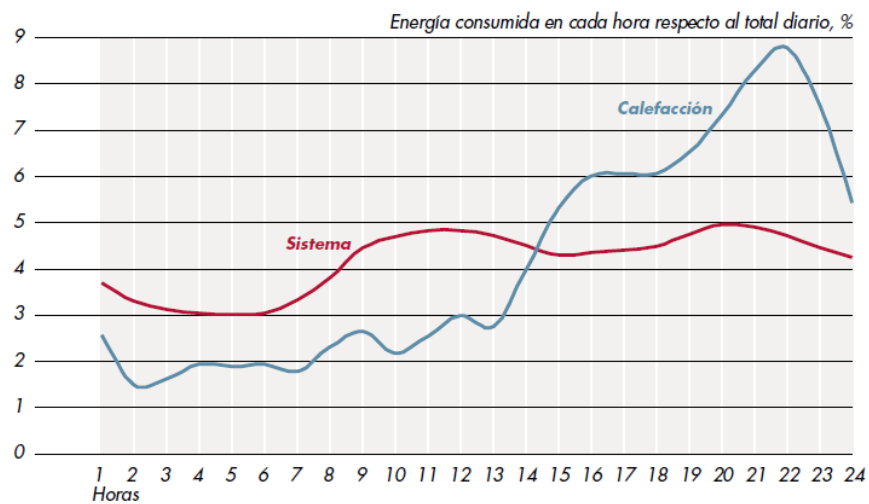


Figura 3-6. Perfil de consumo horario de calefacción a lo largo de un día laborable típico, Atlas de Consumo de la Energía Eléctrica. La línea de sistema corresponde a la demanda de energía eléctrica total de Red Eléctrica durante el invierno (REE, 1998)

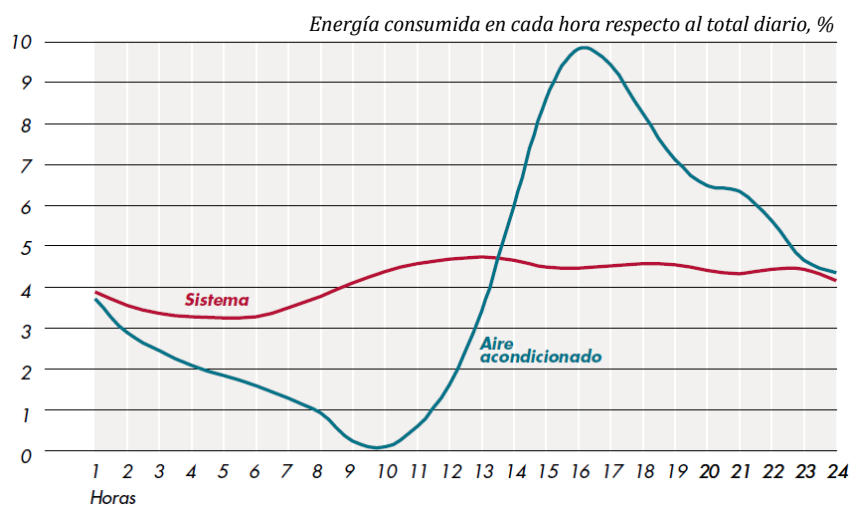


Figura 3-7. Perfil horario de aire acondicionado para un día medio de verano, Atlas de consumo de la energía eléctrica. La línea de sistema corresponde a la demanda de energía eléctrica total de Red Eléctrica durante el verano (REE, 1998).

### 3.3 CONCLUSIONES

En este capítulo se ha descrito una metodología de cálculo de la demanda de frío y de calor diaria y horaria para edificios. La demanda de calor se ha dividido en cuatro factores: demanda de ACS, demanda de calefacción, demanda térmica de las enfriadoras térmicas y pérdidas de distribución. La demanda de frío consta a su vez de demanda de refrigeración para climatización y ganancias del sistema de distribución. La demanda de ACS se ha determinado considerando el volumen diario de ACS, la temperatura de preparación y la temperatura del agua de la red de suministro. Las demandas horarias de calefacción y refrigeración se han estimado mediante la normalización de las demandas anuales o

mensuales utilizando los grados-día. Para ello es necesario disponer de los datos meteorológicos y de algunos datos constructivos básicos y operativos de los edificios: coeficientes de transferencia de calor de los cerramientos, compacidad del edificio, perfiles horarios de uso y de la demanda anual o mensual específica o total. A partir de estos datos constructivos se demuestra que se puede determinar la temperatura base para el cálculo de los grados-día de calefacción y refrigeración.

El método desarrollado requiere menos datos de entrada que los métodos más rigurosos utilizando programas de simulación o incluso otros métodos relativamente simples como los la norma ISO 13790 (ISO, 2008). Este método ha sido validado por Heller (2000a) para calefacción con resultados satisfactorios. En el caso de esta tesis, se ha aplicado este método para la estimación de la demandas de calefacción y refrigeración.

# CAPITULO 4. MODELIZACIÓN DE ENFRIADORAS TÉRMICAS MEDIANTE LOS MÉTODOS DE LA ECUACIÓN CARACTERÍSTICA Y DE REGRESIÓN MULTIVARIABLE. ANÁLISIS E IDENTIFICACIÓN DE PARÁMETROS

---

## 4.1 INTRODUCCIÓN

---

La modelización del comportamiento térmico de las enfriadoras térmicas se puede llevar a cabo mediante diversos métodos, entre los que podemos mencionar los modelos termodinámicos, el de la ecuación característica y el uso de correlaciones empíricas mediante regresión multivariable. Los modelos termodinámicos modelizan todo el ciclo termodinámico de las enfriadoras. Para ello precisan de parámetros internos de las mismas. Habitualmente estos parámetros internos no están disponibles para enfriadoras comerciales y además, el conjunto de ecuaciones resultante a resolver es complejo ya que incluye ecuaciones no lineales. Esto da lugar a problemas de convergencia y, por tanto, a importantes inconvenientes para su implementación en programas de simulación. A título de ejemplo, Kim e Infante Ferreira (2008b) desarrollaron un modelo termodinámico capaz de describir el comportamiento de ciclos de refrigeración por absorción para poder realizar simulaciones rápidas de estos sistemas. Aunque este modelo se ha aplicado a varios ciclos de simple efecto que usan diferentes fluidos de trabajo acuosos, no es aplicable a máquinas comerciales o experimentales.

En el caso del método de la ecuación característica, las ecuaciones que se obtienen son funciones algebraicas de las temperaturas medias de los corrientes externas, combinados según la denominada diferencia de temperaturas característica ( $\Delta\Delta t$ ), (Hellmann et al, (1999). Este modelo está basado en trabajos previos de Takada (1982) y Furukawa (1983), perfeccionados posteriormente por diversos autores (Furukawa y Sonoda, 1987; Kern 1987; Riesch et al, 1987; Riesch, 1991; Ziegler, 1998). Con este método se caracterizan las enfriadoras de absorción mediante dos ecuaciones simples: una para la capacidad de refrigeración y otra para su coeficiente de operación (COP). Para la aplicación práctica del método de la ecuación característica se requieren diversos parámetros internos de los equipos de absorción, lo cual imposibilita el uso de este método en el caso de desconocer estos parámetros. Por ello, en un estudio posterior Kühn y Ziegler (2005) propusieron una adaptación de este método con una nueva definición de la temperatura característica denominada  $\Delta\Delta t'$ . En esta adaptación, los autores definen



una ecuación lineal empírica de la capacidad frigorífica y potencia térmica consumida en función de la nueva temperatura característica  $\Delta\Delta t'$ . El valor de esta temperatura característica empírica se obtiene mediante regresión multivariable de datos experimentales o de catálogo de la capacidad frigorífica y de las temperaturas de las corrientes externas del equipo de absorción.

Otras variantes de la regresión multivariable prescinden de la definición de temperatura característica  $\Delta\Delta t'$  y determinan unas correlaciones de la capacidad frigorífica y potencia térmica consumida en función de las temperaturas medias de las corrientes externas. Estas correlaciones pueden ser o no lineales. En todas las variantes de correlación multivariable el coeficiente de operación (COP) se determina mediante el cociente de la capacidad frigorífica y la potencia térmica consumida.

En los siguientes apartados se explican el método de la ecuación característica y los diferentes métodos basados en regresión multivariable. Posteriormente se realiza un análisis comparativo de estos métodos utilizando los datos experimentales de una enfriadora de absorción obtenidos por Gommed y Grossman (1990). Además también se aplica el método adaptado de la ecuación característica ( $\Delta\Delta t'$ ) a diversos equipos comerciales de absorción de simple efecto, absorción de doble efecto y adsorción. Finalmente, se analiza un caso de estudio aplicando la metodología adaptada de la ecuación característica ( $\Delta\Delta t'$ ) a una instalación experimental del Instituto de Aire Acondicionado y Refrigeración ILK de Dresden.

## 4.2 DESCRIPCIÓN MATEMÁTICA DEL MÉTODO DE LA ECUACIÓN CARACTERÍSTICA

---

Hellmann et al (1999) propusieron un modelo simple para modelizar el comportamiento de las enfriadoras térmicas de absorción de H<sub>2</sub>O-LiBr. El modelo se ha desarrollado para equipos que utilizan agua como fluido de las corrientes externas. Estos equipos constan de cuatro elementos principales: Generador (G), Evaporador (E), Condensador (C) y Absorbedor (A). Un esquema de la disposición de estos elementos se muestra en la Figura 2-2. Las potencias térmicas de los intercambiadores de cada uno de los componentes de las enfriadoras de absorción vienen dadas por la ecuación siguiente:

$$\dot{Q}_X = UA_X \cdot z_X \cdot |t_X - T_X| \quad (4-1)$$

$X$ : Indica el elemento de la enfriadora de absorción ( $X=G,E,C,A$ ).

$UA_X$ : Coeficiente global de transferencia de calor del elemento  $X$  (kW K<sup>-1</sup>).

$T_X$ : Temperatura media aritmética del fluido interno del elemento  $X$  (°C).

La temperatura  $t_X$  es la temperatura media del fluido externo que circula por el elemento  $X$  viene dada por la expresión:

$$t_X = \frac{t_{X,i} + t_{X,o}}{2} \quad (4-2)$$

$t_{X,i}$ : Temperatura de entrada del fluido externo en el elemento  $x$ .

$t_{X,o}$ : Temperatura de salida del fluido externo en el elemento  $x$ .

El parámetro  $z_X$  es una es una relación de temperaturas que viene dada por la ecuación:

$$z_X = \frac{\Delta T_{lm}}{|t_X - T_X|} \quad (4-3)$$

en la que  $\Delta T_{lm}$  es la diferencia logarítmica de temperaturas de acuerdo con la ecuación siguiente:

$$\Delta T_{lm} = \frac{|(t_{X,i} - T_{X,i}) - (t_{X,o} - T_{X,o})|}{\ln \left| \frac{t_{X,i} - T_{X,i}}{t_{X,o} - T_{X,o}} \right|} \cong \frac{|t_{X,i} - t_{X,o}|}{\ln \left| \frac{t_{X,i} - T_X}{t_{X,o} - T_X} \right|} \quad (4-4)$$

$T_{X,i}$ : Temperatura de entrada del fluido interno en el elemento  $X$ .

$T_{X,o}$ : Temperatura de salida del fluido interno en el elemento  $X$ .

La parte de la derecha de la ecuación (4-4) es una simplificación resultante de asumir que las temperaturas internas de entrada y salida tienen un valor constante equivalente a la temperatura media. En el caso de máquinas de absorción de bromuro de litio las temperaturas medias internas se pueden combinar mediante el diagrama de Dühring:

$$T_G - T_A = B \cdot (T_C - T_E) \quad (4-5)$$

en la que  $B$  es el parámetro de Dühring con un valor aproximado entre 1.1 y 1.2. Combinando la ecuación (4-1) con la ecuación (4-5), se determina una relación matemática entre las cuatro temperaturas y potencias de las corrientes externas de acuerdo con la siguiente expresión:

$$\frac{\dot{Q}_G}{UA_G \cdot z_G} + \frac{\dot{Q}_A}{UA_A \cdot z_A} + B \cdot \left( \frac{\dot{Q}_C}{UA_C \cdot z_C} + \frac{\dot{Q}_E}{UA_E \cdot z_E} \right) = t_G - t_A - B \cdot (t_C - t_E) = \Delta \Delta t \quad (4-6)$$

Esta ecuación nos indica que existe una relación directa entre las potencias térmicas de los componentes de la máquina de absorción y el término  $\Delta \Delta t$ , denominado temperatura característica. Si el fluido del circuito de disipación térmica circula en primer lugar a través del absorbedor y posteriormente a través del condensador (conexión en serie de la refrigeración del absorbedor y condensador), la ecuación anterior no se puede aplicar en los casos en los que se desconozca el valor de la temperatura de la salida del absorbedor.

Por ello en estos casos es más adecuado utilizar la ecuación ( 4-7 ) para la definición de  $\Delta\Delta t$ .

$$\Delta\Delta t = t_G - t_{AC} - B \cdot (t_{AC} - t_E) \quad (4-7)$$

$$t_{AC} = \frac{1}{2} \cdot (t_{cw,i} + t_{cw,o}) \quad (4-8)$$

$t_{cw,i}$ : Temperatura de entrada del agua procedente del sistema de disipación (°C).

$t_{cw,o}$ : Temperatura de salida del agua de refrigeración hacia del sistema de disipación (°C).

Con el objetivo de obtener una expresión relativamente sencilla de la potencia frigorífica en función de la temperatura característica es necesario eliminar las potencias del generador, absorbedor y condensador de la ecuación ( 4-6 ). Para ello es necesario plantear en primer lugar los las ecuaciones de los balances de energía internos (ecuaciones ( 4-9 ) a ( 4-12 ) ) para cada uno de estos elementos.

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_{ref} \cdot (h_{vaporE} - h_{liquidC}) \quad (4-9)$$

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_{ref} \cdot (h_{vaporG} - h_{liquidC}) \quad (4-10)$$

$$\dot{Q}_A = \dot{m}_{ref} \cdot h_{vaporE} + \dot{m}_{conc} \cdot h_{concG} - \dot{m}_{dil} \cdot h_{dilA} - Q_{int} \quad (4-11)$$

$$\dot{Q}_G = \dot{m}_{ref} \cdot h_{vaporG} + \dot{m}_{conc} \cdot h_{concG} - \dot{m}_{dil} \cdot h_{dilA} - Q_{int} \quad (4-12)$$

$\dot{m}_{ref}$ : Caudal másico interno de refrigerante (H<sub>2</sub>O), (kg s<sup>-1</sup>).

$\dot{m}_{dil}$ : Caudal másico de solución diluida de LiBr en H<sub>2</sub>O del absorbedor al generador (kg s<sup>-1</sup>).

$\dot{m}_{conc}$ : Caudal másico de solución concentrada de LiBr en H<sub>2</sub>O del generador al absorbedor (kg s<sup>-1</sup>).

$h_{vaporE}$ : Entalpía específica del refrigerante (H<sub>2</sub>O) en estado vapor (kJ kg<sup>-1</sup>).

$h_{concG}$ : Entalpía específica de la solución concentrada en el generador (kJ kg<sup>-1</sup>).

$h_{concA}$ : Entalpía específica de la solución concentrada a la entrada del absorbedor (kJ kg<sup>-1</sup>).

$Q_{int}$ : Calor transferido entre la solución concentrada de LiBr/H<sub>2</sub>O y la diluida de LiBr/H<sub>2</sub>O en el intercambiador interno situado entre el absorbedor y el generador (kW)

El criterio de signos establecido en estos balances de energía es considerar la entalpía del vapor de refrigerante siempre positiva independientemente de si el vapor entra o sale del elemento considerado. Así dividiendo la ecuación ( 4-10 ) entre la ( 4-9 ) se obtiene la ecuación ( 4-13 ), que relaciona directamente la potencia del condensador con la potencia frigorífica del equipo de absorción.

$$\dot{Q}_C = \frac{h_{vaporG} - h_{liquidC}}{h_{vaporE} - h_{liquidC}} \cdot \dot{Q}_E = H_C \cdot \dot{Q}_E \quad (4-13)$$

$H_C$  : Coeficiente de entalpías del condensador.

Para obtener una ecuación similar para el absorbedor y generador, aparte de las ecuaciones de los respectivos balances de energía, también es necesario considerar el balance de materia de los caudales de solución de H<sub>2</sub>O-LiBr y refrigerante dado por la ecuación siguiente:

$$\dot{m}_{conc} = \dot{m}_{dil} - \dot{m}_{ref} \quad (4-14)$$

Por tanto combinando las ecuaciones ( 4-11 ) y ( 4-12 ) con la ecuación ( 4-13 ) y considerando el balance de materia de la ecuación ( 4-14 ), se obtienen las siguientes expresiones para las potencias del absorbedor y generador en función de la potencia frigorífica:

$$\dot{Q}_A = \frac{h_{vaporE} - h_{concG}}{h_{concE} - h_{liquidC}} \cdot \dot{Q}_E + \dot{m}_{dil} \cdot (h_{concG} - h_{dilA}) - Q_{int} = H_A \cdot \dot{Q}_E + \dot{Q}_{loss} \quad (4-15)$$

$$\dot{Q}_G = \frac{h_{vaporG} - h_{concG}}{h_{vaporE} - h_{liquidC}} \cdot \dot{Q}_E + \dot{m}_{dil} \cdot (h_{concG} - h_{dilA}) - Q_{int} = H_G \cdot \dot{Q}_E + \dot{Q}_{loss} \quad (4-16)$$

$H_A$  : Coeficiente de entalpías del absorbedor.

$H_G$  : Coeficiente de entalpías del generador.

$\dot{Q}_{loss}$  : Parámetro característico de la máquina de absorción equivalente a la energía térmica requerida para calentar el caudal entrante de solución diluida de H<sub>2</sub>O-LiBr en el generador o equivalente a la energía disipada para enfriar el caudal entrante de solución concentrada de H<sub>2</sub>O-LiBr en el absorbedor (kW).

El parámetro  $\dot{Q}_{loss}$  es un indicador de la calidad de la máquina de absorción. Valores bajos indican que se trata de un buen equipo de absorción. Su valor está directamente relacionado con los caudales de solución entre el absorbedor y generador y la eficiencia del intercambiador de calor situado entre el absorbedor y generador. Con el objetivo de aumentar la eficiencia del equipo de absorción, es de vital importancia que la temperatura de la solución diluida procedente del absorbedor y que entra al generador sea lo más cercana posible a la temperatura de la solución en el propio generador, para que de esta forma se reduzca la cantidad de energía necesaria para su calentamiento ( $\dot{Q}_{loss}$ ). Del

mismo modo, también es importante que la temperatura de la solución concentrada procedente del generador y que entra al absorbedor sea lo más cercana posible a la temperatura de la solución del absorbedor, reduciéndose de esta forma la cantidad de energía para disipar ( $\dot{Q}_{loss}$ ). Una forma relativamente sencilla de conseguir estos niveles de temperatura es la instalación de un intercambiador de calor entre el absorbedor y generador para transferir energía desde la solución concentrada a la solución diluida. A medida que aumenta la eficiencia de este intercambiador de calor, se reduce el valor de  $\dot{Q}_{loss}$ , ya que será necesario aportar menos energía térmica en el generador y disipar menos energía en el absorbedor, aumentando así la eficiencia energética de la máquina de absorción.

Sustituyendo las ecuaciones ( 4-13 ), ( 4-15 ) y ( 4-16 ) en la ecuación ( 4-6 ), se obtienen las ecuaciones ( 4-17 ) y ( 4-18 ), que permiten determinar la capacidad frigorífica y el COP de las enfriadoras térmicas de absorción, caracterizando así su comportamiento térmico.

$$\dot{Q}_E = s_E \cdot \Delta\Delta t - \alpha \cdot \dot{Q}_{loss} = s_E \cdot (\Delta\Delta t - \Delta\Delta t_{min,E}) \quad (4-17)$$

$$COP = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{Q}_G} = \frac{\dot{Q}_E}{H_G \cdot \dot{Q}_E + \dot{Q}_{loss}} = \frac{\Delta\Delta t - \Delta\Delta t_{min,E}}{H_G \cdot \Delta\Delta t + \left(\frac{1}{\alpha} - H_G\right) \cdot \Delta\Delta t_{min,E}} \quad (4-18)$$

Los parámetros  $s_E$ ,  $\alpha$  y  $\Delta\Delta t_{min,E}$  vienen dados por las ecuaciones ( 4-19 ), ( 4-20 ) y ( 4-21 ) respectivamente.

$$s_E = \frac{1}{\frac{H_G}{UA_G \cdot z_G} + \frac{H_A}{UA_A \cdot z_A} + B \cdot \left( \frac{H_C}{UA_C \cdot z_C} + \frac{1}{UA_E \cdot z_E} \right)} \quad (4-19)$$

$$\alpha = \frac{\frac{1}{UA_G \cdot z_G} + \frac{1}{UA_A \cdot z_A}}{\frac{H_G}{UA_G \cdot z_G} + \frac{H_A}{UA_A \cdot z_A} + B \cdot \left( \frac{H_C}{UA_C \cdot z_C} + \frac{1}{UA_E \cdot z_E} \right)} \quad (4-20)$$

$$\Delta\Delta t_{min,E} = \frac{\alpha}{s_E} \cdot \dot{Q}_{loss} = \left( \frac{1}{UA_G \cdot z_G} + \frac{1}{UA_A \cdot z_A} \right) \cdot \dot{Q}_{loss} \quad (4-21)$$

El parámetro  $\Delta\Delta t_{min,E}$  puede interpretarse como la mínima temperatura característica requerida para que el equipo de absorción sea capaz de suministrar la cantidad de energía necesaria para calentar el caudal de solución diluida en el generador equivalente a  $\dot{Q}_{loss}$  (Hellmann et al, 1999), para así poder generar vapor de refrigerante en el generador y comenzar posteriormente a generar frío en el evaporador.

La aplicación del método  $\Delta\Delta t$  requiere que los coeficientes de entalpía  $H_X$ , los coeficientes de transferencia de calor  $UA_X$  y los parámetros  $z_X$  sean constantes, es decir, independientes de  $\Delta\Delta t$ . En estas condiciones, Hellmann et al (1999) concluyeron que  $B$ ,  $s$ ,  $\alpha$  y  $H_X$  pueden considerarse constantes e independientes de  $\Delta\Delta t$ , pero no  $\Delta\Delta t_{min}$  ya que este parámetro varía de manera significativa con las temperaturas de operación. Esta variación se debe fundamentalmente a que  $Q_{loss}$  varía de manera considerable al variar la carga de refrigeración. Para mejorar el modelo, estos autores introdujeron una correlación lineal entre  $\Delta\Delta t_{min,E}$  y  $\Delta\Delta t$ .

En otro estudio, Hellmann et al (1999) mantuvieron los parámetros  $\alpha$  y  $H_X$  constantes y encontraron que correlacionando linealmente  $s_E$  y  $\Delta\Delta t_{min,E}$  con la diferencia aritmética de la temperatura media del agua de refrigeración y la temperatura media del agua fría (ecuaciones ( 4-22 ) y ( 4-23 ) ), las desviaciones de la capacidad frigorífica y el COP entre los valores estimados y los valores reales son inferiores al 5%.

$$s_E = s_{E,I} + s_{E,II} \cdot (t_{AC} - t_E) \quad (4-22)$$

$$\Delta\Delta t_{min,E} = r_{E,I} + r_{E,II} \cdot (t_{AC} - t_E) \quad (4-23)$$

Por otro lado, considerar que los coeficientes  $UA_X$  son constantes implica necesariamente que los caudales externos deben permanecer también constantes para que el modelo sea válido. Dado que en la práctica los equipos de absorción pueden operar a un caudal diferente del caudal nominal, Albers y Ziegler (2009) han propuesto una mejora del modelo de la ecuación característica para considerar el efecto de las variaciones de los caudales externos sobre los parámetros de la misma. Esta mejora, a pesar de algunas simplificaciones, da lugar a buenos resultados. En este nuevo modelo, para el cálculo del COP sigue siendo válida la ecuación ( 4-18 ). La capacidad frigorífica con la nueva ecuación característica propuesta viene dada por la expresión:

$$\dot{Q}_E = s_E \cdot k_S \cdot (\Delta\Delta t - \Delta\Delta t_{min,E} \cdot k_{\Delta\Delta t_{min}}) \quad (4-24)$$

en la que  $k_S$  y  $k_{\Delta\Delta t_{min}}$  son factores correctores de  $s_E$  y  $\Delta\Delta t_{min,E}$  respectivamente, que vienen dados por las ecuaciones:

$$k_S = \frac{\left( \frac{H_G}{UA_{G,design} \cdot z_G \cdot \sigma_G} + \frac{H_A}{UA_{A,design} \cdot z_A \cdot \sigma_A} + B \cdot \left( \frac{H_C}{UA_{C,design} \cdot z_C \cdot \sigma_A} + \frac{1}{UA_{E,design} \cdot z_E \cdot \sigma_A} \right) \right)^{-1}}{\left( \frac{H_G}{UA_{G,design} \cdot z_G} + \frac{H_A}{UA_{A,design} \cdot z_A} + B \cdot \left( \frac{H_C}{UA_{C,design} \cdot z_C} + \frac{1}{UA_{E,design} \cdot z_E} \right) \right)^{-1}} \quad (4-25)$$

$$k_{\Delta T_{\min}} = \frac{\left( \frac{1}{\sigma_G} + \frac{UA_{G,design} \cdot z_G}{UA_{A,design} \cdot z_A} \cdot \frac{1}{\sigma_A} \right)}{\left( 1 + \frac{UA_{G,design} \cdot z_G}{UA_{A,design} \cdot z_A} \right)} \quad (4-26)$$

$\sigma_X$  es un factor corrector adimensional de los coeficientes de transmisión de calor de diseño  $UA_{X,design}$  dado por las ecuaciones siguientes:

$$\sigma_X = \frac{(1 + a_X)}{\gamma_{ext,x}^{-0.8} + a_X}; \quad \gamma_{ext,x} = \frac{\dot{m}_{X,ext}}{m_{X,ext,design}}; \quad a_X = \frac{\phi_{ext,X}}{\phi_{int,X}} \quad (4-27)$$

$\gamma_{ext,x}$  es la relación del caudal externo en el elemento  $X$  ( $\dot{m}_{X,ext}$ ) y el mismo caudal en las condiciones de diseño ( $m_{X,ext,design}$ ). El coeficiente  $a_X$  es la relación del coeficiente de transmisión de calor externo  $\phi_{ext,X}$  e interno  $\phi_{int,X}$  para el elemento  $X$ . Albers y Ziegler (2009) consideran que el coeficiente interno es un parámetro característico del equipo de absorción que permanece invariable cuando se cambian los caudales externos. Sin embargo, el coeficiente de transmisión de calor externo varía con el caudal y se puede determinar mediante correlaciones empíricas de los números adimensionales de Reynolds (Re) y Prandtl (Pr).

A pesar de que el desarrollo del conjunto de ecuaciones anteriores es válido para equipos de absorción de simple efecto de  $H_2O$ -LiBr, Ziegler et al (1999) demuestran que el método de la ecuación característica también se puede extender a equipos multiefecto de  $H_2O$ -LiBr utilizando parámetros similares al parámetro de Dühring para cada ciclo termodinámico. Por otro lado, aunque estrictamente el método de la ecuación característica sólo se puede aplicar a enfriadoras de absorción de  $H_2O$ -LiBr, Jakob et al (2008) han aplicado una adaptación de este método para modelizar un equipo de absorción basado en el par  $NH_3$ - $H_2O$ . Además Schweigler (2007) comparó el comportamiento térmico de enfriadoras de absorción y adsorción, concluyendo que el comportamiento de las enfriadoras de adsorción también puede describirse mediante un modelo basado en el método de la ecuación característica. Así pues se concluye que el método de la ecuación característica permite determinar el comportamiento térmico de enfriadoras térmicas de diversas tecnologías utilizando ecuaciones relativamente sencillas para el COP y la capacidad frigorífica. Estas ecuaciones se pueden implementar fácilmente en programas de simulación como TRNSYS. La dificultad de este método radica en que la determinación de los parámetros de la ecuación característica y ecuación del COP, que como se ha visto requiere conocer el valor de numerosos parámetros internos de la enfriadora térmica que no siempre están disponibles, especialmente en equipos comerciales. A continuación se explica el método para determinar estos parámetros característicos considerando que los caudales externos son constantes.

#### 4.2.1 **Determinación de los parámetros característicos**

Este método se puede aplicar de dos formas dependiendo de la información disponible:

- Determinación de los parámetros  $B$ ,  $s_E$ ,  $\alpha$ ,  $\Delta\Delta t_{min,E}$  y  $H_G$  a partir de los parámetros de diseño del equipo de absorción: coeficientes de transferencia de calor (UA), caudales externos, el caudal de solución diluida de LiBr y temperaturas externas e internas de la enfriadora térmica.
- Determinación de los parámetros  $s_E$ ,  $\alpha$ ,  $\Delta\Delta t_{min,E}$  a partir de un número reducido de puntos experimentales o catálogo.

En el primer caso, en la mayoría de ocasiones los parámetros de diseño de la máquina de absorción no están disponibles, especialmente en máquinas comerciales, por lo que no es posible su aplicación práctica.

La segunda vía para determinar los parámetros característicos se ha aplicado a la modelización de máquinas de absorción en el programa *The Solac Computer Design Tool* (Albers, 2005). Para ello, Albers utiliza la definición de  $\Delta\Delta t$  de la ecuación ( 4-7 ) y propone un conjunto de ecuaciones similares a la ecuación característica ( 4-17 ) para el evaporador, generador, y conjunto absorbedor-condensador con expresiones del tipo:

$$Q_X = s_X \cdot \Delta\Delta t - s_X \cdot \Delta\Delta t_{min,X} \quad ( 4-28 )$$

Las temperaturas de salida de los fluidos externos  $t_{X,o}$  se pueden calcular a partir de las temperaturas medias  $t_X$  y las temperaturas de entrada  $t_{X,i}$  mediante la ecuación siguiente:

$$t_{X,o} = 2 \cdot t_X - t_{X,i} \quad ( 4-29 )$$

En cada uno de los elementos de la máquina de absorción también se deben cumplir los balances de energía del fluido externo con ecuaciones del tipo:

$$Q_X = 2 \cdot m_{X,ext} \cdot Cp_{X,ext} \cdot (t_{X,i} - t_X) \quad ( 4-30 )$$

en la que  $Cp_{X,ext}$  es la capacidad calorífica del fluido externo del elemento X. El convenio de signos empleado es el siguiente: los flujos de energía térmica aportados externamente en el generador y el evaporador se consideran positivos, mientras que los flujos de energía térmica extraídos del absorbedor y condensador se consideran negativos. Teniendo en cuenta estas consideraciones, combinando el conjunto de las ecuaciones planteadas, resulta un sistema de cuatro ecuaciones lineales (( 4-31 ) a ( 4-34 )) que, una vez fijados los caudales de los fluidos externos y conocidos los parámetros característicos  $s_X$  y  $\Delta\Delta t_{min,X}$ , permite modelizar el comportamiento de la máquina de absorción. Así a partir de la temperatura de entrada del fluido procedente del sistema de disipación  $t_{AC,i}$ , la de entrada del agua caliente al generador  $t_{G,i}$  y la de entrada al evaporador  $t_{E,i}$ , resolviendo el sistema



de ecuaciones se pueden calcular las tres temperaturas medias  $t_X$  y a partir de estas y la ecuación ( 4-29 ), las correspondientes temperaturas de salida de las corrientes externas.

$$\Delta\Delta t - t_G - B \cdot t_E + (1 + B) \cdot t_{AC} = 0 \quad (4-31)$$

$$s_E \cdot \Delta\Delta t + 2 \cdot \dot{m}_{E,ext} \cdot Cp_{E,ext} \cdot t_E = 2 \cdot \dot{m}_{E,ext} \cdot Cp_{E,ext} \cdot t_{Ei} + s_E \cdot \Delta\Delta t_{\min,E} \quad (4-32)$$

$$s_G \cdot \Delta\Delta t + 2 \cdot \dot{m}_{G,ext} \cdot Cp_{G,ext} \cdot t_G = 2 \cdot \dot{m}_{G,ext} \cdot Cp_{G,ext} \cdot t_{Gi} + s_G \cdot \Delta\Delta t_{\min,G} \quad (4-33)$$

$$s_{AC} \cdot \Delta\Delta t - 2 \cdot \dot{m}_{AC,ext} \cdot Cp_{AC,ext} \cdot t_{AC} = -2 \cdot \dot{m}_{AC,ext} \cdot Cp_{AC,ext} \cdot t_{ACi} + s_{AC} \cdot \Delta\Delta t_{\min,AC} \quad (4-34)$$

Para determinar los valores del conjunto de seis parámetros  $s_x$  y  $\Delta\Delta t_{\min,x}$ , se procede de forma inversa. En este caso son necesarios los datos de temperaturas de entrada y temperaturas medias de dos puntos procedentes de los catálogos de los fabricantes o medidas experimentales para establecer un sistema de ocho ecuaciones y ocho incógnitas (el conjunto de seis parámetros  $s_x$  y  $\Delta\Delta t_{\min,x}$  más los dos valores de  $\Delta\Delta t$ ). Si los parámetros  $s_x$  y  $\Delta\Delta t_{\min,x}$  se toman como funciones lineales de  $\Delta t_{ACE} = t_{AC} - t_E$ , estos parámetros se calculan mediante las ecuaciones ( 4-35 ) y ( 4-36 ) respectivamente, obteniendo desviaciones respecto a los valores experimentales o catálogo inferiores al 10% (Albers, 2005).

$$s_X = s_{X,I} + s_{X,II} \cdot (t_{AC} - t_E) \quad (4-35)$$

$$\Delta\Delta t_{\min,X} = r_{X,I} + r_{X,II} \cdot (t_{AC} - t_E) \quad (4-36)$$

Por tanto, para caracterizar una máquina de absorción en este caso son necesarios un total de doce parámetros característicos ( $s_{X,I}, s_{X,II}, r_{X,I}, r_{X,II}$ ) y para determinarlos son necesarios cuatro puntos de operación en condiciones estacionarias para establecer un sistema de dieciséis ecuaciones con dieciséis incógnitas.

Las grandes ventajas de esta segunda vía desarrollada por Albers (2005) para determinar los seis o doce parámetros característicos respecto a la que utiliza los parámetros internos son: no se precisan los valores de los parámetros internos de la máquina de absorción, que en la mayoría de casos no está disponible; bastan dos o cuatro puntos de catálogo para caracterizar el comportamiento térmico de una máquina de absorción. El principal inconveniente de esta segunda vía de cálculo es la arbitrariedad en la elección de los dos o cuatro puntos del catálogo, ya que la elección de diferentes puntos puede dar lugar a diferencias significativas en los resultados de los parámetros característicos como se verá más adelante.

## 4.3 MÉTODOS BASADOS EN REGRESIÓN MULTIVARIABLE

La regresión multivariable se utiliza para predecir el valor de una variable dependiente a partir de los valores de un conjunto de variables independientes. Para más detalles de este método se pueden consultar las publicaciones de Ryan (2007, 2009). En el caso de esta tesis, la regresión multivariable se aplica para determinar modelos para predecir el comportamiento térmico de las enfriadoras térmicas. Las variables dependientes son la capacidad frigorífica de la enfriadora ( $Q_E$ ) y la potencia térmica consumida ( $Q_G$ ) y las variables independientes las temperaturas medias de las corrientes externas del generador, evaporador y conjunto absorbedor-condensador. A continuación se explican las diferentes opciones consideradas de regresión multivariable para modelizar las enfriadoras térmicas como la regresión multivariable lineal para determinar los parámetros característicos de la capacidad frigorífica  $Q_E$ , la regresión multivariable lineal de  $Q_E$  y  $Q_G$  y la regresión multivariable no lineal de  $Q_E$  y  $Q_G$ . En todos los casos se ha considerado que los caudales externos son constantes.

### 4.3.1 Método de la regresión multivariable lineal para $Q_E$

En principio se podría pensar en llevar una correlación lineal de la capacidad frigorífica con la temperatura característica definida por la ecuación ( 4-7 ). Aunque este método soluciona los inconvenientes del método de la ecuación característica, Kühn y Ziegler (2005) demuestran que se obtienen mejores resultados si se lleva a cabo una regresión multivariable de la capacidad frigorífica en función de las tres temperaturas medias externas de acuerdo con la ecuación:

$$\dot{Q}_E = s_E \cdot t_G - s_E \cdot a \cdot t_{AC} + s_E \cdot e \cdot t_E + r_E \quad (4-37)$$

en la que  $a$ ,  $e$  y  $r$  son parámetros característicos dimensionales. Esta ecuación se puede asimilar a la anterior ecuación característica definiendo una temperatura característica empírica dada por la ecuación ( 4-38 ). Así las ecuaciones características para la potencia frigorífica y la potencia térmica consumida vienen dadas por expresiones del tipo de la ecuación ( 4-39 ).

$$\Delta\Delta t' = t_G - a \cdot t_{AC} + e \cdot t_E \quad (4-38)$$

$$\dot{Q}_X = s_X \cdot \Delta\Delta t' + r_X \quad (4-39)$$

El COP se determina calculando la relación entre la potencia frigorífica y la potencia del generador. Este método es mucho más sencillo de llevar a la práctica que el de la ecuación característica explicado anteriormente porque no precisa del conocimiento de parámetros internos de la máquina de absorción. Además elimina la arbitrariedad en la elección de los puntos de operación experimentales o de catálogo ya que se basa en el ajuste numérico de varios puntos de operación de la máquina.

### 4.3.2 *Método de la regresión multivariable lineal para $Q_E$ y $Q_G$*

---

En el método considerado en este punto, por un lado se determina una expresión característica de la forma de la ecuación ( 4-40 ) para la capacidad frigorífica  $Q_E$  y para la potencia térmica consumida  $Q_G$ . Para ello se aplica la regresión multivariable lineal a los datos de capacidad, potencia térmica consumida y temperaturas medias externas del evaporador, generador y conjunto absorbedor-condensador.

$$\dot{Q}_X = a_x \cdot t_G + b_x \cdot t_E + c_x \cdot t_{AC} + r_x \quad ( 4-40 )$$

$X$ : Indica el elemento de la enfriadora de absorción ( $X=G,E$ ).

$a_x, b_x, c_x, r_x$ : Coeficientes resultantes de la correlación multivariable.

El COP queda determinado por la relación de estas dos correlaciones de  $Q_E$  y  $Q_G$ . La diferencia fundamental con el método de la regresión multivariable lineal  $\Delta\Delta t'$  estriba en que en este caso la regresión multivariable se aplica tanto para determinar la ecuación de  $Q_E$  como la ecuación de  $Q_G$ , sin la necesidad de la definición empírica de la temperatura característica.

### 4.3.3 *Método de la regresión multivariable no lineal de $Q_E$ y $Q_G$*

---

Hasta ahora se ha considerado que los ajustes de  $Q_E$  y  $Q_G$  en función de las temperaturas medias externas son lineales. Desde el punto de vista de análisis estadístico, es posible determinar expresiones que se ajustan mejor a los valores experimentales con términos con temperaturas cuadráticas, cúbicas, etc. Un ejemplo de expresión de este tipo es la ecuación cuadrática ( 4-41 ), que relaciona  $Q_E$  y  $Q_G$  con las temperaturas medias externas de la enfriadora térmica

$$\dot{Q}_X = a_x \cdot t_{AC}^2 + b_x \cdot t_E^2 + c_x \cdot t_G \cdot t_{AC} + d_x \cdot t_G \cdot t_E + e_x \cdot t_{AC} + f_x \cdot t_E + r_x \quad ( 4-41 )$$

El COP se determina calculando la relación entre la potencia frigorífica y la potencia térmica consumida.

## 4.4 ANÁLISIS DE LOS MÉTODOS DE MODELIZACIÓN DE ENFRIADORAS TÉRMICAS

Para comparar los diferentes métodos de modelización de enfriadoras térmicas basados en el uso de la ecuación característica y regresión multivariable, estos se han aplicado a una máquina de absorción cuyos datos fueron publicados por Gommed y Grossman (1990).

### 4.4.1 Resultados método 1: Ecuación característica

Este método permite conocer los parámetros característicos a partir de los datos de diseño o bien a partir de dos o cuatro puntos experimentales. En la Tabla 4-2 se muestran los parámetros característicos determinados por Hellman et al (1999) a partir de los parámetros de diseño, asumiendo un valor de 1.15 para el parámetro de Dürhing. Se puede observar que se han considerado dos modelos. En el primero de ellos se asume que  $\Delta\Delta t_{min,E}$  presenta un valor constante de 3.0 K y en el segundo éste parámetro varía en función de  $\Delta\Delta t$  de acuerdo con la expresión indicada en la Tabla 4-2. Así, para el primer caso, las ecuaciones ( 4-42 ) y ( 4-43 ) modelizan la máquina de absorción en estudio.

$$\dot{Q}_E = 2.14 \cdot (\Delta\Delta t - 3.0) \quad ( 4-42 )$$

$$COP = \frac{\Delta\Delta t - 3.0}{1.04 \cdot \Delta\Delta t + 1.8} \quad ( 4-43 )$$

Para el segundo caso el modelo queda definido por las ecuaciones siguientes:

$$\dot{Q}_E = 2.14 \cdot (0.90 \cdot \Delta\Delta t - 1.90) \quad ( 4-44 )$$

$$COP = \frac{0.90 \cdot \Delta\Delta t - 1.90}{0.98 \cdot \Delta\Delta t + 1.14} \quad ( 4-45 )$$

Tabla 4-1. Parámetros de diseño máquina de absorción. Gommed y Grossman (1990).

Parámetro	Valor	Unidades
$UA_E$	11.9	kW K <sup>-1</sup>
$UA_G$	8.5	kW K <sup>-1</sup>
$UA_A$	6.1	kW K <sup>-1</sup>
$UA_C$	17.9	kW K <sup>-1</sup>
$UA_{hex}$	2.0	kW K <sup>-1</sup>
$m_{weak}$	0.45	kg s <sup>-1</sup>
$m_E$	2.3	kg s <sup>-1</sup>
$m_G$	3.2	kg s <sup>-1</sup>
$m_A$	3.7	kg s <sup>-1</sup>
$m_C$	4.0	kg s <sup>-1</sup>

Tabla 4-2. Parámetros característicos máquina de absorción. Gommed y Grossman (1990). El parámetro B se ha asumido con un valor de 1.15.

Parámetro	Valor	Unidades
$B$	1.15	-
$s$	2.14	kW K <sup>-1</sup>
$\alpha$	0.61	-
$G$	1.04	-
$\Delta\Delta t_{min,E}$	3.00	K
	$1.9 \text{ K} + 0.1 \cdot \Delta\Delta t$	K

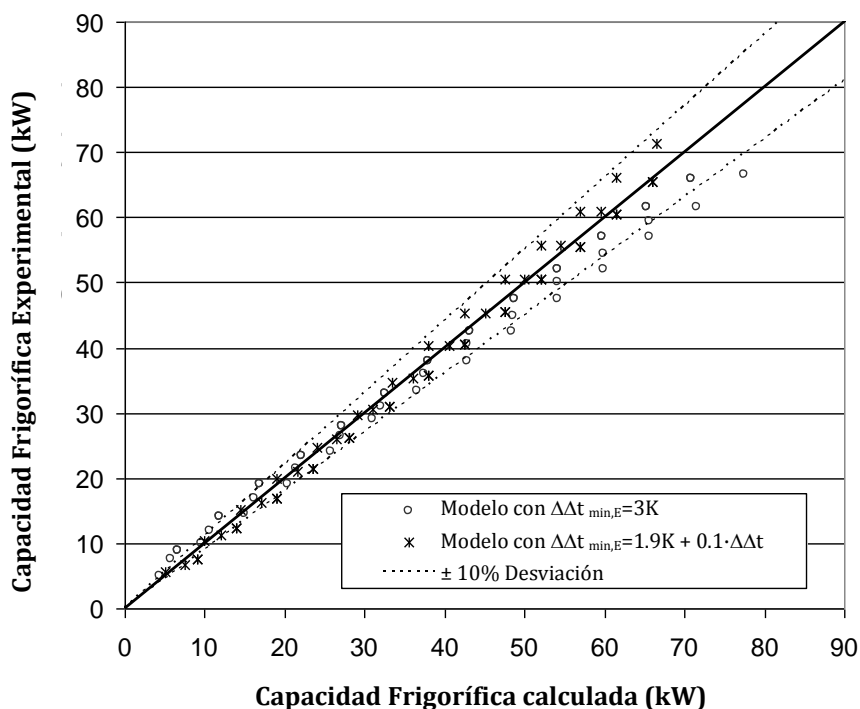


Figura 4-1. Capacidad frigorífica experimental de Gommed y Grossman (1990) vs. capacidad frigorífica calculada con  $\Delta\Delta t_{min,E} = 3K$  y con una correlación lineal entre  $\Delta\Delta t_{min,E}$  y  $\Delta\Delta t$  utilizando el método 1 de la ecuación característica.

La Figura 4-1 representa la capacidad frigorífica obtenida experimentalmente frente a la obtenida por los dos modelos descritos anteriormente. Como se puede observar, con el modelo con un  $\Delta\Delta t_{min,E}$  variable se obtiene un mejor ajuste, presentando errores inferiores al 15%, mientras que el modelo con  $\Delta\Delta t_{min}$  constante los errores están por debajo del 20%.

Cuando los parámetros de diseño no son conocidos, es posible estimar los parámetros característicos a partir de los datos experimentales (Albers, 2005). Si se considera que los parámetros  $s_x$  y  $\Delta\Delta t_{min,x}$  son constantes, sólo son necesarios dos puntos de operación de la máquina de absorción en estudio. Sin embargo, si se considera que estos parámetros son funciones lineales de  $\Delta t_{ACE}$  (ecuaciones (4-35) y (4-36)), para determinar los parámetros característicos son necesarios cuatro puntos de operación.

La Tabla 4-3 muestra los resultados obtenidos para dos grupos de dos puntos experimentales de los datos publicados por Gommed y Grossman (1990). De esta forma se puede estudiar la influencia de la elección de los puntos en el modelo. Así, a partir de los datos de estos puntos y aplicando las ecuaciones (4-31) a (4-34), se obtienen los parámetros característicos del modelo. Se puede observar con claridad que los valores de los parámetros característicos  $s_E$ ,  $\Delta\Delta t_{min,E}$ ,  $s_G$  y  $\Delta\Delta t_{min,G}$  dependen en gran medida del par de puntos seleccionado. Este hecho queda claramente reflejado en la Figura 4-2, indicando que la hipótesis de suponer que estos parámetros son constantes no se puede asumir como cierta. Por tanto es necesario determinarlos con las ecuaciones (4-35) y (4-36), cuyos parámetros se deben calcular a partir de cuatro puntos experimentales. En la Tabla 4-4 se muestran los grupos de cuatro puntos seleccionados y los resultados de los parámetros característicos para la ecuación característica del evaporador.

Tabla 4-3. Grupos de 2 puntos seleccionados de Gommed y Grossman (1990) y los correspondientes resultados de los parámetros característicos.

	Grupo 1		Grupo 2	
	Punto 1'	Punto 2'	Punto 3'	Punto 4'
$Q_E$ (kW)	26.50	40.50	66.00	38.00
$Q_G$ (kW)	38.97	56.64	86.28	57.14
$\Delta\Delta t$	15.60	23.00	36.10	23.00
Resultados				
$S_E$	1.892		2.137	
$\Delta\Delta t_{min,E}$	1.593		5.221	
$S_G$	2.388		2.224	
$\Delta\Delta t_{min,G}$	-0.7202		-2.696	

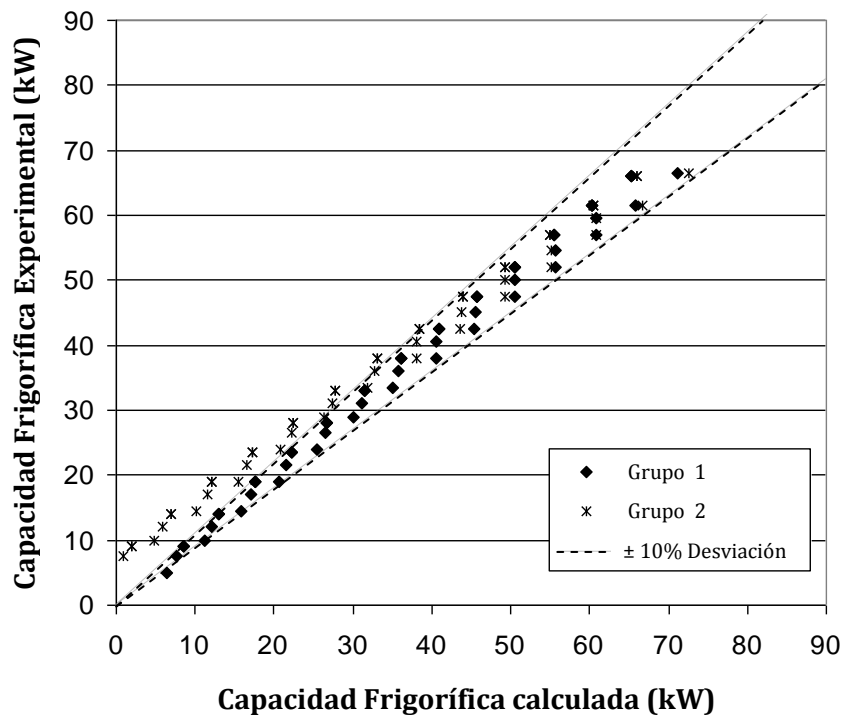


Figura 4-2. Capacidad frigorífica experimental de Gommed y Grossman (1990) vs. capacidad frigorífica calculada utilizando el método 1 de la ecuación característica a partir de puntos 2 puntos experimentales.

Tabla 4-4. Grupos de 4 puntos seleccionados de Gommed y Grossman (1990) y los correspondientes resultados de los parámetros característicos.

	Grupo 1				Grupo 2			
	Punto 1'	Punto 2'	Punto 3'	Punto 4'	Punto 5'	Punto 6'	Punto 7'	Punto 8'
$Q_E (kW)$	61.50	52.00	19.00	19.00	66.00	38.00	66.50	47.50
$Q_G (kW)$	80.39	75.91	28.15	33.04	86.28	57.14	95.00	62.50
$\Delta\Delta t$	33.50	31.00	10.90	12.50	36.10	23.00	39.20	25.80
$\Delta t_{ACE}$	18.21	31.27	17.48	30.63	18.30	30.98	31.56	17.95
Resultados para el evaporador ( E )								
$r_{EI}$	0.08045				0.1552			
$r_{EII}$	-0.5421				-3.241			
$SEI$	-0.007378				-0.002783			
$SEII$	2.022				1.859			

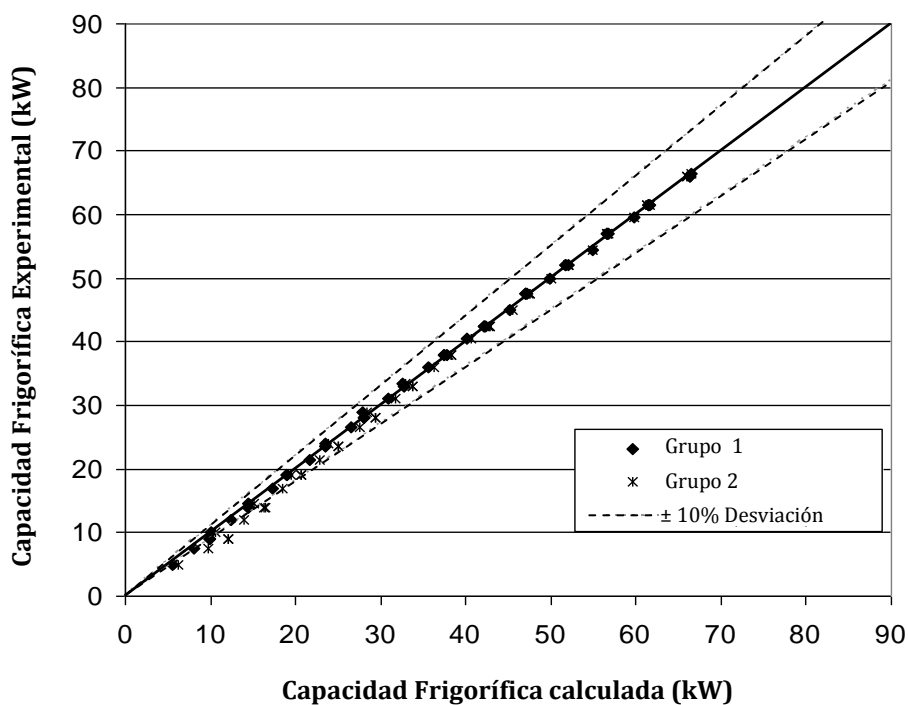


Figura 4-3. Capacidad frigorífica experimental de Gommed y Grossman (1990) vs. capacidad frigorífica calculada utilizando el método 1 de la ecuación característica a partir de puntos 4 puntos experimentales.



Del mismo modo que en el caso anterior, se observa que los parámetros característicos también dependen en gran medida del grupo de cuatro puntos seleccionado. Aun así, cuando se representan los resultados de este modelo de cuatro puntos (Figura 4-3), se observa que las diferencias con los valores experimentales son inferiores, disminuyendo a medida que aumenta la capacidad frigorífica. También se observa que el ajuste del modelo de cuatro puntos es bastante mejor que el del modelo de dos puntos (comparar Figura 4-3 con Figura 4-2) y que el del modelo basado en la determinación de los parámetros de característicos a partir de los parámetros de diseño (comparar Figura 4-3 con Figura 4-1).

Un problema del método basado en los cuatro puntos radica en la mayor dificultad de resolución del sistema de dieciséis ecuaciones y en las múltiples soluciones obtenidas debido a la no linealidad del sistema de ecuaciones que se está resolviendo. Por ello es necesario comprobar que los valores seleccionados de los parámetros característicos son los que se ajustan mejor a las medidas experimentales.

#### 4.4.2 Resultados método 2: Regresión Multivariable Lineal para $Q_E$

Este método se aplica mediante el ajuste lineal de la capacidad frigorífica y la temperatura característica definida en la ecuación (4-38). El ajuste se realiza mediante una regresión multivariable implementada en una hoja EXCEL. De esta forma se determinan los parámetros característicos  $s$ ,  $a$ ,  $e$  y  $r$  de la ecuación (4-37). Así se obtienen las expresiones (4-46) a (4-49) para los datos de Gommed y Grossman (1990).

$$\dot{Q}_E = 1.864 \cdot t_G - 4.293 \cdot t_{AC} + 2.430 \cdot t_E + 3.917 \quad (4-46)$$

$$\Delta\Delta t' = t_G - 2.303 \cdot t_{AC} + 1.303 \cdot t_E \quad (4-47)$$

$$\dot{Q}_E = 1.864 \cdot \Delta\Delta t' + 3.917 \quad (4-48)$$

$$\dot{Q}_G = 2.315 \cdot \Delta\Delta t' + 11.175 \quad (4-49)$$

En la Figura 4-4 y la Figura 4-6 se visualiza con claridad un buen ajuste entre la potencia frigorífica experimental y la estimada mediante este método, mejorando sustancialmente los obtenidos mediante el método 1. Se observa que las diferencias entre los valores experimentales y los estimados se encuentran por debajo del 10% en la mayoría de los puntos, aunque existen un par de puntos con errores superiores al 8%. Posiblemente estos puntos se podrían descartar estadísticamente para mejorar el modelo. Sin embargo, también se observa que los valores de la potencia térmica presentan una mayor dispersión debido a la definición empírica de  $\Delta\Delta t'$  (Figura 4-5 y Figura 4-6), llegando a superar el 10% de error a potencias reducidas.

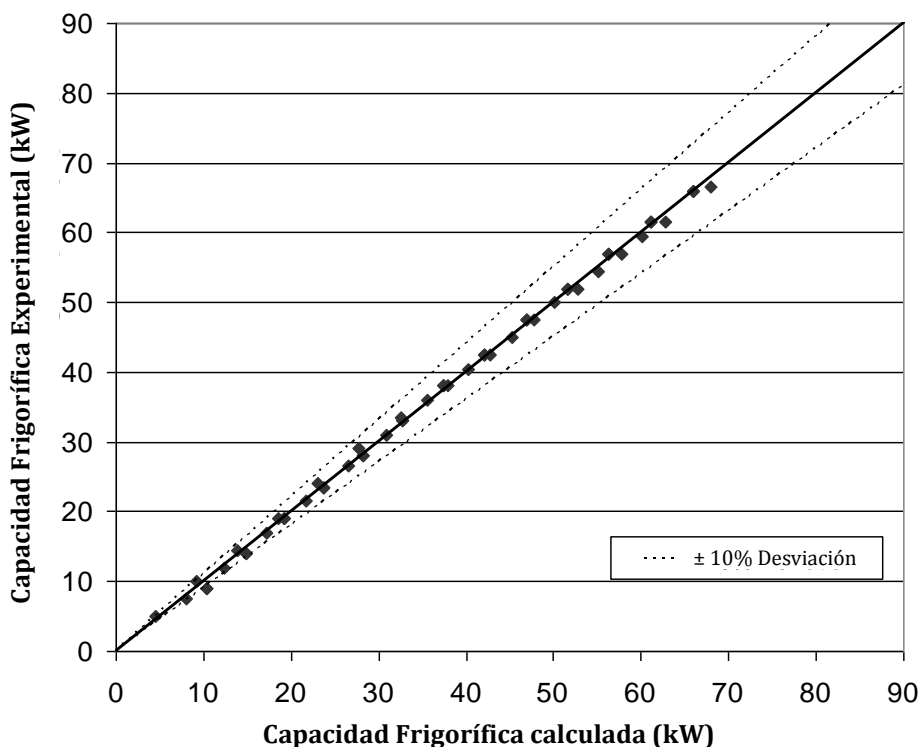


Figura 4-4. Capacidad frigorífica experimental de Gommed y Grossman (1990) vs. capacidad frigorífica calculada utilizando la regresión multivariable lineal  $\Delta\Delta t'$  (método 2).

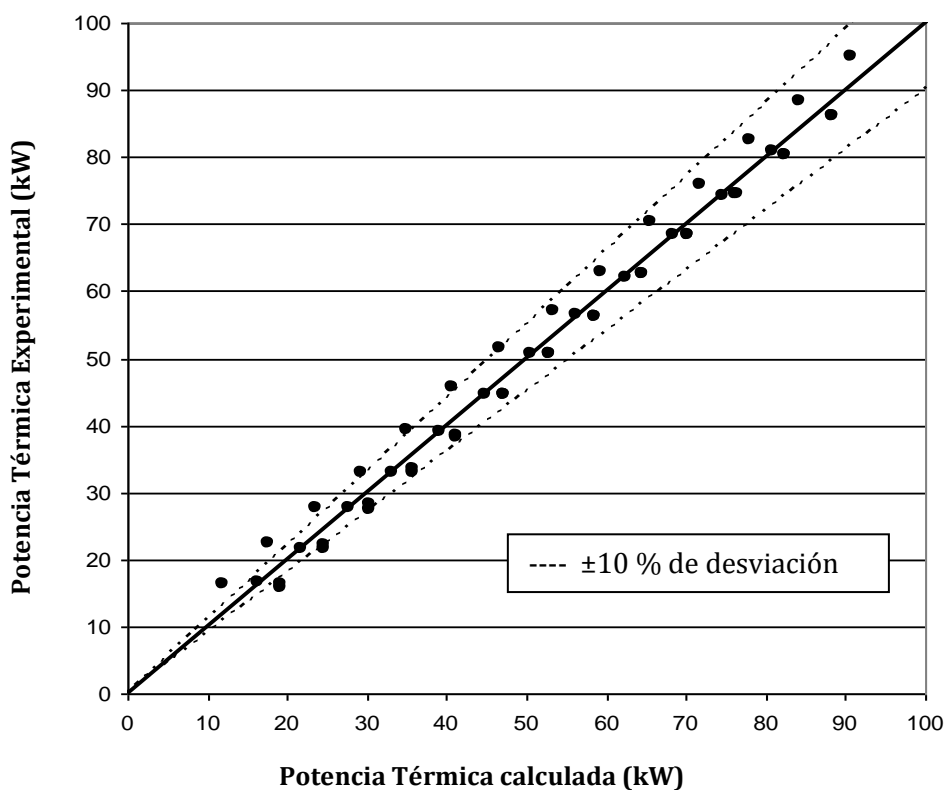


Figura 4-5. Potencia térmica experimental de Gommed y Grossman (1990) vs. Potencia térmica calculada utilizando la regresión multivariable lineal  $\Delta\Delta t'$  (método 2).

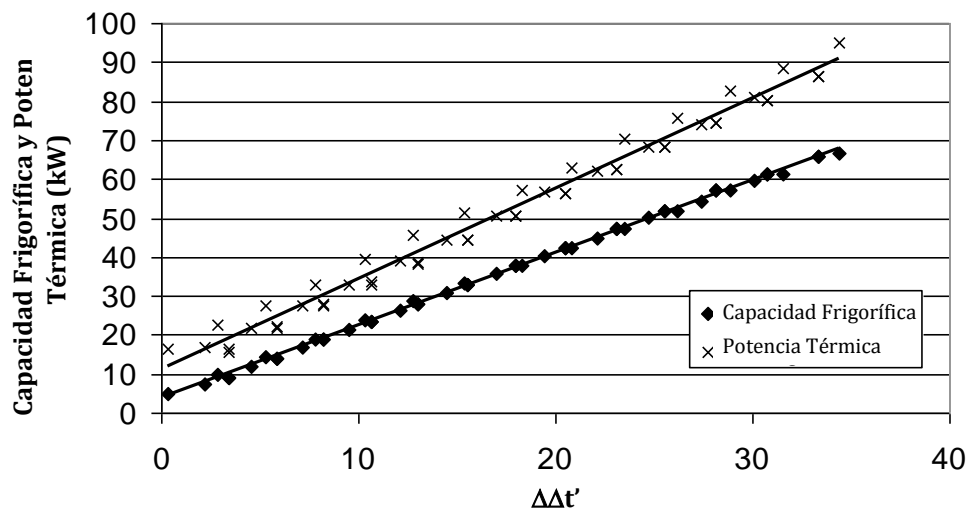


Figura 4-6. Ajuste de la capacidad frigorífica y potencia térmica en función de  $\Delta\Delta t'$  para los datos experimentales de Gommed y Grossman (1990).

#### 4.4.3 Resultados método 3: Regresión lineal multivariable de $Q_E$ y $Q_G$

En esta ocasión la ecuación para la capacidad frigorífica ( 4-50 ) es equivalente a la ecuación ( 4-46 ). La diferencia fundamental reside en que la potencia térmica del generador (ecuación ( 4-51 ) ) se determina mediante una nueva correlación múltiple en función de las temperaturas medias externas y no en función de la temperatura característica  $\Delta\Delta t'$ .

$$\dot{Q}_E = 1.864 \cdot t_G - 4.293 \cdot t_{AC} + 2.430 \cdot t_E + 3.917 \quad (4-50)$$

$$\dot{Q}_G = 2.312 \cdot t_G - 4.819 \cdot t_{AC} + 2.521 \cdot t_E + 0.287 \quad (4-51)$$

La Figura 4-7 muestra claramente que el ajuste de la potencia térmica real y la potencia térmica estimada es mejor que el obtenido con la regresión multivariable  $\Delta\Delta t'$  y el método 1, con errores inferiores al 5%. Así pues se concluye que la correlación múltiple lineal de  $Q_E$  y  $Q_G$  es un método más preciso que la correlación multivariable basada en  $\Delta\Delta t'$  para este caso particular.

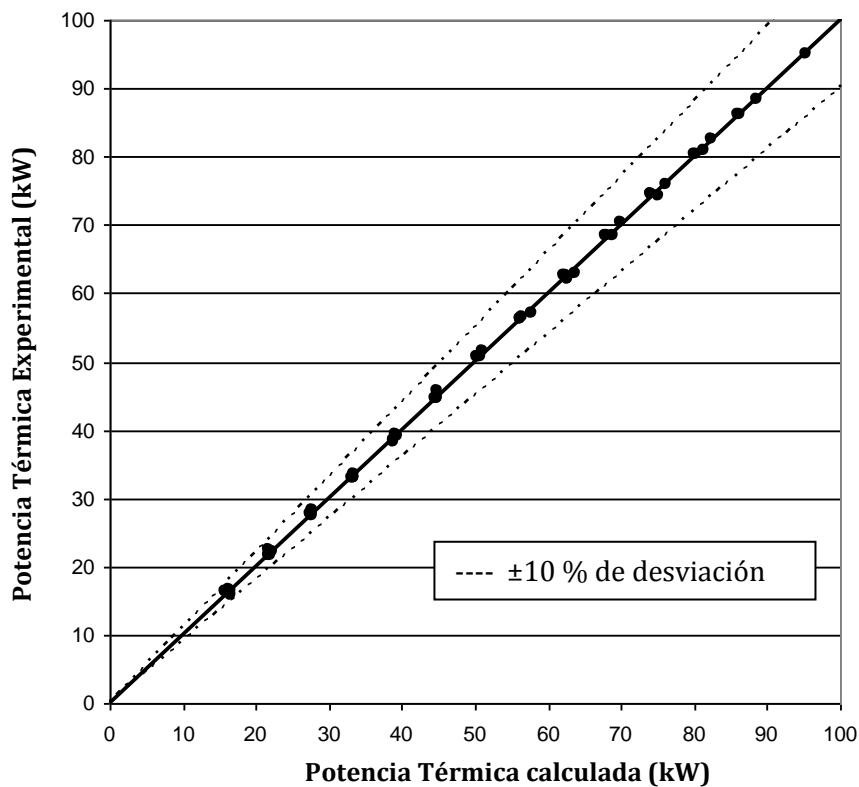


Figura 4-7. Potencia térmica del generador experimental de Gommed y Grossman (1990) vs. potencia térmica del generador calculada utilizando la regresión multivariable lineal (método 3).

#### 4.4.4 Resultados método 4: Regresión no lineal multivariable de $Q_E$ y $Q_G$

En esta ocasión las ecuaciones para la capacidad frigorífica y potencia térmica del generador son polinomios cuadráticos con múltiples términos de las temperaturas medias externas. Para determinar los términos más significativos es necesario realizar en diversas ocasiones el análisis de la varianza (ANOVA) de los términos del polinomio, obteniendo que el polinomio que mejor se ajusta a los datos de Gommed y Grossmann (1990) es el de la ecuación ( 4-52 ). En el método de selección ANOVA utilizado se parte de un polinomio cuadrático con todos los términos y se van eliminando sucesivamente los términos estadísticamente poco significativos hasta que no sea posible la eliminación de ningún término.

$$\dot{Q}_X = a_x \cdot t_{AC}^2 + b_x \cdot t_E^2 + c_x \cdot t_G \cdot t_{AC} + d_x \cdot t_G \cdot t_E + e_x \cdot t_{AC} \cdot t_E + f_x \cdot t_{AC} + g_x \cdot t_E + r_x \quad (4-52)$$

Siguiendo este método, se han obtenido los coeficientes significativos que se muestran en la TABLA 4-5 para  $Q_E$  y para  $Q_G$ .

Tabla 4-5. Términos significativos obtenidos mediante la regresión multivariable cuadrática (método 4) para los datos de Grommed y Grossman (1990).

	<b>Términos QE</b>	<b>Términos QG</b>
Intersección	-664.577	-459.719
tE	-59.357	-30.335
tE <sup>2</sup>	0.217	0.297
tAC	62.302	41.829
tAC <sup>2</sup>	-1.618	-1.126
tE*tAC	2.299	1.165
tG*tE	-0.287	-0.172
tG*tAC	0.167	0.143

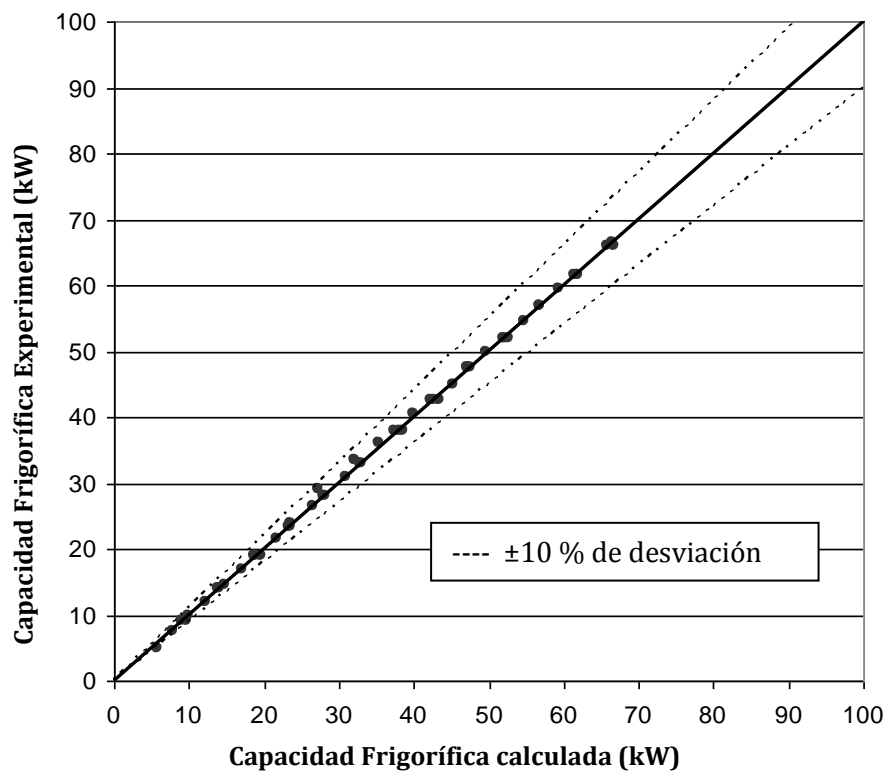


Figura 4-8. Capacidad frigorífica experimental de Gommed y Grossman (1990) vs. capacidad frigorífica calculada utilizando la regresión multivariable cuadrática (método 4).

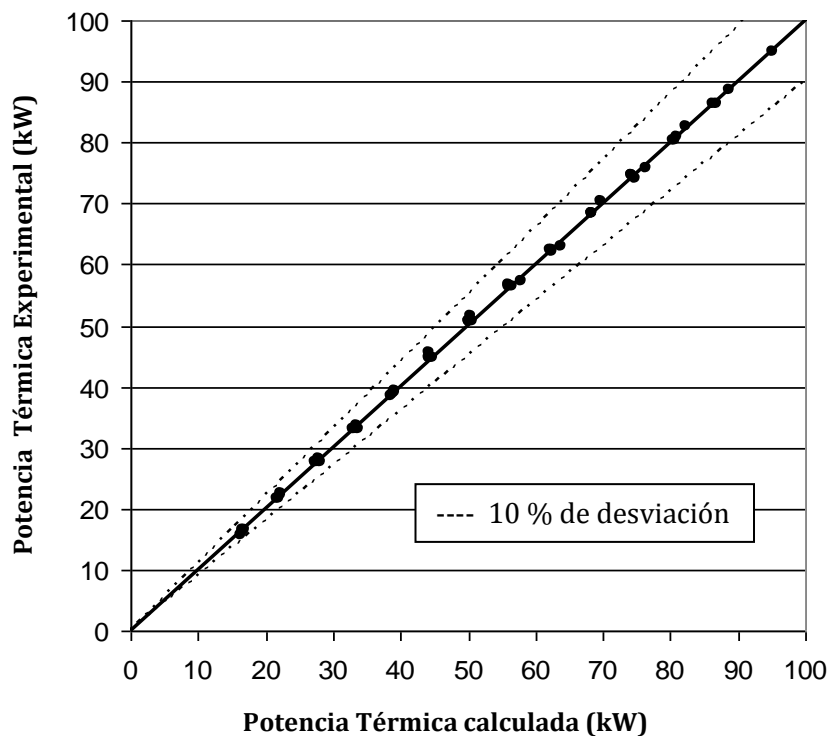


Figura 4-9. Potencia térmica experimental de Gommed y Grossman (1990) vs. potencia térmica calculada utilizando la regresión multivariable cuadrático (método 4).

La Figura 4-8 y la Figura 4-9 muestran que el ajuste de la capacidad frigorífica y potencia térmica es sensiblemente mejor que el obtenido mediante la regresión multivariable lineal. A pesar de la ventaja de obtener resultados ligeramente más próximos a la realidad, la complejidad matemática que implica la implementación de ecuaciones no lineales en programas de simulación y posibles problemas de convergencia durante el cálculo, no compensan su mayor precisión.

#### 4.4.5 Limitaciones de los métodos considerados

Los métodos explicados anteriormente no son válidos para modelizar el comportamiento dinámico de las enfriadoras. Este aspecto es de especial relevancia en los momentos de arranque y parada de los equipos. Si estos equipos funcionan de forma permanente en condiciones más o menos estables, el modelo estacionario resulta totalmente válido. Sin embargo, se sabe que estas máquinas están sometidas a perturbaciones de la carga de refrigeración, de la operación del sistema de aportación de calor y del circuito de disipación, siendo éste último dependiente las condiciones meteorológicas del momento. A pesar de estas consideraciones, los modelos estacionarios dan lugar a resultados satisfactorios cuando el objetivo de su modelización es la obtención prestaciones energéticas durante un determinado período de tiempo. Además en la aplicación de estos métodos no se ha considerado el efecto de los caudales externos de la enfriadora térmica. Como se ha explicado anteriormente, este efecto se puede considerar con la ecuación característica ampliada (Albers y Ziegler, 2009) o tomando los caudales externos como variables adicionales en la regresión múltiple (Jahnke et al, 2005).

## 4.5 EJEMPLOS DE APLICACIÓN

A título de ejemplo en este apartado se aplica el método de regresión multivariable lineal  $\Delta\Delta t'$  a diferentes equipos comerciales. En primer lugar se aplica este método a equipos de absorción de simple y doble efecto que utilizan como sustancias de operación el H<sub>2</sub>O-LiBr. Posteriormente se aplica a un equipo de adsorción de gel de sílice/ H<sub>2</sub>O.

### 4.5.1 *Enfriadoras térmicas de absorción*

Las enfriadoras térmicas de absorción consideradas son:

- Caso 1: Enfriadora de absorción de simple efecto de H<sub>2</sub>O-LiBr activada por agua caliente de 4.5 kW (Rotártica, 2006).
- Caso 2: Enfriadora de absorción de simple efecto de H<sub>2</sub>O-LiBr activada por agua caliente de 15 kW (Safarik et al, 2005).
- Caso 3: Enfriadora de absorción de simple efecto de H<sub>2</sub>O-LiBr activada por agua caliente de 768 kW (Broad, 2004).
- Caso 4: Enfriadora de absorción de doble efecto de H<sub>2</sub>O-LiBr activada por agua sobrecalentada de 1164 kW (Broad, 2004).

Para los casos 1, 3, y 4 los datos utilizados se han obtenido de catálogos comerciales. Para el caso 2 los datos proceden de medidas experimentales (Safarik et al, 2005). En todos los casos se han obtenido los gráficos de la capacidad frigorífica, potencia térmica y COP en función de la temperatura característica  $\Delta\Delta t'$  (Figura 4-10 a Figura 4-13). En la TABLA 4-6 se presentan los valores de los parámetros característicos (a, e, r y s) de la ecuación (4-37) para cada una de las enfriadoras estudiadas. En los casos 1 y 2 los caudales se han considerado constantes. En los casos 3 y 4, los equipos de absorción de Broad operan con un caudal de fluido de disipación variable que se ajusta según la capacidad frigorífica de acuerdo con una curva indicada por el fabricante. Por tanto, cuando se implementa este modelo en programas de simulación, también es necesario variar este caudal durante la simulación de acuerdo con la capacidad frigorífica.

Tabla 4-6. Parámetros característicos ( $\Delta\Delta t'$ ) de la ecuación (4-37) para los equipos comerciales considerados.

	Parámetros característicos				Caudales (kg s <sup>-1</sup> )		
	a	e	s	r	m <sub>E</sub>	m <sub>G</sub>	m <sub>AC</sub>
Caso 1	2.704	1.883	0.196	2.476	0.50	0.27	0.68
Caso 2	2.138	2.252	-8.037	0.452	0.55	0.55	1.39
Caso 3	1.707	1.844	-553.19	24.121	36.67	25.47	20.19 - 98
Caso 4	2.162	4.499	-911.57	15.459	55.55	14.22	26.68 - 110

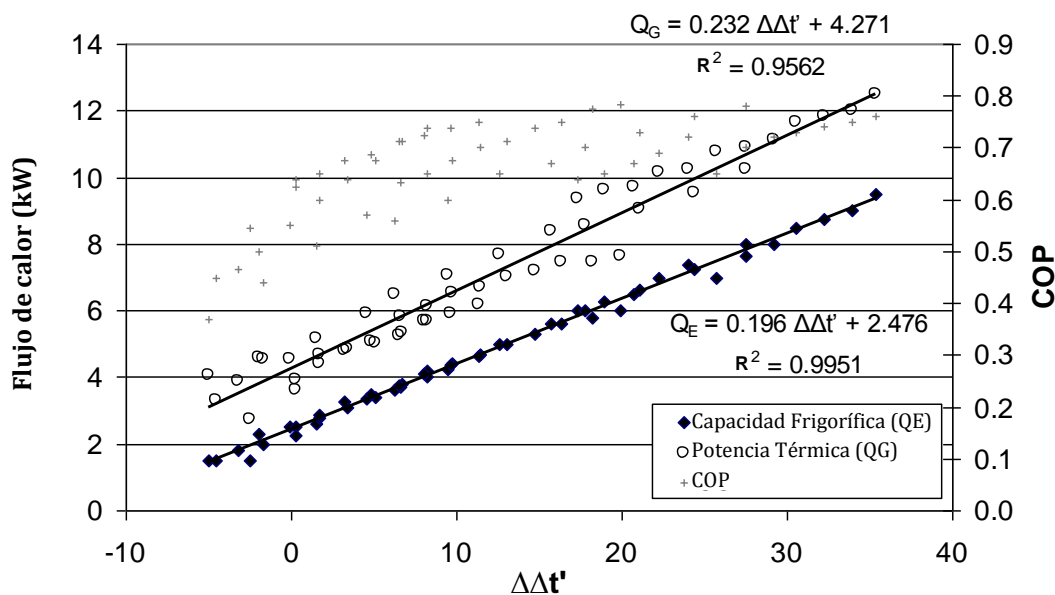


Figura 4-10. Capacidad frigorífica y potencia térmica en función de  $\Delta\Delta t'$  para el caso 1, enfriadora de absorción de simple efecto de 4.5 kW.

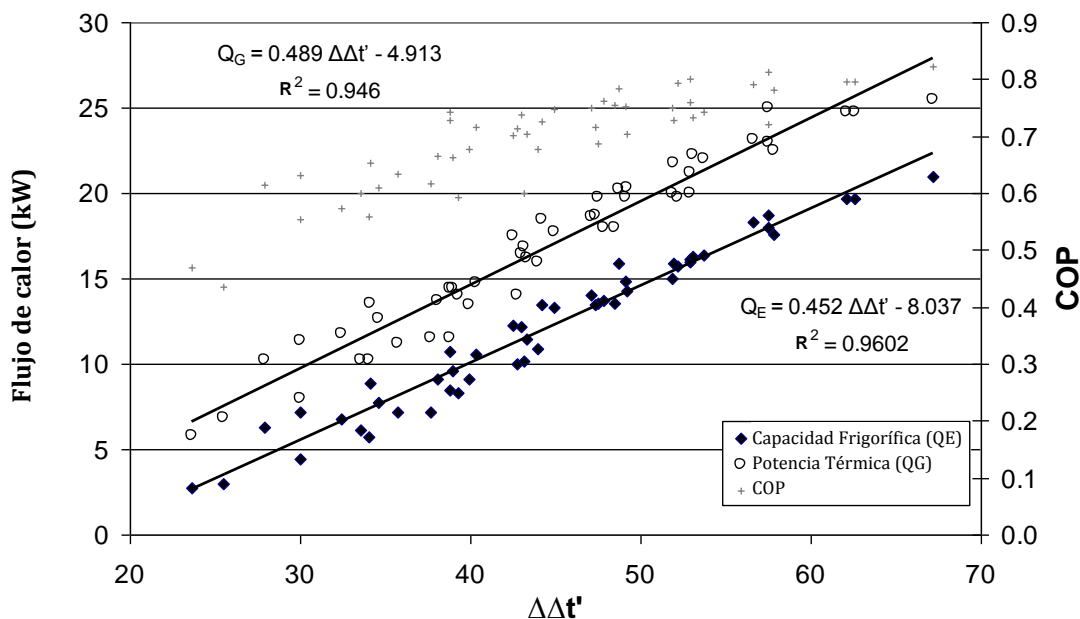


Figura 4-11. Capacidad frigorífica y potencia térmica en función de  $\Delta\Delta t'$  para el caso 2, enfriadora de absorción de simple efecto de 15 kW.

En todos los casos los ajustes de capacidad frigorífica y potencia térmica del generador en función de la temperatura característica  $\Delta\Delta t'$  presentan coeficientes de determinación ajustados superiores a 0.93, siendo especialmente elevado en el caso de la capacidad frigorífica del caso 1. Los valores de  $\Delta\Delta t'$  son especialmente elevados para el caso 4 por tratarse de un equipo de doble efecto que requiere temperaturas en el generador de alrededor de 150 °C. Por otro lado, también llama la atención que el COP de los casos 3 y 4 con equipos Broad de simple y doble efecto se mantenga aproximadamente constante a diferentes valores de  $\Delta\Delta t'$ , siendo fiel reflejo de los datos procedentes del catálogo.



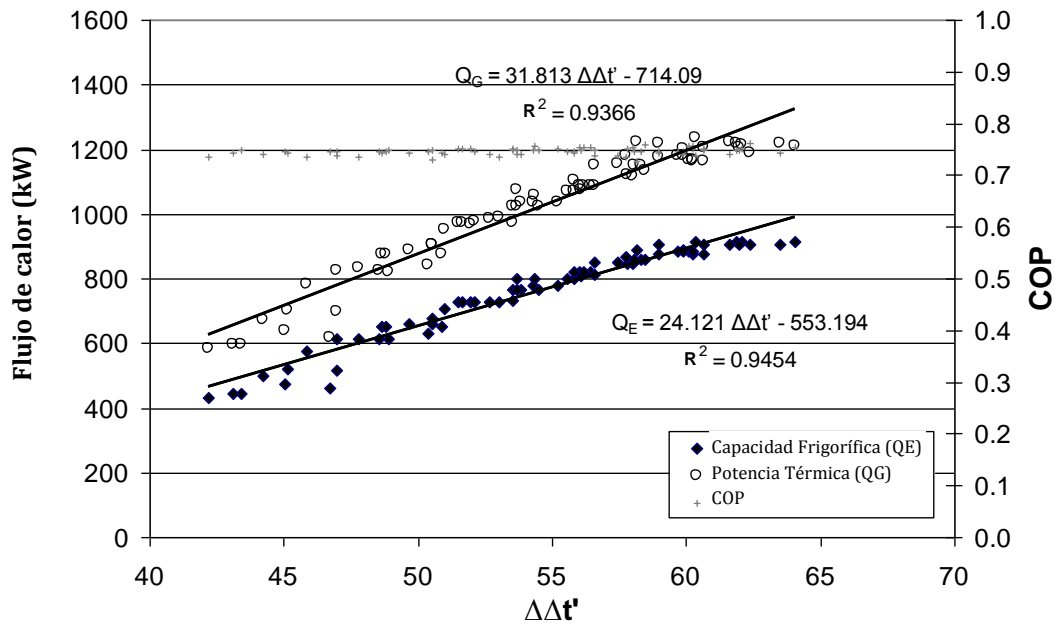


Figura 4-12. Capacidad frigorífica y potencia térmica en función de  $\Delta\Delta t'$  para el caso 3, enfriadora de absorción de simple efecto de 768 kW.

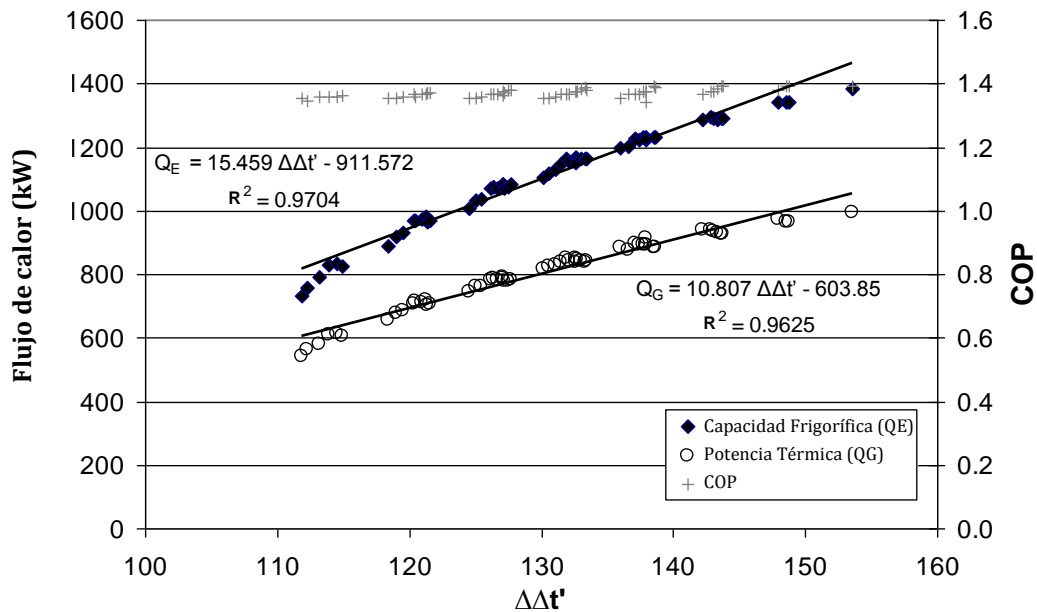


Figura 4-13. Capacidad frigorífica y potencia térmica en función de  $\Delta\Delta t'$  para el caso 4, enfriadora de absorción de doble efecto de 1163 kW.

#### 4.5.2 Enfriadoras térmicas de adsorción

Los equipos comerciales a los se ha aplicado el método 2 son:

- Caso 5: Enfriadora de adsorción de H<sub>2</sub>O/Gel de Sílice de 281kW (GBU, 1999)
- Caso 6: Enfriadora de adsorción de H<sub>2</sub>O/Gel de Sílice de 350 kW (Mycom, 2005)

Los resultados demuestran claramente una buena correlación de la capacidad frigorífica, potencia térmica y COP en función de  $\Delta\Delta t'$  con coeficientes de determinación ajustados superiores a 0.94 (Figura 4-14 y Figura 4-15).

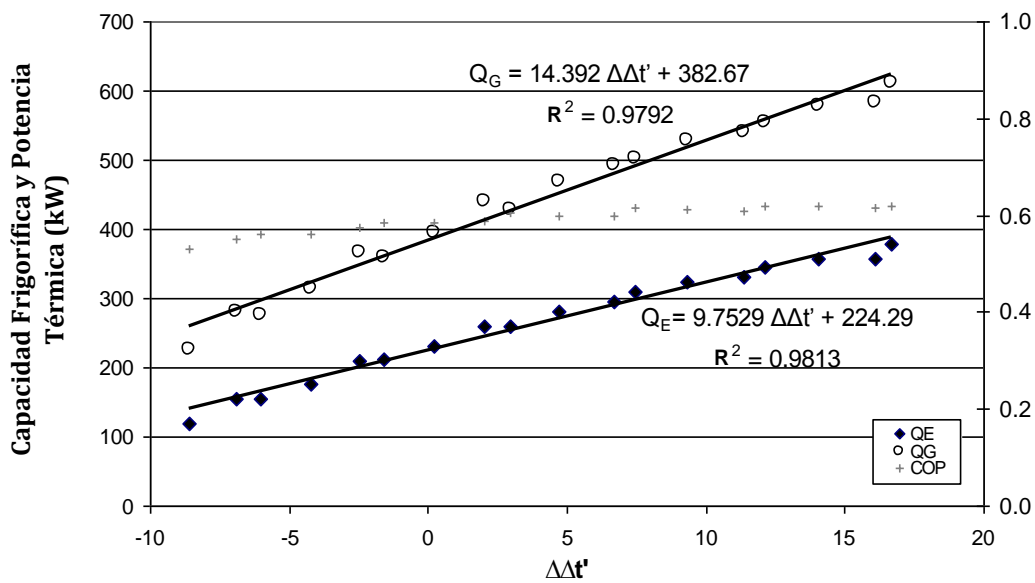


Figura 4-14. Capacidad frigorífica y potencia térmica en función de  $\Delta\Delta t'$  para el caso 5, enfriadora de adsorción de H<sub>2</sub>O/Gel de sílice de 281 kW.

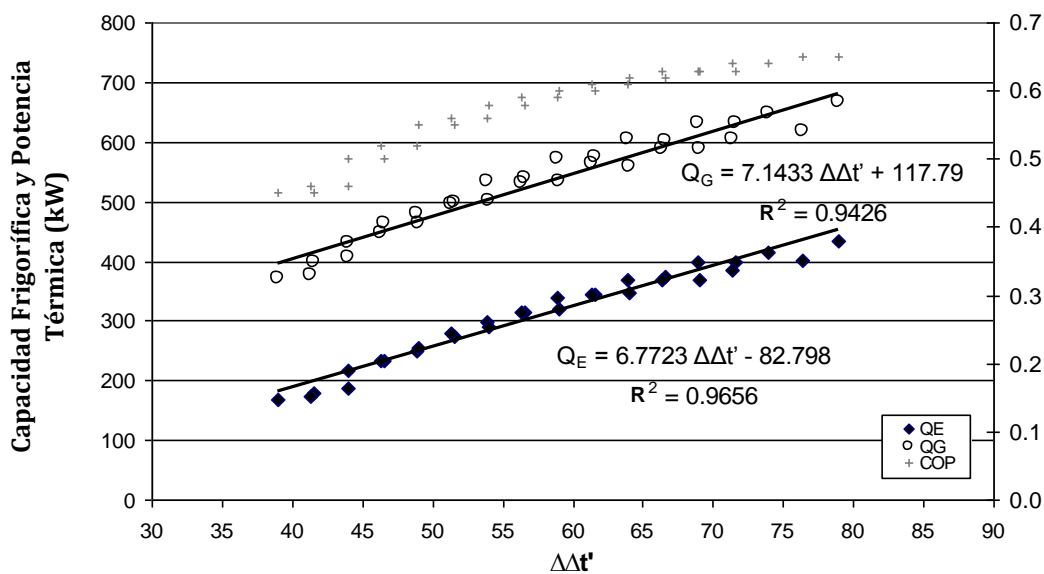


Figura 4-15. Capacidad frigorífica y potencia térmica en función de  $\Delta\Delta t'$  para el caso 6, enfriadora de adsorción de H<sub>2</sub>O/Gel de sílice de 354 kW.

## 4.6 SIMULACIÓN DE UNA PLANTA DE FRÍO SOLAR Y COMPARACIÓN CON LOS DATOS EXPERIMENTALES

La modelización de enfriadoras térmicas mediante modelos basados en regresión multivariable es un método suficientemente sencillo y preciso para su uso habitual en la estimación de la producción de frío de sistemas térmicos de refrigeración solar. Para demostrarlo, en este apartado se presenta una comparación del método basado en regresión multivariable  $\Delta T'$  frente a la hipótesis realizada habitualmente en estudios preliminares en los que se asume un COP constante, normalmente 0.7 para equipos de H<sub>2</sub>O-LiBr de simple efecto. Para llevar a cabo esta comparación se realiza una estimación de la producción de frío con ambos métodos, utilizando un modelo en el entorno de modelización térmica TRNSYS (FIGURA 4-16) de una planta experimental de frío solar ubicada en el Instituto de Aire Acondicionado y Refrigeración ILK en la localidad alemana de Dresden, de la que se dispone de datos experimentales. Esta instalación está equipada con la enfriadora de absorción de simple efecto de H<sub>2</sub>O-LiBr WEBRACAL EAW de 15 kW, cuyos parámetros característicos se han determinado previamente.

Las características básicas de la planta solar son:

- Área de apertura del sistema de captación de 45 m<sup>2</sup> equipado con captadores de tubo de vacío Schott ETC-16 orientados al sur con 45° de inclinación.
- Sistema de disipación seca mediante aerotermo.
- Ventilconvector para refrigeración.
- El sistema no presenta sistema de acumulación.

Los datos experimentales analizados (Safarik, 2007) corresponden al día 27 de julio de 2006. Para realizar la simulación no se disponen de los datos de radiación y temperatura del día mencionado, por lo que se han utilizado los datos correspondientes al día 28 de julio del archivo meteorológico TMY2 de TRNSYS correspondiente a Dresden (Alemania).

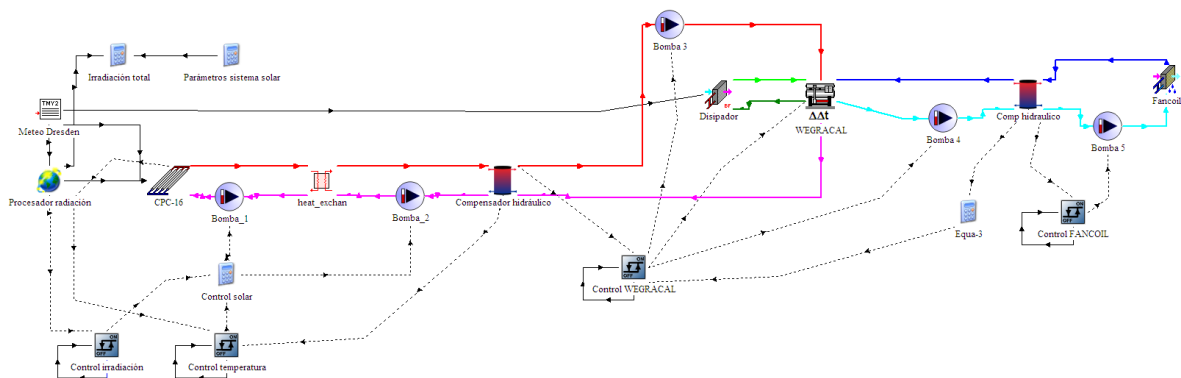


Figura 4-16. Modelo de TRNSYS elaborado para la simulación de la planta solar del instituto ILK.

En la FIGURA 4-17 se puede observar una comparación entre los valores experimentales de potencia frigorífica y potencia térmica consumida en la enfriadora, con los valores simulados con TRNSYS. En el caso particular de la potencia frigorífica ( $Q_E$ ), las mayores diferencias se observan en los valores extremos con errores relativos inferiores a un 17%. Los valores centrales presentan errores inferiores al 6%. Respecto a los valores de potencia calorífica consumida, las diferencias son mayores, especialmente a partir de las 17:00h, llegando hasta un 32 % a las 18:00h. El error en los valores centrales oscila entre un 0.10 y un 9%. En la FIGURA 4-18 se muestran los valores simulados y experimentales de las temperaturas del circuito de alimentación de agua caliente, circuito de disipación y circuito de agua fría, apreciando una buena concordancia entre los valores medidos y los valores simulados a excepción de los valores situados en los extremos.

Las razones fundamentales de estas diferencias de potencia y temperatura en los extremos de las curvas son el desconocimiento de los detalles de los parámetros de operación y control de la planta experimental así como de los valores reales de irradiación solar y temperatura ambiente. Otra de las razones que se puede añadir es que el modelo no considera la inercia de la enfriadora, factor importante en los arranques y paradas de los equipos que justamente tienen lugar en los extremos de la curvas. No obstante, los resultados obtenidos son suficientemente satisfactorios, sobre todo teniendo en cuenta que se ha utilizado una estimación de la radiación solar de un año tipo en lugar de los datos reales de radiación solar.

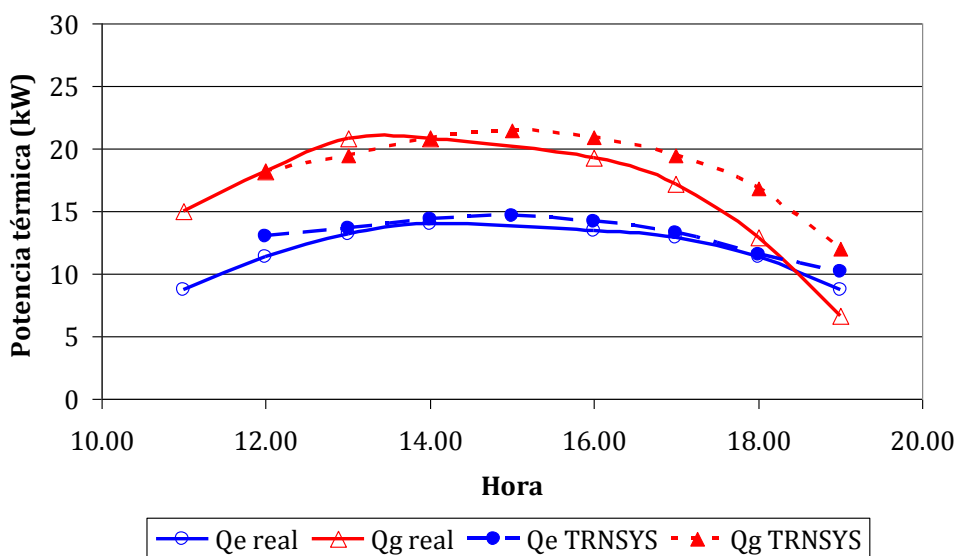


Figura 4-17. Potencia frigorífica ( $Q_E$ ) y demanda térmica ( $Q_G$ ) experimental y simulada con el modelo  $\Delta\Delta t'$  en TRNSYS.

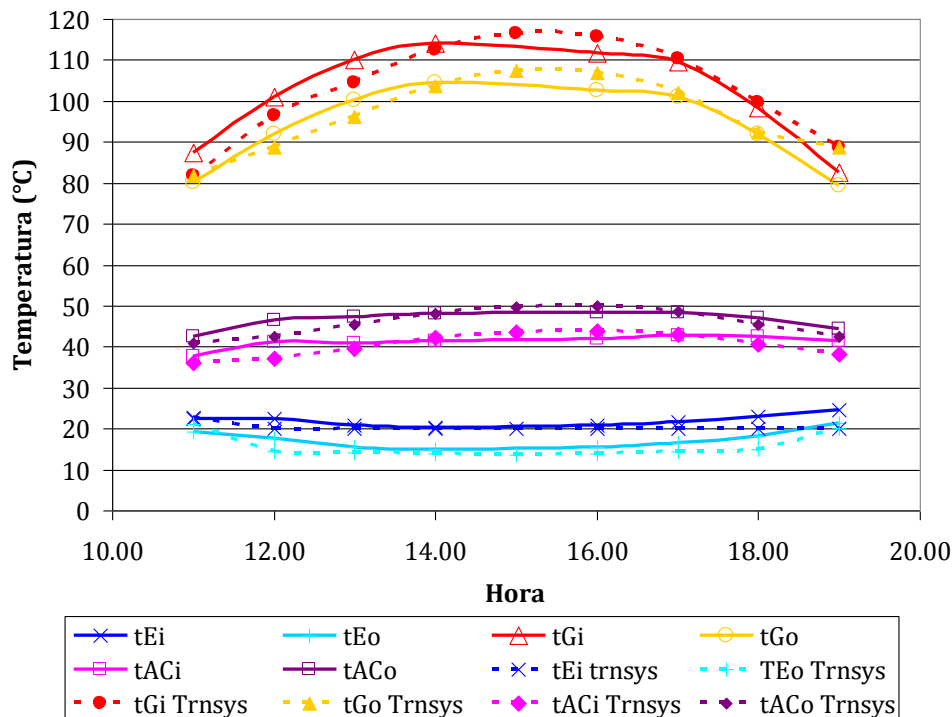


Figura 4-18. Valores de temperaturas de operación experimentales y simulados mediante el modelo  $\Delta\Delta t'$  en TRNSYS.

En la FIGURA 4-19 se presenta una comparación de los valores experimentales de potencia frigorífica y potencia térmica consumida en la enfriadora, con los valores simulados con TRNSYS, asumiendo que la máquina tiene una potencia frigorífica de 15 kW y un COP constante de 0.7. Del mismo modo que en caso anterior, se observa que las diferencias más acentuadas se encuentran al principio y final del día pero con errores mucho mayores, llegando al 35 % para la potencia frigorífica y 66 % para la potencia calorífica. Además, la tendencia de las potencias a lo largo del día no se reproducen correctamente ya que se asume un COP constante. También se observa que los valores de temperatura determinados con el modelo (FIGURA 4-20) son inferiores a los valores reales, siendo el error cometido mayor que el obtenido con el modelo de la ecuación característica. Es evidente que la sencillez del modelo que considera el COP constante da lugar a errores de cálculo importantes y por esta razón, si se quiere conocer con cierto grado de precisión las prestaciones energéticas de sistemas de climatización basados en máquinas de absorción, es necesario implementar modelos más elaborados, como el modelo de la de regresión multivariable  $\Delta\Delta t'$  descrito en el presente trabajo.

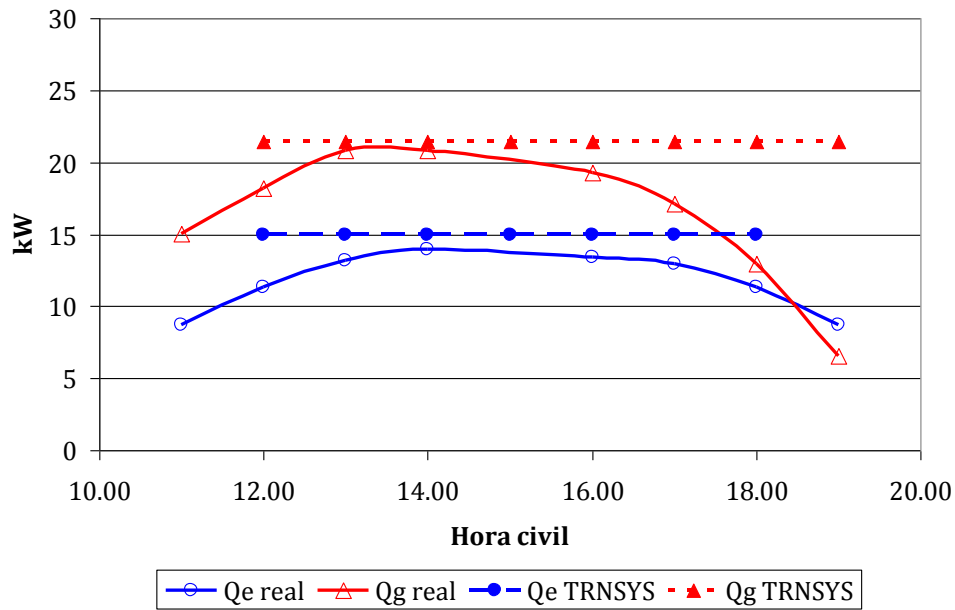


Figura 4-19. Potencia frigorífica (Qe) y demanda térmica (Qg) experimental y simulada con el modelo de COP constante (0.7) y una potencia nominal máxima de (15kW).

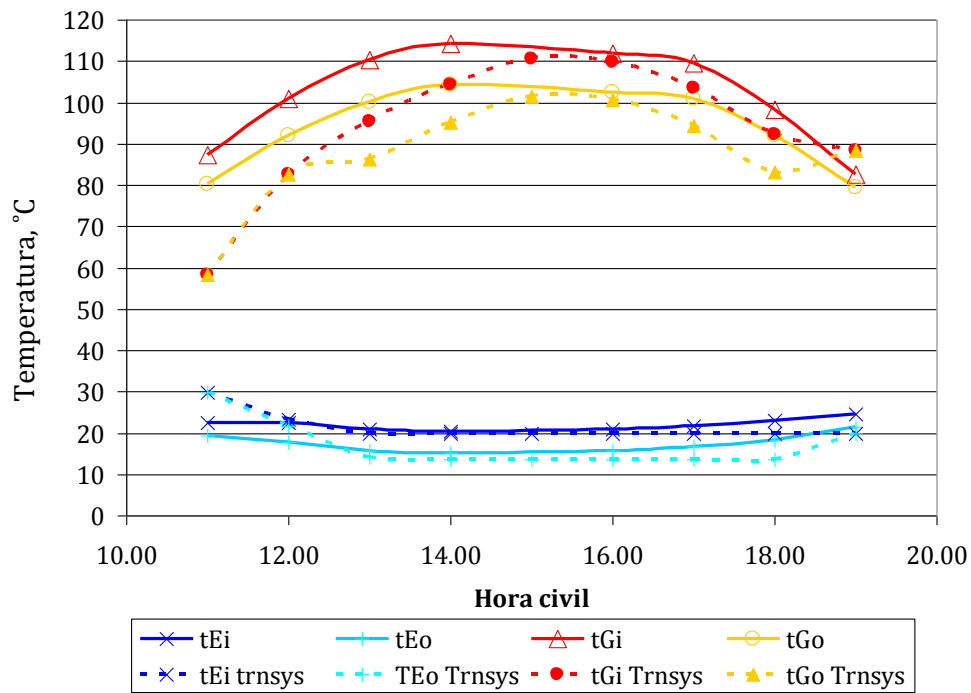


Figura 4-20. Temperatura de operación y simuladas mediante el modelo de COP constante (0.7) y potencia nominal máxima (15 kW).

## 4.7 CONCLUSIONES

---

En este capítulo se han estudiado dos métodos para la modelización de enfriadoras térmicas. Por un lado se ha explicado el método para determinar los parámetros de la ecuación característica y por otro se ha aplicado la regresión multivariable. En la regresión multivariable existen 3 opciones: la regresión multivariable lineal  $\Delta\Delta t'$ , y las regresiones multivariable lineal y no lineal para la capacidad frigorífica y la potencia térmica consumida.

Comparando el método de la ecuación característica con los métodos de regresión multivariable, estos últimos dan lugar a mejores resultados. Dentro de los métodos de regresión multivariable, da mejores resultados la regresión multivariable no lineal. A pesar de esta ventaja, su mayor complejidad matemática que implica la implementación de estos métodos en programas de simulación y posibles problemas de convergencia durante el cálculo no compensan su mayor precisión.

Los métodos que conducen a resultados satisfactorios con un mínimo de complejidad matemática tanto para la capacidad frigorífica como para la potencia térmica del generador y COP son el de regresión multivariable lineal  $\Delta\Delta t'$  y el de la regresión multivariable lineal para la capacidad frigorífica y la potencia térmica. Así pues se concluye que estos son los métodos más idóneos para su implementación en programas de simulación.

Por otro lado, también se ha visto que es posible aplicar los métodos de regresión multivariable a enfriadoras de absorción de doble efecto y adsorción, con buenos resultados. También es importante destacar que todos los métodos explicados anteriormente son estacionarios. También se ha visto que los caudales de los fluidos externos son variables que afectan a los modelos de ecuación característica y de regresión multivariable. A pesar de ello no se ha considerado el efecto de los caudales externos en la aplicación de los mismos.

A pesar de estas consideraciones, estos modelos estacionarios dan lugar a resultados satisfactorios cuando el objetivo es la obtención de las prestaciones energéticas durante un determinado período de tiempo con la gran virtud de que se trata de métodos muy sencillos de implementar en programas de simulación y optimización, tal como demuestra los resultados de la simulación de la planta solar del laboratorio ILK de Dresden. Para esta simulación se han implementado en el entorno de simulación TRNSYS las ecuaciones de la máquina de absorción WEBRACAL SE 15. Los resultados muestran una buena concordancia entre los valores experimentales y los valores determinados mediante la simulación. También se demuestra que estos resultados son más exactos que los obtenidos mediante un modelo sencillo basado en asumir una potencia y COP constantes.

---

# CAPITULO 5. CONFIGURACIONES DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN SOLAR EN REDES DE DISTRITO DE FRÍO Y DE CALOR

---

---

## 5.1 INTRODUCCIÓN

---

En el capítulo 1 se ha visto que los sistemas de refrigeración solar más económicos son los equipados con enfriadoras térmicas y captadores solares térmicos de baja temperatura (Kim et al, 2008a). No obstante, el coste de estos sistemas es superior al de los sistemas de compresión (Balaras et al, 2007). La razón principal es el elevado coste de los captadores solares.

Aparte de la elevada inversión inicial necesaria, también existen otros problemas que es necesario superar para conseguir un mayor desarrollo del sector, a saber: escasez de equipos de pequeña potencia disponibles comercialmente, baja eficiencia energética de los equipos de refrigeración térmica, necesidad de torres de refrigeración como medio de disipación de calor, falta de estándares de diseño, escasez de guías, manuales y programas de diseño para proyectistas.

Una opción muy interesante y poco estudiada, que permite reducir los costes de estos sistemas y aumentar su eficiencia energética, es la integración de sistema de refrigeración solar en redes de distrito de frío y calor. El ahorro económico se debe principalmente a la reducción de la inversión inicial por cuestiones de economía de escala de los equipos y a la reducción de los costes de explotación debido a la mayor eficiencia de las enfriadoras térmicas de gran tamaño. Aparte de las diferentes opciones tecnológicas de captadores solares y enfriadoras térmicas, en el caso particular de los sistemas de refrigeración solar integrados en redes de distrito de frío y calor, existen múltiples configuraciones de estos sistemas dependiendo de la conexión de los sistemas de producción de frío y calor a las redes de distrito.

En este capítulo se muestran diferentes configuraciones de integración de sistemas térmicos de refrigeración solar en redes de distrito de frío y calor. Primeramente se muestran las configuraciones básicas, en las cuales se considera el tipo de red de distribución (sistema con red de distrito de calor o con red de distrito de calor y frío) y la centralización o no de los sistemas de producción de energía térmica convencional, energía térmica de origen solar y producción de refrigeración. Posteriormente se muestran las configuraciones detalladas que consideran la conexión hidráulica (serie o



paralelo) del sistema de captación solar a la red de distrito de calor y de la enfriadora térmica a las redes de distrito de frío y calor.

Por otro lado, también se explican dos métodos para el análisis energético de las configuraciones, un análisis preliminar de las configuraciones básicas mediante EXCEL y un análisis de las configuraciones detalladas mediante el software de simulación TRNSYS.

## 5.2 CONFIGURACIONES BÁSICAS DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN SOLAR INTEGRADOS EN REDES DE DISTRITO DE FRÍO Y CALOR

---

Los principales elementos de un sistema de refrigeración solar integrado en redes de distrito de frío y calor son el subsistema de captación solar térmica, el subsistema de producción de calor convencional, el subsistema de refrigeración, el subsistema de acumulación, el subsistema de distribución y finalmente las subestaciones ubicadas en los puntos de consumo ( FIGURA 5-1 y Figura 5-2). El subsistema de refrigeración puede ser de compresión accionado eléctricamente, térmico (absorción, adsorción) o ambos simultáneamente. El subsistema de acumulación a su vez puede ser de calor, de frío o ambos. El subsistema de distribución puede ser de calor (DH = *District Heating*) o de calor y frío (DHC = *District Heating and Cooling*). Dependiendo de la disposición del conjunto de estos elementos en las redes de distrito, se pueden obtener diferentes configuraciones de los sistemas de refrigeración solar.

Atendiendo a la existencia o no de redes de frío y calor, se distinguen una serie de configuraciones básicas (Tabla 5-1). Las configuraciones básicas DH únicamente disponen de una red de distribución de calor (FIGURA 5-1). Las configuraciones básicas DHC están equipadas con redes de distrito de frío y calor (Figura 5-2). Finalmente, están los sistemas individuales, en los cuales no existen redes de distrito y cada unidad de consumo está equipada con su propio sistema de refrigeración solar (Figura 5-3). Los sistemas individuales ya se han analizado con profundidad en la literatura y, por tanto, no serán objeto de estudio de esta tesis.

En la Tabla 5-1 se puede observar que la producción de calor puede ser convencional o solar. Los equipos de producción de calor convencionales son las calderas de gas, calderas de biomasa, grupos de cogeneración, calderas de recuperación de calor procedente de procesos industriales o calor procedente de revalorización energética de residuos, etc. Los sistemas solares térmicos considerados están basados en captadores solares térmicos de baja temperatura.

Las letras C y D indican si la producción de calor o frío es centralizada ( C ) o descentralizada ( D ). En el primer caso, el calor o el frío se generan en una planta centralizada y posteriormente se distribuyen hacia los consumidores mediante una red de distrito de calor o frío respectivamente. En el caso descentralizado, la producción de calor o frío se realiza cerca del punto de consumo, bien sea en el propio edificio de los consumidores o bien en la propia vivienda. Por ejemplo la FIGURA 5-4 y FIGURA 5-5 muestran los esquemas de producción de frío centralizada y descentralizada (Summerheat, 2009).

Tabla 5-1. Configuraciones básicas de los sistemas térmicos de refrigeración solar.  
 SoC=producción solar centralizada, SoD=producción solar descentralizada, SoCD=producción solar mixta (centralizada y descentralizada), C=centralizada, D=descentralizada

Config. básica	Distribución	Producción de calor				Producción de frío			
		Convencional		Solar		Compresión		Ab/dsorción	
		C	D	C	D	C	D	C	D
DH-SoC	DH								
DH-SoD									
DH-SoCD									
DHC-SoC	DHC								
DHC-SoD									
DHC-SoCD									
I-1	Individual								
I-2									
I-3									
I-4									

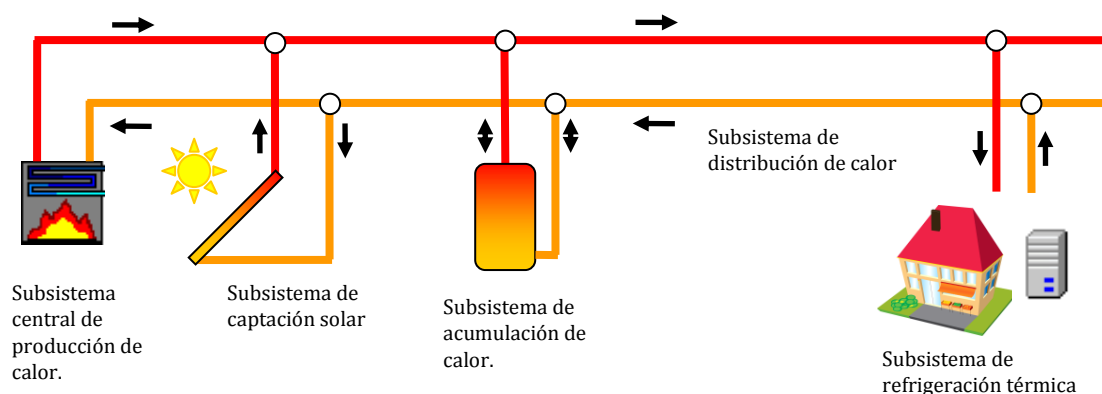


Figura 5-1. Componentes principales de un sistema de refrigeración solar integrado en una red de distrito de calor. Configuración básica DH-SoC. Se trata de un sistema DH con subsistema de captación solar térmico con conexión en paralelo directa a la red de distrito de calor.

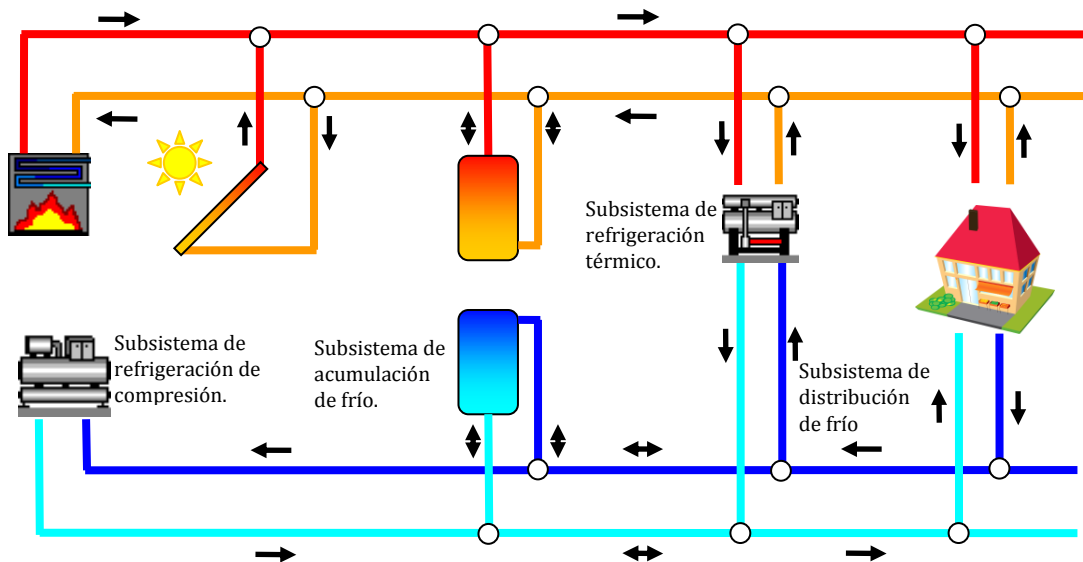


Figura 5-2. Componentes principales de un sistema de refrigeración solar integrado en redes de distrito de frío y calor. Configuración básica: DHC-SoCP.



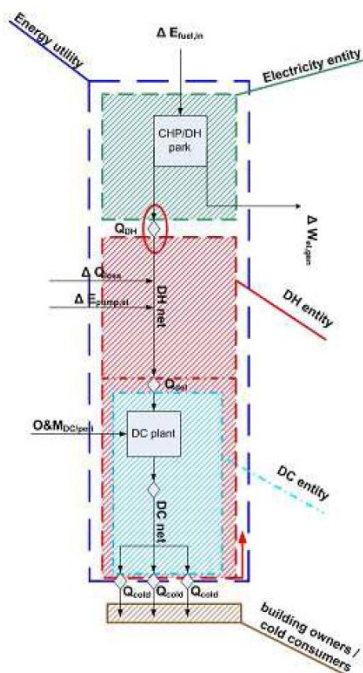
Figura 5-3. Sistema individual de climatización solar.

En la TABLA 5-1 también se puede observar que la producción de frío se puede llevar a cabo mediante equipos de compresión accionados eléctricamente y equipos de refrigeración accionados térmicamente a baja temperatura. También se observa que siempre que la red de distribución de calor esté presente, se considera que la producción de calor convencional es centralizada. Ello es así porque construir una red de distrito de calor en el caso que existan calderas individuales en las viviendas carece de sentido y es obviamente antieconómico para los intereses del promotor de la misma. Del mismo modo, en el caso de que exista la red de frío se considera que la producción de frío será centralizada por las mismas razones. Sin embargo, la generación de calor solar puede ser centralizada, descentralizada o bien mixta, tanto en las configuraciones DH (configuraciones DH-SoC, DH-SoD y DH-SoCD) como en las DHC (DHC-SoC, DHC-SoD y DHC-SoCD), FIGURA 5-6 y FIGURA 5-7.

Obviamente en los sistemas individuales la producción de calor solar siempre es descentralizada. El sistema I-1 dispone de una máquina de absorción (activada mediante calor solar o caldera) y un sistema de compresión para las cargas punta. El sistema I-2 únicamente está equipado con una enfriadora térmica que puede asumir la carga punta. En el caso de que exista demanda de refrigeración y la energía solar térmica captada sea insuficiente, la enfriadora térmica se activa mediante la energía térmica procedente de una caldera. En el sistema I-3 la enfriadora térmica sólo es activada por la energía solar

térmica y en el caso de falta de ésta, se dispone de un sistema auxiliar de compresión. Por último, el sistema individual I-4 es un sistema térmico de refrigeración solar con una cobertura solar del 100%.

Seguidamente se procede a describir las diferentes configuraciones detalladas de las configuraciones básicas DH y DHC según la conexión hidráulica (serie o paralelo) a la red de distrito de los sistemas de producción de calor y frío.



Electricity entity: compañía de suministro de electricidad

Energy utility:  
Sistema de suministro energético

CHP/DH  
Central de cogeneración

DH o DC entity:  
Compañía explotadora de la red de distrito de calor (DH) o frío (DC)

Absorption chiller:  
enfriadora de absorción

Building owner/cold consumer  
Propietario del edificio o consumo de frío

Figura 5-4. Producción centralizada de frío (Summerheat, 2009)

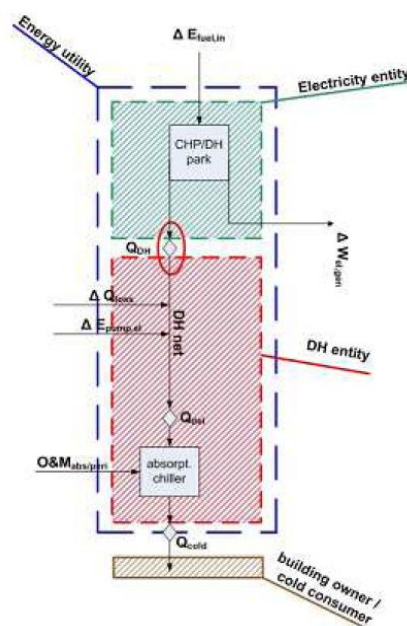
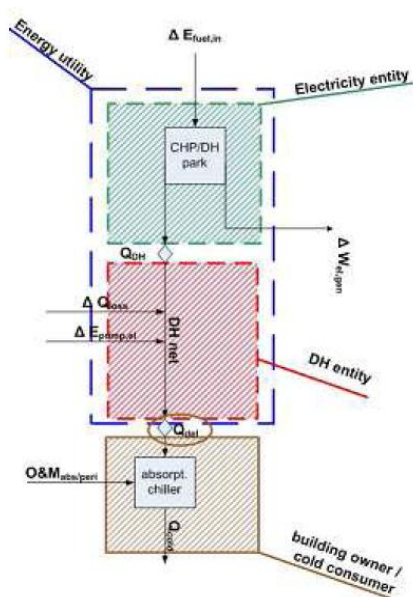


Figura 5-5. Producción descentralizada de frío (Summerheat, 2009)

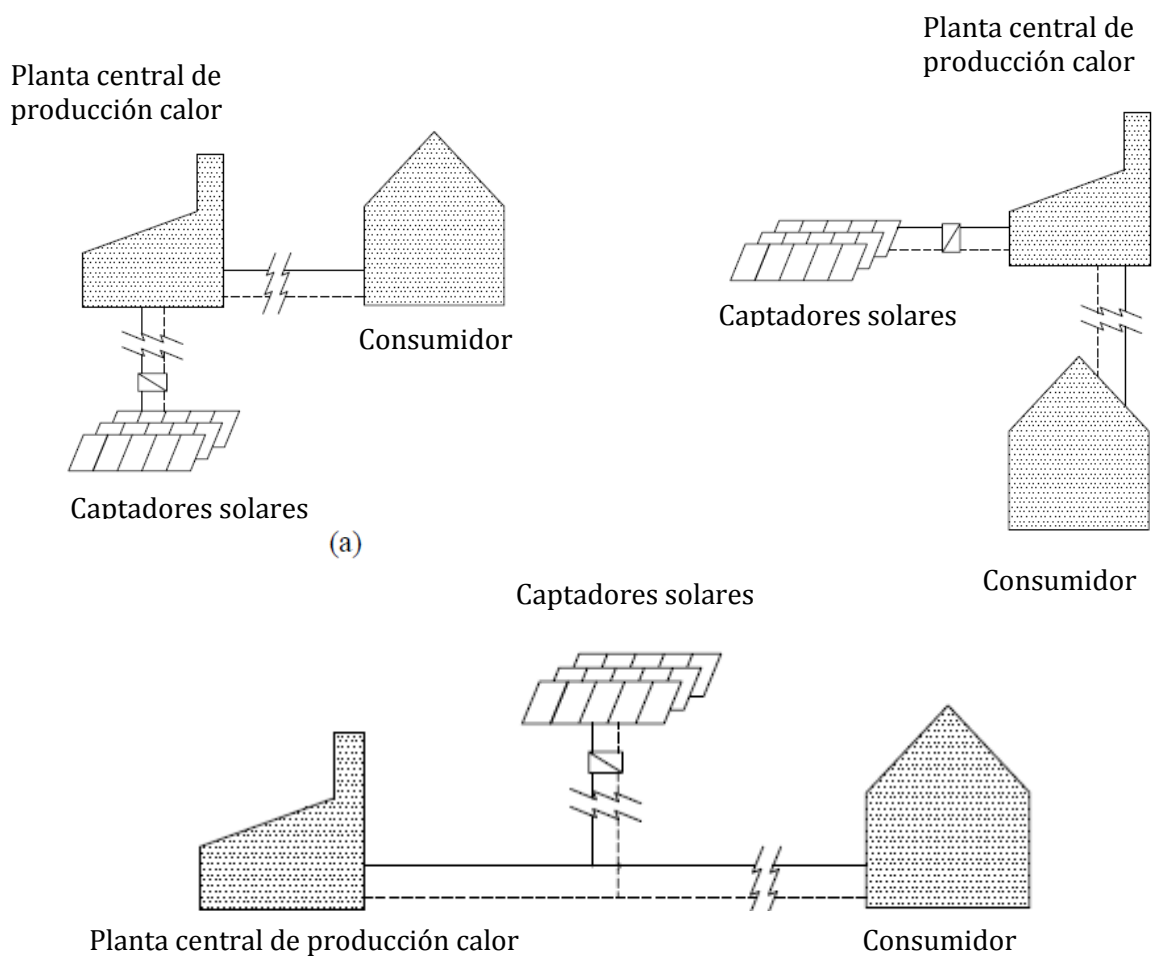


Figura 5-6. Tipos de sistemas de producción solar centralizada (Heller, 2000b)

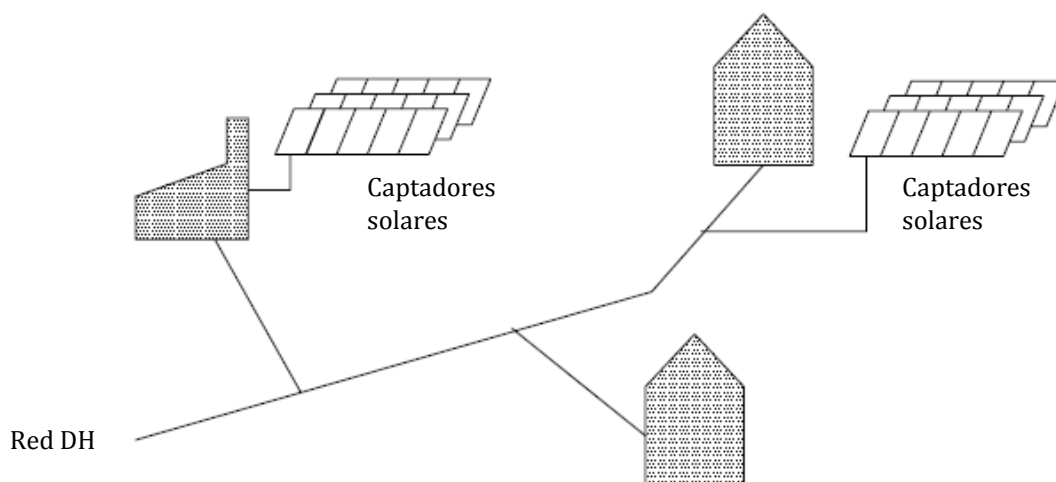


Figura 5-7. Sistemas de producción solar mixta (centralizada y descentralizada) (Heller, 2000b)

### 5.3 CONFIGURACIONES DETALLADAS DE LOS SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN SOLAR INTEGRADOS EN REDES DE DISTRIBUCIÓN DE FRÍO Y DE CALOR.

#### 5.3.1 Configuraciones detalladas de sistemas en redes de calor (DH)

En las configuraciones básicas se ha considerado el tipo de sistema de distribución (DH o DHC) así como la ubicación del sistema de captación solar térmica, que puede ser centralizada ( DH-SOC ), descentralizada ( DH-SOD ) o mixta (DH-SOCD). En los sistemas DH, las enfriadoras térmicas se conectan a la red de distrito de calor indefectiblemente de forma descentralizada. Estos sistemas presentan diferentes variantes en función de las conexiones hidráulicas (serie o paralelo) a la red de distribución de calor del subsistema de captadores solares térmicos, del subsistema de acumulación y de las enfriadoras térmicas. Para cada una de las configuraciones en redes de calor se seguirá la nomenclatura mostrada en la FIGURA 5-8. Como se ve, en el caso de configuraciones básicas mixtas (DH-SoCD) existen dos campos de captación.

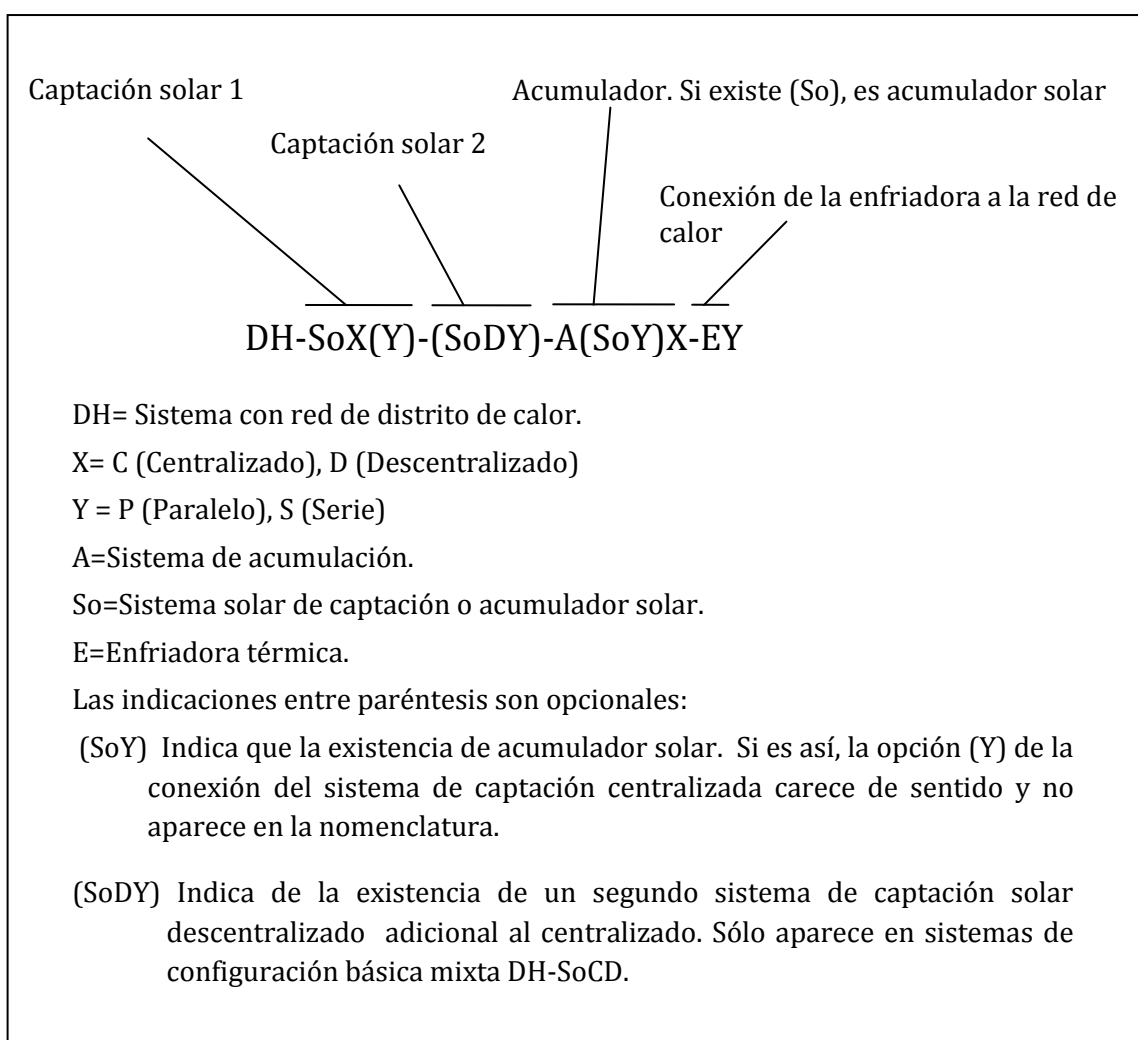


Figura 5-8. Nomenclatura de las configuraciones detalladas de los sistemas de refrigeración solar integrados en redes de distrito de calor (DH).

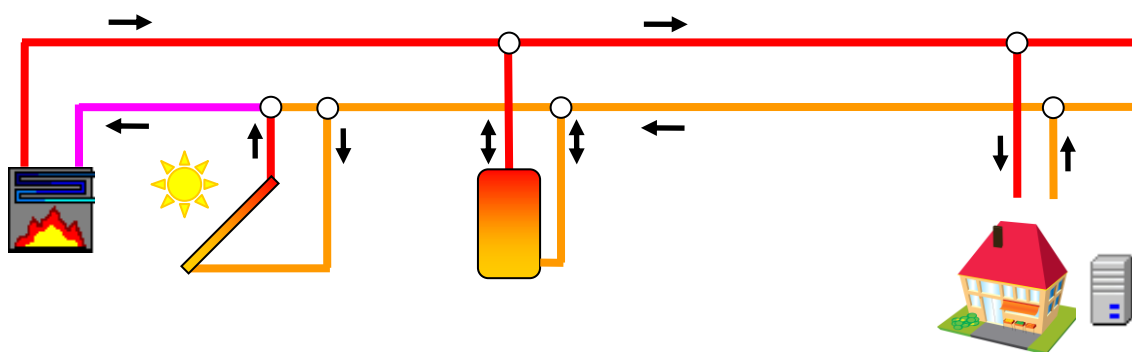


Figura 5-9. Sistema DH con subsistema de captación solar térmico con conexión directa al retorno de la red de distrito de calor. Configuración detallada: DH-SoCS-AC-EP

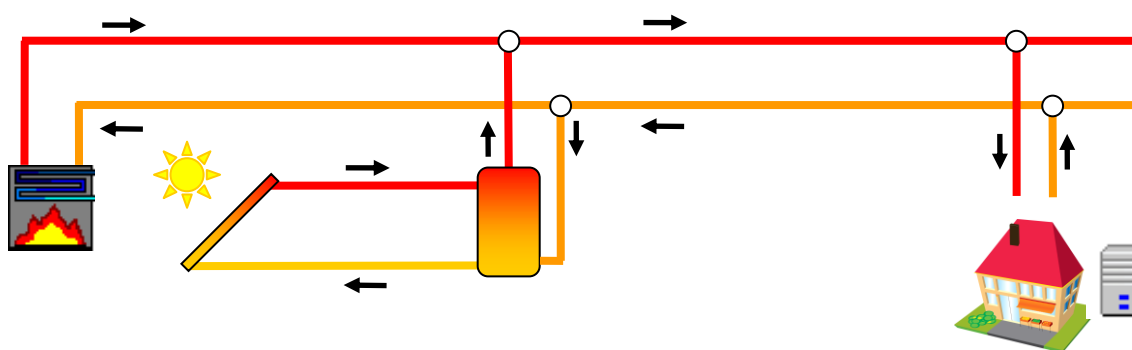


Figura 5-10. Sistema DH con subsistema de captación solar térmico con acumulador solar conectado en paralelo a la red de distrito de calor. Configuración detallada: DH-SoC-A(SoP)C-EP

La conexión de los subsistemas captación solar a la red de distrito de calor puede ser directa a la red de distrito (FIGURA 5-1 y FIGURA 5-9) o bien indirecta a través de un acumulador solar (FIGURA 5-10). Para la conexión directa, el subsistema de captación se puede conectar entre la impulsión y el retorno (FIGURA 5-1) o solamente en el retorno (FIGURA 5-9). En la primera opción los captadores están en paralelo respecto al sistema de generación de calor convencional. En la segunda, los captadores están en serie con el sistema de generación convencional. En la conexión directa en el retorno los captadores precaldentan el agua de retorno y el sistema convencional aporta menos energía para mantener la misma temperatura de impulsión.

Del mismo modo, las enfriadoras térmicas de los diferentes edificios se pueden conectar en serie o en paralelo en el circuito de distribución de calor. Este punto es crucial, ya que las enfriadoras térmicas precisan caudales de alimentación de agua caliente relativamente elevados debido a que su salto térmico es relativamente bajo, entre 5 - 10 °C, valores que contrastan con los saltos térmicos de 20 - 30 °C, habituales en las redes de distrito de calor para calefacción y ACS. Por tanto, es muy importante considerar este factor en la fase de diseño de la red de distribución de calor. Así es necesario dimensionar la red de tuberías y el sistema de bombeo de acuerdo con los caudales máximos de distribución, que a su vez vienen determinados por la demanda de calor para calefacción, la demanda de calor para refrigeración, los saltos térmicos correspondientes y la conexión hidráulica de las enfriadoras térmicas. En el caso de que estas se conecten en paralelo, los caudales de la red de distribución pueden llegar a ser elevados y similares a los de una red de distribución de frío.

Si el conjunto de enfriadoras térmicas situado en cada uno de los edificios se conectan en serie a la red de distrito de calor, existen dos posibles variantes para la conexión hidráulica de las mismas. La primera consiste en conectar la enfriadora térmica a la impulsión de la red de distrito. Posteriormente, dado que la temperatura de salida del agua caliente es suficientemente elevada, la salida del agua caliente de la enfriadora térmica se conecta al suministro de ACS (Kitanovski y Poredos, 2001). Esto permite reducir la temperatura de retorno de la red de calor y obtener mejores rendimientos en el subsistema de captación solar, especialmente cuando la demanda de refrigeración y ACS están compensadas, es decir, que sean del mismo orden de magnitud como puede suceder en hoteles, centros deportivos y hospitales. La segunda opción consiste en conectar las enfriadoras térmicas en serie en la impulsión de la red de distrito (FIGURA 5-11). El problema principal de esta solución radica en que la temperatura de la impulsión se va reduciendo de forma paulatina y se reducen las prestaciones energéticas de los equipos situados aguas abajo. Para paliar el impacto de esta reducción de temperatura se puede aumentar la temperatura de la red de impulsión y sobredimensionar ligeramente los equipos que operen a temperaturas de activación más reducidas o incluso utilizar equipos que requieran temperaturas de activación más reducidas como los equipos de adsorción.

En el caso de redes de distrito existentes el hecho de incorporar posteriormente enfriadoras térmicas puede provocar problemas de descompensación hidráulica debido a las razones comentadas anteriormente. Por ello en estos casos es más favorable realizar una conexión en serie en la impulsión de la red de distribución.

Después de estas consideraciones generales, seguidamente se exponen las diferentes configuraciones detalladas en redes de distrito de calor.

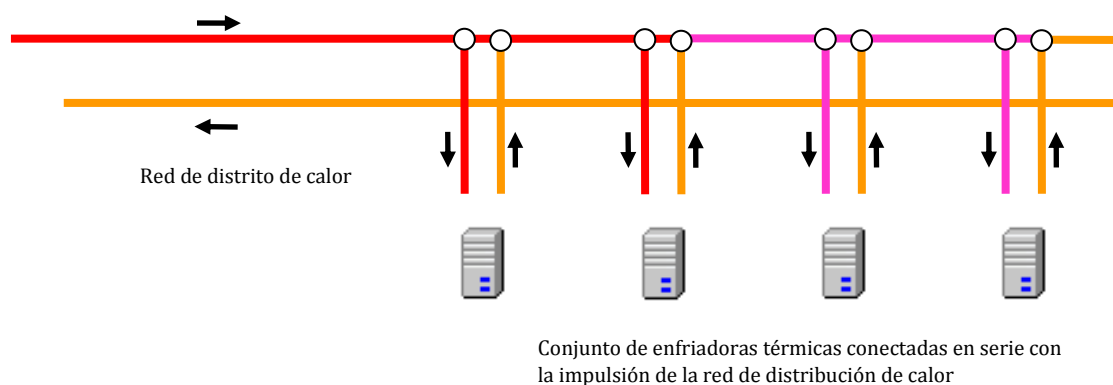


Figura 5-11. Sistema DH con enfriadoras térmicas distribuidas conectadas en serie en la impulsión de la red de calor. A medida que se avanza hacia en la derecha, la temperatura de impulsión va disminuyendo paulatinamente.



### 5.3.1.1 Configuraciones detalladas de la configuración básica DH-SoC

En la TABLA 5-2 se observan las 8 configuraciones posibles para la configuración básica DH-SoC en función de las consideraciones anteriores. Es muy importante resaltar el caso particular de las configuraciones con acumulación solar centralizada (-ASoP- y -ASoS-) ya que el hecho de disponer de una producción solar centralizada no significa necesariamente que los captadores se ubiquen cerca de la central de producción de calor (FIGURA 5-12), ya sea sobre la cubierta de la central de producción o sobre el terreno. Así los captadores solares se pueden integrar en las cubiertas de los edificios. Posteriormente, la energía solar captada es transportada mediante una red de tuberías adicional hacia el acumulador solar, tal como se puede observar en la FIGURA 5-13. Así los usuarios del edificio en el cual se ubican las placas solares no consumen directamente la energía solar generada por sus captadores si no que consumen energía térmica directamente de la red de distribución de calor.

Las ventajas de estos sistemas respecto a los sistemas centralizados situados sobre terreno son: no ocupan suelo urbano, siendo de especial importancia en zonas en las que el suelo urbano es caro; concienciación de la ciudadanía sobre el uso de las energías renovables y especialmente la energía solar.

Tabla 5-2. Configuraciones detalladas de la configuración básica DH-SoC. C=producción centralizada, D=producción descentralizada, So=Producción solar, A=Acumulador, P=Conexión en paralelo, S=Conexión en serie.

Configuración	Configuración acumulador y subsistema de captación solar		Configuración subsistema de refrigeración térmica
	Conexión directa de captación solar a DH y acumulador central	Conexión de acumulador solar a DH	Conexión a DH
DH-SoCP-AC-EP	P	-	P
DH-SoCP-AC-ES	P	-	S
DH-SoCS-AC-EP	S	-	P
DH-SoCS-AC-ES	S	-	S
DH-SoC-A(SoP)C-EP	-	P	P
DH-SoC-A(SoP)C-ES	-	P	S
DH-SoC-A(SoS)C-EP	-	S	P
DH-SoC-A(SoS)C-ES	-	S	S

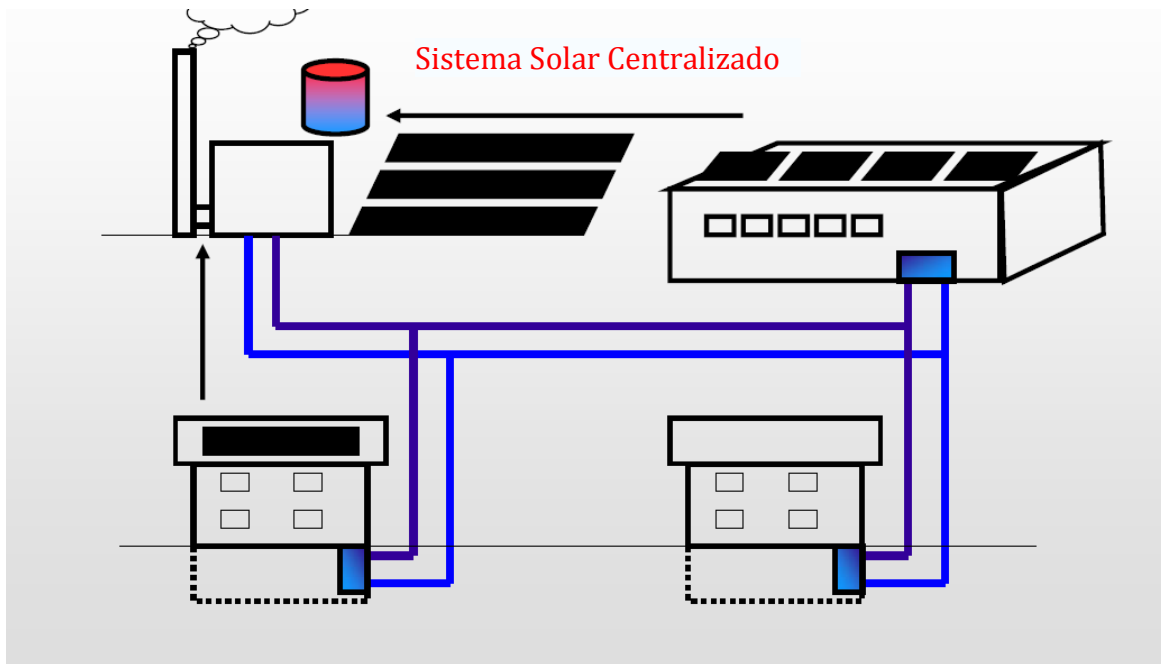


Figura 5-12. Producción solar centralizada. Las flechas negras indican que los sistemas de captación situados en las cubiertas de los edificios están conectados directamente al acumulador centralizado mediante un circuito solar adicional. (Dalenbäck, 2010)

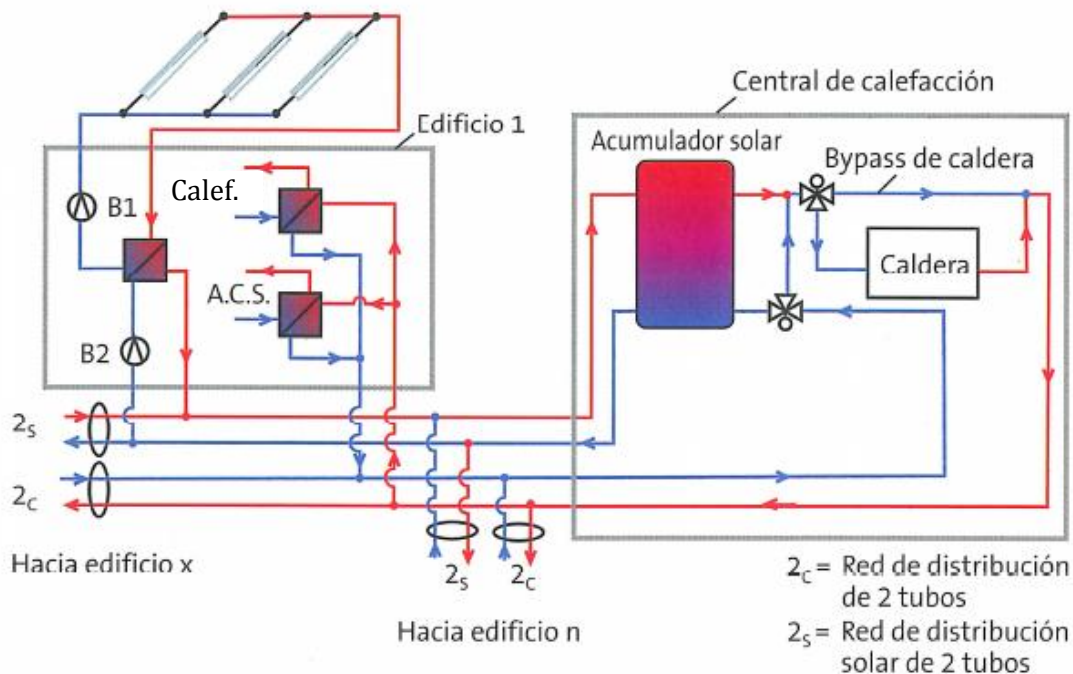


Figura 5-13- Integración de una instalación solar en una red de distribución de calor de dos tubos con red de distribución adicional para la energía solar. (Peuser et al, 2004).

### 5.3.1.2 Configuraciones detalladas de la configuración básica DH-SoD

En este caso el sistema de captación solar es descentralizado y está conectado directamente a la red de distribución de calor (Figura 5-14). En prácticamente todos los casos los captadores se integran sobre las cubiertas de los edificios existentes: edificios de viviendas, pabellones deportivos, centros comerciales, etc. Es lo que en inglés se denomina *solar block heating*. En estas configuraciones, la energía solar que consumen los usuarios es producida por campo solar situado en la cubierta de su edificio. La ventaja de este sistemas de distribución respecto a las opciones sobre la cubiertas de los edificios del punto anterior es que no se precisa de un circuito de distribución adicional. Ejemplos de este tipo de configuraciones los podemos encontrar en la ciudad austriaca de Graz (Figura 5-15 y Figura 5-16).

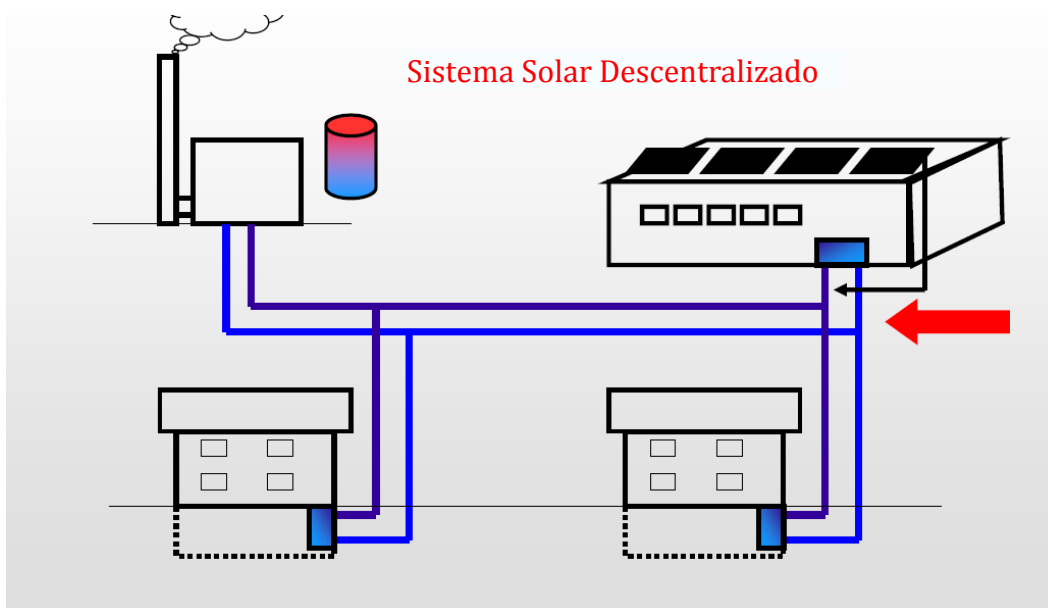


Figura 5-14. Producción solar descentralizada conectada directamente a la red de distrito. La acumulación solar es centralizada (Dalenbäck, 2010).



Figura 5-15. Sistema solar térmico distribuido conectado a red de distribución de calor en Graz, Austria (Dalenbäck, 2010).



Figura 5-16. Sistema solar térmico distribuido conectado a red de distribución de calor en Graz, Austria (Dalenbäck, 2010).

Tabla 5-3. Configuraciones detalladas de la configuración básica DH-SoD. C=producción centralizada, D=producción descentralizada, So=Producción solar, A=Acumulador, P=Conexión en paralelo, S=Conexión en serie.

Configuración	Conexión subsistema de captación distribuido solar a DH	Configuración subsistema de refrigeración térmica
		Conexión a DH
DH-SoDP-AC-EP	P	P
DH-SoDP-AC-ES	P	S
DH-SoDS-AC-EP	S	P
DH-SoDS-AC-EP	S	P

En la TABLA 5-3 se observan las 4 configuraciones posibles para la configuración básica DH-SoD en función del tipo de conexión de las enfriadoras térmicas y los captadores solares térmicos. En este caso no se ha considerado acumulación solar y únicamente existe un acumulador centralizado general conectado en paralelo. El subsistema solar térmico se puede conectar a la red de distrito de calor en serie o en paralelo. En la opción serie, la conexión se puede realizar en el circuito de impulsión previo al consumo o en el retorno posterior al consumo. La primera opción conlleva temperaturas más elevadas de operación del subsistema solar, penalizando el rendimiento del captador. Esto se puede solucionar parcialmente regulando a la baja la temperatura de impulsión de la red de

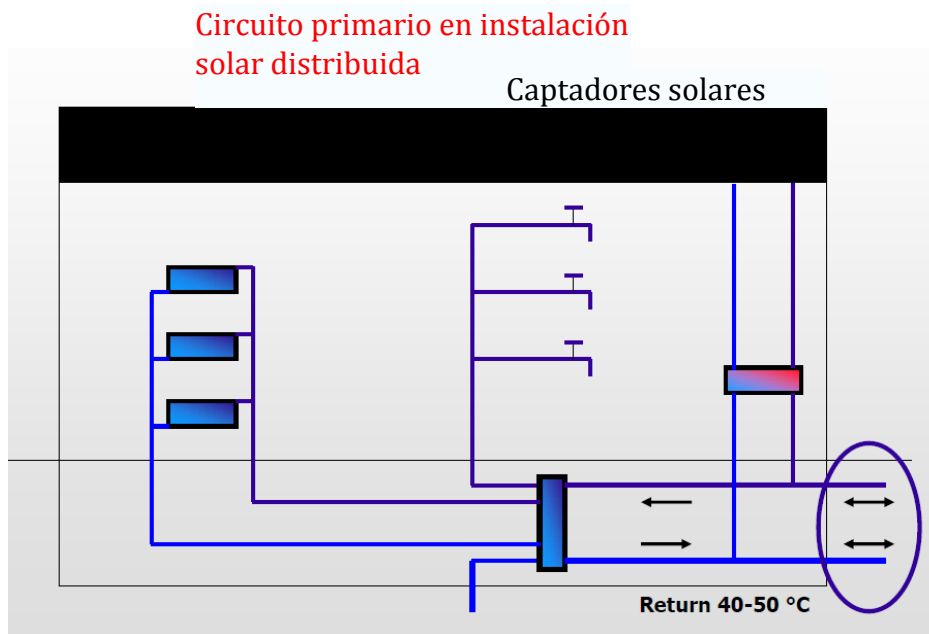


Figura 5-17. Problemática de los sistemas solares térmicos distribuidos integrados en redes de distribución de calor con conexión hidráulica en paralelo. El circuito de DH debe permitir el doble sentido de circulación de acuerdo con la producción solar y la demanda de energía térmica del edificio (Dalenbäck, 2010)

distrito de forma que después de circular por los captadores solares térmicos se obtenga la temperatura de servicio. En la segunda opción, el subsistema solar opera a temperaturas más bajas, precalentando el fluido del circuito de retorno antes de dirigirse al sistema centralizado de producción de calor, de forma que el efecto es similar a una disminución del consumo energético, reduciéndose el consumo de energía convencional. En este caso la regulación es más sencilla.

El par de configuraciones DH-SoDP, con los captadores conectados en paralelo, presenta una mayor complejidad hidráulica y de regulación (FIGURA 5-17). Este problema se debe a que en muchas ocasiones, especialmente en verano, la planta solar del edificio generará más energía de la que necesita el edificio. El excedente de energía se debe verter a la red de distribución. Esto plantea la necesidad de que la red de distribución sea reversible tal como se ve en la FIGURA 5-17. De esta forma el calor de origen solar se dirige al sistema central de producción de calor utilizando la red de distrito con la circulación invertida. Con el objetivo de distribuir este excedente a los puntos de consumo más cercanos, una opción interesante es la construcción de anillos locales de distribución, tal como se ha previsto en la novedosa ampliación de los sistemas de producción energética en la red de distrito de Brødstrup (Dinamarca) denominada Ring Søpark (FIGURA 5-18), (Kristensen y Holm, 2008).

### 5.3.1.3 Configuraciones detalladas de la configuración básica DH-SoDC

Las configuraciones detalladas de la configuración básica DH-SoCD se encuentran en la TABLA 5-4. Como se sabe esta configuración dispone de dos campos solares de captación, uno de ellos centralizado y el otro descentralizado. En este caso existen un total de 8 combinaciones. Para esta configuración son válidas las consideraciones de las dos anteriores. Un caso interesante de este tipo de instalaciones es la de Ring Søpark (FIGURA 5-18), (Kristensen y Holm, 2008). Actualmente esta localidad dispone de una red de distrito de calor equipada con un sistema de cogeneración y una instalación solar ubicada

sobre el terreno de 8000 m<sup>2</sup>. La ampliación consiste en instalar una nueva instalación solar térmica de 2000 m<sup>2</sup>, 15 sistemas descentralizados de 70 m<sup>2</sup> cada uno integrados en edificios, un acumulador central de 1000 m<sup>3</sup> y una bomba de calor de 1MW

Tabla 5-4. Configuraciones detalladas de la configuración básica DH-SoDC. C=producción centralizada, D=producción descentralizada, So=Producción solar, A=Acumulador, P=Conexión en paralelo, S=Conexión en serie.

Configuración	Conexión subsistema de captación central solar a DH	Conexión subsistema de captación distribuido solar a DH	Configuración subsistema de refrigeración térmica
			Conexión a DH
DH-SoCP-SoDP-AC-EP	P	P	P
DH-SoCP-SoDP-AC-ES	P	P	S
DH-SoCP-SoDS-AC-EP	P	S	P
DH-SoCP-SoDS-AC-ES	P	S	S
DH-SoCS-SoDP-AC-EP	S	P	P

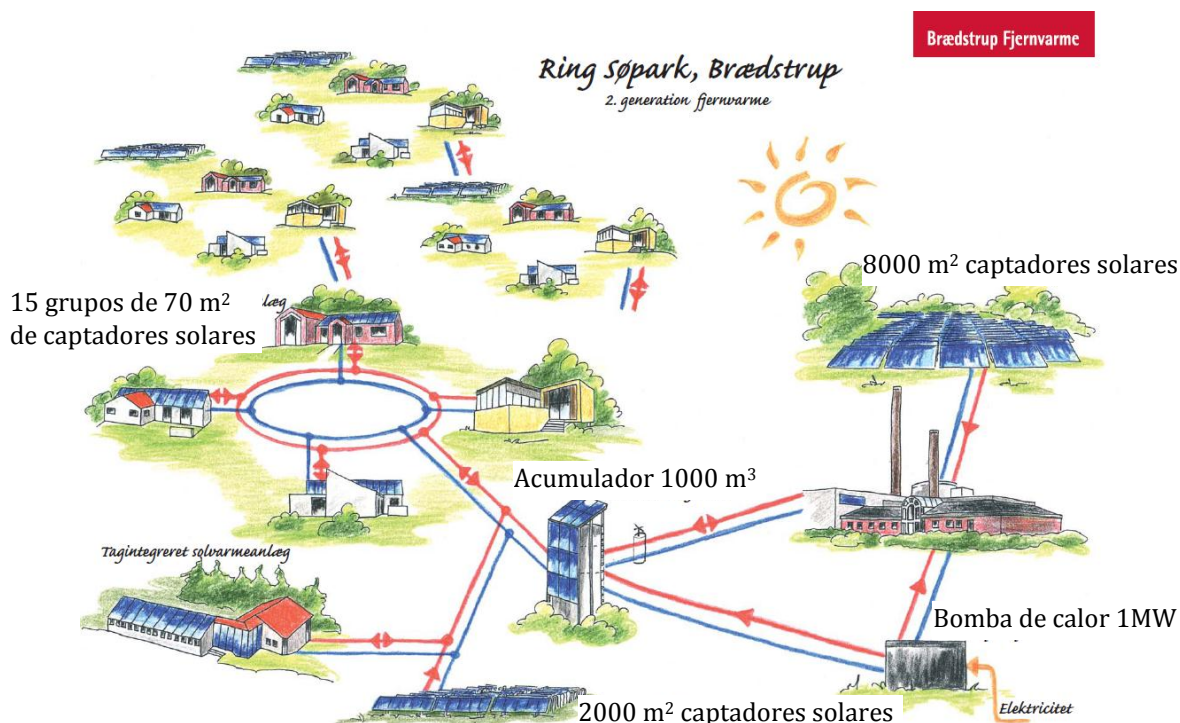


Figura 5-18. Integración de sistemas solares térmicos en la red de distrito de calor de Ring Søpark, Dinamarca, (Kristensen y Holm, 2008).

### 5.3.2 Configuraciones detalladas en sistemas con redes de calor DHC

En esta ocasión la red de distrito de frío impone que la producción del mismo sea centralizada. A parte de las conexiones a la red de distrito de calor de los equipos productores de calor, en estas configuraciones también hay que considerar la conexión del equipo de refrigeración térmica a la red de distribución de frío. Esta conexión puede ser en paralelo o serie con el sistema de refrigeración convencional. La conexión serie resulta en principio más ventajosa ya que permite que la enfriadora térmica preenfrie el agua del retorno de la red de distribución de frío a un nivel de temperaturas superior del habitual (7°C), por lo que las prestaciones energéticas de este equipo mejoran de forma importante.

El número total de configuraciones DHC resultante es el doble que las configuraciones DH ya que existe una variante más debido al tipo de conexión de la enfriadora en la red de distrito de frío, totalizando 40 configuraciones DHC. La nomenclatura de las configuraciones de redes de distrito de frío y calor se muestran en la FIGURA 5-19. Las valoraciones de la conexión de los captadores a la red de distrito de calor para las configuraciones DH también son válidas para las configuraciones DHC. A continuación se enumeran las diferentes configuraciones.

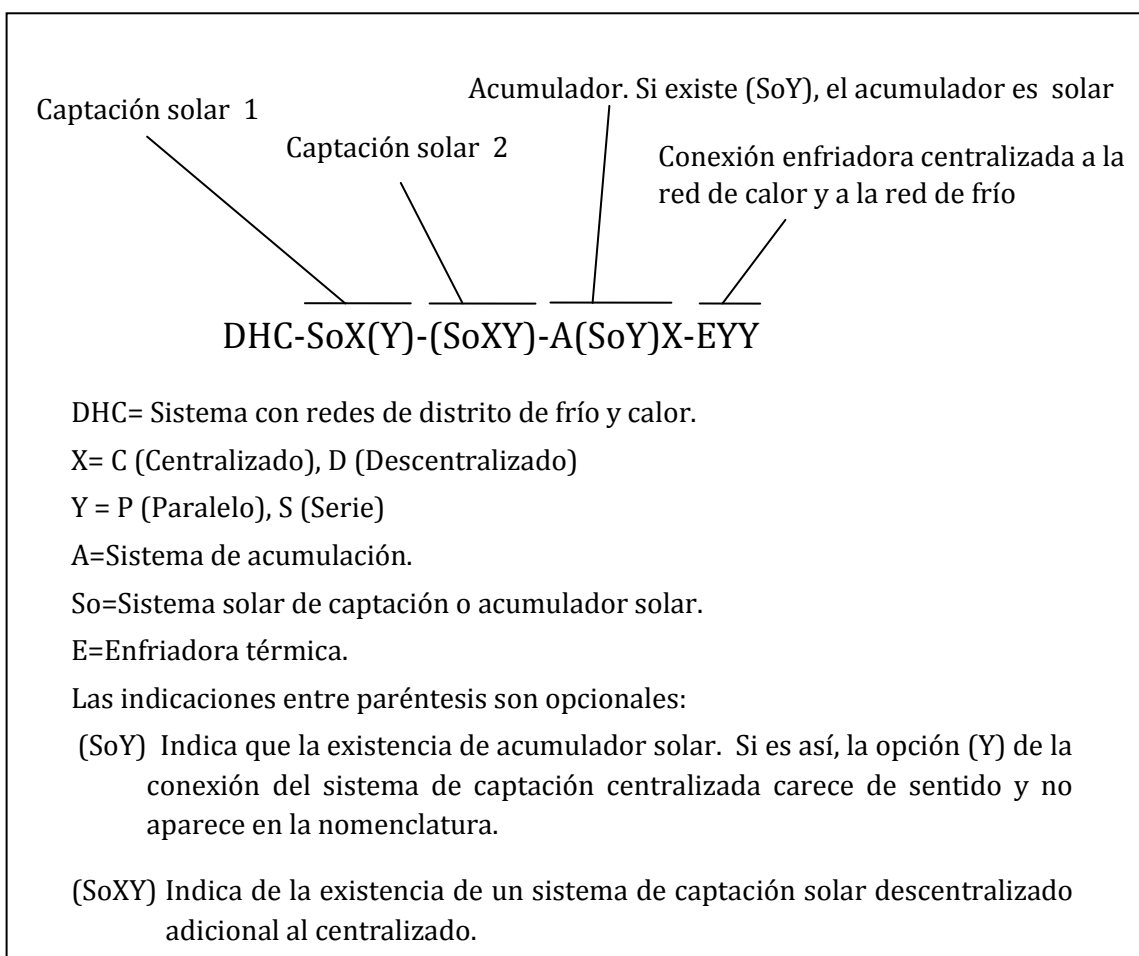


Figura 5-19. Nomenclatura de las configuraciones detalladas de sistemas de refrigeración solar en redes de distrito de frío y calor.

### 5.3.2.1 Configuraciones detalladas de la configuración básica DHC-SoC

La configuraciones detalladas de la configuración básica DHC-SoC se encuentran en la TABLA 5-5. En este caso existen un total de 16 combinaciones.

Tabla 5-5. Configuraciones detalladas de la configuración básica DHC-SoC. C=producción centralizada, D=producción descentralizada, So=Producción solar, A=Acumulador, P=Conexión en paralelo, S=Conexión en serie.

Configuración	Configuración acumulador y subsistema de captación solar		Configuración subsistema de refrigeración térmica	
	Conexión directa de captación solar a DH y acumulador central	Conexión de acumulador solar a DH	Conexión a DH	Conexión a DC
DHC-SoCP-AC-EPP	P	-	P	P
DHC-SoCP-AC-EPS	P	-	P	S
DHC-SoCP-AC-ESP	P	-	S	P
DHC-SoCP-AC-ESS	P	-	S	S
DHC-SoCS-AC-EPP	S	-	P	P
DHC-SoCS-AC-EPS	S	-	P	S
DHC-SoCS-AC-ESP	S	-	S	P
DHC-SoCS-AC-ESS	S	-	S	S
DHC-SoC-ASoPC-EPP	-	P	P	P
DHC-SoC-ASoPC-EPS	-	P	P	S
DHC-SoC-ASoPC-ESP	-	P	S	P
DHC-SoC-ASoPC-ESS	-	P	S	S
DHC-SoC-ASoSC-EPP	-	S	P	P
DHC-SoC-ASoSC-EPS	-	S	P	S
DHC-SoC-ASoSC-ESP	-	S	S	P
DHC-SoC-ASoSC-ESS	-	S	S	S



### 5.3.2.2 Configuraciones detalladas de la configuración básica DHC-SoD

Las configuraciones detalladas de la configuración básica DHC-SoD se encuentran en la TABLA 5-6. En este caso existen un total de 8 combinaciones.

Tabla 5-6. Configuraciones detalladas de la configuración básica DHC-SoD. C=producción centralizada, D=producción descentralizada, So=Producción solar, A=Acumulador, P=Conexión en paralelo, S=Conexión en serie.

Configuración	Conexión subsistema de captación distribuido solar a DH	Configuración subsistema de refrigeración térmica	
		Conexión a DH	Conexión a DC
DHC-SoDP-AC-EPP	P	P	P
DHC-SoDP-AC-EPS	P	P	S
DHC-SoDP-AC-ESP	P	S	P
DHC-SoDP-AC-ESS	P	S	S
DHC-SoDS-AC-EPP	S	P	P
DHC-SoDS-AC-EPS	S	P	S
DHC-SoDS-AC-ESP	S	S	P
DHC-SoDS-AC-ESS	S	S	S

### 5.3.2.3 Configuraciones detalladas de la configuración básica DHC-SoCD

La configuraciones detalladas de la configuración básica DHC-SoCD se encuentran en la Tabla 5-7. En este caso existen un total de 16 combinaciones.

TABLA 5-7. Configuraciones detalladas de la configuración básica DHC-SoCD. C=producción centralizada, D=producción descentralizada, So=producción solar, A=acumulador, P=conexión en paralelo, S=conexión en serie.

Configuración	Conexión subsistema de captación central solar a DH	Conexión subsistema de captación distribuido solar a DH	Configuración subsistema de refrigeración térmica	
			Conexión a DH	Conexión a DC
DHC-SoCP-SoDP-ACP-EPP	P	P	P	P
DHC-SoCP-SoDP-ACP-EPS	P	P	P	S
DHC-SoCP-SoDP-ACP-ESP	P	P	S	P
DHC-SoCP-SoDP-ACP-ESS	P	P	S	S
DHC-SoCP-SoDS-ACS-EPP	P	S	P	P
DHC-SoCP-SoDS-ACS-EPS	P	S	P	S
DHC-SoCP-SoDS-ACS-ESP	P	S	S	P
DHC-SoCP-SoDS-ACS-ESS	P	S	S	S
DHC-SoCS-SoDP-ACS-EPP	S	P	P	P
DHC-SoCS-SoDP-ACS-EPS	S	P	P	S
DHC-SoCS-SoDP-ACS-ESP	S	P	S	P
DHC-SoCS-SoDP-ACS-ESS	S	P	S	S
DHC-SoCS-SoDS-ACS-EPP	S	S	P	P
DHC-SoCS-SoDS-ACS-EPS	S	S	P	S
DHC-SoCS-SoDS-ACS-ESP	S	S	S	P
DHC-SoCS-SoDS-ACS-ESS	S	S	S	S

## 5.4 CONSIDERACIONES DEL DISEÑO HIDRÁULICO DEL SISTEMA DE CAPTACIÓN SOLAR.

Un factor importante de los sistemas solares térmicos es el modo de flujo del circuito primario solar. Este modo puede ser alto, bajo o ajustado. (Peuser et al, 2004).

### 5.4.1 *Alto flujo*

El modo de alto flujo implica que el caudal específico del circuito primario oscila entre 40 – 80 l h<sup>-1</sup> m<sup>-2</sup>, valor similar a los recomendados para un captador. Por tanto estos caudales exigen que los captadores se conecten entre ellos en paralelo. Dado que los caudales son relativamente elevados, las tuberías del circuito primario deben de ser de unos diámetros elevados. Asimismo, las bombas hidráulicas deben ser de mayor potencia y por ello el consumo de energía eléctrica también será relativamente elevado. Por otro lado, la disposición hidráulica puede llegar a ser complicada (FIGURA 5-20). El conjunto de todos estos factores implica una mayor inversión inicial y mayores costes de explotación.

El salto térmico que se obtiene en este modo de flujo oscila entre 5 y 15 °C, dependiendo del valor del caudal específico y de la irradiación solar. De este modo el sistema solar obtiene rendimientos térmicos relativamente elevados. Sin embargo, en términos de energía primaria, el rendimiento no será tan elevado debido al mayor consumo eléctrico de los equipos de bombeo.

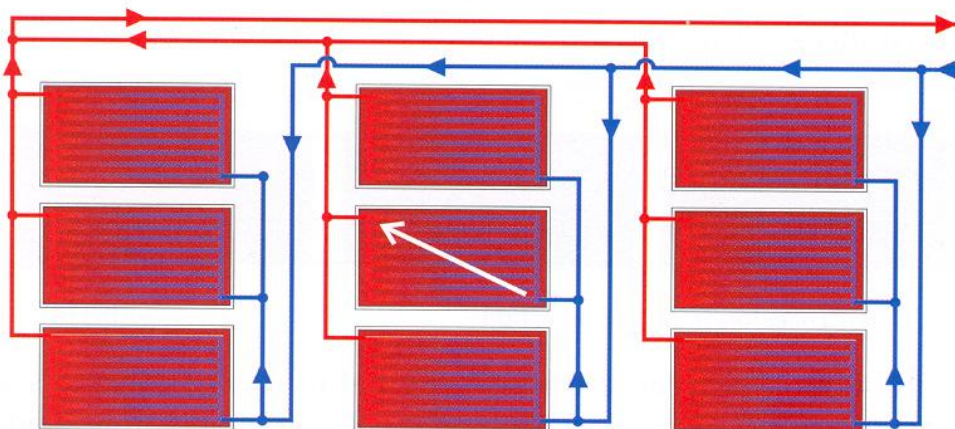


Figura 5-20- Disposición hidráulica de sistema de captación conectado en paralelo con retorno invertido, (Peuser et al, 2004).

### 5.4.2 *Bajo Flujo*

El modo de bajo flujo se caracteriza por disponer de un caudal específico del campo de captadores entre 12 y 20 l h<sup>-1</sup> m<sup>-2</sup>. Para obtener este flujo es necesario que los captadores se conecten en serie, por lo menos parcialmente, de tal manera que por cada uno de ellos circule el caudal recomendado por el fabricante.

Las principales ventajas de este modo de operación respecto modo de alto flujo son las siguientes:

- Mayor simplicidad del circuito hidráulico.
- Diámetros de tuberías más reducidos.
- Bombas de menor potencia y consumo de energía eléctrica más reducido.

Obviamente, para una superficie de captación, el salto térmico obtenido en este modo de operación es más elevado que en alto flujo con valores que oscilan entre los 20 y 50 °C en función del calor del caudal específico y la irradiación.

En principio se puede pensar que como el sistema de captación opera a una temperatura media superior a la del alto flujo, su rendimiento es inferior. Esto es así siempre y cuando la temperatura de entrada en el captador sea la misma. Lo que sucede, especialmente en sistemas solares conectados a acumuladores estratificados, es que los mayores saltos térmicos del campo de captadores dan lugar a un elevado grado de estratificación en el acumulador, lo que a su vez provoca que la temperatura de entrada en el captador sea más baja. De este modo la temperatura media de operación de los captadores es similar o incluso más baja que la de alto flujo, dando lugar a rendimientos similares o más elevados.

Este modo de operación es adecuado para la mayoría de instalaciones de gran tamaño.

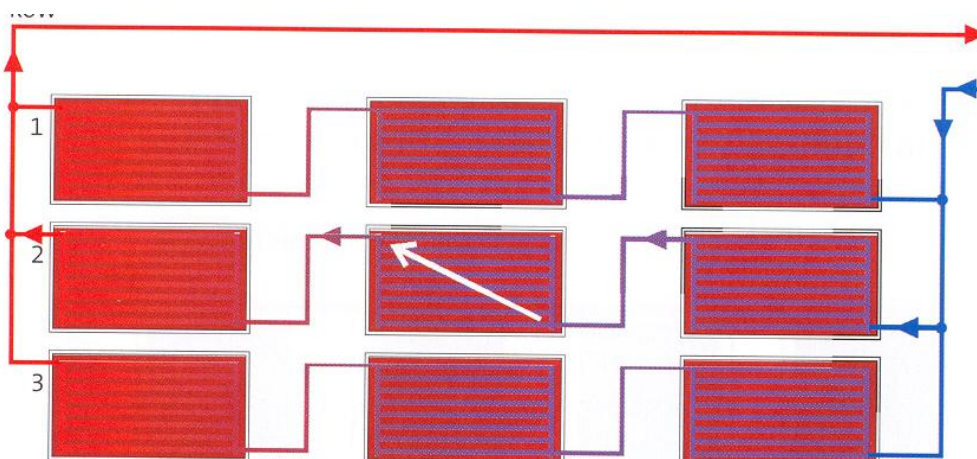


Figura 5-21- Disposición hidráulica de sistema de captación conectado en serie, (Peuser et al, 2004).

### 5.4.3 *Flujo ajustado*

---

Con el modo de flujo ajustado, el caudal total que circula por el campo de captadores se adapta a la irradiancia solar mediante una bomba de caudal variable. De este modo se puede mantener una temperatura de salida más o menos uniforme independiente de la irradiancia solar. El nivel de caudal máximo que corresponde al nivel máximo de irradiación solar depende de la conexión de los captadores y la temperatura de salida deseada. Este modo de operación es muy recomendable para instalaciones de calefacción solar que requieren una elevada estratificación en el acumulador.

Es necesario mencionar que este modo de operación tiene dos variantes en función del caudal máximo específico. Para valores elevados (alto flujo), el modo se denominará alto flujo ajustado y para valores bajos se denominará bajo flujo ajustado.

### 5.4.4 *Modo de flujo para instalaciones integradas en redes de calor y frío*

---

El modo de operación más adecuado para sistemas solares conectados a redes de distribución de calor depende los siguientes factores:

- Uso de la red de calor (calefacción o/y refrigeración)
- Conexión hidráulica del sistema solar a la red de calor.
- Fracción solar de la demanda de calefacción o refrigeración.

En la Tabla 5-8 se muestran los modos de flujo posibles para diferentes variaciones de los tres factores apuntados anteriormente en el régimen de calefacción. El salto térmico en estas redes de calefacción suele ser alto (20 °C habitualmente). Así se observa que para fracciones solares altas los modos de operación recomendados son bajo flujo y bajo flujo ajustado. Esto es así porque es fácil que el sistema solar pueda asumir en muchas ocasiones la demanda térmica de la red de distrito y dado que se necesita un salto térmico relativamente elevado, es necesario operar la planta solar en el modo bajo flujo. Sin embargo, para fracciones solares bajas, el modo de operación puede ser alto o bajo tanto en la conexión serie como en la paralelo.

En el caso del régimen de refrigeración, los modos de operación posibles se encuentran en la Tabla 5-9. En el caso de fracciones solares bajas, los modos son equivalentes a los de calefacción. Para fracciones solares elevadas, los modos de operación recomendados son el alto flujo o el alto flujo ajustado, justo lo contrario que en el régimen de calefacción: la razón de ello es el bajo salto térmico en el generador de las enfriadoras térmicas.

También es necesario apuntar que desde el punto de vista de consumo de energía primaria los modos de operación ajustados son más recomendables ya que se obtienen ahorros importantes en el consumo eléctrico de las bombas. De todas estas consideraciones se puede concluir que para fracciones solares bajas es más adecuado el bajo flujo ajustado ya que permite ahorros económicos importantes en la inversión inicial y durante la explotación de las plantas solares. Sin embargo, para elevadas fracciones solares el modo de operación es bajo/bajo ajustado para calefacción y alto/alto ajustado para refrigeración. Por tanto es necesario realizar un análisis más riguroso mediante

simulaciones ya que los modos de operación dependen en gran medida de la proporción entre la demanda de calefacción y la demanda de refrigeración.

TABLA 5-8. Modos de flujo recomendados para sistemas solares térmicos integrados en redes de distribución de calor para calefacción, según conexión hidráulica y fracción solar.

Uso de la red de calor	Salto térmico red de calor	Conexión a red de calor	Fracción solar	Modo de operación recomendado
Calefacción	> 20 °C	Paralelo	Alta	Bajo flujo
				Bajo flujo ajustado
			Baja	Bajo flujo
				Bajo flujo ajustado.
				Alto flujo
				Alto flujo ajustado
		Serie	Alta	Bajo flujo.
				Bajo flujo ajustado
			Baja	Bajo flujo
				Bajo flujo ajustado
				Alto Flujo
				Alto flujo ajustado

TABLA 5-9. Modos de flujo recomendados para sistemas solares térmicos integrados en redes de distribución de calor para refrigeración, según conexión hidráulica y fracción solar.

Uso de la red de calor	Salto térmico red de calor	Conexión a red de calor	Fracción solar	Modo de operación recomendado
Refrigeración	5-10 °C	Paralelo	Alta	Alto Flujo
				Alto flujo ajustado
			Baja	Bajo flujo
				Bajo flujo ajustado
				Alto Flujo
				Alto flujo ajustado
		Serie	Alta	Alto Flujo
				Alto flujo ajustado
			Baja	Bajo flujo
				Bajo flujo ajustado
				Flujo normal
				Flujo normal ajustado

## 5.5 ANÁLISIS DE CONFIGURACIONES DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN SOLAR INTEGRADOS EN REDES DE DISTRITO DE FRÍO Y CALOR

---

Dado el gran número de configuraciones resultante, es necesario definir una estrategia para decidir qué configuraciones son más adecuadas. Los criterios de selección habituales son el consumo de energía térmica y eléctrica, el consumo de energía primaria, y el coste económico. En este trabajo solamente se han considerado los criterios energéticos. El análisis de los costes económicos, aunque es importante como criterio de decisión, se deja para trabajos posteriores.

Para llevar a cabo el análisis energético de instalaciones con sistemas de energía solar térmica se suelen realizar simulaciones mediante programas de ordenador, siendo el más conocido en este campo TRNSYS 16. Dado el gran número de opciones diferentes llevar a cabo este análisis con sólo este programa requiere la dedicación de muchas horas de trabajo. Por ello resulta menos laborioso pero no menos riguroso realizar un análisis preliminar con la ayuda de una hoja de cálculo en la que se compararan las prestaciones energéticas de las configuraciones básicas. Esta hoja de cálculo utiliza como datos de entrada las demandas energéticas mensuales o anuales de frío y calor, los datos climáticos de la zona en estudio, las diferentes opciones tecnológicas de captadores solares y enfriadoras térmicas y el sistema de distribución de frío y calor. Con esta hoja de cálculo se pueden determinar qué tecnología de captación solar y qué tecnología de enfriadora térmica son las más adecuadas. También es posible determinar la mejor opción de distribución de energía, bien DH o bien DHC.

Así para llevar a cabo el análisis energético comparativo en primer lugar se realiza el análisis previo mediante la hoja de cálculo. En este análisis se selecciona la configuración básica: la tecnología de captación, enfriadora térmica y sistema de distribución (DH o DHC). Una vez concluido este análisis, se procede a un análisis mediante el programa de simulación TRNSYS de las posibles configuraciones detalladas de la configuración básica seleccionada. Seguidamente se exponen los detalles del análisis energético preliminar y el análisis mediante TRNSYS.

### 5.5.1 *Análisis energético preliminar*

---

Este análisis permite estimar el consumo de energía convencional térmica, eléctrica y energía primaria de las diferentes configuraciones básicas de sistemas de refrigeración solar integrados en redes de frío y calor para así atender la demanda de calefacción, ACS y refrigeración. El valor de estos consumos depende de los siguientes factores:

- Demandas de calefacción, ACS y refrigeración mensuales o en su defecto anuales.
- Aporte relativo de refrigeración de los equipos de compresión y enfriadoras térmicas, es decir, porcentaje de la demanda de refrigeración abastecida con equipos de compresión y porcentaje abastecido con las enfriadoras térmicas.
- Potencias y prestaciones energéticas de los equipos térmicos: calderas, enfriadoras de compresión y enfriadoras térmicas.



- Sistema solar térmico: tecnología, superficie de captación, orientación e inclinación.
- Redes de distrito de frío y calor: densidad energética del sistema de distribución en MWh km<sup>-1</sup>, diámetro de las tuberías, aislamiento, profundidad en el terreno, caudal, temperaturas de operación.
- Climatología de la zona en estudio: irradiación solar, temperatura ambiente, temperatura del terreno y temperatura de suministro de la red de agua fría.
- Características básicas del terreno: densidad, humedad, conductividad térmica.

El primer paso consiste en la evaluación del consumo de energía térmica convencional. Posteriormente se evalúa el consumo de energía eléctrica procedente de la red de suministro eléctrico. Finalmente, a partir de los valores anteriores se estima el consumo asociado de energía primaria.

Para un determinado período de tiempo, el consumo de energía térmica convencional se estima mediante la diferencia entre la integración de la demanda energética de calor obtenida con la ecuación ( 3-1 ) y la energía térmica aportada por el subsistema solar, obteniendo la ecuación:

$$Q_{calor,conv} = (Q_{dist,c} + Q_{ACS} + Q_c + Q_{g,et}) - Q_{solar} \quad (5-1)$$

$Q_{dist,c}$ : Pérdidas térmicas anuales o mensuales de la red de distrito de calor (MWh).

$Q_{ACS}$ : Demanda térmica mensual o anual para preparación de ACS (MWh).

$Q_c$ : Demanda térmica mensual o anual para calefacción (MWh).

$Q_{g,et}$ : Demanda térmica mensual o anual de las enfriadoras térmicas (MWh).

$Q_{solar}$ : Aportación térmica del subsistema solar térmico (MWh).

En esta ecuación no se toma en cuenta el rendimiento energético de los equipos convencionales ya que este factor se considera en la evaluación posterior de energía primaria.

Para determinar las pérdidas de calor de la red de distrito se consideran el método de la Guía técnica elaborada por el IDAE para el diseño y cálculo del aislamiento térmico de conducciones, aparatos y equipos (IDAE, 2007) para el caso particular de tuberías enterradas, considerando los factores de diseño de red de calor, climáticos y del terreno enumerados anteriormente.

Las demandas de energía térmica para ACS se determinan con la ecuación ( 3-8 ) para las mensuales o ( 3-11 ) para la anual. La demanda térmica de los equipos de refrigeración se puede estimar mediante la integración de la ecuación ( 3-3 ) asumiendo un COP medio para unas determinadas condiciones de operación. Las demandas térmicas mensuales de calefacción se determinan mediante la ecuación ( 3-16 ). Para la demanda anual se utiliza la ecuación ( 3-31 ). Finalmente, la aportación energética del subsistema solar se calcula mediante la ecuación:

$$Q_{solar} = 10^{-6} \cdot A_S \cdot \int_{h_1}^{h_2} \eta_S \cdot G \cdot dt \cong 10^{-6} \cdot A_S \cdot \sum_{h_1}^{h_2} \eta_{S,h} \cdot G_h \quad (5-2)$$

$A_S$  : Área de captación del subsistema solar térmico (m<sup>2</sup>).

$\eta_S$  : Rendimiento energético instantáneo del captador solar térmico ( ecuación ( 2-1 ) ).

$\eta_{S,h}$  : Rendimiento medio del captador solar en la hora  $h$ .

$G$  : Irradiancia solar sobre superficie inclinada (W m<sup>-2</sup>).

$G_h$  : Irradiación solar horaria sobre superficie inclinada (W h m<sup>-2</sup>)

$h_1$  y  $h_2$ : Hora inicial y final del período considerado (h).

Como se sabe el rendimiento del captador depende de su diseño y condiciones de operación que vienen dadas por la temperatura ambiente, la irradiancia solar y la temperatura media del fluido térmico. Esta última viene marcada por las temperaturas de operación de impulsión y retorno de la red de distrito de calor, siendo habituales valores de 90°C-70 °C para el invierno para cubrir la demanda de calefacción y ACS y 70°C-50°C para el verano para cubrir las necesidades de ACS. La temperatura ambiente y la irradiancia solar dependen del instante del año, por lo que para obtener resultados más precisos de la aportación solar se calcula el rendimiento del captador solar con los respectivos valores horarios del archivo meteorológico de la localidad en estudio.

En lo que respecta al consumo eléctrico, existen multitud de factores que contribuyen al mismo. Así el consumo total de electricidad en estos sistemas resulta de la suma del consumo eléctrico de las enfriadoras de compresión ( $E_{CV}$ ), de las enfriadoras térmicas ( $E_{ET}$ ), de la red de distrito de frío y calor ( $E_{DH}$  y  $E_{DC}$ ) y del consumo eléctrico del subsistema solar ( $E_{solar}$ ), de acuerdo con la ecuación:

$$E_{total} = E_{CV} + E_{ET} + E_{DH} + E_{DC} + E_{solar} \quad (5-3)$$

con:

$$E_{CV} = (1 - f_{ab,com}) \cdot Q_{frio} \cdot \left[ \frac{1}{COP_{CV}} + f_{el,disip} \frac{1 + COP_{CV}}{COP_{CV}} \right] \quad (5-4)$$

$$E_{ET} = f_{ab,com} \cdot Q_{frio} \cdot \left[ f_{el,ET} + f_{el,disip} \frac{1 + COP_{ET}}{COP_{ET}} \right] \quad (5-5)$$

$$E_{DC} = f_{el,DC} \cdot Q_{frio} \quad (5-6)$$

$$E_{DH} = f_{el,DH} \cdot Q_{calor} \quad (5-7)$$

$$E_{solar} = f_{el,solar} \cdot Q_{solar} \quad (5-8)$$

$f_{ab,com}$ : fracción de la demanda de refrigeración abastecida con las enfriadoras térmicas ( $f=1 \rightarrow 100\%$  absorción;  $f=0 \rightarrow 100\%$  compresión).

$Q_{frio}$ : Demanda total de refrigeración incluyendo las ganancias térmicas de la red de distrito de frío (MWh)

$COP_{CV}$ : Coeficiente de rendimiento frigorífico de la enfriadora de compresión de vapor ( $MWh_r/MWh_e$ ).

$COP_{ET}$ : Coeficiente de rendimiento frigorífico de la enfriadora térmica ( $MWh_r/MWh_e$ ).

$f_{el,dissip}$ : Factor de consumo de energía eléctrica para la disipación de la energía térmica liberada por la enfriadora ( $MWh_e/MWh_{dissip}$ ).

$f_{el,ET}$ : Factor de consumo de energía eléctrica de la enfriadora térmica ( $MWh_e/MWh_r$ ).

$f_{el,DH}$ : Factor de consumo de energía eléctrica de la red de distrito de calor ( $MWh_e/MWh_{calor}$ ).

$f_{el,DC}$ : Factor de consumo de energía eléctrica de la red de distrito de frío ( $MWh_e/MWh_{frio}$ ).

$f_{el,solar}$ : Factor de consumo de energía eléctrica del subsistema de captación solar térmica ( $MWh_e/MWh_{solar}$ ).

Valores empíricos usuales de los diversos factores eléctricos y COP se encuentran en la Tabla 5-10. (Bruno, 2009; Henning, 2004; Harvey, 2006). Los factores eléctricos de las enfriadoras térmicas y sistema de disipación afectan en gran medida al ahorro de energía primaria respecto a un sistema de compresión de vapor. (FIGURA 5-22 y FIGURA 5-23). Es de especial importancia el factor eléctrico de disipación ya que las enfriadoras térmicas, debido a su COP inferior, necesitan disipar una mayor cantidad de energía térmica.

TABLA 5-10. Valores habituales de COP de los equipos de refrigeración y factores de consumo eléctrico. (1): Bruno (2009); Henning (2004). (2): Harvey (2006); valores empíricos de la red DHC de Barcelona, Districlima (2009).

Coeficiente	Valor
$COP_{CV}^{(1)}$	2.5 - 5.0
$COP_{ET}^{(1)}$	0.6-1.2
$f_{el,dissip}^{(1)}$	0.015-0.10
$f_{el,ET}^{(1)}$	0.01-0.09
$f_{el,DH}^{(2)}$	0.03-0.05
$f_{el,DC}^{(2)}$	0.06-0.12
$f_{el,solar}^{(1)}$	0.03-0.05

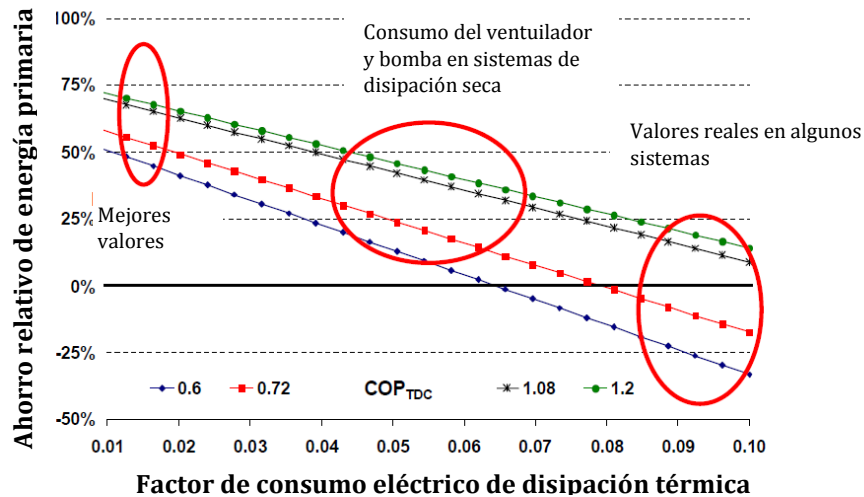


Figura 5-22. Factores de consumo eléctrico para disipación térmica para diferentes COPs de enfriadoras de absorción y ahorro relativo de energía primaria respecto sistema de compresión (Henning, 2010)

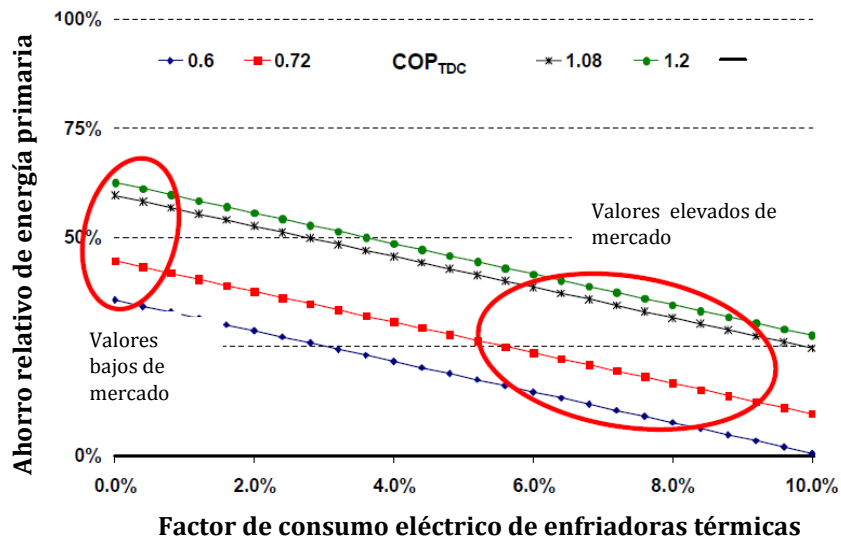


Figura 5-23. Factores de consumo eléctrico para diferentes COPs de enfriadoras de absorción y ahorro relativo de energía primaria respecto sistema de compresión (Henning, 2010)

Para conseguir que los sistemas equipados con enfriadoras térmicas obtengan un ahorro significativo respecto a un sistema convencional de compresión de vapor, es necesario que estos factores se sitúen por debajo de 0.08 para un COP de la enfriadora térmica de 0.72 y 0.06 para un COP de 0.6.

Una vez conocidos los valores de los consumos de energía térmica convencional, ya se puede llevar a cabo el análisis de energía primaria. Para ello se utiliza el método *PRF* (*Factores de Energía Primaria*) detallado en la norma UNE-EN 15316-4-5:2008 (AENOR, 2008b) y en el informe final del proyecto Summerheat, (Summerheat, 2009). El *PRF* se define como la relación entre el consumo de energía primaria ( $PE_x$ ) y la demanda de energía útil ( $Q_x$ ) (ecuación( 5-9 )). En el caso particular de los sistemas de distrito de frío y calor, la energía útil corresponde a la demanda de calefacción y ACS (*PRF* calefacción y ACS) o a la demanda de refrigeración (*PRF* refrigeración). Valores relativamente bajos de *PRF* corresponden a sistemas energéticos eficientes.

$$PRF_x = \frac{PE_x}{Q_x} \quad \begin{array}{l} x = c \text{ Calefacción y ACS} \\ x = r \text{ Refrigeración} \end{array} \quad (5-9)$$

Como se sabe el consumo de energía primaria tiene dos contribuciones. Por un lado está la energía primaria asociada al consumo de energía térmica y por otro la energía primaria asociada al consumo de electricidad. Así la energía primaria resulta de la suma de estos dos factores de acuerdo con la ecuación:

$$PE_x = f_{p,E} E_{total,x} + f_{p,Q} Q_{calor,conv,x} \quad (5-10)$$

en la que:

$E_{total,x}$ : Consumo de electricidad en el período considerado para calefacción o refrigeración (MWh<sub>e</sub>).

$f_{p,E,x}$ : Factor de conversión de energía eléctrica a energía primaria (MWh<sub>energía primaria</sub>/MWh<sub>e</sub>).

$Q_{calor,conv,x}$ : Consumo de energía térmica convencional en el período considerado para calefacción o refrigeración (MWh<sub>t</sub>).

$f_{p,Q}$ : Factor de conversión de energía térmica a energía primaria (MWh<sub>energía primaria</sub>/MWh<sub>t</sub>).

El siguiente paso para poder evaluar el consumo de energía primaria es determinar los factores de energía primaria térmica y el factor de energía primaria eléctrica. Estos parámetros son de vital importancia para la estimación correcta del consumo de energía primaria.

El factor de energía térmica depende de la fuente de calor utilizada y el rendimiento de los equipos de generación de calor, siendo valores habituales de 1.1 – 1.2. En el caso de redes de distribución de calor con sistemas de cogeneración, se puede asumir un valor medio de 0.65 de acuerdo con las consideraciones del proyecto Summerheat (2009). El valor es inferior a la unidad porque a la energía primaria consumida por el sistema de cogeneración se le ha restado el valor de la energía primaria de la electricidad generada.

El factor de energía primaria eléctrica es un indicador de la cantidad de energía primaria de origen fósil que es necesaria utilizar para generar la electricidad utilizada básicamente por los equipos de compresión, disipación térmica y bombas. Por tanto este factor depende en gran medida del mix eléctrico de cada país. En el caso particular de España, este factor toma un valor medio de 2.21 de acuerdo con Petersdorff y Primas (2007). Este valor puede parecer bajo a primera vista pero es justificable porque en los últimos años se han conectado a la red eléctrica centrales eléctricas de ciclo combinado muy eficientes así como sistemas de generación eléctrica basados en energías renovables, sobre todo turbinas eólicas. De acuerdo con el informe del observatorio de la electricidad de Willstedt (2009) basado en datos de Red Eléctrica de España (REE), los sistemas de energías renovables aportaron un 29% de la electricidad consumida en la primera mitad del 2009. Incluso se ha llegado a alcanzar el 40% en el primer trimestre del 2010. La mayor parte de esta producción eléctrica es de origen hidráulico y eólico, aunque los sistemas solares

termoeléctricos y fotovoltaicos ya aportan cantidades significativas, llegando al 2% durante el mes de junio de 2009. Una vez conocidos los valores de consumos de energía eléctrica, térmica convencional y energía primaria, la configuración básica seleccionada (la tecnología de captación, enfriadora térmica y sistema de distribución (DH o DHC)) será aquella que presente un menor consumo de energía primaria.

Es necesario poner de manifiesto que este análisis preliminar no considera la acumulación de frío y calor. Esto es válido para fracciones solares bajas en las que la demanda de calor es muy superior a la aportación solar. En el caso de fracciones solares altas, se asume que existe un acumulador de tamaño suficiente para almacenar los excedentes de energía solar, sean del verano o del invierno, dependiendo de las demandas relativas de calefacción y refrigeración. También es preciso mencionar que esta metodología considera que las prestaciones energéticas de los equipos son constantes en el tiempo, es decir, que una vez fijadas unas condiciones determinadas de operación, automáticamente queda fijado su rendimiento energético. Así por ejemplo en el caso de los equipos de refrigeración eso significa que su COP se mantiene constante durante todo el período de cálculo. Sin embargo, como lo que se compara son las diferentes opciones de integración, en principio no importa demasiado el valor absoluto de las prestaciones energéticas sino más bien su valor relativo.

### 5.5.2 *Análisis energético detallado*

El análisis detallado de las configuraciones seleccionadas en la evaluación preliminar se lleva a cabo mediante el conocido programa de simulación de sistemas térmicos TRNSYS. Con este programa se podrán comparar las diferentes configuraciones detalladas, es decir, se podrán analizar los resultados en función de las conexiones del sistema de captación solar, enfriadoras térmicas, etc. a la redes de distrito de frío y calor. TRNSYS dispone de una librería muy amplia de componentes para la simulación de sistemas energéticos: captadores solares térmicos, enfriadoras, calderas, tuberías, acumuladores, bombas, etc. Una de sus grandes ventajas es que se trata de un programa de código abierto que permite la modificación de los componentes existentes así como la incorporación de nuevos componentes elaborados por el usuario. Aun así, TRNSYS requiere una cantidad de tiempo importante para la construcción de los modelos y verificación posterior de los resultados obtenidos.

Los consumos térmicos y eléctricos totales para llevar a cabo la evaluación energética se determinan mediante la simulación con TRNSYS de los diferentes equipos. Para el análisis de energía primaria también se utiliza el método *PRF* explicado anteriormente, aunque para un cálculo de la energía primaria más preciso se utilizará la ecuación siguiente:

$$PE_X = \int_{h_1}^{h_2} f_{P,E} \cdot P_{E,X} \cdot dt + \int_{h_1}^{h_2} f_{P,Q} \cdot P_{Q_{conv,X}} \cdot dt \quad (5-11)$$

$P_{E,X}$  : Potencia eléctrica total (MW<sub>e</sub>).

$P_{Q_{conv,X}}$  : Potencia térmica convencional total (MW<sub>t</sub>).

$h_1$  y  $h_2$ : Hora inicial y final del período considerado (h).

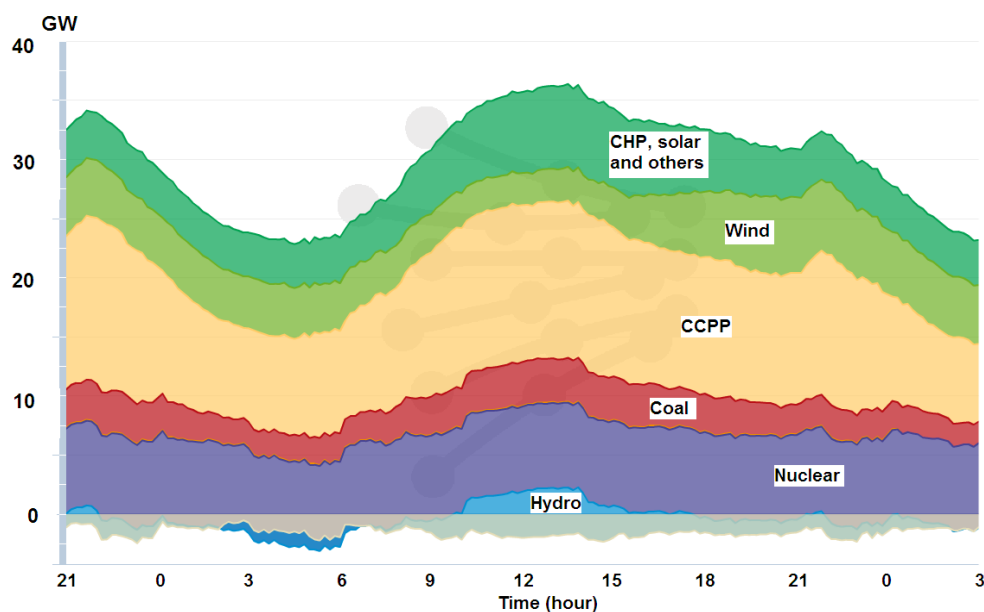


Figura 5-24. Evolución de la potencia eléctrica por tecnologías durante el día 7 de agosto de 2009. Los valores negativos corresponden a exportaciones de electricidad y sistemas hidráulicos de bombeo reversible. Fuente: REE ([www.ree.es](http://www.ree.es)).

Habitualmente los factores de energía primaria eléctrico  $f_{p,E}$  y térmico  $f_{p,Q}$  se consideran constantes a lo largo del período en estudio. Para períodos diarios, esta hipótesis se puede considerar válida. El factor  $f_{p,E}$  depende del mix eléctrico del país. El factor  $f_{p,Q}$  depende del mix térmico convencional, es decir, de la cantidad y proporción de diferentes fuentes de energía térmica convencional ya que es muy común la utilización de diferentes fuentes energéticas térmicas en redes de distrito. Así pues, es evidente que estos factores varían a lo largo del año, porque para un análisis de energía primaria más riguroso es necesario considerar esta variación. Así por ejemplo, en el caso del sistema eléctrico español existen multitud de fuentes energéticas que varían de un día a otro (FIGURA 5-24), con una aportación de los sistemas de energías renovables destacable, que provoca que la variabilidad de los sistemas convencionales sea todavía mayor.

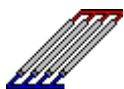
A continuación se describen los componentes principales utilizados en las simulaciones realizadas con este programa.

#### 5.5.2.1 CAPTADOR SOLAR TÉRMICO

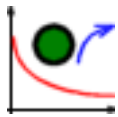


Type537

Los captadores solares térmicos analizados son el captador plano estándar (FPC) y los captadores de tubo de vacío ETC y ETC-CPC. El captador plano se modeliza mediante el Type 537 de la librería TESS y el de vacío con el Type 538 de la misma librería.



En el caso del Type 538, es necesario mencionar que su modelización no considera la inercia térmica del mismo debida a su masa. Esto da lugar a que las temperaturas de salida del captador sean mucho más elevadas de las reales, especialmente en los momentos de puesta en marcha y parada o en el caso de cambios de caudal. Además este modelo da lugar a unas oscilaciones pronunciadas de la temperatura de salida, hecho que acarrea importantes problemas de control.



Para dotar al Type 538 de inercia térmica, se ha asociado al campo de captación el Type 59, elemento que modeliza el comportamiento térmico de una determinada masa en función del tiempo. Para mejorar la precisión de los resultados obtenidos, se ha dividido el campo de captación en diversos nodos de acuerdo con su temperatura. Así por ejemplo, si se considera que el captador se divide en cinco nodos de temperatura, son necesarias 5 Type 59 asociadas con el captador solar.

En el caso de que sea necesario comparar las prestaciones energéticas de captadores planos y de vacío y se quiera considerar la inercia térmica, para que la comparación fuera válida es necesario un modelo de inercia equivalente.

### 5.5.2.2 ACUMULADORES DE ENERGÍA TÉRMICA



El sistema de acumulación considerado en las simulaciones se basa en un acumulador de calor sensible que utiliza como fluido de trabajo el agua. Se ha utilizado el modelo de acumulador con estratificación Type 4a, tanto para el sistema de acumulación del agua caliente como para el sistema de acumulación de agua fría.

Una consideración importante a la hora de conectar estos acumuladores con los equipos de generación y consumo es que en el caso del acumulador de calor la conexión hacia los puntos de consumo se realiza en la parte superior, que es dónde se encuentra la temperatura más elevada. Sin embargo, en el caso del agua fría, la conexión al consumo se debe realizar desde la parte inferior ya que éste es el nivel que se encuentra a una temperatura inferior, siempre y cuando la temperatura no sea inferior a 4°C. El motivo de esta temperatura límite se debe a que por debajo de esta temperatura el agua presenta densidades más bajas que a 4°C, lo cual invierte la estratificación térmica ya que el agua acumulada en la parte inferior, con temperaturas más bajas, tenderá a ascender.

### 5.5.2.3 ENFRIADORAS TÉRMICAS



Tanto el modelo de los equipos de absorción como de adsorción están basados en unas correlaciones lineales de la capacidad frigorífica y de la demanda de energía térmica en función de las temperaturas del generador, evaporador y agua de torre. Estas correlaciones se han obtenido a partir de los datos del fabricante de acuerdo con el método 3 explicado en el capítulo 4.

A partir de estas ecuaciones se ha implementado un nuevo componente (Type 811) para simular tanto el comportamiento térmico de las enfriadoras de absorción como el de las enfriadoras de adsorción. El primer paso ha consistido en generar la proforma correspondiente (FIGURA 5-25 a FIGURA 5-28). Como parámetros se consideran los 4 parámetros característicos de la correlación de la capacidad frigorífica y los 4 correspondientes a la potencia térmica, así como una capacidad límite que la enfriadora no puede superar. Como variables de entrada se consideran los caudales máxicos del agua del generador, evaporador y agua de torre así como las correspondientes temperaturas y la señal de activación procedente del sistema de control. Como variables de salida más importantes se han considerado los caudales máxicos anteriores, sus correspondientes temperaturas de salida, las potencias en el generador, evaporador y absorbedor-condensador y finalmente el COP.



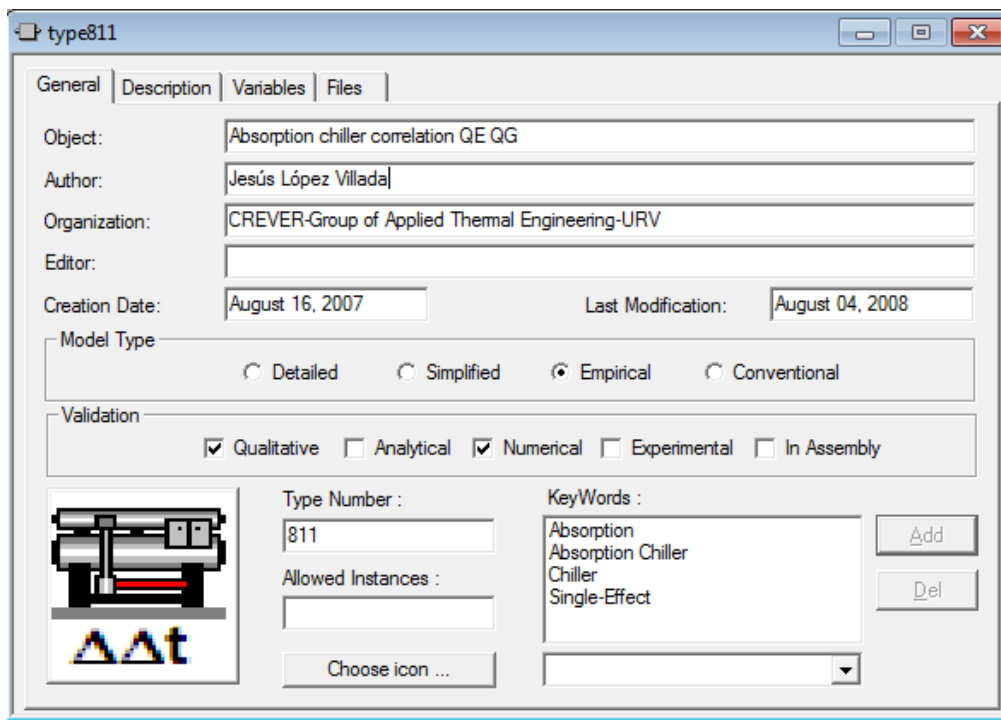


Figura 5-25. Elaboración de la proforma del modelo de la enfriadora térmica type 811.

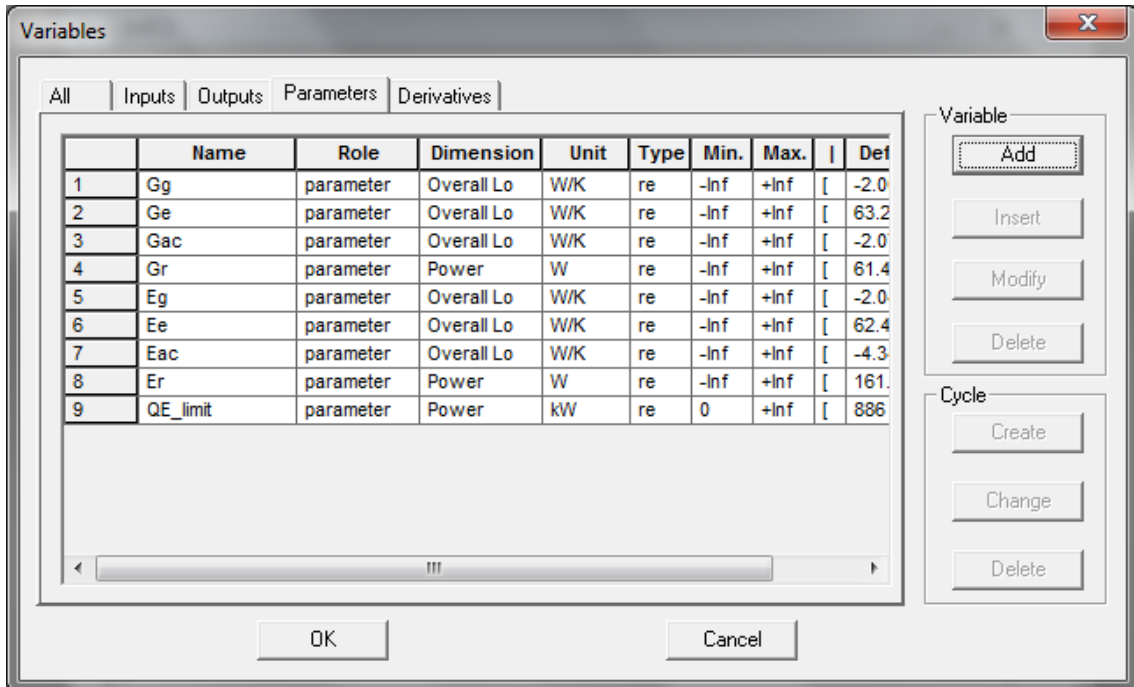


Figura 5-26. Parámetros de la proforma para el modelo de enfriadora térmica type 811.

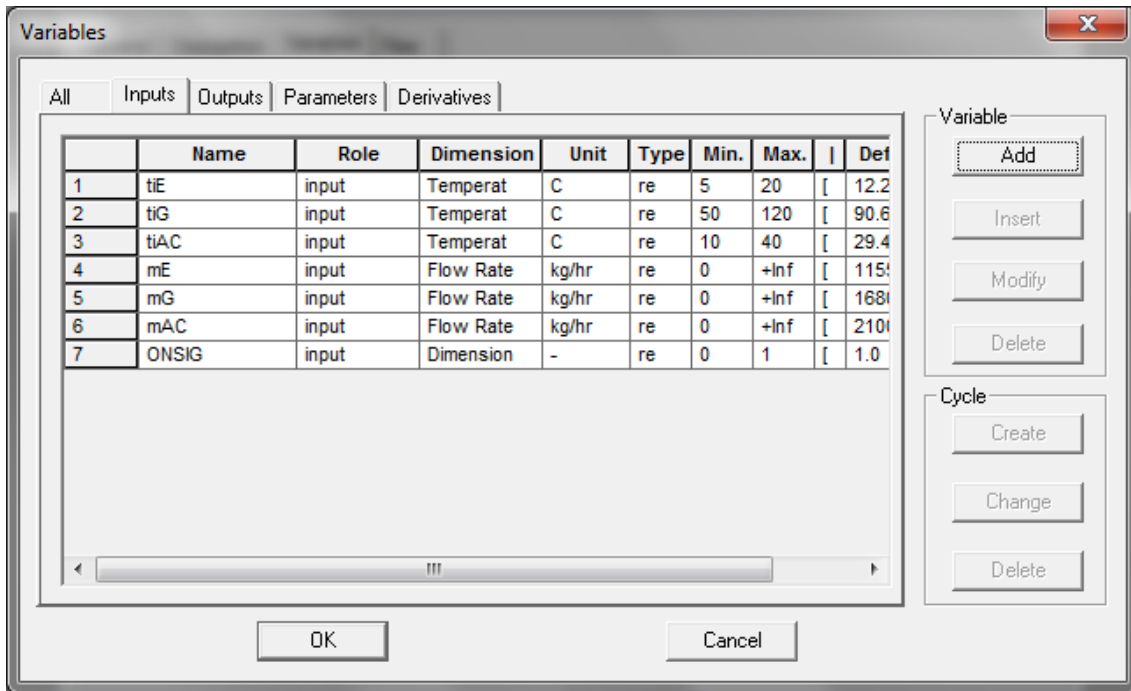


Figura 5-27. Variables de entrada de la proforma para el modelo de enfriadora térmica type 811.

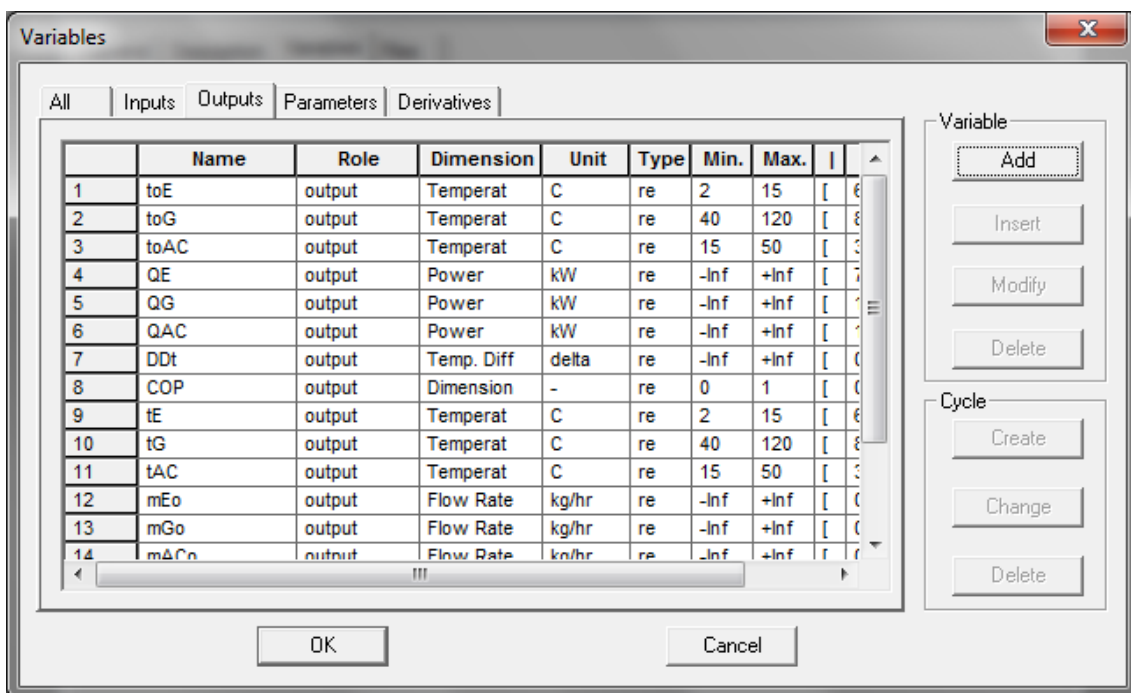


Figura 5-28. Variables de salida de la proforma para el modelo de enfriadora térmica type 811.

Posteriormente se ha elaborado el código del programa en FORTRAN, en el cual se incluyen las ecuaciones de las correlaciones elaboradas mediante el método 3 de regresión multivariable. Finalmente, se compila el código fuente para generar el archivo .dll correspondiente (type811.dll), que es el archivo que utilizará TRNSYS para modelizar las enfriadoras térmicas.

#### 5.5.2.4 ENFRIADORAS DE COMPRESIÓN REFRIGERADA POR AGUA



Type666

Para simular las enfriadoras de compresión refrigerada por agua se ha utilizado el Type 666. Este modelo precisa de unas tablas con los COP y capacidades frigoríficas a carga parcial en diferentes condiciones de funcionamiento suministrados por el fabricante.

#### 5.5.2.5 BOMBAS



Para modelizar todas las bombas se han utilizado el Type 110, que modeliza una bomba de caudal variable en función de una señal de entrada. Esta señal de entrada dependerá de la función desempeñada por la bomba en el modelo. Así por ejemplo, en el caso de la bomba el circuito primario solar operando en modo de flujo ajustado, la señal de entrada dependerá del nivel de irradiación del momento.

El consumo eléctrico de las mismas se ha considerado que varía de acuerdo con un polinomio de tercer grado con el caudal (Harvey, 2006).

#### 5.5.2.6 REDES DE DISTRITO DE FRÍO Y CALOR

Las tuberías de distrito de los circuitos de frío y calor se simulan mediante el Type 709. Este Type modeliza el comportamiento térmico de un flujo de un fluido líquido que circula por el interior de una tubería de sección cilíndrica. El modelo divide la tubería en una serie de nodos longitudinales de fluido. Los parámetros básicos que se deben introducir son sus dimensiones (diámetro y longitud) así como las características físicas del material de la tubería, el fluido caloportador y el aislamiento exterior. Como ya se apuntó en el capítulo 3, para que la modelización térmica de las redes de distrito de frío y calor sean más precisas, las tuberías modeladas en TRNSYS tienen un diámetro igual al diámetro del ramal principal de distribución y una longitud ficticia de modo que su volumen sea equivalente al volumen de la red de distrito real.



Type711

Dado que las tuberías de distribución de frío y calor están en contacto con el terreno, es necesario conocer la evolución de la temperatura del terreno a lo largo del año así como la influencia que tiene la propia tubería en la misma. Para ello se utilizará el Type 711.

El inconveniente de este Type es que solamente considera un tubo en contacto con el terreno cuando sabemos que, por razones constructivas y económicas, las tuberías de impulsión y retorno se suelen instalar a corta distancia. Incluso, en el caso de que exista red de distribución de frío, esta también se instala a una cierta distancia de la red de calor, por lo cual habrá una cierta interacción térmica entre ambas.

A pesar de estas consideraciones, se asumirá que el modelo monotubular da lugar a resultados de pérdidas térmicas aceptables ya que en el caso de la red de distribución de frío, como su temperatura es cercana a la del terreno, la influencia sobre la temperatura del terreno debe ser mínima. En el caso de la red de calor, la interacción térmica entre la tubería de impulsión y retorno es mayor, siendo seguramente las pérdidas del sistema bitubular inferiores a las del monotubular. En todo caso las pérdidas estimadas mediante este método serán útiles para marcar un límite superior.

### 5.5.2.7 SISTEMA DE ENERGÍA TÉRMICA CONVENCIONAL



Type700

La energía convencional se simulará mediante el type 700. Este componente simula una caldera modulante de una potencia nominal determinada a la que se fija una temperatura de consigna. Así el modelo ajusta la potencia para obtener la temperatura de salida deseada. En el caso de que la capacidad sea

limitada y no se pueda llegar a la temperatura de consigna establecida, la caldera operará a la máxima potencia.

### 5.5.2.8 DEMANDA DE CALOR Y FRÍO



Type682

La demanda horaria de calor para calefacción y ACS y la demanda horaria para refrigeración se determinan a partir de la metodología presentada en el capítulo 3. A partir de esta demanda se generan los archivos de demanda horaria correspondientes, que son leídos por el Type 682. Este Type calcula la

temperatura de salida del fluido a partir de la temperatura de entrada, el caudal y la demanda instantánea del momento.

### 5.5.2.9 SISTEMA DE DISIPACIÓN



Type510

El sistema de disipación es el encargado de evacuar la energía térmica disipada por los equipos de refrigeración de compresión y enfriadoras térmicas. Por su mayor eficiencia energética, solamente se considerará la disipación húmeda, es decir, que se utilizará una torre de refrigeración. El

modelo de TRNSYS utilizado es un modelo de torre de refrigeración cerrada, equipo que aconsejan los fabricantes de enfriadoras térmicas. En el caso específico de enfriadoras de compresión con disipación seca, TRNSYS dispone de un Type específico para simular todo el conjunto.

Es preciso mencionar que la potencia eléctrica de los ventiladores de las torres de refrigeración varía con un polinomio de tercer orden del caudal de aire (Harvey, 2006). Así, si el caudal se reduce a la mitad, obviamente la potencia eléctrica se divide por ocho.

### 5.5.2.10 SISTEMA DE CONTROL



Temp\_control

Los dispositivos de control utilizados en el modelo son dispositivos de control diferencial de irradiación y en mayor número, de temperatura (Type 2B). Estos dispositivos de control se utilizan básicamente para activar o desactivar la mayoría de las bombas.



Type23

Para controlar la capacidad de los equipos de refrigeración, se ha comprobado que el modo más eficiente consiste en controlar la velocidad del ventilador de la torre de refrigeración (Kühn et al, 2008). Ello es así porque la potencia del motor eléctrico que acciona el ventilador depende del caudal de

aire elevado al cubo. Así, si se reduce a la mitad el caudal de aire, la potencia eléctrica se reduce en una octava parte. Por ello se utilizará un dispositivo de control PID (Type 23) que actúe sobre la velocidad del ventilador de la torre para mantener la temperatura de salida del agua fría a un valor de consigna prefijado.

## 5.6 CONCLUSIONES

---

En este capítulo se han mostrado las diferentes configuraciones de integración de sistemas de refrigeración solar en redes de distribución de frío y calor. Las diversas configuraciones dependen del tipo de sistema de distribución (sólo calor o frío y calor), de la conexión del sistema solar a la red de calor (centralizada, distribuida, paralelo o serie) y de la conexión de las enfriadoras térmicas a la red de calor y frío.

En el caso particular de sólo existir redes de distribución de calor, el número total de configuraciones posibles es 20. En el caso de existir una red de distrito de frío el número de configuraciones posibles asciende a 40. Así tenemos un total de 60 configuraciones posibles. Por otro lado, si se consideran las diferentes opciones tecnológicas de captadores solares y enfriadoras térmicas, el número de opciones aumenta considerablemente. Es necesario destacar que todas las configuraciones estudiadas son configuraciones de diseño hidráulico y no de operación, es decir, no se han analizado el efecto de variar las temperaturas de distribución de frío y calor, variar los volúmenes de acumulación, etc.

También se han analizado las diferentes opciones del diseño hidráulico del sistema de captación solar así como sus modos de flujo más adecuados para la conexión a la red de distribución de calor. Estos dependen en gran medida del uso de la red de calor, la conexión hidráulica y la fracción solar anual.

Dado el gran número de configuraciones resultante, es necesario definir una estrategia para decidir qué configuraciones son más adecuadas. En este trabajo solamente se han considerado los criterios energéticos mediante el análisis de consumo de energía térmica convencional, electricidad y energía primaria. Para llevar a cabo este análisis se han descrito dos métodos, un análisis preliminar y un análisis detallado. El primero determina mediante el uso de una hoja de cálculo, el consumo de energía térmica convencional, electricidad total y energía primaria asociada en base a las demandas de frío y calor, los datos climáticos de la zona en estudio y las características técnicas de los diferentes equipos. A partir de estos resultados es posible seleccionar la configuración básica más eficiente energéticamente desde el punto de vista de energía primaria, es decir, la tecnología de captadores solares, tecnología de enfriadoras térmicas y el sistema de distribución. El análisis de energía primaria se lleva a cabo mediante el método *PRF*, que determina la energía primaria asociada a unos determinados consumos eléctrico y térmico mediante el uso de unos factores de energía primaria que dependen del mix eléctrico y térmico. Habitualmente, en el cálculo de energía primaria se asumen unos valores medios de estos factores, aunque para un análisis más riguroso es necesario evaluar su variación a lo largo del año.

El análisis detallado de las configuración básica seleccionada se realiza mediante el programa de simulación TRNSYS 16. Este análisis permite establecer la mejor opción del conexionado hidráulico del subsistema solar y enfriadora térmica en las redes de distrito desde el punto de vista de consumo de energía primaria, es decir, establecer la configuración detallada óptima.

---

## CAPITULO 6. CASOS DE ESTUDIO

---

---

### 6.1 INTRODUCCIÓN

---

En este capítulo se analizan dos casos de estudio. El primero corresponde a la instalación solar térmica para refrigeración que se integrará en la red de distrito de frío y calor en el Parque Tecnológico de Cerdanyola del Vallès, en el marco del proyecto Polycity. El segundo corresponde a la planta solar térmica de refrigeración integrada en la instalación de climatización del edificio de oficinas de FESTO AG & Co. KG en Esslingen (Stuttgart).

En el caso de la instalación del Parque Tecnológico, se aplican las metodologías explicadas en capítulos anteriores para decidir desde un punto de vista energético cuál es la configuración de integración más adecuada. Para ello, en primer lugar se determina la demanda horaria de calefacción y refrigeración siguiendo los pasos indicados en el Capítulo 3. Dado que Cerdanyola del Vallès es una localidad de la que no se dispone de un año meteorológico tipo, también se presenta en este capítulo una metodología para su determinación a partir de los datos horarios de la estación meteorológica del Parque Tecnológico. Esta metodología se basa en el método modificado de Pissimanis (Sawaqed et al, 2005; Kalogirou, 2003; Argiriou et al, 1999; Pissimanis et al, 1988), utilizando el método estadístico de Filkenstein-Schafer.

Una vez conocidas las demandas de calor y frío de las redes de distrito, se procede al análisis de las diferentes configuraciones de integración teniendo en cuenta los datos del propio proyecto y las consideraciones del Capítulo 5. Para ello se aplica el análisis preliminar para determinar cuál es la configuración básica más adecuada. Posteriormente se lleva a cabo un análisis detallado mediante el uso del programa TRNSYS. Para la realización de este análisis ha sido necesaria la implementación de un modelo de enfriadora térmica basándose en la metodología de regresión multivariable explicada en el Capítulo 4.

Por lo que respecta al caso de estudio de la instalación de refrigeración solar de FESTO, en él se ha modelizado todo el sistema para un período de una semana mediante el uso de TRNSYS y se comparan los resultados de la modelización con los resultados medidos experimentalmente. De esta forma se pueden validar los modelos propuestos para los diferentes componentes de la instalación de refrigeración solar.

## 6.2 CASO DE ESTUDIO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN SOLAR DEL PARQUE TECNOLÓGICO DE Cerdanyola DEL VALLÈS

En este caso de estudio se ha realizado un análisis pormenorizado de las diferentes configuraciones de integración para la futura planta solar del Parque Tecnológico de Cerdanyola del Vallès (Polycity, 2008). El proyecto Polycity, cofinanciado por el programa Concerto de la Unión Europea, se centra en el desarrollo de grandes áreas urbanas, integrando zonas residenciales con zonas comerciales, de servicios e industriales. El objetivo central del mismo es elaborar las pautas de diseño para construir distritos más sostenibles.

En el caso que nos ocupa el proyecto Polycity se centra en el desarrollo de una gran área urbana en Cerdanyola del Vallès, ciudad situada cerca de Barcelona (FIGURA 6-1). Se construirán cerca de dos millones de metros cuadrados de edificios en la próxima década. La demanda energética de los edificios industriales y de servicios se subministrará mediante un sistema energético innovador integrando distintos subsistemas de generación de frío, calor y electricidad y redes de distrito de frío y calor (FIGURA 6-2). Uno de estos subsistemas es una planta de refrigeración solar, cuyo diseño y prestaciones energéticas son analizados en este capítulo.

En este apartado en primer lugar se explica la metodología para la obtención del archivo meteorológico para la localidad de Cerdanyola del Vallès. Asimismo, también se caracterizan y determinan los perfiles de demanda de calefacción, ACS y refrigeración, de acuerdo con la metodología explicada en el Capítulo 3. Finalmente, se realiza un análisis energético preliminar y detallado de las posibles configuraciones consideradas en el Capítulo 5. Para el análisis detallado se utiliza el programa de simulación TRNSYS.



Figura 6-1. Desarrollo urbanístico del Parque Tecnológico de Cerdanyola del Vallès.



Figura 6-2. Ubicación de la red de distrito de calefacción y refrigeración del Parque Tecnológico de Cerdanyola del Vallès

### 6.2.1 *Datos Meteorológicos de Cerdanyola del Vallès*

Dado que no se dispone de un archivo de datos meteorológicos horarios de la localidad de Cerdanyola del Vallès, se han empleado dos métodos para obtenerlos, el método de la página web de SODA (*Services for Professionals in Solar Energy and Radiation*, [www.soda-is.com](http://www.soda-is.com)) y el método de Pissimanis modificado, basado en el análisis estadístico de datos horarios reales correspondientes a la estación meteorológica del Parque Tecnológico de Cerdanyola del Vallès. El primer método es capaz de generar datos horarios de irradiación solar y temperatura ambiente de una forma rápida con escasos datos de entrada. El método de Pissimanis utiliza datos horarios reales de una estación meteorológica, generando un archivo meteorológico horario para un año típico de las variables meteorológicas disponibles.

#### 6.2.1.1 **Obtención del archivo meteorológico de temperatura ambiente e irradiación con la aplicación de SODA**

Soda (*Services for Professionals in Solar Energy and Radiation*, Figura 6-3, Figura 6-4) ofrece diferentes servicios que permiten obtener diversos datos meteorológicos necesarios para diferentes tipos de profesionales y estudios: calidad del aire, climatología, educación, salud, sistemas de aprovechamiento de la energía solar, previsión meteorológica, degradación de materiales por acción de los rayos ultravioleta, etc. Los datos se pueden obtener a escala horaria, diaria o mensual. La gran ventaja de estos servicios es su rapidez y los escasos datos de entrada necesarios.

Una vez se ha accedido a la página indicada en la FIGURA 6-3, se selecciona la opción indicada en la misma figura, accediendo a la página web de la figura FIGURA 6-4. En esta página, se requieren como datos de entrada las coordenadas geográficas, la altitud, el nivel



de albedo, la inclinación y orientación de la superficie en estudio y el intervalo de tiempo (mensual, diario u horario). Después de introducir los datos, se genera un archivo meteorológico con los datos horarios de temperatura ambiente e irradiación solar. Los datos de irradiación solar corresponden a la irradiación global, no conteniendo la componente de irradiación difusa. Por otro lado, este método tampoco genera datos de humedad, imprescindibles para la simulación de las torres de refrigeración.

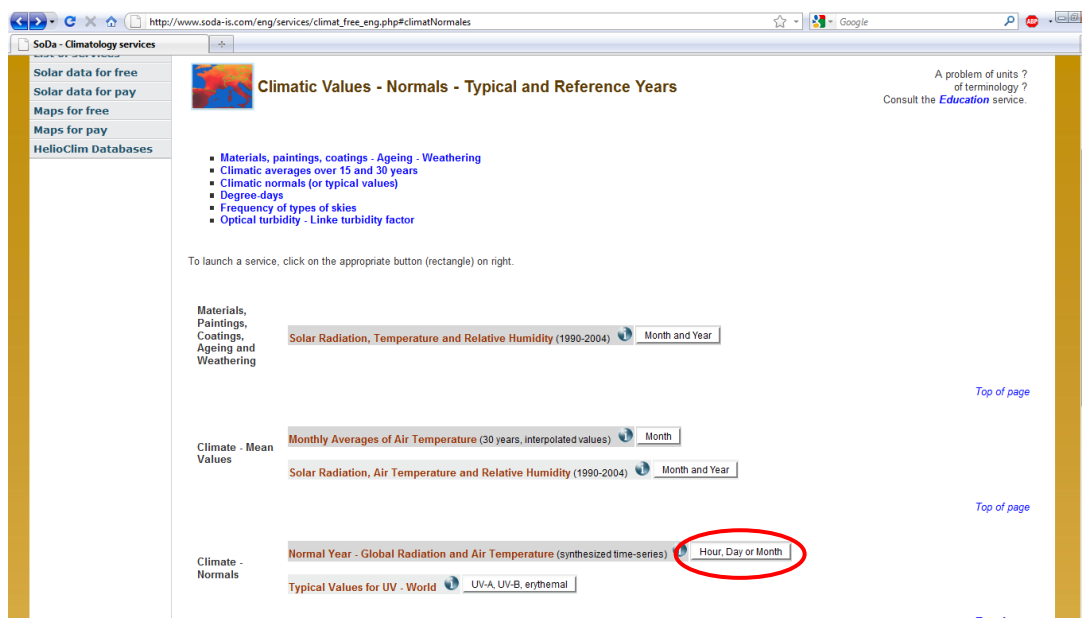


Figura 6-3. Página Web de SODA para la generación de los datos de irradiación y temperatura ambiente ([http://www.soda-is.com/eng/services/climat\\_free\\_eng.php#climatNormales](http://www.soda-is.com/eng/services/climat_free_eng.php#climatNormales)). En rojo se destaca el elemento a seleccionar para obtener valores horarios de irradiación solar y temperatura ambiente

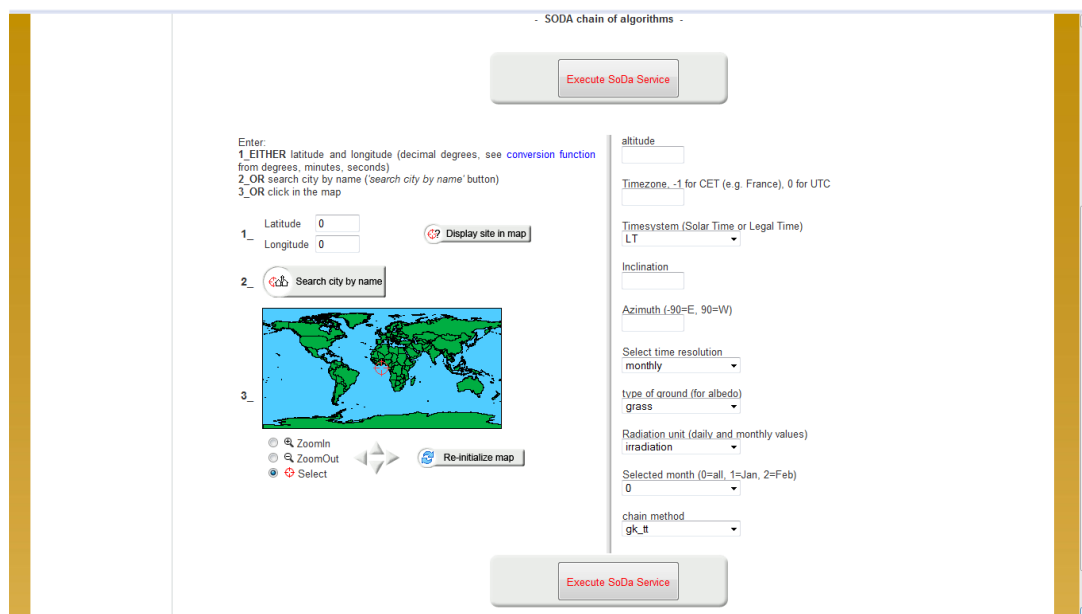


Figura 6-4. Introducción datos de entrada en la página web de SODA para la generación de los valores horarios de irradiación solar y temperatura ambiente.

Para la generación de los datos correspondientes a Cerdanyola del Vallès, se introducen los valores de los diferentes parámetros: latitud = 41.49°N, longitud = 2.11°E, altitud = 117 m, albedo = 0.20 y ángulo de la superficie inclinada = 35°. El motivo de la elección del ángulo de 35° es que este es el ángulo óptimo en el que, en la latitud de Cerdanyola del Vallès, se alcanza el máximo de irradiación solar a lo largo de todo el año. Los datos horarios de temperatura ambiente e irradiación solar obtenidos se visualizan en la Figura 6-5.

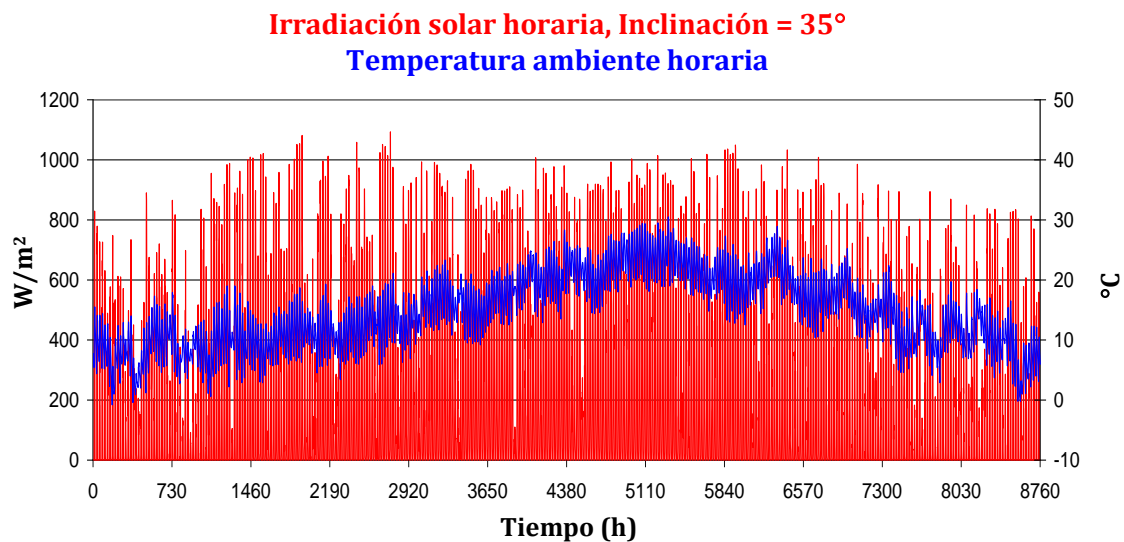


Figura 6-5. Valores horarios de irradiación solar y temperatura ambiente para Cerdanyola del Vallès generados mediante la metodología SODA.

### 6.2.1.2 Generación de un año meteorológico tipo para Cerdanyola del Vallès mediante el método de Pissimanis modificado

El método de Pissimanis modificado se utiliza para construir un año climático tipo partiendo de una serie de datos horarios correspondientes a un conjunto de años. Este año tipo se conoce como “*Typical Meteorological Year*” (TMY) en USA o “*Test Reference Year*” (TRY) en Europa. El proceso de elaboración se basa en la elección de cada uno de los 12 meses del año típico comparando estadísticamente el conjunto de enero, el conjunto de febreros, etc. Por ejemplo el mes de enero del año 2001 se compara con los meses de enero del resto de años de la serie, eligiendo aquel mes de enero que cumpla una serie de condiciones y así sucesivamente. Así, de acuerdo con esta metodología, el mes de enero del TMY podría corresponder al enero del 2001 y el de febrero al febrero del año 2005, ya que estos serían los meses más representativos del clima analizado.

En el artículo de Argiriou et al (1999) se realiza una comparación de diferentes métodos para seleccionar los meses que conforman el TMY. De entre los métodos analizados propone como los más adecuados para la simulación de sistemas solares térmicos el Método Festa-Ratto y el de Pissimanis modificado (Pissimanis, 1988). Esta comparación se realiza basándose en los resultados de prestaciones energéticas de un sistema solar térmico utilizando la aplicación TRNSYS. Dado que los resultados obtenidos por ambos métodos son similares y el método de Festa-Ratto presenta una mayor complejidad

matemática, se opta por el método de Pissimanis modificado para la generación del año meteorológico tipo correspondiente a la localidad de Cerdanyola del Vallès.

#### 6.2.1.2.1 Descripción del método de Pissimanis modificado

Se trata de una modificación del Método del Laboratorio Sandia de USA, modificado a su vez por Argiriou et al (1999). Aunque este método es ampliamente utilizado (Kalogirou, 2003; Skeiker, 2004; Sawaqed et al, 2005; Chan Apple et al., 2006; Zhou Jin 2006, Yingni Jiang, 2010), la mayoría de la literatura es confusa respecto a su aplicación práctica. En el trabajo de Sawaqed et al, 2005 se describen detalladamente y de forma clara los pasos a seguir para su implementación en programas de cálculo. Para aplicarlo son necesarios los datos horarios de temperatura, humedad, velocidad del viento e irradiación solar global. Es recomendable disponer datos de un período mínimo de 10 años (Número de Años Disponibles - *NAD*).

Los pasos a seguir para aplicar el método son los siguientes:

a) A partir de los datos horarios disponibles de cada uno de los años, se determinan, para cada uno de los días de los diferentes años, los siguientes nueve parámetros climáticos:

- Temperatura máxima, mínima y media diaria ( $T_{\max}$ ,  $T_{\min}$ ,  $T_m$ ).
- Humedad relativa máxima, mínima y media diaria ( $HR_{\max}$ ,  $HR_{\min}$ ,  $HR_m$ )
- Velocidad del viento máxima y media diaria ( $V_{\max}$ ,  $V_m$ )
- Irradiación global media diaria sobre superficie horizontal ( $Irrad_{\text{global}_m}$ )

De este modo, si por ejemplo se disponen de 10 años de medidas, se dispondrá de un conjunto de 10 días correspondientes al 1 de enero, 10 días correspondientes al 2 de febrero etc., llegando a un total de 365 conjuntos de 10 días correspondientes a cada uno de los días del año.

b) Para cada uno de estos 365 conjuntos, se determinan los valores medios de los parámetros indicados en el apartado anterior, generando así un conjunto de parámetros correspondientes al año promedio. Siguiendo con el ejemplo anterior, la temperatura máxima media para el día 25 de marzo del año promedio se determina a partir de las temperaturas máximas de los diez días 25 de marzo de la serie de diez años disponibles.

c) Cada uno de estos parámetros, correspondientes a un día determinado del mes, se ordena de forma ascendente para cada uno de los meses de cada uno de los años. Así por ejemplo, si las temperaturas máximas de los 31 días de marzo del año 1999 oscilan entre 10 y 25 °C, el orden sería 10, 10.5, 11.0 .... 25. Una vez ordenados estos 31 valores, se determina la función de frecuencia acumulada (*CDF*) para cada uno de los parámetros climáticos de acuerdo con la siguiente expresión:

$$CDF_n(x) = \begin{cases} 0 & x < x_1 \\ \frac{k-0.5}{n} & x_k \leq x < x_{k+1} \\ 1 & x \geq x_n \end{cases} \quad (6-1)$$

en la que  $k$  es el lugar que ocupa un determinado valor en la serie ordenada de datos,  $x$  es el valor del parámetro y  $n$  es el número total de datos de la serie, que en este caso corresponde al número total de días de cada uno de los meses.

Esta función asigna un valor entre 0 y 1. Así, siguiendo con la serie del ejemplo anterior para el mes de marzo de 1999 (10, 10.5, 11.0, ..., 25), al valor 10 le corresponde un valor de  $CDF$  de  $(1-0.5)/31 = 0.0161$ , al 11  $(3-0.5)/31 = 0.081$  y al valor final de 25 les corresponde un valor de  $CDF$  de 1. Así se determinan los valores de  $CDF$  para todos y cada uno de los 9 parámetros climáticos para todos los días de todos los años, incluido el año promedio.

d) Para cada uno de los meses de un año particular y cada uno de los parámetros climáticos ( $x$ ), se determina el factor estadístico de Finkelstein-Schafer ( $FS$ ) de acuerdo con la expresión:

$$FS_x(a, m) = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N |CDF_m(x_i) - CDF_{a,m}(x_i)| \quad (6-2)$$

Este coeficiente representa la suma de las diferencias entre los valores de  $CDF$  del año y mes considerados ( $CDF_{a,m}$ ) respecto a los valores de  $CDF_m$  del año promedio para el parámetro climático ( $x$ ).  $N$  es el número total de días del mes analizado.

e) Para cada uno de los meses de un año en particular, se determina la suma ponderada de los factores  $FS_x$  de cada uno de los 9 parámetros climáticos ( $j$ ), de acuerdo con la expresión:

$$WS(a, m) = \sum_{j=1}^9 w_j \times FS_j \quad (6-3)$$

en la que  $w_j$  es el peso asignado al parámetro climático  $j$ . Los valores de  $w_j$  considerados para cada uno de los parámetros climáticos se muestran en la Tabla 6-1.

f) De entre todos los meses de Enero del conjunto total de años, se preseleccionan los 3 Eneeros con valores más bajos de  $WS$ . El mismo procedimiento se sigue para el resto de los meses del año.

Tabla 6-1. Valores de los factores de peso para cada uno de los parámetros climáticos considerados. (Argiriou et al, 1999)

$T_{\max}$	$T_{\min}$	$T_m$	$HR_{\max}$	$HR_{\min}$	$HR_m$	$V_{\max}$	$V_m$	Irrad global <sub>m</sub>
5/100	5/100	30/100	2.5/100	2.5/100	5/100	5/100	5/100	40/100

g) Para cada mes de cada grupo de 3 meses preseleccionados (3 Enero, 3 Febreros,... 3 Diciembres) y cada pareja de valores de las variables horarias de temperatura, humedad relativa, velocidad del viento e irradiación, se calcula la desviación cuadrática horaria media (*RMSD*) de acuerdo con la expresión:

$$RMSD_x(a, m) = \sqrt{\frac{\sum_{h=1}^H (x_{kh} - x_{mh})^2}{H}} \quad (6-4)$$

en la que:

- $x_{kh}$  es el valor horario medio mensual del parámetro  $x$  en el año  $k$  correspondiente a la hora  $h$ .
- $x_{mh}$  es el valor horario medio mensual del parámetro  $x$  en el año promedio ( $m$ ) correspondiente a la hora  $h$ .
- $H$  es el número de horas del día = 24 h.

h) Para cada mes de cada grupo de 3 meses preseleccionados (3 Enero, 3 Febreros,... 3 Diciembres) y las variables de temperatura, humedad relativa, velocidad de viento e irradiación, se calcula el factor  $S_x$  dado por la ecuación:

$$S_x(a, m) = \frac{\min_{i=1,2,\dots,NAD} (RMSD_x(i, m))}{RMSD_x(a, m)} \quad (6-5)$$

i) Este último paso consiste en calcular la suma ponderada de los factores  $S_x$  para cada mes de cada grupo de 3 meses preseleccionados mediante la ecuación (6-6), teniendo en cuenta que cada uno de los 4 factores de ponderación ( $ws_i$ ) resultan de la suma de los factores de ponderación ( $w_i$ ) de la TABLA 6-1. Así el factor de ponderación para la temperatura es el resultado de sumar los factores de  $T_{max}$ ,  $T_{min}$  y  $T_{med}$ , el de la humedad es el resultado de sumar  $HR_{max}$ ,  $HR_{min}$  y  $HR_m$ , el del viento  $V_{max}$  y  $V_{min}$  y el de irradiación es igual al factor de Irrad Global<sub>m</sub>.

$$WSS(a, m) = \sum_{i=1}^4 ws_i \cdot S_i(a, m) \quad (6-6)$$

Finalmente, para cada uno de los grupos de los 3 meses preseleccionados (3 enero, 3 febreros, 3 marzos, etc.) en el paso f, se seleccionan aquellos que presenten un mayor valor de  $WSS(a, m)$ .

#### 6.2.1.2.2 Aplicación del método a Cerdanyola del Vallès

En el caso de Cerdanyola del Vallès, el Servicio Meteorológico de Cataluña ha suministrado datos desde junio de 1998 a diciembre de 2005. A pesar de que el período es inferior al recomendable, es posible construir el TMY con los años disponibles (Kalogirou, 2003). Para ello se ha elaborado un archivo Excel en el cual se han introducido los valores horarios de temperatura, humedad relativa, velocidad de viento, dirección de viento e irradiación solar global sobre superficie horizontal para los siete años disponibles.

En primer lugar se determinan los valores de la frecuencia acumulada *CDF* aplicando la ecuación ( 6-1 ). Como ejemplo en la Figura 6-6 se muestran los valores de *CDF* para el parámetro climático  $T_{max}$  correspondientes a los meses de enero del conjunto de años disponible y al año promedio.

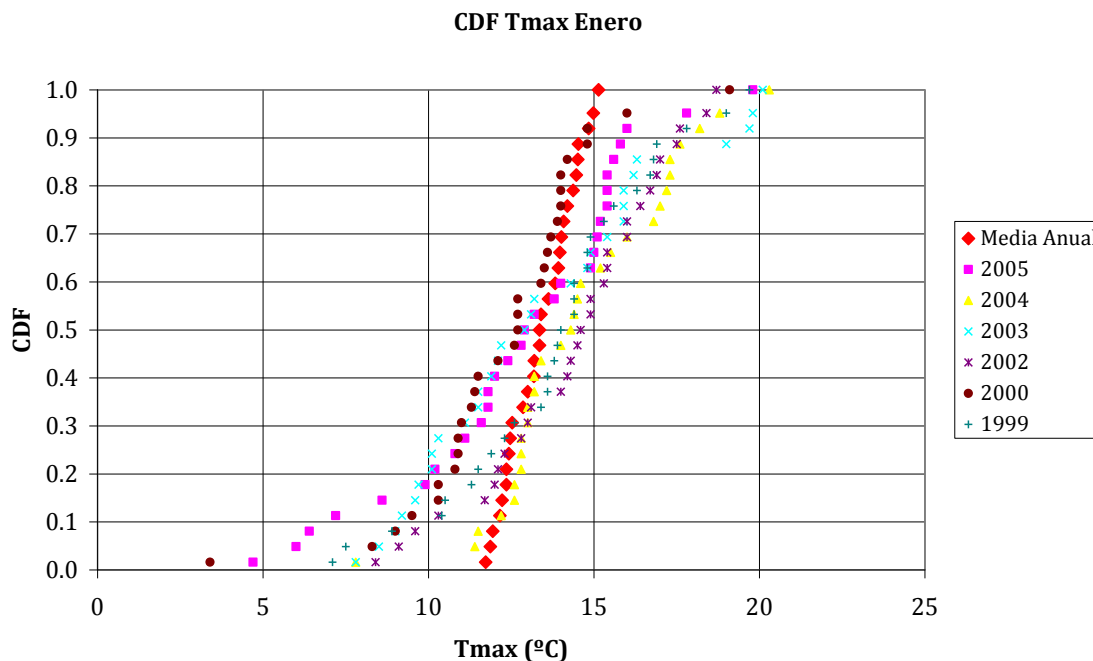


Figura 6-6. Valores de *CDF* para el parámetro  $T_{max}$  correspondientes al mes de enero.

Aplicando la ecuación ( 6-3 ), se obtienen los valores de *WS* que se muestran en la Tabla 6-2. Se han destacado en amarillo los 3 meses de enero, 3 meses de febrero, etc. candidatos para ser seleccionados como mes representativo del TMY. En verde se ha destacado el mes con un valor de *WS* más bajo.

De los meses destacados en amarillo, mediante la ecuación ( 6-5 ) se determinan los factores  $S_x$  para la temperatura, la humedad relativa, la velocidad del viento y la irradiación solar global. A partir de estos, aplicando la ecuación ( 6-6 ) se determinan los factores *WSS*, indicados en la Tabla 6-3.

Para cada grupo de tres meses preseleccionado, se elige el mes que presente el valor más alto del coeficiente *WSS*, indicados en rojo. Por tanto año meteorológico tipo para Cerdanyola del Vallès se compone de los meses indicados en la Tabla 6-4. De la Figura 6-7, a la Figura 6-11 se muestran los gráficos para diversas variables meteorológicas del TMY resultante.

Tabla 6-2. Valores de los coeficientes WS para los diferentes meses de los años disponibles.

<b>Año</b>	<b>1999</b>	<b>2000</b>	<b>2001</b>	<b>2002</b>	<b>2003</b>	<b>2004</b>	<b>2005</b>
<b>Mes</b>	<b>WS(a,m)</b>						
<b>E</b>	0.23923	0.27258	0.24083	<b>0.18452</b>	<b>0.16938</b>	0.33809	<b>0.23176</b>
<b>F</b>	0.28654	0.35029	<b>0.25437</b>	0.28068	<b>0.24254</b>	<b>0.23380</b>	0.28323
<b>M</b>	0.24800	0.31191	0.26280	<b>0.20252</b>	0.29035	<b>0.22490</b>	<b>0.24225</b>
<b>A</b>	0.26692	0.22800	0.32139	<b>0.20122</b>	0.21238	<b>0.18397</b>	<b>0.20224</b>
<b>MY</b>	0.23944	0.24212	<b>0.14547</b>	<b>0.19142</b>	0.26670	<b>0.19586</b>	0.21873
<b>JN</b>	0.24792	<b>0.19897</b>	<b>0.22203</b>	0.24178	0.26200	0.27683	<b>0.20022</b>
<b>JL</b>	0.28681	<b>0.23228</b>	0.27702	<b>0.25437</b>	0.27516	<b>0.23626</b>	0.27921
<b>A</b>	0.27399	<b>0.25884</b>	0.31912	<b>0.25567</b>	0.25909	<b>0.22565</b>	0.26811
<b>S</b>	<b>0.21000</b>	<b>0.19728</b>	0.22258	0.24081	<b>0.21211</b>	0.26815	0.22138
<b>O</b>	0.22625	0.23923	<b>0.20713</b>	0.25856	<b>0.16301</b>	<b>0.21064</b>	0.28394
<b>N</b>	0.20744	0.23867	<b>0.20456</b>	0.19121	0.25733	0.25233	<b>0.18189</b>
<b>D</b>	0.26327	<b>0.25057</b>	<b>0.21086</b>	0.33314	<b>0.24318</b>	0.27102	0.25323

Tabla 6-3. Valores de los coeficientes WSS para los meses preseleccionados para Cerdanyola del Vallès.

Año	1999	2000	2001	2002	2003	2004	2005
Mes	WSS(a,m)						
E	-	-	-	0.4915	<b>0.6041</b>	-	0.1844
F	-	-	0.8558	-	0.3199	<b>0.9269</b>	-
M	-	-	-	<b>0.4626</b>	-	0.3294	0.3518
A	-	-	-	0.3833	-	<b>0.6377</b>	0.3989
MY	-	-	<b>0.7318</b>	0.4247	-	0.7091	-
JN	-	0.3316	<b>0.9395</b>	-	-	-	0.4966
JL	-	0.3325	-	0.5171	-	<b>0.6080</b>	-
A	-	<b>0.9223</b>	-	0.2827	-	0.7722	-
S	0.4273	0.6368	-	-	<b>0.9546</b>	-	-
O	-	-	<b>0.3914</b>	-	0.3118	0.3326	-
N	-	-	0.4191	0.4129	-	-	<b>0.6480</b>
D	-	0.3017	0.5511	-	<b>0.7397</b>	-	-

Tabla 6-4. Meses típicos seleccionados como año TMY para Cerdanyola del Vallès.

Mes	Año	Mes	Año
E	2003	JL	2004
F	2004	A	2000
M	2002	S	2003
A	2004	O	2001
MY	2001	N	2005
JN	2001	D	2003



**TMY - Cerdanyola del Vallès**  
**Irradiación solar horaria, Inclinación = 0°**  
**Temperatura ambiente horaria**

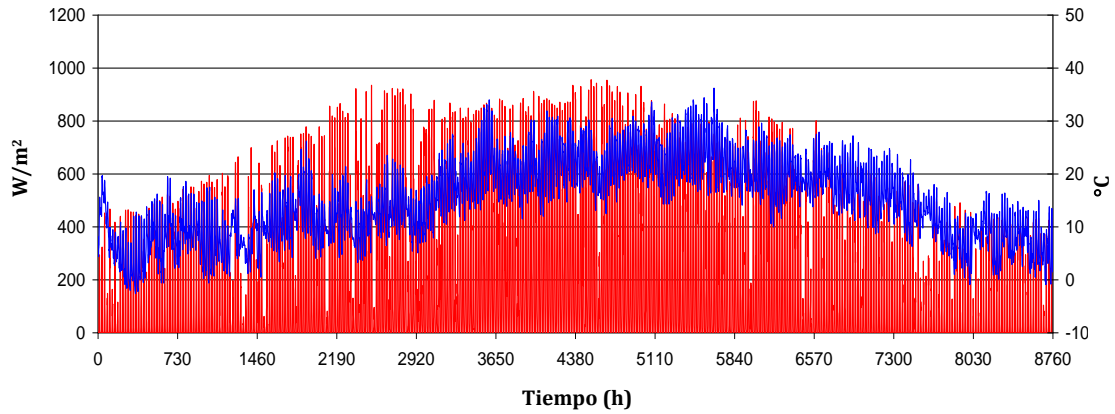


Figura 6-7. Valor de irradiación global sobre superficie horizontal y temperatura ambiente correspondientes al TMY de Cerdanyola del Vallès.

**TMY - Cerdanyola del Vallès**  
**Irradiación solar horaria, Inclinación = 35°**  
**Temperatura ambiente horaria**

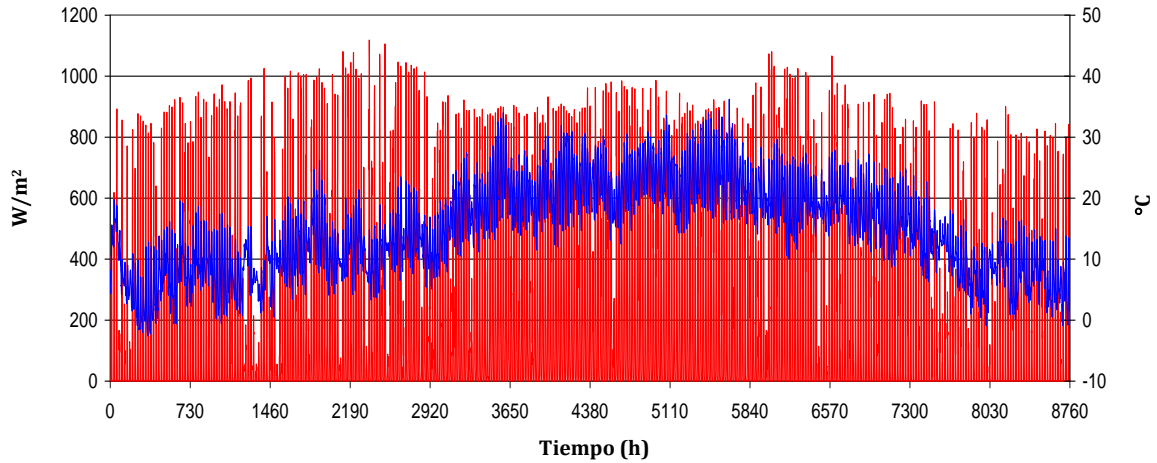


Figura 6-8. Valor de irradiación global sobre superficie inclinada a 35° y temperatura ambiente correspondientes al TMY de Cerdanyola del Vallès.

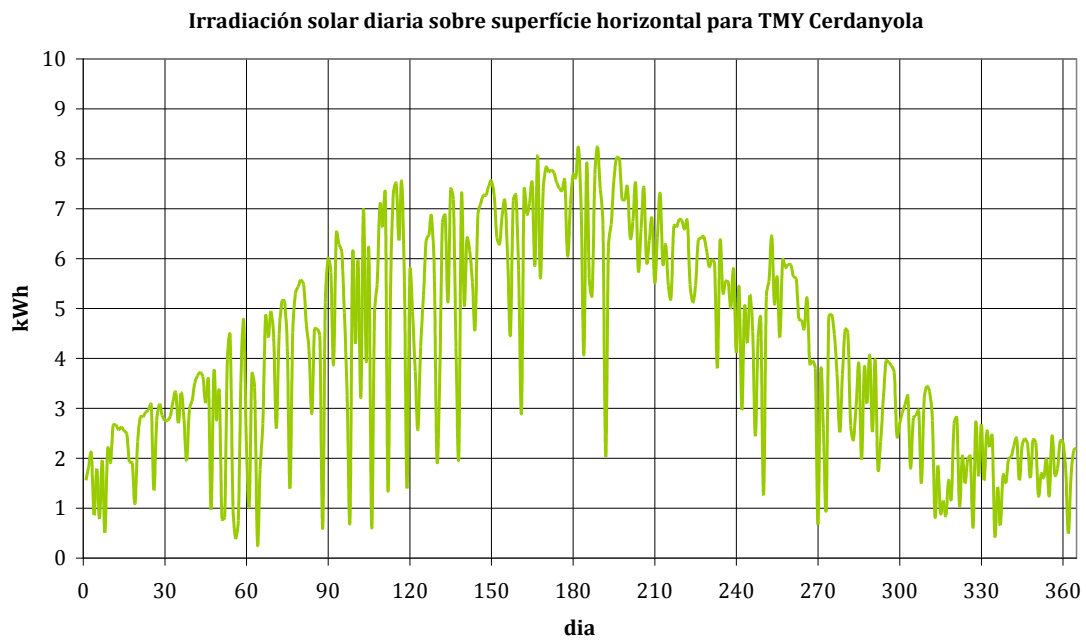


Figura 6-9. Irradiación solar diaria sobre superficie horizontal del TMY de Cerdanyola del Vallès.

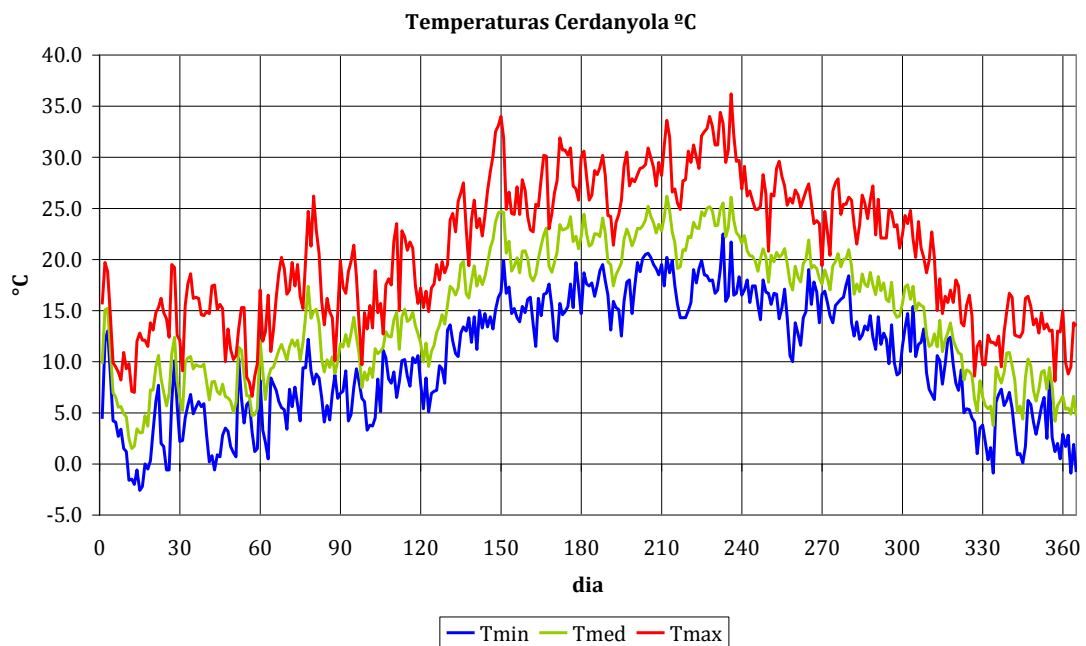


Figura 6-10 Temperaturas máxima, media y mínima diarias del TMY de Cerdanyola del Vallès.

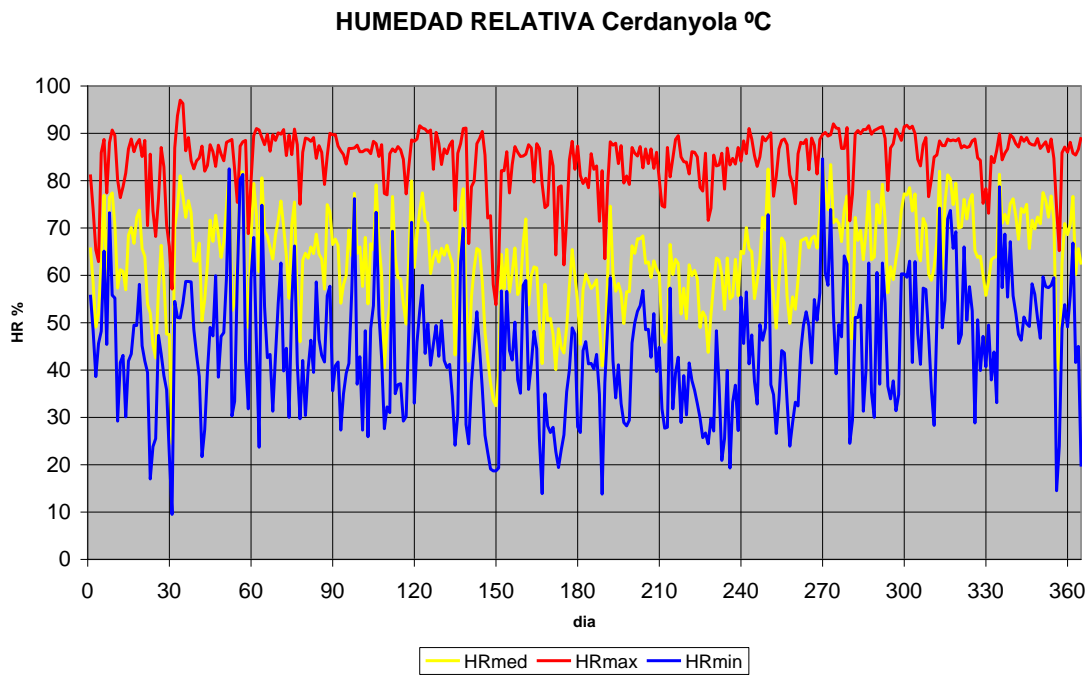


Figura 6-11- Humedades relativas máxima, media y mínima correspondientes al TMY de Cerdanyola del Vallès.

### 6.2.1.3 Comparación metodología SODA y Pissimanis modificado

En la Figura 6-12 se pueden observar los valores medios mensuales obtenidos mediante el método SODA y el método de Pissimanis modificado. En cuanto la irradiación, los valores del método de Pissimanis son ligeramente superiores excepto en los meses de marzo, mayo y septiembre. En lo que respecta a la temperatura, los valores obtenidos mediante el método de Pissimanis son ligeramente inferiores en el período invernal y ligeramente superiores en los meses de mayo y junio. En el resto de meses los resultados son muy similares.

La ventaja más importante del método de Pissimanis modificado respecto a la aplicación SODA es que el primero ofrece un número mayor de variables meteorológicas mientras que el segundo sólo determina los valores horarios de la temperatura ambiente e irradiación solar. Aunque estas dos variables son suficientes para poder realizar simulaciones del subsistema de captación solar, para la simulación de sistemas de refrigeración solar también es necesario disponer del valor de la humedad ambiental, especialmente en sistemas de refrigeración equipados con torres de refrigeración. Por otro lado, el conocimiento de esta variable permite utilizar algoritmos de cálculo más precisos para estimar la irradiación solar difusa en TRNSYS.

Ahora que ya se dispone del archivo meteorológico típico de Cerdanyola del Vallès, ya se puede proceder a estimar las demandas de calefacción y refrigeración utilizando el método explicado en el capítulo 3.

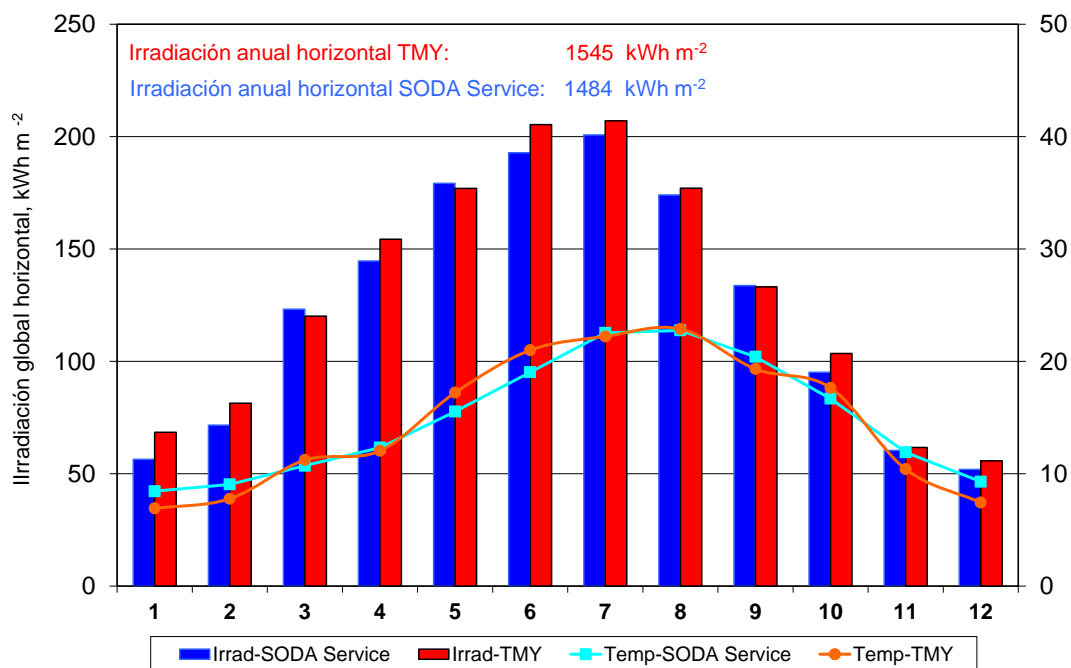


Figura 6-12. Comparación de los valores mensuales de irradiación solar sobre superficie horizontal y temperatura media para Cerdanyola del Vallès, obtenidos mediante la aplicación SODA y el método de Pissimanis modificado.

## 6.2.2 Estimación de la demanda de calefacción, ACS y refrigeración

En este apartado se aplican los métodos desarrollados en el capítulo 3 para estimar, en primer lugar las demandas anuales de calefacción, refrigeración y ACS y posteriormente las correspondientes demandas horarias. Para estimar las demandas anuales se utilizan las correspondientes demandas específicas de calefacción, refrigeración y ACS fijadas por el programa europeo Concerto (Tabla 6-5). A partir de estos datos y la superficie edificada en la primera fase del proyecto en Cerdanyola del Vallès, utilizando la ecuación ( 3-31 ) para las demandas de calefacción y refrigeración y la ecuación ( 3-11 ) para la demanda de ACS, se obtienen las demandas anuales correspondientes.

Tabla 6-5. Demandas específicas de calefacción, refrigeración y ACS para edificios residenciales y oficinas.

Tipo de consumo	Demanda energética específica edificios residenciales kWh m <sup>-2</sup> año	Demanda energética específica oficinas kWh m <sup>-2</sup> año
Calefacción	43	40.5
Refrigeración	7	54
Agua Caliente Sanitaria (ACS)	27.5	12

Tabla 6-6. Demandas anuales de calefacción, refrigeración y ACS para edificios residenciales y oficinas.

Uso	Superficie útil m <sup>2</sup>	Demanda calefacción MWh	Demanda ACS MWh	Demanda refrigeración MWh
Residencial	128978	5546	3547	903
Industrial y tecnológico	316965	12837	3804	17116

Si se analizan los datos de la Tabla 6-6, se deduce que la demanda de refrigeración es relativamente baja en el sector residencial debido al relativamente reducido nivel de las cargas internas. Por ello la empresa promotora consideró acertadamente que no resulta viable una red de suministro de frío para cubrir la demanda de refrigeración de los edificios residenciales. Dado que la obra civil de las redes de distrito de frío y calor es común, también se tomó la decisión de que la red de distrito de calor no suministrara servicio de calefacción a los edificios residenciales. Así pues, en el caso particular del Parque Tecnológico del Vallès, la mayor parte de la superficie edificada abastecida por la red de distrito de frío y calor está destinada a edificios de oficinas y servicios. Por tanto, sólo se considera esta demanda energética para el análisis posterior.

A partir de la demanda anual de ACS es posible determinar la correspondiente demanda horaria, tal como se ha explicado en el capítulo 3. Para ello en primer lugar se determina el volumen medio diario mediante la ecuación ( 3-10 ), cuya temperatura de la red se determina considerando la ecuación ( 3-5 ). Los valores de temperaturas necesarias para estas ecuaciones, determinados por aplicación de la norma UNE 94002:2005 (AENOR, 2005) se muestran en la Tabla 6-7. La oscilación media de la temperatura se determina mediante la ecuación ( 3-6 ). Finalmente, la demanda horaria de ACS se determina mediante la ecuación ( 3-4 ). Tanto en la ecuación ( 3-10 ) como en la ecuación ( 3-4 ), el parámetro más complejo de determinar para el consumo de ACS en edificios de oficinas y comerciales es el correspondiente al perfil horario  $\alpha_{ACS,h}$  por la falta de información al

Tabla 6-7. Parámetros característicos del agua de la red de suministro para Cerdanyola del Vallès. Las temperaturas se han calculado en base a la norma UNE 94002:2005 (AENOR, 2005).

Parámetro	Valor
Temperatura de consumo ( °C )	45.0
Temperatura media ( °C )	13.3
Temperatura máxima ( °C )	18.7
Temperatura mínima ( °C )	8.3
Oscilación media de la temperatura( °C )	5.2
Desfase temporal (días)	0
Densidad del agua	1000 kg m <sup>-3</sup>
Capacidad calorífica del agua	4.18 kJ kg <sup>-1</sup> °C <sup>-1</sup>

respecto. Dada la variedad de posibles consumos y a falta de otros datos, se considera como una aproximación válida el perfil de consumos de la FIGURA 3-1 para un día laborable. Para los días festivos obviamente los coeficientes horarios son nulos.

Para la estimación de las demandas horarias de calefacción y refrigeración se aplica el procedimiento de normalización de la demandas anuales mediante el uso de los grados-día, siguiendo el procedimiento del Capítulo 3. Para ello, en primer lugar se deben determinar los grados-día de calefacción y refrigeración asociados a las diferentes tipologías de edificios de la zona en estudio de acuerdo con la ecuación ( 3-33 ). En nuestro caso, solamente es necesario aplicarlo a los edificios de oficinas del Parque Tecnológico. Los parámetros constructivos necesarios para aplicar la ecuación ( 3-33 ) se muestran en la Tabla 6-8 y en la Tabla 6-9. Estos parámetros se han extraído del programa Concerto y las ordenanzas reguladoras. Los resultados de los grados-día obtenidos a partir de los parámetros constructivos que figuran en la Tabla 6-10.

Tabla 6-8. Parámetros característicos básicos de los edificios fijados en el programa Concerto y las ordenanzas reguladoras del Parque Tecnológico.

<b>Elemento constructivo</b>	<b>Coefficiente de transferencia de calor <math>W m^{-2} K^{-1}</math></b>
Pared exterior	0.6
Tejado	0.3
Suelo sobre terreno	0.5
Ventanas	1.3
Régimen de ventilación ( $h^{-1}$ )	0.5
Porcentaje de ventanas (%)	30

Tabla 6-9. Parámetros geométricos de los edificios fijados en las ordenanzas reguladoras del Parque Tecnológico.

<b>Características geométricas</b>	
Compacidad	3.5
Número de plantas	6
Altura por planta (m)	4

Tabla 6-10. Grados-día de calefacción y refrigeración calculados a partir de los datos de los edificios junto con la correspondientes temperatura base.

	<b>Grados-día °C</b>	<b>Temperatura base °C</b>
Calefacción	1159	15.8
Refrigeración	1546	12.8

Una vez determinados los grados-día anuales de calefacción y refrigeración anuales, mediante la ecuación ( 3-34 ) se determinan las temperaturas base de calefacción y refrigeración cuyos valores se muestran en la Tabla 6-10. Para la aplicación de esta ecuación se han utilizado los valores horarios de temperatura ambiente del archivo meteorológico de Cerdanyola del Vallès. Con la temperatura base ya definida, ya es posible estimar los grados-día para cada uno de los días del año y, por tanto, estimar las demandas diarias de calefacción y refrigeración mediante la normalización de las correspondientes demandas anuales (ecuaciones ( 3-35 ) y ( 3-36 )). Posteriormente, a partir de los perfiles horarios para un día considerados en el capítulo 3, se pueden determinar la demanda horaria de calefacción y refrigeración (ecuaciones ( 3-37 ) y ( 3-38 )).

Los resultados obtenidos en base mensual y horaria para la demanda de calefacción, refrigeración y ACS se muestran en la FIGURA 6-13 y FIGURA 6-14, respectivamente. Se observa que la demanda de refrigeración tiene lugar desde los meses de mayo a octubre y la de calefacción de enero a abril y entre noviembre y diciembre, demandas típicas en climas mediterráneos. De la FIGURA 6-14 se deduce que la demanda punta de calefacción sucede en el mes de enero, llegando a casi 18 MW. En el caso de la refrigeración, la demanda punta asciende a unos 16 MW durante el mes de julio.

Por otro lado, también se muestran los diagramas de frecuencia y frecuencia acumulada para la demanda total de calor y refrigeración ( FIGURA 6-15 a FIGURA 6-18), muy útiles para el diseño de los sistemas energéticos de las redes de distribución.

Ahora que ya se conocen las demandas energéticas y los datos meteorológicos de Cerdanyola del Vallès, ya se puede proceder a analizar las posibles configuraciones del sistema de refrigeración solar integrados en las redes de distrito de frío y calor del parque Tecnológico de Cerdanyola del Vallès.

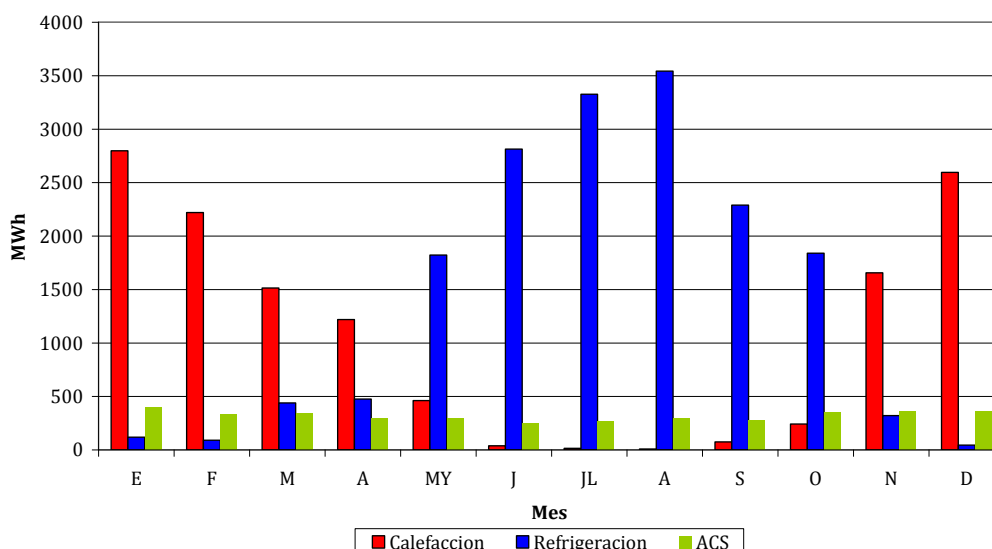


Figura 6-13. Valores mensuales de demanda de refrigeración, calefacción y ACS para los edificios de oficinas del Parque Tecnológico.

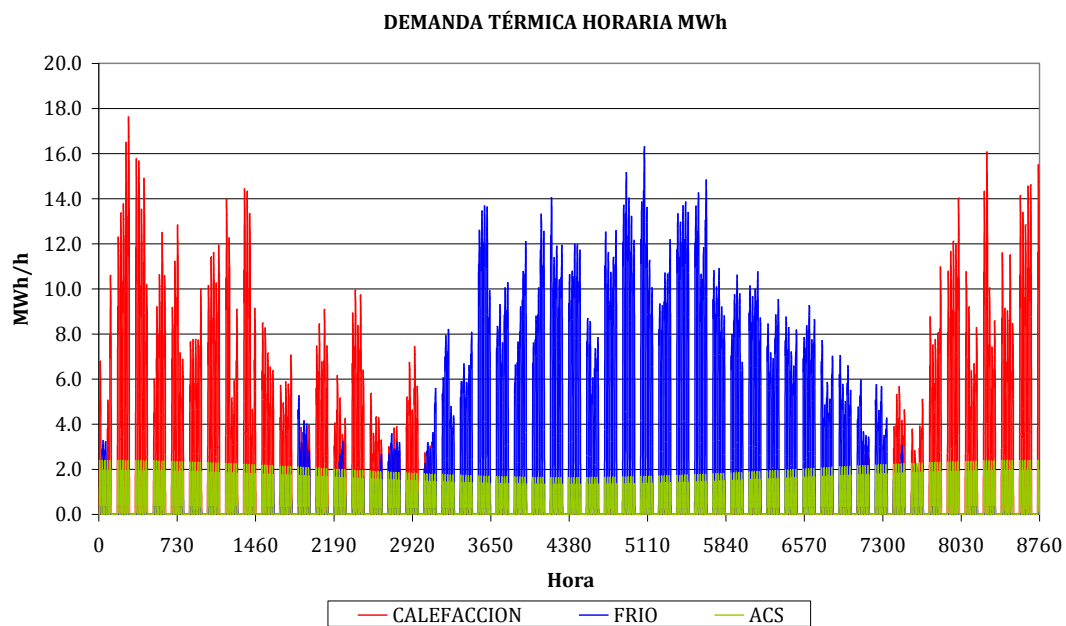


Figura 6-14. Valores horarios de demanda de refrigeración, calefacción y ACS para los edificios de oficinas del Parque Tecnológico. Las bandas verticales intermedias en blanco corresponden a los fines de semana.

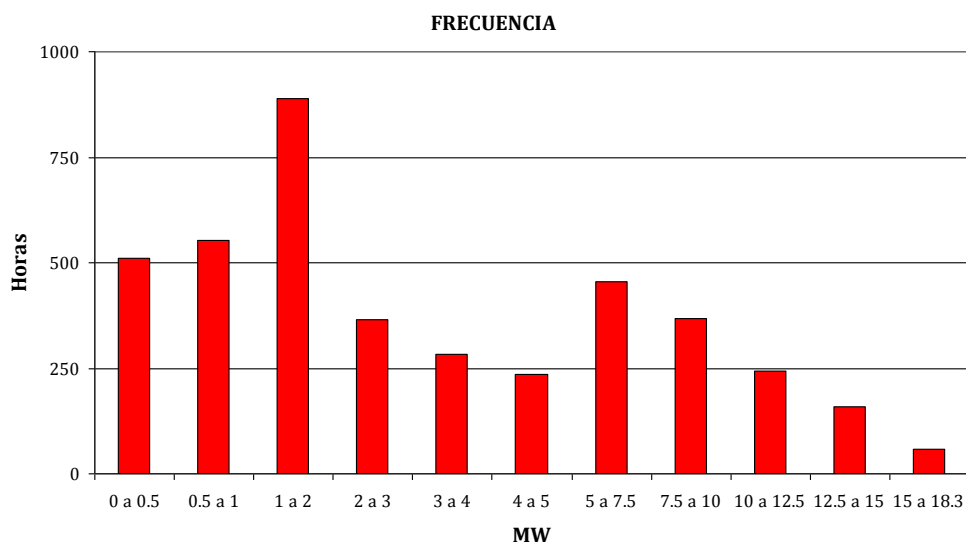


Figura 6-15. Frecuencias horarias de demanda de calor de los edificios de oficinas del Parque Tecnológico de Cerdanyola del Vallès.



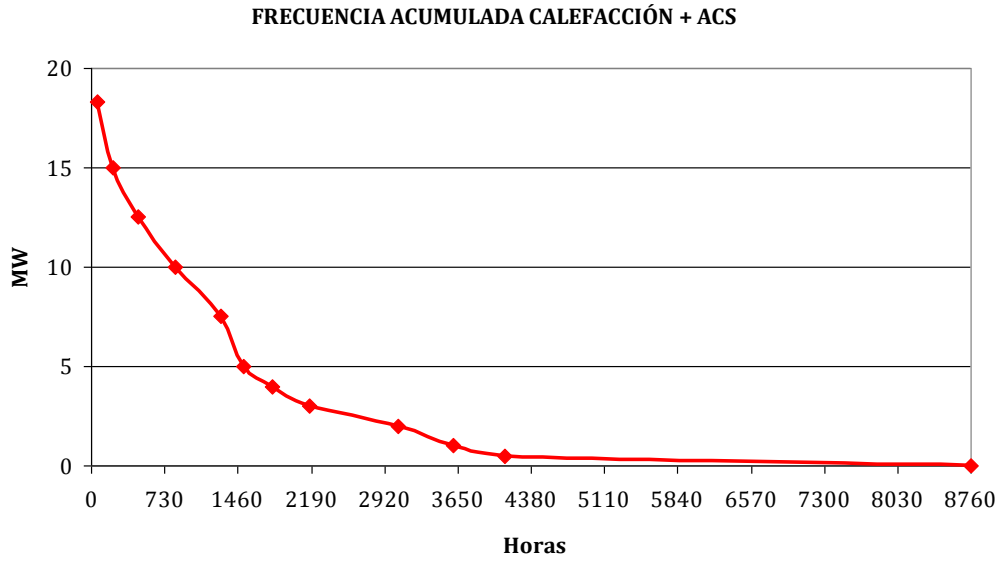


Figura 6-16. Curva de frecuencia acumulada de demanda de calor de los edificios de oficinas del Parque Tecnológico de Cerdanyola del Vallès.

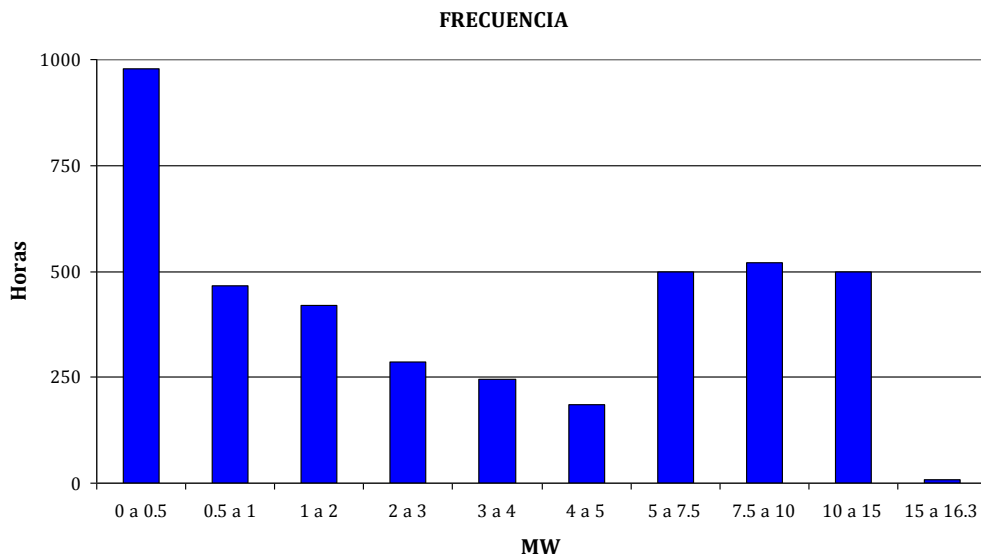


Figura 6-17. Frecuencias horarias de demanda de refrigeración de los edificios de oficinas del Parque Tecnológico de Cerdanyola del Vallès.

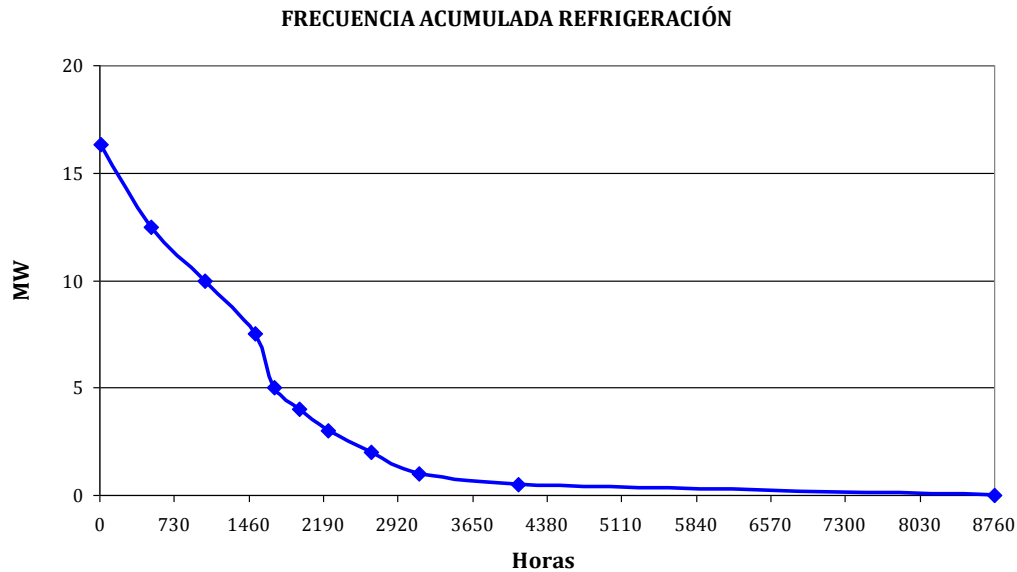


Figura 6-18. Curva de frecuencia acumulada de demanda de refrigeración de los edificios de oficinas del Parque Tecnológico de Cerdanyola del Vallès.

De acuerdo con los resultados anteriores, la central de frío y calor debe suministrar una potencia máxima de 18.3 MW de energía térmica para calefacción y ACS y 16.3 MW de refrigeración. En base a los datos disponibles de la central de poligeneración ST-04 del Parque Tecnológico de Cerdanyola del Vallès, esta dispone de un sistema convencional de energía térmica equipada con 3 motores térmicos de cogeneración de 3.12 MWt de potencia térmica cada uno y una caldera de gas natural de 5.5 MWt. La potencia térmica total disponible es pues de 14.9 MWt. Aunque esta potencia puede parecer baja, hay que tener en cuenta que en la estimación de la demanda térmica de calefacción y ACS no se han considerado factores de simultaneidad y el efecto de acumulación de la red de distrito.

Con respecto al sistema de refrigeración, este consta de una enfriadora térmica de doble efecto de H<sub>2</sub>O-LiBr alimentada por los gases de escape de los motores térmicos de cogeneración de una capacidad frigorífica total de 5.0 MW<sub>r</sub> y COP nominal de 1.33, una enfriadora térmica de simple efecto de H<sub>2</sub>O-LiBr de 3 MW<sub>r</sub> y COP de 0.75 y una enfriadora de compresión centrífuga de 5.0 MW<sub>r</sub>. La potencia de refrigeración total asciende pues a 13 MW<sub>r</sub>. Además, el sistema de refrigeración dispone de un sistema de acumulación de agua de 5000 m<sup>3</sup>, con lo cual es capaz de asumir la carga punta a pesar de que la potencia total instalada es inferior a la demanda máxima.

En un futuro próximo y con el objetivo de reducir el consumo de energía primaria, se tiene previsto construir un sistema de refrigeración solar equipado con aproximadamente 2000 m<sup>2</sup> de captadores térmicos (1.4 MW<sub>t</sub>) y una enfriadora térmica de unos 600 kW<sub>r</sub>. Uno de los problemas a resolver es saber qué tecnologías de captación solar y enfriadora térmica son las más adecuadas desde el punto de vista energético. Otro problema es cómo integrar estos equipos a la red de distribución de frío y calor. Para resolver el primer problema se aplicará el análisis de configuraciones preliminar explicado en el capítulo 5. Una vez conocidas las tecnologías más adecuadas, se abordará el segundo problema mediante el análisis energético detallado mediante el uso de TRNSYS.

### 6.2.3 *Análisis preliminar del sistema de refrigeración solar integrado en las redes de distrito del Parque Tecnológico de Cerdanyola del Vallès*

Como ya se ha visto en el capítulo 5, el análisis de configuraciones consta de un análisis energético preliminar de las diferentes opciones tecnológicas de captación, enfriadoras térmicas del sistema de refrigeración solar y sistema de distribución y un análisis energético detallado de las conexiones hidráulicas de estos elementos a las redes de distrito. En ambos análisis se considera únicamente como sistema de distribución el sistema de redes de distrito de frío y calor (DHC), por tratarse de la opción ya construida. Las razones de esta elección por parte de la empresa de servicios energéticos son de índole económica ya que en la mayoría de ocasiones la opción de red de distrito de frío presenta unos costes más reducidos, especialmente en los costes de los equipos de refrigeración (Harvey, 2006). El ahorro en la inversión de estos compensa sobradamente la inversión para la construcción de la red de distrito de frío.

Para llevar a cabo el análisis energético preliminar se consideran las siguientes opciones para del sistema de refrigeración solar: dos tecnologías de enfriadoras térmicas (absorción de simple efecto de H<sub>2</sub>O-LiBr y adsorción de gel de sílice/ H<sub>2</sub>O) y dos tecnologías de captación solar térmica, captador plano (FPC) y captador de tubo de vacío con reflectores (ETC-CPC). Los datos de estas tecnologías se muestran en la Tabla 6-11 y Tabla 6-12.

Tabla 6-11. Características de las opciones tecnológicas del sistema térmico de captación solar de la instalación de refrigeración solar del Parque Tecnológico de Cerdanyola del Vallès

<b>SISTEMA TÉRMICO DE CAPTACIÓN SOLAR</b>		
	Valor	Unidades
Superficie de captación total	2000	m <sup>2</sup>
Orientación campo de captadores (S=0°)	0°	-
Inclinación campo de captadores respecto a la horizontal	35°	-
<b>Factores de rendimiento respecto a área total para tecnología FPC</b>		
Factor óptico	0.69	-
Primer factor de pérdidas térmicas	2.61	W m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup>
Segundo factor de pérdidas térmicas	0.098	W m <sup>-2</sup> K <sup>-2</sup>
<b>Factores de rendimiento respecto a área total para tecnología ETC-CPC</b>		
Factor óptico	0.61	-
Primer factor de pérdidas térmicas	0.54	W m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup>
Segundo factor de pérdidas térmicas	0.0017	W m <sup>-2</sup> K <sup>-2</sup>

Tabla 6-12. Características de las enfriadoras térmicas del Parque Tecnológico de Cerdanyola del Vallès.

<b>CARACTERÍSTICAS DE LAS ENFRIADORAS TÉRMICAS</b>					
		ST-4	Opciones sistema de refrigeración solar		Unidades
		Absorción	Absorción	Adsorción	-
Número de unidades		1	1	2	-
Capacidad frigorífica nominal		3.0	0.66	0.281	MW
Potencia térmica nominal		4.0	0.88	0.468	MW
COP nominal		0.75	0.75	0.60	-
Potencia de disipación necesaria		7.0	1.54	0.749	MW
Agua fría	Temperatura de entrada	12	12	14	°C
	Temperatura de salida	7	7	9	°C
	Caudal volumétrico	528	114	48.2	m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup>
Agua caliente	Temperatura de entrada	98	98	75	°C
	Temperatura de salida	88	88	70	°C
	Caudal volumétrico	345	75	80.3	m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup>
Agua refrigeración	Temperatura de entrada	30	30	29	°C
	Temperatura de salida	37	37	33	°C
	Caudal volumétrico	880	190	160.6	m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup>

Aparte de las características de las diferentes opciones tecnológicas del sistema de refrigeración solar, para efectuar un análisis energético más preciso también son importantes los datos de las enfriadoras de la planta de poligeneración (Tabla 6-12 y Tabla 6-13) y los parámetros de la red de distrito. Respecto a la enfriadora de absorción de doble efecto accionada por los gases de escape de los motores de cogeneración, a efectos de análisis comparativo, dado que no se dispone de datos suficientes para su simulación posterior, a efectos de este análisis se sustituye por una enfriadora de compresión centrífuga de una potencia de 5.0 MW<sub>r</sub>.

Una vez fijados los equipos centrales y de la instalación de refrigeración solar, hay que establecer el porcentaje de refrigeración aportado por los equipos de compresión y el aportado por las enfriadoras térmicas para satisfacer la demanda de refrigeración. Este porcentaje depende de la propia demanda, las características de los equipos, la gestión de su operación y la propia demanda. Un modo de estimarlo es utilizando la curva acumulada de demanda de refrigeración (FIGURA 6-18) y estableciendo como sistema prioritario para atender la demanda de refrigeración las enfriadoras térmicas con una potencia frigorífica total de 3.6 MW<sub>r</sub> (3.0 MW de la central + 0.6 de la enfriadora de la instalación de refrigeración solar). De ello se deduce que la aportación de las enfriadoras térmicas es del 50 %.

Tabla 6-13. Características de las enfriadoras de compresión del Parque Tecnológico de Cerdanyola del Vallès

<b>CARACTERÍSTICAS DE LAS ENFRIADORAS DE COMPRESIÓN CENTRÍFUGAS</b>			
			Unidades
Número de unidades		2	-
Capacidad frigorífica unitaria		5.0	MW
Potencia eléctrica unitaria		0.93	MW
Potencia unitaria de disipación necesaria		5.9	MW
COP nominal		5.41	-
Agua fría	Temperatura de entrada	13	°C
	Temperatura de salida	5	°C
	Caudal volumétrico	538	m <sup>3</sup> /h
Agua refrigeración	Temperatura de entrada	30	°C
	Temperatura de salida	37	°C
	Caudal volumétrico	725	m <sup>3</sup> /h

Tabla 6-14. Características de las redes de distrito de frío y calor del Parque Tecnológico de Cerdanyola del Vallès

<b>CARACTERÍSTICAS REDES DE DISTRITO</b>			
	DH	DC	Unidades
<b>CARACTERÍSTICAS DE LAS TUBERÍAS</b>			
Longitud equivalente	7	7	km
Diámetro nominal	450	600	mm
Espesor de aislamiento	46	43	mm
Conductividad térmica del aislamiento	0.027	0.027	W m <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup>
Temperatura de impulsión	90-70	7	°C
Temperatura de retorno	70-50	12	°C
<b>CARACTERÍSTICAS DEL TERRENO</b>			
Profundidad del terreno	2.5		m
Densidad del terreno	1500		kg m <sup>-3</sup>
Contenido de humedad del terreno	20		%
Conductividad térmica del terreno	0.83		W m <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup>

Por último, en este análisis preliminar el factor de energía primaria eléctrica es de 2.21 y el factor de energía primaria térmica convencional de 0.65. Como factores eléctricos de disipación, bombeo de redes de distrito etc. se han tomado los valores medios de la Tabla 5-10.

Ahora que ya se conocen todos los parámetros necesarios, es posible llevar a cabo el análisis preliminar siguiendo los pasos indicados en el capítulo 5 y determinar así los consumos anuales de energía térmica convencional, energía eléctrica y energía primaria así como los factores de energía primaria de calefacción/ACS ( $PRF_c$ ) y refrigeración ( $PRF_r$ ), cuyos resultados se muestran en la Tabla 6-15. De acuerdo con estos resultados, es obvio que desde el punto de vista energético, la opción con menor valor de PRF es la de integrar un sistema equipado con captadores solares térmicos ETC-CPC con enfriadora térmica de absorción. El porcentaje de energía térmica cubierta por el sistema solar asciende a un 3.6% para el sistema equipado con captadores planos y a un 6% para el sistema con captadores de tubo de vacío.

Tabla 6-15. Consumo de energía térmica convencional, eléctrica y primaria de diferentes opciones de tecnologías de captación, enfriadoras térmicas y sistema de distribución

Distrib.	Tecnología de captación	Tecnología Enfriadora térmica solar	Energía térmica conven.	Energía eléctrica	Energía primaria	$PRF_c$	$PRF_r$
			MWh	MWh	MWh	-	-
DHC	FPC	ABS	28792	4336	28297	0.790	0.882
		ADS	29393	4426	28887	0.790	0.917
	ETC-CPC	ABS	28083	4341	27847	0.775	0.870
		ADS	28684	4431	28438	0.775	0.904

Los resultados de cada una de las opciones tecnológicas presentadas en la Tabla 6-15 coinciden con los obtenidos en un estudio previo (López-Villada et al, 2008, 2009), en los que se simuló la planta solar del Parque Tecnológico del Vallès mediante TRNSYS con el objetivo de producir 700 MWh al año. En el primer estudio se demuestra que la opción de absorción con captadores ETC-CPC presenta la mayor eficiencia de producción de frío llegando a un valor de 606 kWh/m<sup>2</sup> año. En la FIGURA 6-19 se muestran los resultados de eficiencia que se obtuvieron en términos de superficie de captación. En los ejes de las abscisas se encuentran las diferentes opciones tecnológicas de enfriadoras (BDH=Equipos de absorción; ADR equipos de adsorción) y captadores solares. La opción más eficiente es la que precisa de una menor superficie de captación.

En el segundo estudio se analizó también mediante TRNSYS el consumo de energía primaria de diferentes opciones tecnológicas para producir los 700 MWh de refrigeración. Los resultados de los PRF de refrigeración obtenidos se muestran en la FIGURA 6-20. En ella se puede observar que el PRF total de refrigeración para la opción de la planta solar con absorción (0.91) es bastante similar al obtenido en el estudio preliminar mediante Excel. Lo mismo sucede con el caso de la adsorción combinado con energía solar. Por tanto

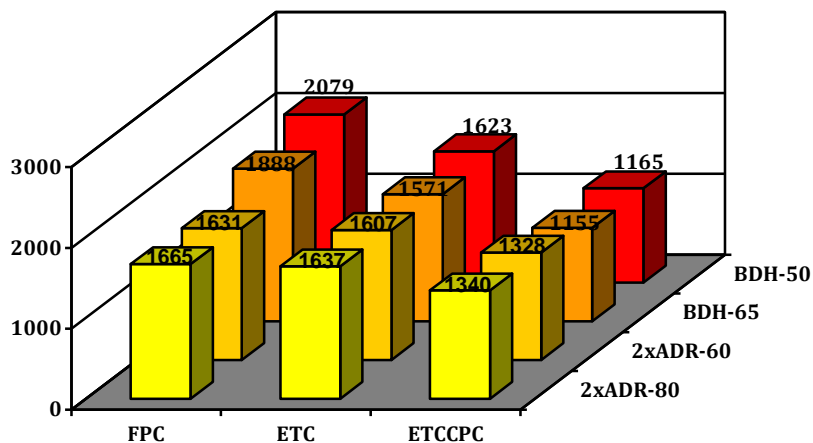


Figura 6-19. Superficie de captación de la planta solar (m<sup>2</sup>) de Cerdanyola del Vallès necesaria para la producción de 700 MWh de refrigeración.

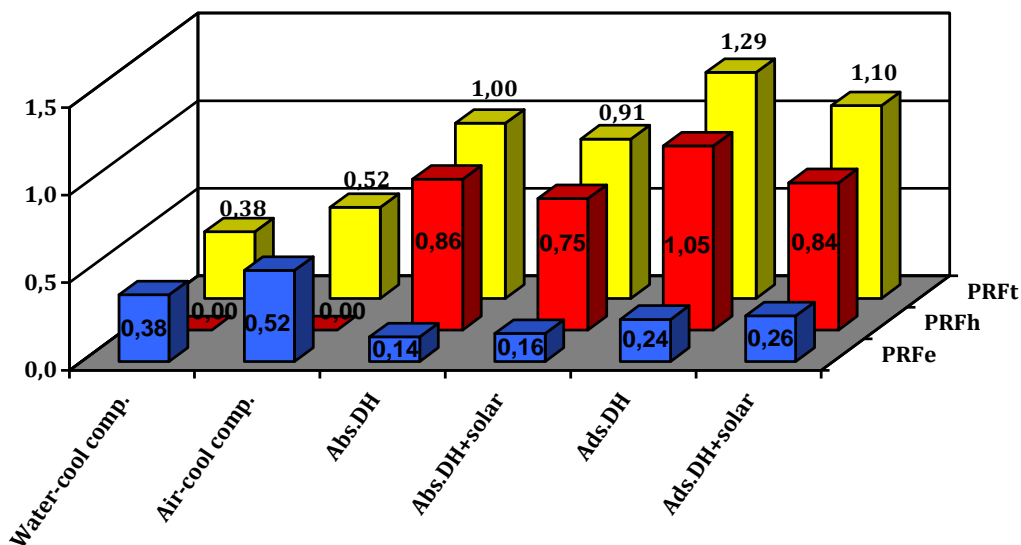


Figura 6-20. Valores de PRF de refrigeración eléctrico, térmico y total para diferentes opciones tecnológicas de refrigeración para producir 700 MWh de frío.

se concluye que la mejor opción es el sistema equipado con enfriadoras térmicas de absorción y captadores solares térmicos ETC-CPC.

#### 6.2.4 Análisis energético detallado: Selección de configuraciones

En el análisis previo se ha determinado que la mejor opción para el caso específico de la planta solar del Parque Tecnológico del Vallès es el sistema de distribución DHC equipado con captadores ETC-CPC y enfriadora de absorción. Como se describió en el capítulo 5, existen múltiples opciones para integrar estos equipos en la redes de distrito de frío y calor. Para analizar estas configuraciones en este apartado se realiza un análisis energético detallado mediante el programa de simulación TRNSYS. Para ello ha sido necesario

implementar el modelo de enfriadora térmica mediante el uso de la regresión multivariable desarrollado en el capítulo 4, cuyas ecuaciones para el caso de la enfriadora del sistema de refrigeración solar se muestran a continuación:

$$\dot{Q}_E = 20.82 \cdot t_G - 35.54 \cdot t_{AC} + 38.39 \cdot t_E + 477.56 \quad (6-7)$$

$$\dot{Q}_G = 27.38 \cdot t_G - 47.71 \cdot t_{AC} + 48.33 \cdot t_E + 559.71 \quad (6-8)$$

$t_G$ : Temperatura media externa de accionamiento en el generador (°C).

$t_{AC}$ : Temperatura media externa de disipación en el absorbedor-condensador (°C).

$t_E$ : Temperatura media externa del agua fría en el evaporador (°C).

También se ha implementado un modelo de captadores de vacío con inercia térmica. Tanto el modelo para las enfriadoras térmicas como el de los captadores solares de vacío han sido validados con medidas experimentales en el caso de estudio de la instalación de refrigeración solar de Festo, que se presenta más adelante. Los parámetros y características técnicas de los equipos en el modelo de TRNSYS son los mismos que figuran en el análisis preliminar.

En el caso particular de la instalación de refrigeración solar del Parque Tecnológico de Cerdanyola del Vallès, la planta solar se ubicará en una de las centrales de generación de energía, por lo que se trata de un sistema DHC-SoC-AC. Como se sabe a esta configuración le corresponde una acumulación centralizada de calor. Dado que la aportación energética del sistema solar respecto al total es reducida, el volumen del sistema de acumulación no es un parámetro crítico. En este tipo de instalaciones el acumulador tiene un volumen reducido y actúa más bien como sistema de equilibrado hidráulico entre la red de distrito de calor y los circuitos del sistema de generación de energía térmica (Henning, 2004). Por la misma razón no se han considerado las configuraciones con acumulador solar, ya que prácticamente toda la energía captada por el sistema solar térmico se vierte inmediatamente a la red de distrito de calor. En el modelo de TRNSYS se ha considerado un volumen de 15 m<sup>3</sup> para acumulador central, que corresponde a un ratio volumen/superficie de captación de 7.5 l m<sup>-2</sup>.

Respecto a la enfriadora de absorción, esta se puede conectar en el DH en serie o paralelo con el consumo de energía térmica y en serie o paralelo en el DC respecto al sistema principal de refrigeración. En el caso de la conexión de la enfriadora al DC es necesario proceder con cautela ya que conectar las enfriadoras en serie puede acarrear algunos inconvenientes. Suponiendo que la enfriadora de compresión convencional y la de absorción del sistema de refrigeración solar tengan caudales de agua fría similares, en el caso de la conexión serie el caudal total se ve reducido a la mitad respecto al paralelo. Por ello, para obtener la misma capacidad frigorífica sería necesario duplicar el salto térmico o bien aumentar la capacidad nominal de los equipos. Así si tenemos que la red de distrito opera a 15 - 10 °C, sería necesario pasarlo de 15 a 5 °C para obtener la misma capacidad frigorífica. De esta forma, la primera máquina opera a 15 - 10 °C pero la siguiente opera



de 10 a 5 °C y evidentemente la eficiencia de la segunda será más baja. Una forma de paliar este inconveniente es conectar también en serie el agua de torre, haciendo circular el agua de torre más fría por la máquina que opera en condiciones de agua fría más bajas. Esto se suele hacer entre equipos de compresión ya que la eficiencia global es mayor que la de los equipos por separado (IDEA, 2009).

En el caso de que la máquina de absorción solar tenga una potencia bastante más reducida que las convencionales, puede resultar adecuada la conexión en serie con el circuito de refrigeración si los equipos principales de refrigeración pueden estar diseñados para cubrir toda la demanda. De esta forma, el equipo de absorción solar es capaz de absorber parte de esa demanda reduciendo el consumo de energía del sistema auxiliar.

De acuerdo con los resultados del análisis preliminar, la mejor opción para la planta de refrigeración solar es un conjunto de 2000 m<sup>2</sup> de captadores ETC-CPC con un equipo de absorción de 653 kW<sub>r</sub>. El número total de configuraciones posibles del sistema de refrigeración solar, atendiendo a las conexiones hidráulicas (serie, paralelo) a la red de distrito, es de 8 (TABLA 6-16). Así pues se ha procedido a la simulación de estas configuraciones mediante el programa de simulación de instalaciones térmicas TRNSYS 16 para el día 16 de julio, cuyos prestaciones energéticas y consumos de energía primaria se muestran en la FIGURA 6-21 y FIGURA 6-22 y la TABLA 6-16. Estas prestaciones son muy similares para todas las configuraciones, por lo que solamente se muestran un gráfico en términos de energía térmica y eléctrica y un gráfico en términos de energía primaria.

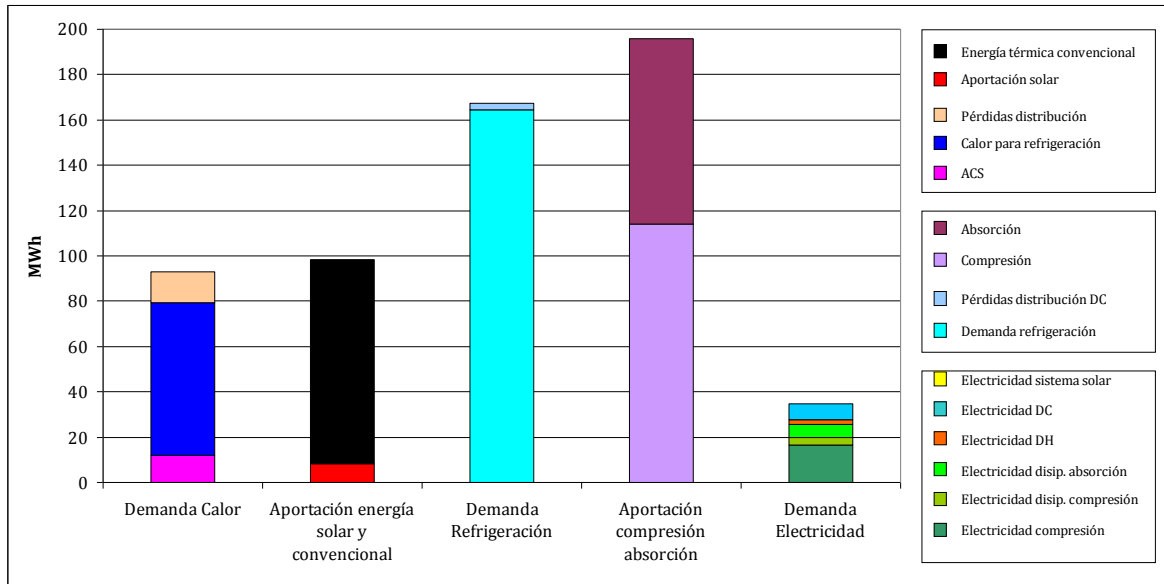


Figura 6-21. Demanda de calor y de refrigeración para el día 16 de julio. Aportaciones solar y convencional, aportación de compresión y absorción y consumo de energía eléctricas para las configuraciones detalladas.

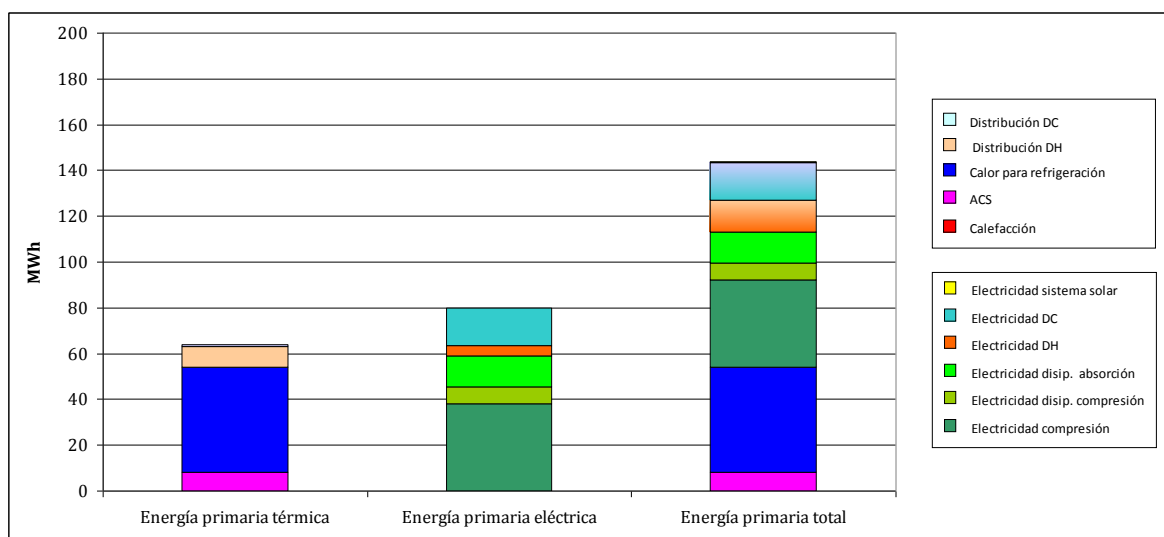


Figura 6-22. Consumo de energía primaria térmica, energía primaria eléctrica y energía primaria para las diferentes configuraciones detalladas correspondientes al día 16 de julio.

Observando la FIGURA 6-21, un hecho que llama la atención es que la generación de frío y calor es mayor que las demandas correspondientes, especialmente en el caso de la refrigeración. En el caso de la demanda de calor, se debe a la inercia térmica motivada por el volumen de agua acumulada en la red de distrito. En el caso de la refrigeración, a parte del efecto de la inercia térmica de la red de distrito, también se debe a la existencia del acumulador de frío de 5000 m<sup>3</sup>. Para simulaciones durante períodos más largos las diferencias serían más reducidas.

En los resultados de la TABLA 6-16 se puede observar que los consumos de energía térmica convencional están alrededor de 90 – 95 MWh. Se observa que la configuración serie o paralelo apenas influye en el consumo de energía térmica. Este hecho se explica por la relativamente reducida aportación solar al consumo total y por la elevada eficiencia de los captadores ETC-CPC.

También se observa que la conexión en serie del equipo de absorción con la red de calor da lugar a un consumo de energía térmica un 5% más elevado que el valor más bajo. Por tanto se deduce que estas configuraciones no son aconsejables. La razón que explica este hecho es que en el caso de la conexión serie del equipo de absorción con el consumo de ACS, aunque la temperatura de impulsión es más reducida en el caso serie comparado con el paralelo, la temperatura de retorno es más elevada, lo cual tiene un efecto global de incrementar las pérdidas térmicas. El aumento de la temperatura media del retorno se debe al desfase temporal y diferencias de demanda energética para ACS y calor para refrigeración. También en el caso de la conexión serie con la red de frío se obtiene un ligera disminución del consumo de energía eléctrica respecto a la conexión en paralelo.

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI

INTEGRACIÓN DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN SOLAR EN REDES DE DISTRITO DE FRÍO Y DE CALOR

Jesús López Villada

ISBN:978-84-693-9443-4/ DL:T.60-2011

Tabla 6-16. Resultados de los análisis energéticos detallados mediante el programa de simulación TRNSYS para las diferentes configuraciones detalladas para el día 16 de julio.

Configuración	Configuración acumulador y subsistema de captación solar		Configuración subsistema de refrigeración térmica		Energía Térmica Convencional	Energía Eléctrica	PRF <sub>c</sub>	PRF <sub>r</sub>
	Conexión directa de captación solar a DH y acumulador central	Conexión de acumulador solar a DH	Conexión a DH	Conexión a DC	MWh	MWh	-	-
DHC-SoCP-AC-EPP	P	-	P	P	90.47	34.72	1.45	0.74
DHC-SoCP-AC-EPS	P	-	P	S	90.84	34.54	1.45	0.74
DHC-SoCP-AC-ESP	P	-	S	P	94.82	34.67	1.47	0.74
DHC-SoCP-AC-ESS	P	-	S	S	94.87	34.49	1.47	0.74
DHC-SoCS-AC-EPP	S	-	P	P	90.18	34.72	1.45	0.74
DHC-SoCS-AC-EPS	S	-	P	S	90.58	34.54	1.45	0.74
DHC-SoCS-AC-ESP	S	-	S	P	94.60	34.68	1.47	0.74
DHC-SoCS-AC-ESS	S	-	S	S	94.68	34.50	1.47	0.74

Respecto a los valores de los coeficientes PRF, se observa que todas las configuraciones conducen prácticamente a los mismos resultados y por tanto se puede deducir que las conexiones hidráulicas apenas influyen en el consumo de energía primaria. También se aprecia que los de calefacción son elevados respecto a los determinados en el análisis preliminar. La razón de ello es que en este caso el análisis es para un día de verano en el que las pérdidas térmicas de la red de distrito de calor son elevadas respecto al consumo abastecido por la red, que es únicamente de ACS durante el verano. En el caso de los de refrigeración, las diferencias con los valores del análisis preliminar son explicables por la imprecisión implícita de los diversos coeficientes de consumo eléctrico del análisis preliminar.

De acuerdo con los resultados de la tabla, la mejor configuración es la que dispone de los captadores conectados en serie en el retorno de la red de distrito de calor y con la enfriadora conectada en paralelo tanto en la red de calor como en la red de frío, es decir, la configuración DHC-SoCS-AC-EPP, aunque le siguen de cerca las configuraciones DHC-SoCP-AC-EPP, DHC-SoCP-AC-EPS y DHC-SoCS-AC-EPS.

De todas formas es preciso tomar con cautela los resultados obtenidos pues sólo se han realizado para un día concreto. Para obtener conclusiones definitivas sería aconsejable realizar simulaciones durante periodos más largos en diferentes momentos o incluso simulaciones anuales. Además es necesario constatar que estas conclusiones son específicas para el caso de estudio de la instalación del Parque Tecnológico de Cerdanyola del Vallès.

## 6.3 CASO DE ESTUDIO DE LA PLANTA DE CLIMATIZACIÓN SOLAR DE FESTO

### 6.3.1 *Introducción*

El edificio de oficinas de FESTO AG & Co. KG en Esslingen (Stuttgart) está provisto de un sistema de refrigeración equipado con tres enfriadoras de adsorción con una capacidad frigorífica total de 1.05 MW<sub>r</sub>. Este sistema se utiliza para enfriar el aire de entrada del sistema de ventilación del edificio. Inicialmente la energía térmica de activación necesaria para los equipos de adsorción solamente era proporcionada por calderas de gas y calor residual procedente de la fábrica anexa. Después de 2007, una parte significativa de la energía térmica es proporcionada por una planta solar térmica de grandes dimensiones.

El objetivo principal de este caso de estudio es comprobar las prestaciones energéticas de la planta solar y comprobar la validez de los modelos de la máquina de adsorción basados en la correlación multivariable y captadores solares de tubo de vacío mediante la creación de un modelo de TRNSYS considerando el efecto de la inercia térmica. Para ello es necesario conocer al mínimo detalle las características técnicas de los equipos que forman parte de esta instalación. La descripción de estos elementos es justamente la primera parte de este caso de estudio. Posteriormente se explica el modo de operación, se describe el modelo de TRNSYS y se comparan los resultados obtenidos con los datos reales.

El sistema de refrigeración está bien monitorizado disponiendo de datos de temperaturas y caudales cada cinco minutos. En el caso de esta tesis, el período analizado es del 1 de agosto al 7 de agosto de 2008.

### 6.3.2 *Descripción general de la planta*

La planta de refrigeración solar está compuesta por un campo de captadores ETC-CPC de 1218 m<sup>2</sup>, un acumulador de agua caliente estratificado de 17 m<sup>3</sup>, un grupo de tres enfriadoras térmicas de adsorción de 350 kW cada una y un sistema de generación de energía térmica convencional que utiliza calor residual de la fábrica anexa (400-500kW<sub>t</sub>) así como un conjunto de calderas de gas de 5500 kW<sub>t</sub> (figura 6-23). Los detalles de cada uno de estos sistemas se muestran en las tablas siguientes.

Tabla 6-17. Potencias del sistema convencional de generación de calor de la planta solar de Festo.

<b>SISTEMA CONVENCIONAL DE SUMINISTRO DE CALOR</b>		
		Unidades
Calor residual de los compresores	400 - 500	kW
Potencia máxima de las calderas	5500	kW

Tabla 6-18. Características de los captadores solares de la planta de climatización solar de Festo.

<b>CAPTADORES SOLARES</b>		
		Unidades
Fabricante	Paradigma GmbH & Co. KG	
Modelo y número	232 CPC45 / 58 CPC30	-
Dimensiones	1.62 x 2.03 x 0.12 m (CPC30)	
	2.43 x 2.03 x 0.12 m (CPC45)	
Homologación	06COL456	-
Material base del absorbedor	Aluminio	-
Recubrimiento selectivo	Nitrito de aluminio	-
Tecnología	ETC-CPC	-
Material de la carcasa	Aluminio	-
Rendimiento óptico <sup>1</sup>	0.644	-
Primer coeficiente de pérdidas térmicas <sup>1</sup>	0.749	W m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup>
Segundo coeficiente de pérdidas térmicas <sup>1</sup>	0.005	W m <sup>-2</sup> K <sup>-2</sup>
Volumen interior	CPC30: 2.7 / CPC 45: 4.1	Litros
<b>CAMPO SOLAR</b>		
Azimut (S = 0°, E = -90, Oeste = +90°)	+18 °	-
Inclinación	30°	-
Superficie de apertura total	1218	m <sup>2</sup>
<b>CARACTERÍSTICAS HIDRAÚLICAS</b>		
Caudal nominal	30000	l h <sup>-1</sup>
Caudal nominal específico	27.7	l m <sup>-2</sup> h <sup>-1</sup>

1. Respecto a la superficie de apertura

Tabla 6-19. Características de las tuberías del sistema de captación solar de la planta de climatización solar de Festo.

<b>TUBERÍAS SISTEMA DE CAPTACIÓN SOLAR TÉRMICA</b>					
Ramifica- ciones del circuito primario	Material		Acero Negro		
	Diámetros interiores		16/26/32/66/81		
	Diámetros exteriores		19/29/35/70/85		mm
	Longitud		200/1040/14/60/14		m
	Aislamiento	Material	Fibra de vidrio y Armaflex		
		Espesor	DN (15-32)	30 Fibra de vidrio + 9 Armaflex	mm
			DN (65)	70 Fibra de vidrio + 9 Armaflex	mm
DN (80)			80 Fibra de vidrio + 9 Armaflex	mm	
Conductividad térmica	0.035		W m <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup>		
Tubería principal del circuito primario	Material		Acero Negro		
	Diámetro interior		100		mm
	Diámetro exterior		104		mm
	Longitud en el ambiente exterior		126		m
	Longitud en el ambiente interior		90		m
	Aislamiento	Material	Lana de roca y Armaflex		-
		Espesor	100 de lana de roca + 9 de Armaflex		mm
Conductividad térmica		0.035		W m <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup>	



Tabla 6-20. Características de las bombas del circuito primario y secundario solar de la planta de climatización solar de Festo.

<b>BOMBAS</b>		
<b>Circuito primario</b>		
Número	2	-
Fabricante	Grundfos	-
Modelo	UPS 65-180F	-
Potencia eléctrica	1100 - 1500	W
<b>Circuito secundario</b>		
Fabricante	Wilo	-
Modelo	Veroline-IP-E/115-1.5/2	-
Potencia eléctrica	1500	W

Tabla 6-21. Características del sistema de acumulación solar de la planta de climatización solar de Festo.

<b>SISTEMA DE ACUMULACIÓN</b>		
<b>Acumulador de agua caliente</b>		
Número	2	-
Volumen	8587	Litros
Material	Acero negro	-
Aislamiento	Material	Lana de roca
	Espesor	200
	Conductividad térmica	0.045
Temperatura máxima	95	°C
Presión máxima	6	bar

Tabla 6-22. Características de las enfriadoras de adsorción de la planta de climatización solar de Festo.

<b>ENFRIADORAS DE ADSORCIÓN</b>			
			Unidades
Número de unidades		3	-
Fabricante		Mayekawa Mfg. Co. Ltd.	-
Modelo		MYCOM ADR-100	-
Dimensiones		6.6 x 3.0 x 3.4 m	
Capacidad frigorífica		353	kW
Potencia térmica		588	kW
COP		0.60	-
Potencia de disipación necesaria		941	kW
Agua fría	Temperatura de entrada	14	°C
	Temperatura de salida	9	°C
	Caudal volumétrico	60.8	m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup>
Agua caliente	Temperatura de entrada	75	°C
	Temperatura de salida	70	°C
	Caudal volumétrico	100.8	m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup>
Agua de refrigeración	Temperatura de entrada	29	°C
	Temperatura de salida	33	°C
	Caudal volumétrico	201.6	m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup>
Operación en condiciones nominales			
Capacidad frigorífica		237 - 494	kW
Caudal volumétrico de agua fría		30 - 90	m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup>
Caudal volumétrico de agua caliente		50 - 150	m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup>
Caudal volumétrico de refrigeración		103 - 309	m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup>

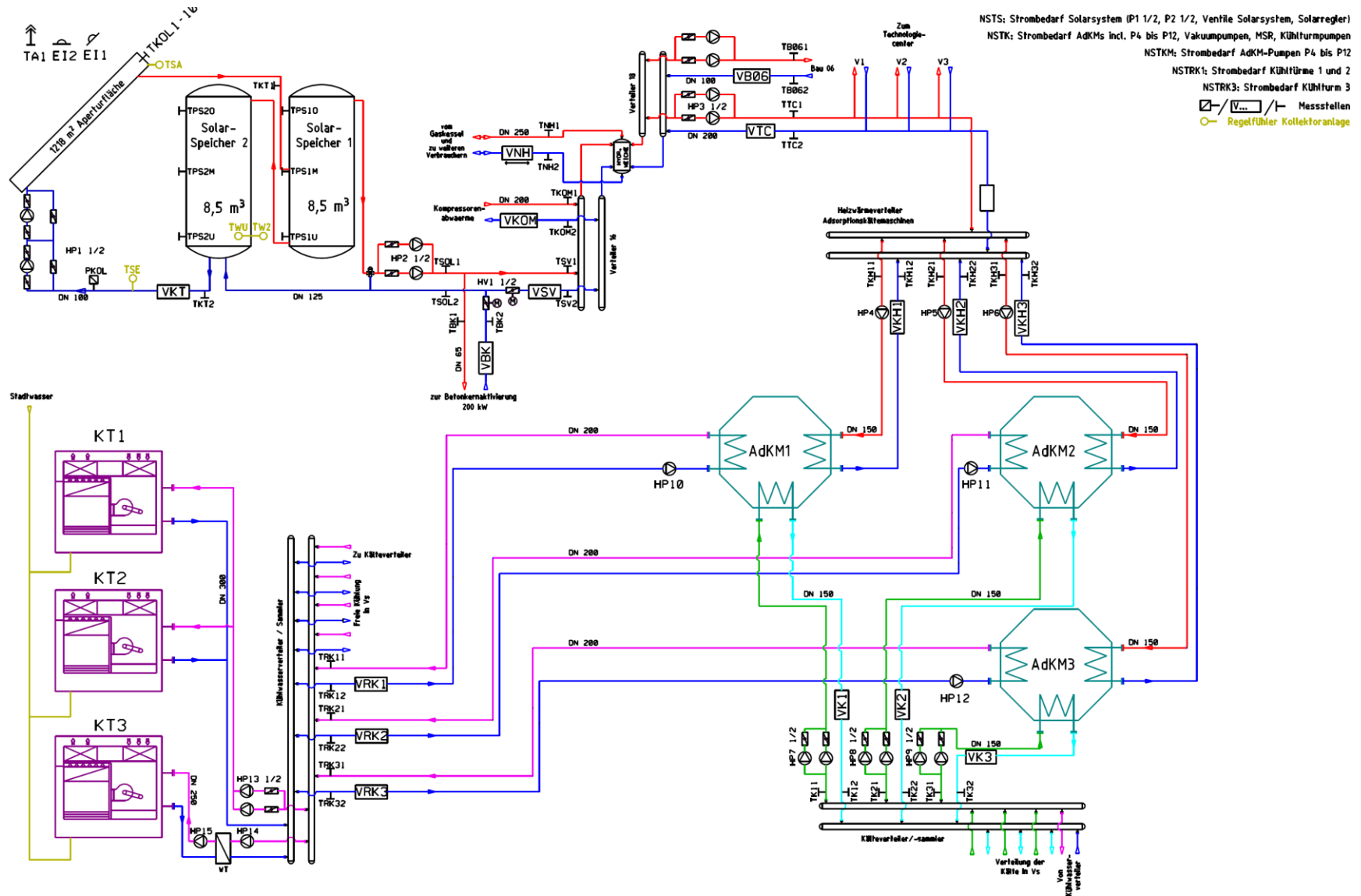
UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI

INTEGRACIÓN DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN SOLAR EN REDES DE DISTRITO DE FRÍO Y DE CALOR

Jesús López Villada

ISBN:978-84-693-9443-4/ DL:T.60-2011

FIGURA 6-23. Esquema de principio de la instalación solar de FESTO.



### 6.3.3 *Modo de operación*

Durante el invierno el calor producido por el sistema solar alimenta los techos radiantes que tienen una potencia máxima de 200 kW, operando a un salto térmico de 50 – 30 °C. En el caso de que el sistema solar genere más de 200 kW, el sistema solar se conecta al sistema de distribución de calefacción a una temperatura más elevada durante el resto del día.

Durante el verano, el sistema solar se conecta directamente al sistema de distribución de calor que a su vez proporciona la energía necesaria para activar las máquinas de adsorción a una temperatura de 60 – 70 °C.

Una característica particular de esta planta es el sistema antiheladas ya que no utiliza una mezcla anticongelante. En el caso de que la temperatura exterior se encuentre por debajo de un determinado valor prefijado, la bomba del circuito primario se pone en marcha para calentar el campo de captadores con una cantidad mínima de la energía almacenada en los en el acumulador. Obviamente el sistema de control debe ser preciso y las tuberías situadas en el ambiente exterior deben equiparse con un buen aislamiento para reducir las pérdidas térmicas al máximo. Las ventajas de este sistema es que utiliza agua como sustancia caloportadora, de mayor capacidad calorífica que las mezclas anticongelantes y reduce los costes de mantenimiento.

### 6.3.4 *Modelización con TRNSYS*

La FIGURA 6-24 muestra un esquema simplificado del modelo de TRNSYS desarrollado para simular la planta de climatización solar de FESTO con todos elementos: sistema de captación, tuberías del circuito primario, sistema de acumulación, sistema de aporte energía térmica convencional y finalmente las enfriadoras térmicas. Se puede observar que el conjunto de captadores solares lleva asociado cinco elementos o nodos para evaluar la inercia térmica del mismo. Por otro lado, en el modelo de TRNSYS se pueden observar dos enfriadoras de adsorción equivalentes a las tres del sistema real ya que los datos monitorizados muestran que únicamente operan simultáneamente dos de las tres enfriadoras y a carga parcial. Para la modelización de estas enfriadoras se han utilizado el método de correlación multivariable detallado en el capítulo 4, cuyas ecuaciones para la capacidad frigorífica y potencia térmica se muestran a continuación:

$$\dot{Q}_E = 17.43 \cdot t_G - 49.56 \cdot t_{AC} + 33.00 \cdot t_E + 392.70 \quad (6-9)$$

$$\dot{Q}_G = 25.16 \cdot t_G - 67.10 \cdot t_{AC} + 45.00 \cdot t_E + 528.71 \quad (6-10)$$

$t_G$  : Temperatura media externa de accionamiento en el generador (°C).

$t_{AC}$  : Temperatura media externa de disipación en el regenerador(°C).

$t_E$  : Temperatura media externa del agua fría en el evaporador (°C).

En este modelo de TRNSYS existen dos circuitos hidráulicos cerrados, el circuito primario solar y el circuito secundario de alimentación de energía térmica de las enfriadoras de adsorción. Por otro lado existen un total de ocho circuitos hidráulicos abiertos: 4 de diferentes aportaciones térmicas para la activación de las enfriadoras, 2 para el agua fría de las enfriadoras y otros 2 para el agua de disipación. Así para llevar a cabo la modelización se toman los caudales medidos cada cinco minutos para ajustar los caudales de las bombas correspondientes. Además, también se considera el valor de la irradiación solar sobre los captadores solares y para cada uno de los circuitos abiertos, también se toma la temperatura de entrada. A partir de estas entradas de irradiación solar, caudal y temperatura, el modelo de TRNSYS determina el aporte energético de los captadores, los balances energéticos de las enfriadoras de adsorción, las temperaturas de impulsión y retorno de los circuitos cerrados y las temperaturas de salida de los circuitos abiertos.

Comparando estos resultados de balances energéticos y temperaturas con los monitorizados, se puede establecer la validez de los modelos para el sistema de captación solar y las enfriadoras térmicas

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI

INTEGRACIÓN DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN SOLAR EN REDES DE DISTRITO DE FRÍO Y DE CALOR

Jesús López Villada

ISBN:978-84-693-9443-4/ DL:T.60-2011

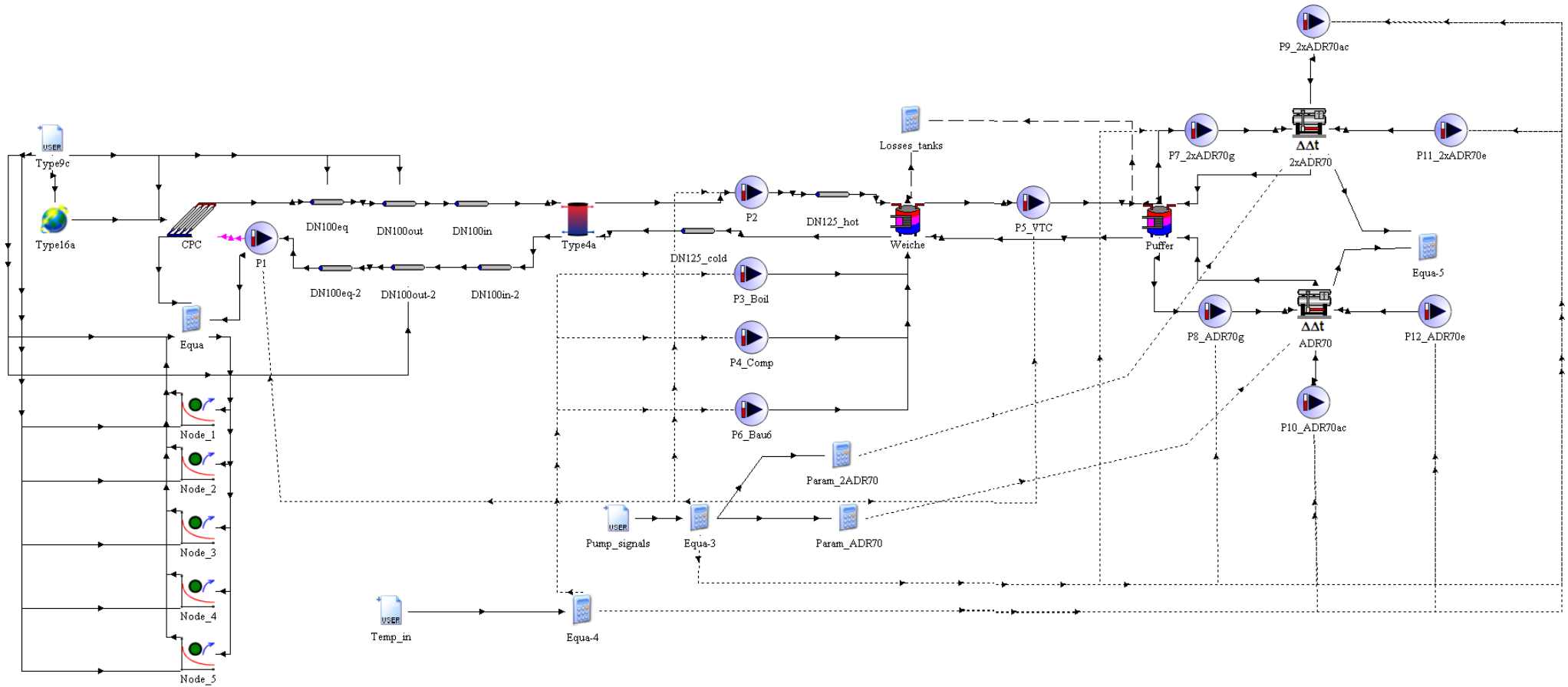


Figura 6-24. Modelo de TRNSYS de la planta climatización solar de FESTO.



### 6.3.5 *Resultados y conclusiones*

---

La Tabla 6-23 muestra los balances de energía de los diferentes elementos del sistema de climatización solar de FESTO. Se puede observar que los valores de energía de entrada al acumulador solar son muy similares, con una diferencia inferior al 1%. Si se observa las entradas de energía en el distribuidor hidráulico, se encuentra que las diferencias son inferiores al 6%. Sin embargo, la energía medida a la salida de este componente es más elevada que la simulada y la de entrada medida. Si se observan los balances energéticos de los equipos de adsorción, los valores medidos de consumo de energía térmica son ligeramente mayores que los simulados y la producción frigorífica ligeramente inferior, lo cual sugiere que el COP real es inferior al COP calculado mediante la simulación de TRNSYS. Estas valoraciones también se observan en resultados de los balances energéticos diarios mostrados de la Tabla 6-24 a la Tabla 6-30.

Por otro lado, en la FIGURA 6-25 y la FIGURA 6-26 se visualizan las evoluciones reales y simuladas de las potencias térmicas y temperaturas del conjunto de enfriadoras para el día 03-08-08. Respecto a las potencias, se aprecia que el modelo de TRNSYS es capaz de predecir la evolución principal pero no las oscilaciones. Las razones para este comportamiento son que por un lado el modelo de enfriadora de TRNSYS no contempla la inercia térmica (comportamiento dinámico) de las enfriadoras de adsorción y por otro tampoco considera su comportamiento cíclico característico. Aun así se observa que las potencias térmicas de activación, evaporador y disipación se encuentran cerca de los valores reales, dando lugar a buenos resultados cuando se analizan las prestaciones energéticas en un período de tiempo suficientemente largo como un día, tal como muestran las tablas de los balances energéticos. Respecto a las temperaturas, en líneas generales se observa una gran concordancia entre los valores reales y los medidos, especialmente en el caso de las temperaturas de salida del fluido del circuito de disipación y fluido del circuito de agua fría.

Finalmente, FIGURA 6-27 y FIGURA 6-28 muestran la evolución de la potencia térmica y temperaturas del sistema solar de captación para el día 03-08-08. En esta ocasión el modelo de TRNSYS sí es capaz de emular las oscilaciones de la instalación real tanto a nivel de potencia como de temperatura. Este hecho junto con los resultados reflejados en las tablas de los balances de energía valida las hipótesis de modelización del captador solar térmico ETC-CPC con inercia.

Por tanto, se concluye que los resultados obtenidos permiten validar tanto el modelo de máquina de adsorción basado en el modelo de correlación multivariable desarrollado en el capítulo 4 como el modelo de captador solar ETC-CPC con inercia térmica.

Tabla 6-23. Balances de energía para el período del 1 al 7 de agosto de 2008 para la planta solar de FESTO.

<b>Periodo: 01-08-08 a 07-08-08</b>				
<b>Sistema</b>	<b>Valor</b>	<b>Medido</b>	<b>TRNSYS</b>	<b>Diferencia</b>
Sistema solar térmico		<b>kWh</b>	<b>kWh</b>	<b>kWh</b>
	Irradiación solar	<b>40675</b>	<b>40675</b>	<b>0</b>
	Energía solar térmica	<b>n.d.</b>	<b>15850</b>	<b>n.d.</b>
	Energía solar térmica entrada acumulador	<b>15982</b>	<b>15847</b>	<b>135</b>
	Pérdidas térmicas acumulador	<b>n.d.</b>	<b>130</b>	<b>n.d.</b>
	Energía solar térmica salida acumulador	<b>11264</b>	<b>12641</b>	<b>-1377</b>
Entrada Distribuidor hidráulico	Energía solar térmica	<b>n.d.</b>	<b>12552</b>	<b>n.d.</b>
	Energía calderas	<b>112681</b>	<b>109466</b>	<b>3215</b>
	Energía compresores	<b>54934</b>	<b>51903</b>	<b>3031</b>
	<b>Energía térmica total</b>	<b>178879</b>	<b>173921</b>	<b>4958</b>
Salida distribuidor hidráulico	Consumo de energía Bau 6	<b>3237</b>	<b>2914</b>	<b>323</b>
	Consumo de energía VTC	<b>216990</b>	<b>170976</b>	<b>46014</b>
	<b>Energía térmica total</b>	<b>220227</b>	<b>173891</b>	<b>46336</b>
Distribuidor Adsorción	Consumo de energía distribuidor	<b>174091</b>	<b>171097</b>	<b>2994</b>
Unidades de adsorción	<b>QG (Calor)</b>	<b>174091</b>	<b>171872</b>	<b>2219</b>
	<b>QE (Agua fría)</b>	<b>99092</b>	<b>108332</b>	<b>-9240</b>
	<b>QAC (Agua de refrigeración)</b>	<b>287080</b>	<b>280204</b>	<b>6876</b>
	<b>COP medio</b>	<b>0.57</b>	<b>0.63</b>	<b>-</b>

Tabla 6-24. Balances de energía para el 01-08-08 para la planta solar de FESTO.

<b>Periodo: 01-08-08</b>				
<b>Sistema</b>	<b>Valor</b>	<b>Medido</b>	<b>TRNSYS</b>	<b>Diferencia</b>
Sistema solar térmico		<b>kWh</b>	<b>kWh</b>	<b>kWh</b>
	Irradiación solar	<b>4300</b>	<b>4300</b>	<b>0</b>
	Energía solar térmica	<b>n.d.</b>	<b>1723</b>	<b>n.d.</b>
	Energía solar térmica entrada acumulador	<b>1730</b>	<b>1738</b>	<b>-8</b>
	Pérdidas térmicas acumulador	<b>n.d.</b>	<b>12</b>	<b>n.d.</b>
	Energía solar térmica salida acumulador	<b>1561</b>	<b>1585</b>	<b>-24</b>
Entrada Distribuidor hidráulico	Energía solar térmica	<b>n.d.</b>	<b>1575</b>	<b>n.d.</b>
	Energía calderas	<b>23578</b>	<b>19971</b>	<b>3608</b>
	Energía compresores	<b>8597</b>	<b>7051</b>	<b>1546</b>
	<b>Energía térmica total</b>	<b>33736</b>	<b>28597</b>	<b>5140</b>
Salida distribuidor hidráulico	Consumo de energía Bau 6	<b>574</b>	<b>521</b>	<b>53</b>
	Consumo de energía VTC	<b>36386</b>	<b>28067</b>	<b>8319</b>
	<b>Energía térmica total</b>	<b>36959</b>	<b>28588</b>	<b>8371</b>
Distribuidor Adsorción	Consumo de energía distribuidor	<b>29414</b>	<b>28079</b>	<b>1335</b>
Unidades de adsorción	QG (Calor)	<b>29414</b>	<b>28192</b>	<b>1222</b>
	QE (Agua fría)	<b>17248</b>	<b>17656</b>	<b>-408</b>
	QAC (Agua de refrigeración)	<b>49064</b>	<b>45848</b>	<b>3216</b>
	COP medio	<b>0.59</b>	<b>0.63</b>	<b>-</b>

Tabla 6-25. Balances de energía para el 02-08-08 para la planta solar de FESTO.

<b>Periodo: 02-08-08</b>				
<b>Sistema</b>	<b>Valor</b>	<b>Medido</b>	<b>TRNSYS</b>	<b>Diferencia</b>
Sistema solar térmico		<b>kWh</b>	<b>kWh</b>	<b>kWh</b>
	Irradiación solar	<b>6692</b>	<b>6692</b>	<b>0</b>
	Energía solar térmica	<b>n.d.</b>	<b>3221</b>	<b>n.d.</b>
	Energía solar térmica entrada acumulador	<b>3073</b>	<b>3247</b>	<b>-174</b>
	Pérdidas térmicas acumulador	<b>n.d.</b>	<b>13</b>	<b>n.d.</b>
	Energía solar térmica salida acumulador	<b>2796</b>	<b>2979</b>	<b>-183</b>
Entrada Distribuidor hidráulico	Energía solar térmica	<b>n.d.</b>	<b>2968</b>	<b>n.d.</b>
	Energía calderas	<b>13698</b>	<b>13316</b>	<b>382</b>
	Energía compresores	<b>8419</b>	<b>7472</b>	<b>947</b>
	<b>Energía térmica total</b>	<b>22117</b>	<b>23757</b>	<b>-1640</b>
Salida distribuidor hidráulico	Consumo de energía Bau 6	<b>581</b>	<b>522</b>	<b>59</b>
	Consumo de energía VTC	<b>29434</b>	<b>23234</b>	<b>6200</b>
	<b>Energía térmica total</b>	<b>30015</b>	<b>23756</b>	<b>6259</b>
Distribuidor Adsorción	Consumo de energía distribuidor	<b>24067</b>	<b>23284</b>	<b>783</b>
Unidades de adsorción	QG (Calor)	<b>24067</b>	<b>23403</b>	<b>664</b>
	QE (Agua fría)	<b>13689</b>	<b>14749</b>	<b>-1060</b>
	QAC (Agua de refrigeración)	<b>39712</b>	<b>38153</b>	<b>1560</b>
	COP medio	<b>0.57</b>	<b>0.63</b>	<b>-</b>

Tabla 6-26. Balances de energía para el 03-08-08 para la planta solar de FESTO.

<b>Periodo: 03-08-08</b>				
<b>Sistema</b>	<b>Valor</b>	<b>Medido</b>	<b>TRNSYS</b>	<b>Diferencia</b>
Sistema solar térmico		<b>kWh</b>	<b>kWh</b>	<b>kWh</b>
	Irradiación solar	<b>4426</b>	<b>4426</b>	<b>0</b>
	Energía solar térmica	<b>n.d.</b>	<b>1654</b>	<b>n.d.</b>
	Energía solar térmica entrada acumulador	<b>1842</b>	<b>1736</b>	<b>106</b>
	Pérdidas térmicas acumulador	<b>n.d.</b>	<b>13</b>	<b>n.d.</b>
	Energía solar térmica salida acumulador	<b>1862</b>	<b>1761</b>	<b>101</b>
Entrada Distribuidor hidráulico	Energía solar térmica	<b>-</b>	<b>1762</b>	
	Energía calderas	<b>11075</b>	<b>11866</b>	<b>-791</b>
	Energía compresores	<b>8129</b>	<b>8160</b>	<b>-32</b>
	<b>Energía térmica total</b>	<b>21066</b>	<b>21788</b>	<b>-722</b>
Salida distribuidor hidráulico	Consumo de energía Bau 6	<b>0</b>	<b>0</b>	<b>0</b>
	Consumo de energía VTC	<b>27460</b>	<b>21782</b>	<b>5677</b>
	<b>Energía térmica total</b>	<b>27460</b>	<b>21782</b>	<b>5677</b>
Distribuidor Adsorción	Consumo de energía distribuidor	<b>21894</b>	<b>21784</b>	<b>110</b>
Unidades de adsorción	QG (Calor)	<b>21894</b>	<b>21889</b>	<b>5</b>
	QE (Agua fría)	<b>12227</b>	<b>13730</b>	<b>-1502</b>
	QAC (Agua de refrigeración)	<b>35930</b>	<b>35619</b>	<b>311</b>
	COP medio	<b>0.56</b>	<b>0.63</b>	<b>-</b>

Tabla 6-27. Balances de energía para el 04-08-08 para la planta solar de FESTO.

<b>Periodo: 04-08-08</b>				
<b>Sistema</b>	<b>Valor</b>	<b>Medido</b>	<b>TRNSYS</b>	<b>Diferencia</b>
Sistema solar térmico		<b>kWh</b>	<b>kWh</b>	<b>kWh</b>
	Irradiación solar	<b>2917</b>	<b>2917</b>	<b>0</b>
	Energía solar térmica	<b>n.d.</b>	<b>988</b>	<b>n.d.</b>
	Energía solar térmica entrada acumulador	<b>872</b>	<b>996</b>	<b>-124</b>
	Pérdidas térmicas acumulador	<b>n.d.</b>	<b>12</b>	<b>n.d.</b>
	Energía solar térmica salida acumulador	<b>705</b>	<b>775</b>	<b>-70</b>
Entrada Distribuidor hidráulico	Energía solar térmica	<b>-</b>	<b>760</b>	<b>-</b>
	Energía calderas	<b>16416</b>	<b>16289</b>	<b>127</b>
	Energía compresores	<b>7831</b>	<b>7715</b>	<b>116</b>
	<b>Energía térmica total</b>	<b>24951</b>	<b>24764</b>	<b>187</b>
Salida distribuidor hidráulico	Consumo de energía Bau 6	<b>638</b>	<b>574</b>	<b>64</b>
	Consumo de energía VTC	<b>29527</b>	<b>24185</b>	<b>5342</b>
	<b>Energía térmica total</b>	<b>30165</b>	<b>24759</b>	<b>5406</b>
Distribuidor Adsorción	Consumo de energía distribuidor	<b>23028</b>	<b>24197</b>	<b>-1168</b>
Unidades de adsorción	QG (Calor)	<b>23028</b>	<b>24308</b>	<b>-1279</b>
	QE (Agua fría)	<b>12890</b>	<b>15386</b>	<b>-2496</b>
	QAC (Agua de refrigeración)	<b>37931</b>	<b>39694</b>	<b>-1763</b>
	COP medio	<b>0.56</b>	<b>0.63</b>	<b>-</b>

Tabla 6-28. Balances de energía para el 05-08-08 para la planta solar de FESTO.

<b>Periodo: 05-08-08</b>				
<b>Sistema</b>	<b>Valor</b>	<b>Medido</b>	<b>TRNSYS</b>	<b>Diferencia</b>
Sistema solar térmico		<b>kWh</b>	<b>kWh</b>	<b>kWh</b>
	Irradiación solar	<b>6492</b>	<b>6492</b>	<b>0</b>
	Energía solar térmica	<b>n.d.</b>	<b>2851</b>	<b>n.d.</b>
	Energía solar térmica entrada acumulador	<b>2952</b>	<b>2886</b>	<b>66</b>
	Pérdidas térmicas acumulador	<b>n.d.</b>	<b>12</b>	<b>n.d.</b>
	Energía solar térmica salida acumulador	<b>2849</b>	<b>2870</b>	<b>-21</b>
Entrada Distribuidor hidráulico	Energía solar térmica	<b>-</b>	<b>2878</b>	
	Energía calderas	<b>14021</b>	<b>14784</b>	<b>-763</b>
	Energía compresores	<b>6990</b>	<b>6842</b>	<b>148</b>
	<b>Energía térmica total</b>	<b>23860</b>	<b>24504</b>	<b>-644</b>
Salida distribuidor hidráulico	Consumo de energía Bau 6	<b>547</b>	<b>487</b>	<b>59</b>
	Consumo de energía VTC	<b>30263</b>	<b>24015</b>	<b>6249</b>
	<b>Energía térmica total</b>	<b>30810</b>	<b>24502</b>	<b>6308</b>
Distribuidor Adsorción	Consumo de energía distribuidor	<b>24399</b>	<b>24047</b>	<b>353</b>
Unidades de adsorción	QG (Calor)	<b>24399</b>	<b>24165</b>	<b>234</b>
	QE (Agua fría)	<b>13848</b>	<b>15402</b>	<b>-1553</b>
	QAC (Agua de refrigeración)	<b>40683</b>	<b>39567</b>	<b>1115</b>
	COP medio	<b>0.57</b>	<b>0.64</b>	<b>-</b>

Tabla 6-29. Balances de energía para el 06-08-08 para la planta solar de FESTO.

<b>Periodo: 06-08-08</b>				
<b>Sistema</b>	<b>Valor</b>	<b>Medido</b>	<b>TRNSYS</b>	<b>Diferencia</b>
Sistema solar térmico		<b>kWh</b>	<b>kWh</b>	<b>kWh</b>
	Irradiación solar	<b>8680</b>	<b>8680</b>	<b>0</b>
	Energía solar térmica	<b>n.d.</b>	<b>2283</b>	<b>n.d.</b>
	Energía solar térmica entrada acumulador	<b>2134</b>	<b>2151</b>	<b>-17</b>
	Pérdidas térmicas acumulador	<b>n.d.</b>	<b>15</b>	<b>n.d.</b>
	Energía solar térmica salida acumulador	<b>1297</b>	<b>1525</b>	<b>-228</b>
Entrada Distribuidor hidráulico	Energía solar térmica	<b>-</b>	<b>1493</b>	<b>-</b>
	Energía calderas	<b>17556</b>	<b>16583</b>	<b>973</b>
	Energía compresores	<b>8033</b>	<b>7632</b>	<b>401</b>
	<b>Energía térmica total</b>	<b>26886</b>	<b>25708</b>	<b>1178</b>
Salida distribuidor hidráulico	Consumo de energía Bau 6	<b>446</b>	<b>399</b>	<b>47</b>
	Consumo de energía VTC	<b>32074</b>	<b>25305</b>	<b>6769</b>
	<b>Energía térmica total</b>	<b>32520</b>	<b>25704</b>	<b>6816</b>
Distribuidor Adsorción	Consumo de energía distribuidor	<b>25862</b>	<b>25320</b>	<b>542</b>
Unidades de adsorción	<b>QG (Calor)</b>	<b>25862</b>	<b>25422</b>	<b>439</b>
	<b>QE (Agua fría)</b>	<b>14480</b>	<b>16061</b>	<b>-1582</b>
	<b>QAC (Agua de refrigeración)</b>	<b>42301</b>	<b>41484</b>	<b>817</b>
	<b>COP medio</b>	<b>0.56</b>	<b>0.63</b>	<b>-</b>



Tabla 6-30. Balances de energía para el 07-08-08 para la planta solar de FESTO.

<b>Periodo: 07-08-08</b>				
<b>Sistema</b>	<b>Valor</b>	<b>Medido</b>	<b>TRNSYS</b>	<b>Diferencia</b>
<b>Sistema solar térmico</b>		<b>kWh</b>	<b>kWh</b>	<b>kWh</b>
	Irradiación solar	<b>7168</b>	<b>7168</b>	<b>0</b>
	Energía solar térmica	<b>n.d.</b>	<b>3129</b>	<b>n.d.</b>
	Energía solar térmica entrada acumulador	<b>3379</b>	<b>3093</b>	<b>132</b>
	Pérdidas térmicas acumulador	<b>n.d.</b>	<b>52</b>	<b>n.d.</b>
	Energía solar térmica salida acumulador	<b>194</b>	<b>1146</b>	<b>-952</b>
Entrada Distribuidor hidráulico	Energía solar térmica	<b>-</b>	<b>1115</b>	
	Energía calderas	<b>16336</b>	<b>16657</b>	<b>-320</b>
	Energía compresores	<b>6936</b>	<b>7032</b>	<b>-96</b>
	<b>Energía térmica total</b>	<b>23467</b>	<b>24804</b>	<b>-1337</b>
Salida distribuidor hidráulico	Consumo de energía Bau 6	<b>451</b>	<b>410</b>	<b>41</b>
	Consumo de energía VTC	<b>31847</b>	<b>24389</b>	<b>7458</b>
	<b>Energía térmica total</b>	<b>32298</b>	<b>24799</b>	<b>7499</b>
Distribuidor Adsorción	Consumo de energía distribuidor	<b>25427</b>	<b>24387</b>	<b>1040</b>
Unidades de adsorción	QG (Calor)	<b>25427</b>	<b>24492</b>	<b>935</b>
	QE (Agua fría)	<b>14710</b>	<b>15347</b>	<b>-637</b>
	QAC (Agua de refrigeración)	<b>41460</b>	<b>39839</b>	<b>1621</b>
	COP medio	<b>0.58</b>	<b>0.63</b>	

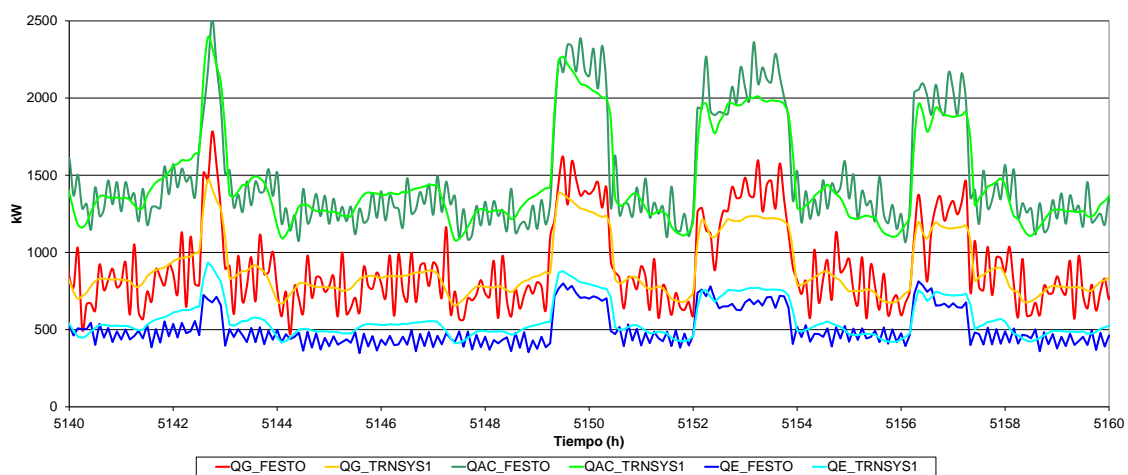


Figura 6-25. Evolución de las potencias de disipación, activación y evaporador reales y simuladas mediante TRNSYS del conjunto de enfriadoras de adsorción para el día 03-08-08.

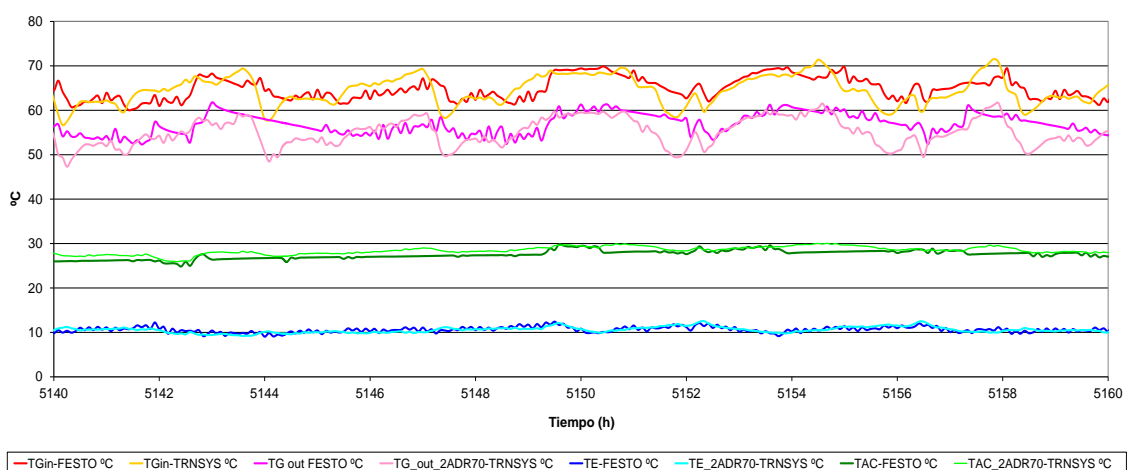


Figura 6-26. Evolución de las temperaturas de disipación, activación y evaporador reales y simuladas mediante TRNSYS del conjunto de enfriadoras de adsorción para el día 03-08-08. En el caso de la temperatura de activación se muestran las temperaturas de entrada y salida mientras para la disipación y evaporador sólo se muestran las temperaturas de salida.

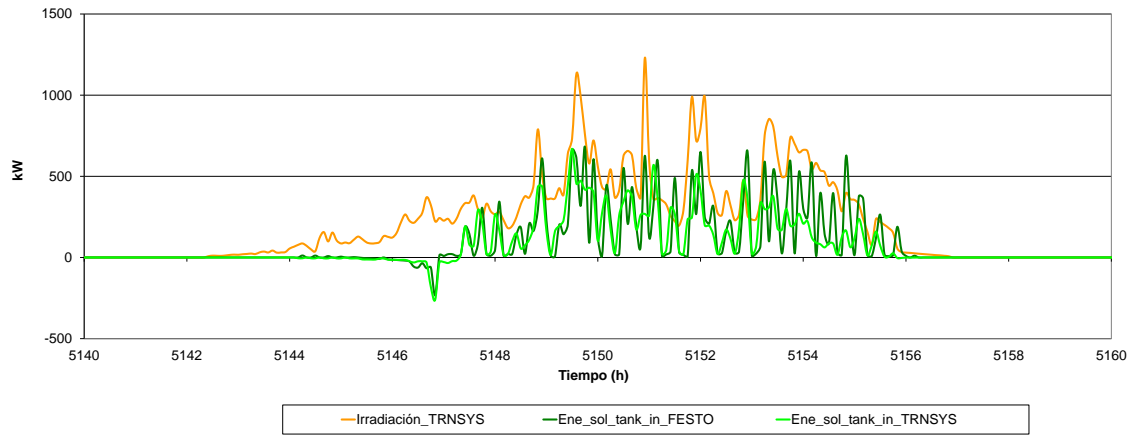


Figura 6-27. Evolución de la irradiación solar real y potencia térmica real y simulada con TRNSYS del sistema solar de captación para el día 03-08-08.

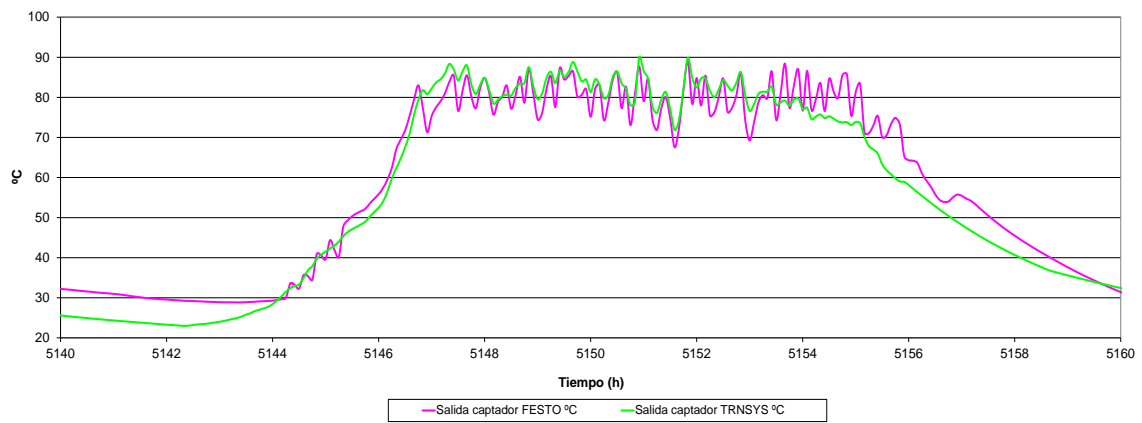


Figura 6-28. Evolución de la temperatura de salida real y simulada del sistema solar de captación para el día 03-08-08.

---

## CAPITULO 7. CONCLUSIONES

---

En esta tesis se han identificado diversas configuraciones posibles para la integración de sistemas de refrigeración solar en redes de distrito de frío y calor atendiendo a diversos criterios: producción solar centralizada o descentralizada y conexión en serie o paralelo de las enfriadoras térmicas y del sistema de captación solar.

También se ha desarrollado una metodología de cálculo de la demanda de frío y de calor diaria u horaria para edificios. El cálculo desarrollado está basado en el método de normalización de la demanda anual o mensual mediante los grados-día. Para ello es necesario disponer de los datos meteorológicos y de algunos datos constructivos y operativos de los edificios: coeficientes de transferencia de calor de los cerramientos, compacidad del edificio, perfiles horarios de uso y de la demanda anual o mensual específica o total. Este método requiere menos datos de entrada que los métodos más rigurosos utilizando programas de simulación pero da lugar a resultados suficientemente satisfactorios. Este método ha sido validado por Heller (2000a) para calefacción con resultados satisfactorios. En el caso de esta tesis el método se ha extendido para el cálculo de la demanda de refrigeración.

También se ha desarrollado un modelo para enfriadoras de refrigeración térmica basados en la ecuación característica que permite la estimación de la capacidad frigorífica y del consumo de energía térmica a partir de las temperaturas y los caudales de las corrientes externas. El modelo desarrollado se ha revelado de utilidad para su utilización en programas de simulación de refrigeración térmica y se ha aplicado a varios equipos de refrigeración por absorción de simple y doble efecto comerciales.

Las configuraciones identificadas se han analizado para la integración eficiente de sistemas de refrigeración solar en redes de distrito. Se han clasificado según el nivel de centralización de los equipos y su conexión a la red. El análisis energético de las configuraciones se ha realizado mediante una metodología simplificada que permite comparar las distintas opciones de captación solar y de enfriadoras térmicas que se pueden utilizar como paso previo a una simulación más detallada y rigurosa utilizando el software TRNSYS. Este software permite analizar configuraciones y tipos de conexión de equipos de captación y de enfriadoras, tanto entre sí como en redes de distrito de frío y calor

La metodología presentada a un caso de estudio para analizar las distintas configuraciones para la integración de una planta de refrigeración solar en redes de distrito en Cerdanyola del Vallès dentro del proyecto europeo Polycity. El resultado del estudio realizado revela que la mejor opción energética de entre las analizadas es un sistema de refrigeración solar con captadores de tubo de vacío con reflectores (ETC-CPC) y máquina de absorción de simple efecto. Por otro lado, la configuración serie o paralelo de los captadores solares

apenas tiene influencia sobre el consumo de energía térmica convencional y primaria a pesar de que operan a diferentes temperaturas. Ello es debido por un lado a la relativamente reducida aportación solar al consumo y por otro, a la elevada eficiencia de los captadores ETC-CPC. En el caso de la enfriadora de absorción da lugar a mejores prestaciones energéticas si los equipos se conectan en paralelo a la red de calor y red de frío. La conexión en serie en la red de calor no es recomendable ya que da lugar a un aumento del 5 % del consumo de energía convencional.

Por último se han validado los modelos de enfriadoras y captadores solares térmicos de tubo de vacío con inercia en el caso de estudio de la instalación de climatización solar de FESTO. Estos modelos son los que se han aplicado al caso de estudio de la instalación de refrigeración solar de Cerdanyola del Vallès.

---

## CONCLUSIONS

---

In this thesis we have identified several possible configurations for the integration of solar cooling systems in networks of district heating and cooling according to various criteria: centralized or decentralized solar production and serial or parallel hydraulic connections of the chillers and thermal collectors in the district heating and cooling networks.

We also have developed a methodology for calculating the demand for cooling and heating for buildings daily or hourly. The calculation is based on the method of normalization of the annual or monthly degree days. To do so we need meteorological values and design and operating data of the buildings as heat transfer coefficients, shape of the building, hourly consumption profiles and the specific annual or monthly heating and cooling demands. This method requires less input data than more rigorous methods using simulation programs but the results are quite satisfactory for district heating and cooling networks. This method has been validated by Heller (2000a) for modeling the heating demand with satisfactory results. In the present work this method has been extended to calculate the cooling demand.

We also have developed a model for thermal cooling chillers based on the characteristic equation method that allows the estimation of the cooling capacity and thermal energy consumption using the temperatures and flows of external flows. The developed model has been proved useful for use in the simulation programs and has been applied to model various single effect and double effect absorption chillers equipment for commercial double acting.

In addition we analysed the identified configurations for the efficient integration of solar cooling systems in district networks. They have been classified according to the level of centralization of equipment and its connection to the network. The energy analysis of the configurations was performed using a simplified methodology that compares the various options of solar collectors and thermal chillers that can be used as a previous analysis to a more detailed and rigorous simulation using TRNSYS software. This software allows you to analyze detailed configurations and connection types of solar collectors and chillers

We also have simulated different configurations for the integration of a solar refrigeration plant in the district heating and cooling networks in Cerdanyola del Vallès in the framework of the European project PolyCity. The result of this study reveals that the best option is a solar cooling system with evacuated tube collectors with reflectors (ETC-CPC) and single effect absorption chiller. On the other hand, the serial or parallel configuration of solar collectors has little influence on the conventional thermal energy consumption and primary despite operating at different temperatures. This is because the relatively low solar contribution to consumption and partly to the high efficiency of the ETC-CPC collectors. In the case of the absorption chiller is not advisable the connection in series in the district heating network.

Finally, we have validated the thermal chiller and solar thermal vacuum tube collector models with capacitance effects in the case study of solar air conditioning system of FESTO. These models are those that have been applied to the case study of solar refrigeration Cerdanyola del Vallès.

UNIVERSITAT ROVIRA I VIRGILI

INTEGRACIÓN DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN SOLAR EN REDES DE DISTRITO DE FRÍO Y DE CALOR

Jesús López Villada

ISBN:978-84-693-9443-4/ DL:T.60-2011

## CAPITULO 8. BIBLIOGRAFIA

---

AENOR (1988) Norma UNE 100002:1988. Grados-día base 15°C. Asociación Española de Normalización y Certificación (AENOR), Madrid, febrero 1988.

AENOR (2002) Norma UNE-EN 12975-2:2002. Sistemas solares térmicos y componentes. Captadores Solares. Parte 2: Métodos de Ensayo. Asociación Española de Normalización y Certificación (AENOR), Madrid, febrero 2002.

AENOR (2005) Norma UNE 94002:2005. Instalaciones solares térmicas para producción de agua caliente sanitaria. Cálculo de la demanda de energía térmica. Asociación Española de Normalización y Certificación (AENOR), Madrid, junio 2005.

AENOR (2008a) Norma UNE-EN ISO 13790:2008. Eficiencia energética de los edificios. Cálculo del consumo de energía para calefacción de espacios.(ISO 13790:2004). Asociación Española de Normalización y Certificación (AENOR), Madrid, mayo 2008.

AENOR (2008b) Norma UNE-EN 15316-4-5. Sistemas de calefacción para edificios. Método para el cálculo de los requisitos de energía del sistema y de la eficiencia energética del sistema. Parte 4-5: Sistemas de generación para calefacción de locales, calidad y prestaciones de los sistemas de calefacción urbana y de los sistemas de gran volumen. Asociación Española de Normalización y Certificación (AENOR), Madrid, octubre 2008.

Albers, J. (2005). Documentation for the Solar Assisted air Conditioning of Buildings programme (SolAC) version 1.5. IEA Task 25, Subtask B: Design Tools and Simulation Programmes, Dresden, 2005.

Albers, J., Ziegler, F. (2009). Influence of external flow rates on characteristic equations of absorption chillers. KI Luft- und Kältetechnik 4/2009, pp. 18-22, Hüthig GmbH & Co. KG, Helderberg, Germany (In German).

Anderson.O.E (1953) Refrigeration in America. Princeton University Press, Princeton, New Jersey, USA, 1953.

Argiriou A., Lykoudis S., Kontoyiannidos CA., Asimakopoulos D., Kassomenos P. (1999) Comparison Of methodologies for TMY generation using 20 years data for Athens, Greece. Solar Energy 66, 33-45.

Balaras, C., Grossmann, G., Henning, H.M., Infante Ferreira, C., Podesser, E., Wang, L., Wiemken, E. (2007). Solar Air Conditioning in Europe - an overview. Renewable & Sustainable Energy Reviews, 11(2), 299-314.

Bauer, D., Marx, R., NuBbicker-Lux, J. Ochs, F., Heidemann, W. (2009) German central solar heating plants with seasonal heat storage. Solar Energy 84, 612-623.



Broad (2004). Catalogue available online at [www.broad.com](http://www.broad.com). (Last accessed: May 2009).

Bruno, J.C. (2009) Performance and Economics of Solar driven Chillers in Spain. International Symposium Solar and Renewable Cooling Friday, Clean Energy Power 2009, 29<sup>th</sup> to 31<sup>st</sup> January 2009, Landesmesse, Stuttgart, Germany.

Chan Apple, L.S., Chow T.T., Square K.F., Lin John Z. (2006). Generation of a typical meteorological year for Hong Kong. *Energy Conversion and Management*, 47(1), January 2006, 87-96.

Choon Baek, N., Jin-Kook, L., Eung-Sang, Y., Mun-Chang, J., Shin, U., Yoon, S. (2007) Experimental study of the solar district heating system. *Proceedings of ISES World Congress 2007 (1-5)*, 2248-2253.

CIBSE (2006) Degree-Days; Theory and application, TM41: 2006. London: The Chartered Institution of Building Services Engineers (CIBSE). ISBN-10: 1-903287-76-6

Dalenbäck, J. (2007) Large-scale solar heating and cooling systems in Europe. *Proceedings of the ISES World Congress 2007, Beijing, China, 18<sup>th</sup> to 21<sup>st</sup> September 2007*.

Dalenbäck, J. (2008) Prospects for solar district heating in Europe. *Proceedings of the SOLPOL 2008 Conference, Warsaw, Poland, 22<sup>nd</sup> to 26<sup>th</sup> September 2008*.

Dalenbäck, J. (2010) Solar Heating Plants. Solar District Heating Workshop organised by the Association of District Heating of the Czech Republic (ADHCR) and Cityplan, Prague, Czech Republic, 2<sup>nd</sup> March 2010.

Day, A. R., Karayiannis, T. G. (1998) Degree-days: Comparison of calculation methods. *Building Services Engineering Research and Technology*, 19(1), 7-13.

Day, A. R., Karayiannis, T. G. (1999) Identification of the uncertainties in degree-day-based energy estimates. *Building Service Engineering*, 20(4), 165 - 172.

Day A. R., Maidment G.G., Ratcliffe M.S. (2000). Cooling degree-days and their applicability to building energy estimation. *Proceedings of the Conference 20:20 Vision: CIBSE/ASHRAE Conference, Dublin, September 2000*.

Day, A. R. (2005) An improved use of cooling degree-days for analysing chiller energy consumption in buildings. *Building Services Engineering Research and Technology*, 26(2), 115-127.

Districtclima (2009). Presentación técnica sobre Redes de Calor y Frío (DHC), marzo de 2009, Barcelona.

Dotzauer, E. (2002) Simple model for prediction of loads in district-heating systems. *Applied Energy* Volume 73(3-4), 277-284.

Fink, C., Riva, R. (2004) Solar-supported heating networks in multi-storey residential buildings - A planning handbook with a holistic approach. *Arbeitsgemeinschaft Erneuerbare Energie - Institute for Sustainable Technologies, Vienna, 2004*.

Frei, U. (2003). Solar thermal collectors, state of the art and further development. Proceedings of the ISES Solar World Congress 2003, Göteborg, Sweden.

Furukawa, T. (1983). Study on characteristic temperatures of absorption heat pumps. Proceedings of the 20<sup>th</sup> Japan Heat Transfer Conference, June 1983, pp 508-510 (in Japanese).

Furukawa, T., Sonoda, T. (1987). Characteristics of H<sub>2</sub>O/LiBr absorption heat pumps for the temperature change of external fluids. XVIII Internationaler Kongress für Kältechnik, Wien, Austria, 24<sup>th</sup> to 29<sup>th</sup> August 1987.

Gommed, K., Grossman, G., (1990). Performance analysis of staged absorption heat pumps: water-lithium bromide systems. ASHRAE Transactions 96 (1), 1590-1598.

Harvey, L.D. (Ed.) (2006) Low Energy Buildings and District-Energy Systems: fundamentals, techniques and examples. Earthscan, London, United Kingdom, 2006. ISBN-13: 978-1-84407-243-9.

Heller, A. (2000a) Demand modelling for central heating systems. Report R-040, Department of Buildings and Energy. Technical University of Denmark (DTU). ISBN: 87-7877-042-4.

Heller, A. (2000b) Large Scale Solar District Heating. Evaluation, Modelling and Designing. Ph.D. Thesis. Report R-046, Department of Buildings and Energy. Technical University of Denmark (DTU). ISBN: 87-7877-050-5

Heller, A. (2002) Heat-load modelling for large systems. Applied Energy, 72(1), 371-387.

Hellmann, H., Schweigler, C., Ziegler, F. (1999) The characteristic equation of absorption chillers. Proceedings of the International Sorption Heat Pump Conference, (ISHPC-1999), 24<sup>th</sup> to 26<sup>th</sup> March, Munich, Germany.

Henning, H.M. (2004) Solar- Assisted Air -Conditioning in Buildings. A Handbook for Planners. Springer Verlag, Vienna, Austria, 2004. ISBN: 3-211-00647-8.

Henning H.M., (2010). Solar Assisted Cooling, First Annual Conference of the European Technology Platform on Renewable Heating and Cooling, 23<sup>rd</sup> to 24<sup>th</sup> February 2010, Bilbao (Spain).

Hess, S., Di Lauro, P., Rose, S., Rommel, M., (2008) Comparison of Medium Temperature Collectors for the Generation of Process Heat. Proceedings of the Eurosun 2008 Conference, Lisbon, Portugal, 7<sup>th</sup> to 10<sup>th</sup> October 2008.

Hubbard, E. (1916), Little Journeys to the Homes of the Great, Volum 1: Good men and Great, Wm. H. Wise & Co., New York, USA, 1916.

IDAE (2007) Guía Técnica. Diseño y cálculo del aislamiento térmico de conducciones, aparatos y equipos. Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE). Madrid, 2007. ISBN: 978-84-96680-08-1

IDEA (2009) District Cooling Best Practice Guide. International District Energy Association (IDEA), Westborough, Massachusetts, USA, 2009. ISBN: 978-0-615-25071-7.

ISO (2008). ISO 13970: Energy performance of buildings – Calculation of energy use for space heating and cooling. International Organization for Standardization (ISO), Switzerland, March 2008.

Jahnke, A., Costa, A., Ziegler, F., Paris, J. (2005) Experimental plan and statistical analysis of laboratory results for an absorption chiller. Proceedings of the International Sorption Heat Pump Conference (ISHPC-075-2005), Denver, USA.

Jakob, U., Eicker, U., Schneider, D., Taki, A.H., Cook, M.J. (2008) Simulation and experimental investigation into diffusion absorption cooling machines for air-conditioning applications. Applied Thermal Engineering, 28(10), 1138-1150.

Jensen, P., Løppenthien, J.H., (2008) Temperature Optimization- Hørning District Heating Company has achieved remarkable results. Hot|Cool, International Magazine on District Heating and Cooling, num. 1, DBDH, Taastrup, Denmark, 2008. ISSN: 0904 9681.

Kalogirou, S.A. (2003) Generation of typical meteorological year (TMY-2) for Nicosia, Cyprus. Renewable Energy, 28(15), December 2003, 2317-2334.

Kern, W. (1987). Economic criteria for application of single or double stage absorption heat transformers. Proceedings of the 3<sup>rd</sup> International Symposium on the Large Scale Applications of Heat Pumps, Oxford, England, pp. 149-154. BHRA, The Fluid Engineering Centre, Cranfield, Bedford.

Kim, D., Infante Ferreira, C. (2008a) Solar refrigeration options – a state-of-the-art review. International Journal of Refrigeration 31(1), 3-15

Kim, D., Infante Ferreira, C. (2008b) Analytic modelling of steady state single-effect absorption cycles. International Journal of Refrigeration, 31(6), 1012-1020

Kitanovski, A., Poredos, A. (2001) Efficiency of a district heating network serving hot water absorption chillers. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, Volume 215, Number 2.

Kristensen, P., Holm, P. (2008) District heating of the future. Hot Cool, International magazine on District Heating and Cooling, 2 (2008), pp. 21-22.

Kühn, A., Corrales J.L., Ziegler, F. (2008) Comparison Of Control Strategies Of Solar Absorption Chillers. Proceedings of the EUROSUN 2008, First International Conference on Heating, Cooling and Buildings, 7<sup>th</sup> to 10<sup>th</sup> October 2008, Lisbon, Portugal.

Kühn, A., Ziegler, F. (2005) Operational results of 10 kW absorption chiller and adaptation of the characteristic equation. Proceedings of the 1<sup>st</sup> International Conference Solar Air conditioning, 6<sup>th</sup>-7<sup>th</sup> October 2005, Bad Staffelstein, Germany.

Mycom (2005) Mycom Adsorption Chiller – Construction and data. Albring Industrial Agency GmbH, 2005.

Newton, J. (1987) Carrel & Lindbergh, Uncommon Friends : Life with Thomas Edison, Henry Ford, Harvey Firestone, Alexis Carrel & Charles Lindberg. Harcourt, San Diego, USA, (1987), p. 31

GBU (1999) GBU Adsorption Chiller. NAK Technical Description, GBU mBH, 1999

Pedersen, L. (2007a) Use of different methodologies for thermal load and energy estimations in buildings including meteorological and sociological input parameters. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 11 (5), 998-1007.

Pedersen, L. (2007b) Load modelling of buildings in mixed energy distribution systems. Doctoral Thesis at Norwegian University of Science and Technology NTNU 2007:78. ISBN: 978-82-471-1724-8.

Petersdorff, C., Primas, A. (2007). Primary Energy and CO<sub>2</sub> conversion factors, appendix 2, *Sustainable Energy Housing. Strategies and Solutions, Volume 1*, London: Earthscan 2007.

Peuser F.A., Remmers K.H., Schnauss M. (2004) *Solar Thermal Systems. Successful Planning and Construction*. Solarpraxis AG, Berlin, Germany, 2004.

Pissimanis D, Karras G, Notaridu V, Garva K. (1988) The generations of a Typical Meteorological Year for the city of Athens. *Solar Energy* 40(5),405-411.

POLYCITY (2008) – Energy Networks in Sustainable Cities. Sixth Framework Programme. Concerto Programme. <http://www.polycity.net/en/Cerdañola-barcelona-project.html>.

REE (1998). Atlas de la Demanda Eléctrica Española. Proyecto INDEL. Red Eléctrica de España, Madrid, España, 1998 ([www.ree.es](http://www.ree.es)).

Riesch, P. (1991) Absorption wärmetransformator mit hohem Temperaturhub. Forschungs-berichte des Deutschen Kälte und Klimatechnischen Vereibns Nr. 36, DKV, Stuttgart, Germany.

Riesch, P., Scharfe, J., Ziegler, F., Völkl, J., Alefeld, G. (1987), Part-1: Load behaviour of an absorption heat transformer. *Proceedings of the 3<sup>rd</sup> International Symposium on the Large Scale Applications of Heat Pumps*, Oxford, England, pp. 155-160. BHRA, The Fluid Engineering Centre, Cranfield, Bedford.

Rotártica, S.A. (2006). Catalogue available online at [www.rotartica.com](http://www.rotartica.com) (Last accessed: May 2009).

Ryan, Thomas P. (2007) *Modern Engineering Statistics*. John Wiley & Sons, New Jersey, USA, 2007. ISBN: 978-0-470-08187-7

Ryan, Thomas P. (2009) *Modern Regression Methods*. John Wiley & Sons, New Jersey, USA, 2009. ISBN: 978-0-470-08186-0

Safarik, M., Richter, L., Heinrich, C., Otto, M. (2004) Small capacity water/lithium bromide absorption chiller for solar cooling applications. *Proceedings of the EuroSun 2004 Conference*, Freiburg, Germany.

Safarik, M., Richter, L., Möckel, F., Kretschmar, S., (2005). Performance data of a small capacity absorption chiller. *Proceedings of the 1<sup>st</sup> International Conference Solar Air conditioning*, 6th-7th October 2005, Bad Staffelstein, Germany.

Safarik, M. Results of monitoring the EAW SE 15 absorption chiller in solar cooling installations. (2007) *2<sup>nd</sup> International Conference Solar Air-Conditioning*, 18<sup>th</sup> to 19<sup>th</sup> October 2007, Tarragona, Spain, 650-655

Sawaqed Naseem M., Zurigat Yousef H., Al-Hinai Hilal (2005). A step-by-step application of Sandia method in developing typical meteorological years for different locations in Oman. *International Journal of Energy Research*, 29(1), April 2005, 723-737.

Schweigler, C. (2007) Sorption cooling driven by low-grade heat: Comparison of absorption and adsorption chillers. EU FP6: CAMELIA, Work Package 4. Technical Component Database.

Skeiker, Kamal (2004) Generation of a typical meteorological year for Damascus zone using the Filkenstein-Schafer statistical method. *Energy Conversion and Management*, 45(1), January 2004, 99-112.

Summerheat (2009) Meeting cooling demands in Summer by applying heat from cogeneration. SUMMERHEAT project EU Intelligent Energy Europe Programme EIE-06-194. <http://www.eu-summerheat.net>.

Takada, S. (1982). Absorption Freezer. Japan Freezer Association (in Japanese).

TRNSYS (2004) Program Manual, Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin, Madison, USA, 2004.

Vestlund, J., Rönnelid, M., Dalenbäck, J. (2009) Thermal performance of gas-filled flat plate solar collectors. *Solar Energy*, 83(6), June 2009, 896-904.

Weiss, W. (Ed.). (2003) Solar Heating Systems for Houses. A design handbook for solar combisystems. James&James (Science Publishers), London. ISBN: 1-902916-46-8

Weiss, W., Rommel, M. (2005) Medium Temperature Collectors. State of the Art within Task 33/IV, Solar Heat for Industrial Processes, International Energy Agency, Solar Heating and Cooling Programme (SHC), May 2005

Willstedt, H. (2009) Here comes the sun rising. Spain 2009: Renewable power goes up while emissions and electricity prices go down, WWF Report. WWF/Spain, [www.wwf.es](http://www.wwf.es), July 2009.

Yingni Jiang (2010) Generation of typical meteorological year for different climates of China. *Energy*, 45(5), May 2010, 1946-1953.

Zhou Jin, Wu Yezheng, Yan Gang (2006) Generation of typical solar radiation year for China. *Renewable Energy*, 31(12), October 2006, 1972-1985.

Ziegler, F. (1998). Sorptionwärmepumpen. Habilitationsschrift. Forschungs-berichte des Deutschen Kälte und Klimatechnischen Vereibns Nr. 57, DKV, Stuttgart, Germany.

Ziegler F., Hellmann H.-M. (1999) An approximate method for modelling the operating characteristics of advanced absorption chillers. Proceedings of 20<sup>th</sup> International Congress of Refrigeration, 19<sup>th</sup> to 24<sup>th</sup> September 1999, IIR/IIF, Sydney, Australia.

Ziegler, F. (2009) Sorption heat pumping technologies: comparison and challenges. *International Journal of Refrigeration* 32(4), 566-576.