



UNIVERSIDAD  
POLITECNICA  
DE VALENCIA

## TESIS DOCTORAL

# METODOLOGÍA PRÁCTICA PARA EVALUAR LA VIABILIDAD DE REDES DE FRIO Y CALOR URBANAS INTEGRANDO ENERGÍA SOLAR Y BIOMASA EN LA ESPAÑA CÁLIDA

Septiembre 2015

Doctorando:  
Francisco Galvany Castillo

Director:  
Dr. Javier Urchueguía Schözel  
Departamento de Física Aplicada UPV

El abajo firmante, Dr. Javier Urchueguía Schözel, Catedrático de Universidad del Departamento de Física Aplicada de la Universidad Politécnica de Valencia

HACE CONSTAR:

Que el presente trabajo titulado: “Metodología práctica para evaluar la viabilidad de redes de frío y calor urbanas integrando energía solar y biomasa en la España cálida”, presentado por D. Francisco Galvany Castillo para optar al grado de Doctor de la Universidad. Politécnica de Valencia, ha sido realizado bajo mi supervisión actuando en calidad de Director de Tesis.

Que los resultados y conclusiones de este documento provienen del trabajo de documentación, estudio y experiencias realizadas por el doctorando.

Y para que así conste a los efectos oportunos, firmo este documento en Valencia a 10 de Septiembre de 2015.

Dr. Javier Urchueguía Schözel

*A Julia por su impagable apoyo y por las privaciones  
que le ha supuesto el tiempo dedicado a este trabajo.  
Un beso y gracias.*

*A mi familia, con un recuerdo especial para mi madre.*

*A todos aquellos que, en algún momento, me enseñaron algo.*

## RESUMEN

Desde hace más de una década, las redes de calor urbanas (District Heating, DH) combinadas con el uso de energías renovables se han consolidado como una herramienta de primer orden para la eficiencia energética y la reducción de emisiones de gases de efecto invernadero.

Entre las distintas posibilidades de generación, en los países del Norte y Centro de Europa, con escasa o nula demanda anual de refrigeración en las viviendas, desde los años 80 se han construido un gran número de instalaciones que utilizan energía solar con grandes acumuladores estacionales capaces de almacenar el calor excedente captado en la época de mayor disponibilidad solar y mínima demanda (verano), y mantenerlo hasta la época de demanda de calefacción de otoño. En este tipo de instalaciones, el coste del acumulador estacional representa un porcentaje muy significativo de la inversión para el DH.

En los países más cálidos del Sur de Europa, como el caso de España, donde en gran parte del territorio la demanda energética para refrigeración es más importante o del mismo orden que la demanda de calefacción, y teniendo en cuenta el alto coste que suponen los depósitos estacionales, una solución más eficiente podría ser la que utiliza la energía solar en época estival para cubrir un porcentaje de la demanda de frío mediante enfriadoras térmicas (absorción/adsorción). Estos sistemas tienen, a día de hoy, poca implantación en comparación con los anteriores, y no existen criterios de diseño consolidados que permitan una sistemática en cuanto a las posibles configuraciones y dimensionamiento de los distintos equipos. Esta última opción es la solución técnica que se propone en esta tesis.

En la presente tesis, tras una oportuna revisión del estado del arte de los Solar District Heating, SDHC, se propone una solución técnica de generación, que se pretende fácilmente replicable, para una instalación solar de frío y calor acoplada a una red urbana a cuatro tubos, District Heating & Cooling, DHC. Además, se revisan aspectos prácticos del modelo de negocio para la explotación de la red. Se desarrollan dos modelos de simulación dinámica TRNSYS: uno para el DHC y uno previo para el estudio de la demanda. También se proporciona una metodología práctica que permita, en un primer estudio inicial, evaluar la viabilidad técnico-económica de los futuros proyectos basados en la misma solución técnica.

Por último, lo expuesto en los capítulos previos se concreta en el desarrollo de un caso práctico. El DHC estudiado suministra frío y calor a 2.228 viviendas de nueva construcción en un barrio periférico de Valencia capital.

A la vista de los resultados energéticos, económicos y medioambientales obtenidos en el estudio del caso, cabe concluir que la solución técnica propuesta para un DHC en Valencia, como ciudad representativa de la España cálida, constituye una opción viable de generación y suministro energético en el sector residencial (y terciario asociado).

## **ABSTRACT**

For more than a decade, the urban heat networks (District Heating, DH) combined with the use of renewable energies have been consolidated as a leading tool for energy efficiency and reducing emissions of greenhouse gases.

Among the various possibilities of generation in the North and Central Europe, with little or no annual demand for comfort cooling, since the 80s a large number of facilities, that use solar energy with large seasonal accumulators capable to store surplus heat captured in the period of increased solar availability and minimum demand (summer) and hold until the time of heating demand (autumn), have been built. In this type of installation, the cost of seasonal storage represents a significant percentage of investment for DH.

In warmer countries of southern Europe, as in the case of Spain, where in most of the territory the energy demand for cooling is more important or the same order as the heating demand, and taking into account the high costs incurred by the seasonal deposits, a more efficient solution would be using solar energy in summer to cover a percentage of the cooling by thermal chillers (absorption / adsorption). These systems today have little implementation compared to the previous ones, and design criteria do not allow a systematic approach regarding the possible configurations and sizing of the various teams. This is the technical solution proposed in this thesis.

In the present thesis, after a timely review of the state of the Solar District Heating art, SDHC, a technical solution is proposed, intended to be easily replicable, of generation for a solar installation of hot and cold coupled to an urban network to four tubes, District Heating & Cooling, DHC. In addition, practical aspects of the business model for the operation of the network are reviewed. Two TRNSYS dynamic simulation models are developed: One for the DHC and one prior to the study of demand. A practical methodology is also provided on a first initial study to evaluate the technical and economic viability of future projects based on the same technical solution.

Finally, the discussion in the previous chapters is expressed in the development of a case study. The DHC studied supplied cold and heat to 2,228 new housing in a suburb of Valencia capital.

In view of energy, economic and environmental results of the case study, it is concluded that the proposal for a DHC in Valencia, as the representative city of the warm Spain, technical solution is a viable option generation and energy supply in the residential sector (and associated tertiary).

## RESUM

Des de fa més d'una dècada, les xarxes de calor urbana (District Heating, DH) combinades amb l'ús d'energies renovables s'han consolidat com una ferramenta de primer orde per a l'eficiència energètica i la reducció d'emissions de gasos d'efecte hivernacle.

Entre les distintes possibilitats de generació, en els països del Nord i Centre d'Europa, amb escassa o nul·la demanda anual de refrigeració en les vivendes, des dels anys 80 s'han construït un gran nombre d'instal·lacions que utilitzen energia solar amb grans acumuladors estacionals capaços d'emmagatzemar la calor excedent captat en l'època de major disponibilitat solar i mínima demanda (estiu) i mantindre-ho fins a l'època de demanda de calefacció. En este tipus d'instal·lacions, el cost de l'acumulador estacional representa un percentatge molt significatiu de la inversió per al DH.

En els països més càlids de Sud d'Europa, com el cas d'Espanya, on en gran part del territori la demanda energètica per a refrigeració és més important o del mateix orde que la demanda de calefacció, i tenint en compte l'alt cost que suposen els depòsits estacionals, una solució més eficient podria ser la que utilitza l'energia solar en època estival per a cobrir un percentatge de la demanda de fred per mitjà de refrigeradors tèrmiques (absorció/adsorció). Estos sistemes tenen a hores d'ara poca implantació en comparació amb els anteriors, i els seus criteris de disseny tampoc permeten un criteri sistemàtic quant a les possibles configuracions i dimensionament dels distintes equips. És la solució tècnica que es proposa en esta tesi.

En la present tesi, després d'una oportuna revisió de l'estat de l'art dels Solar District Heating, SDHC, es proposa una solució tècnica, que es pretén fàcilment replicable, de generació per a una instal·lació solar de fred i calor acoblada a una xarxa urbana a quatre tubs, District Heating & Cooling, DHC. A més, es revisen aspectes pràctics del model de negoci per a l'explotació de la xarxa. Es desenrotlla dos models de simulació dinàmica TRNSYS: un per al DHC i un previ per a l'estudi de la demanda. També es proporciona una metodologia pràctica que permeta, en un primer estudi inicial, avaluar la viabilitat tècnic-econòmica dels futurs projectes basats en la mateixa solució tècnica.

Finalment, allò que s'ha exposat en els capítols previs es concreta en el desenrotllament d'un cas pràctic. El DHC estudiat subministra fred i calor a 2.228 vivendes de nova construcció en barri perifèric de València capital.

A la vista dels resultats energètics, econòmics i mediambientals obtinguts en l'estudi del cas, cal concloure que la solució tècnica proposta per a un DHC a València, com a ciutat representativa de l'Espanya càlida, constituïx una opció viable de generació i subministrament energètic en el sector residencial (i terciari associat).

**INDICE**

1	Introducción. Objetivos de la Tesis .....	9
1.1	Antecedentes y oportunidad de la Tesis.....	9
1.2	Objeto de la tesis .....	15
2	Estado del arte de las redes de distrito de frío y calor (DHC).....	18
2.1	Objeto del capítulo .....	18
2.2	Redes de distrito de frío y calor. Ventajas. ....	18
2.3	Itinerario Técnico – Administrativo para la implantación de los DHC en España. ....	20
2.4	Censo de Redes DHC en España.....	22
2.5	Marco Legal de los DHC en España. ....	26
2.6	Estado del arte de las enfriadoras térmicas para climatización solar. ....	28
2.6.1	Generalidades.....	28
2.6.2	Enfriadoras de absorción .....	29
2.6.3	El ciclo de Adsorción .....	42
2.7	Estado del arte de las instalaciones solares térmicas en redes DHC .....	47
2.7.1	Introducción.....	47
2.7.2	Captadores solares térmicos. Rendimiento térmico del captador.....	49
2.7.3	Captadores de placa plana (FPC).....	50
2.7.4	Captadores de tubo de vacío (ETC) .....	53
2.7.5	Selección de captadores solares .....	58
2.7.6	Acumuladores estacionales .....	59
2.7.7	Evolución de los sistemas solares integrados en DHC.....	61
3	Estimación de la demanda térmica en redes DHC .....	70
3.1	Introducción .....	70
3.2	Cálculo de las demandas de calor y frío.....	73
3.2.1	Caracterización de la demanda .....	73
3.2.2	Estimación de la demanda de calefacción y refrigeración. ....	74
3.2.3	Estimación de la demanda horaria de ACS. ....	84
3.2.4	Estimación de otras demandas.....	86
4	Tipología. Aspectos Técnicos de los DHC.....	92
4.1	Introducción .....	92
4.2	Aspectos generales sobre redes DHC .....	92
4.3	La Red de distribución .....	94
4.3.1	Tubería.....	94
4.3.2	Otros elementos de la red de distribución.....	98
4.3.3	Obra civil en la red de distribución .....	100
4.4	La Central Térmica .....	102
4.5	Subestaciones en los edificios.....	104
4.6	Consideraciones de diseño y operacionales de la Red.....	111
5	Aspectos Económicos. Plan de Negocio de un DHC .....	116
5.1	Estructura del Plan de Inversión y Financiación .....	116
5.1.1	Introducción.....	116
5.1.2	Estructura de la inversión.....	116
5.1.3	Estructura de financiación.....	117
5.2	Opciones societarias para la promoción y explotación de redes DHC.....	118
5.3	Estructura de los precios de venta.....	119
5.3.1	Cuestiones generales .....	119
5.3.2	Derechos de conexión .....	120

5.3.3	Estructura de la Tarifa.....	120
5.3.4	Punto de medida para la facturación .....	121
5.4	Ingresos y gastos en fase de explotación.....	121
5.5	Aspectos sobre conectividad y del contrato de usuario.....	122
6	Indices de viabilidad para una red DHC.....	126
6.1	Introducción .....	126
6.2	Indices de eficiencia energética y medioambiental.....	126
6.2.1	Rendimiento del sistema solar .....	126
6.2.2	Rendimiento de los equipos individuales de generación de la central.....	127
6.2.3	Índice de ahorro de energía primaria (IAEP). .....	128
6.2.4	Evaluación de efectos sobre la calidad del aire (GIE). .....	129
6.3	Indices económicos (de rentabilidad de la inversión) .....	131
6.3.1	La variación del valor del dinero en el tiempo.....	131
6.3.2	Flujos de caja (Cashflow).....	132
6.3.3	Índices de rentabilidad .....	132
7	Caso de estudio .....	136
7.1	Descripción general del caso.....	136
7.2	El ámbito físico del DHC Moreras.....	136
7.3	Demanda térmica del DHC Moreras.....	140
7.4	Situación energética y medioambiental de referencia .....	145
7.4.1	Sistema térmico convencional de referencia .....	145
7.4.2	Coste anual de suministro de energía térmica.....	145
7.5	Cuantía anual de emisiones y energía primaria de referencia .....	148
7.6	Propuesta técnica de DHC .....	149
7.6.1	Central térmica.....	149
7.6.2	Red de distribución del DHC.....	155
7.6.3	Sobre conectividad de los edificios al DHC .....	160
7.6.4	- Subestaciones .....	160
7.7	Simulación dinámica TRNSYS para DHC. Resultados energéticos .....	160
7.7.1	El modelo TRNSYS para el DHC propuesto.....	161
7.7.2	Criterios de diseño. Análisis Paramétrico .....	161
7.7.3	Análisis de resultados. Configuración adoptada .....	163
7.8	Análisis económico. Indices de viabilidad.....	169
7.8.1	Plan de inversiones.....	169
7.8.2	Cálculo del flujo de caja anual CashFlow .....	170
7.8.3	Indices de viabilidad económicos.....	171
7.8.4	Situación medioambiental para DHC y comparativa con la de referencia..	175
7.9	Conclusiones para el caso de estudio .....	176
8	Conclusiones. Futuros avances.....	177
8.1	Conclusiones .....	177
8.2	Futuros avances .....	177

Bibliografía. Referencias.

Anexo 1: Cálculo de la demanda térmica TRNSYS. Caso de estudio.

Anexo 2: Modelo TRNSYS del DHC. Caso de estudio.

## CAPITULO 1

# Introducción. Objetivos de la Tesis.

## 1 Introducción. Objetivos de la Tesis

### 1.1 Antecedentes y oportunidad de la Tesis

A día de hoy, parece indiscutible que la eficiencia energética, el uso racional de la energía y el empleo de un mix energético mayoritariamente renovable, son factores clave para mitigar los efectos del cambio climático y, en general, para alcanzar los objetivos medioambientales del denominado *desarrollo sostenible*.

La demanda energética para climatización del sector residencial en España, al igual que en el conjunto de los países de la CE, representa un porcentaje muy significativo del gasto energético global. En el año 2010, el 17% de la energía final consumida en España correspondió al sector residencial y terciario. Por usos, un 47 % a calefacción, un 19 % a agua caliente sanitaria (ACS) y un 1 % a refrigeración [68]. En nuestro caso, a diferencia de los países situados en el centro y el norte de Europa, la demanda energética para refrigeración con el fin de alcanzar unas aceptables condiciones de confort en verano (incluso en parte de la primavera y otoño), es una fracción muy importante de la demanda energética anual para la climatización de los edificios.

En este sentido, en la últimas dos décadas se ha producido un incremento considerable de las necesidades de refrigeración en los edificios del sector residencial y terciario en los países desarrollados de clima cálido. Las razones de ello son: una mayor exigencia de las condiciones de confort ante un ambiente exterior adverso y un abaratamiento de los equipos de climatización [7]. Además, este incremento en la demanda de frío se ha cubierto en un importante porcentaje mediante el uso de bombas de calor eléctricas que, además, proporcionan calor en la temporada de calefacción. Estos equipos de climatización, muchos de ellos para viviendas unifamiliares, están generalmente destinados a satisfacer las necesidades de confort sólo en una de las estancias de la vivienda y, además del impacto sobre la capa de ozono asociado al uso de hidrocarburos halogenados como fluidos de trabajo, tienen un bajo rendimiento energético asociado a su pequeño tamaño y a su tecnología obsoleta (desarrollada en los años 80 con bajos requerimientos de eficiencia energética). A pesar de sus deficiencias y limitaciones, es extraordinario el grado de penetración actual de esta tecnología en nuestro país, y su notable impacto sobre nuestro sistema energético. En efecto, basta recordar las ya habituales puntas de consumo en época estival, provocando picos de potencia eléctrica demandada que llegan a poner al límite de sus posibilidades a las redes eléctricas de transporte y distribución en algunas zonas de nuestro país (apagones en zonas Levante y Sur).



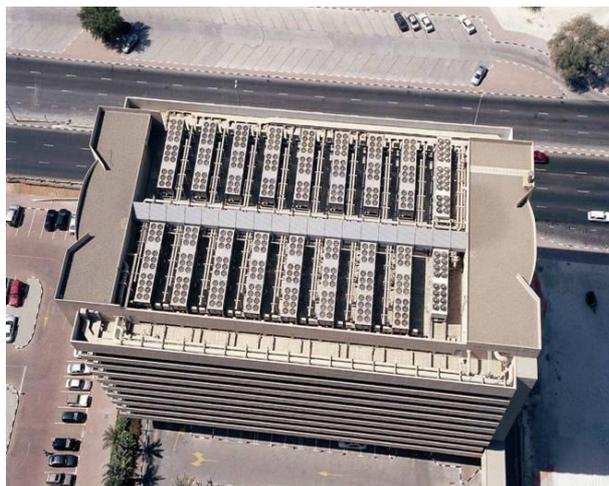
*Ilustración 1.1-1 Condensadoras de equipos de climatización individual (Split System) en fachada. Fuente ADHAC*

Para reducir el consumo energético convencional en general, y el eléctrico en particular, de los sistemas de climatización de los edificios, una 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 [55] y deben de ir acompañadas por sistemas basados en el uso de fuentes de energía renovable. En la presente tesis se propone un sistema de generación térmica (frío-calor) exclusivamente con fuentes renovables, en este caso serán energía solar térmica de baja temperatura y biomasa. La elección de las estas tecnologías concretas de generación se ha basado en que el sistema sea viable y fácilmente replicable en el ámbito de la España cálida.

Actualmente en España, la energía solar térmica se utiliza en el sector residencial casi exclusivamente para la producción de agua caliente sanitaria, ACS. Desde la entrada en vigor del Código Técnico de la Edificación, CTE, los nuevos edificios están obligados a disponer de un sistema capaz de producir una parte de las necesidades de ACS (entre el 60-70 %) mediante energía solar térmica [16]. Esta exigencia supone un porcentaje muy bajo del consumo global de energía del edificio y, con frecuencia, presenta dificultades técnico-económicas para su implantación en determinados edificios (edificios residenciales esbeltos o con saturación de instalaciones en azotea, como es frecuente en hoteles urbanos). Además, en el sector residencial, las instalaciones solares en muchos casos dificultan al promotor el poder comercializar los áticos con terraza, tan cotizados en estos últimos años. Las cuestiones mencionadas, y otras como mala praxis de instaladores, técnicos y promotores en este tipo de instalaciones, son la causa de una mala predisposición muy extendida en el sector residencial (y terciario) respecto de la exigencia del CTE.



*Ilustración 1.1-2 Campo de colectores solares en terraza de edificio residencial. Fuente Viessmann.*



*Ilustración 1.1-3 Vista de equipos de climatización casi la totalidad de la superficie de la terraza de un hotel. Fuente Cofely*

A pesar de ser España uno de los países de la UE con mayor recurso solar en base anual, la gran variación estacional en la disponibilidad de radiación solar y el periodo relativamente corto de la demanda de calefacción en gran parte del territorio, dificultan el alcanzar penetraciones significativas de la energía solar térmica en la cobertura de la demanda de calefacción de los edificios, comprometiendo la viabilidad económica de grandes superficies de captación. En este sentido, también conviene tener en cuenta las complicaciones técnicas que presentan este tipo de instalaciones para disipar el exceso de energía disponible en los meses de verano. Por otro lado, como ya se ha mencionado, en gran parte del territorio español, la demanda energética para refrigeración es más importante o del mismo orden que la demanda de calefacción [49].

De lo anterior, es obvio que, si queremos conseguir contribuciones significativas de la energía solar a la cobertura de la demanda energética de los edificios, más allá de lo exigido en el CTE, sería necesario utilizar aporte solar para cubrir parte de la demanda anual de calefacción y/o refrigeración. En este punto es conveniente señalar que, las instalaciones que incluyen refrigeración solar son más complejas en su diseño y operación que las más simples de ACS y/o calefacción [34].

En la presente tesis se propone el uso de enfriadoras térmicas para la generación de frío y calderas de biomasa sólida como sistema auxiliar de generación térmica del subsistema solar. Obviamente, se consigue de esta forma, que en la generación térmica (frío/calor), se utilicen mayoritariamente energías renovables. Esta última afirmación es clara si, como se comprueba más adelante en el caso práctico, se tiene en cuenta el pequeño peso de los consumos eléctricos frente a los térmicos de los equipos en la central (bombeo, equipos de generación y parásitos menores) [83].

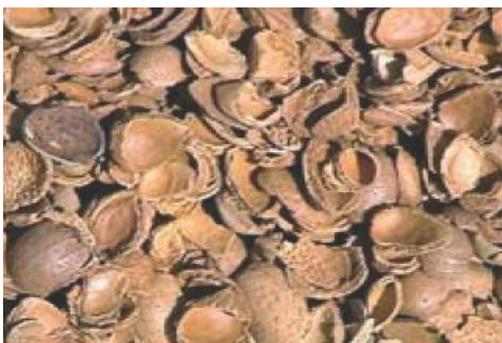
Los beneficios que aporta la utilización de la biomasa, en este caso, astilla de madera forestal (como componente mayoritario), la configuran como un recurso energético competitivo en el mercado de las energías renovables, y es un recurso clave para contribuir a la sostenibilidad de los montes, la creación de empleo estable y de calidad y, en general, para el desarrollo rural. En las siguientes fotos se muestran biomasa usuales de uso en calderas industriales.



*Ilustración 1.1-4 Combustible biomasa Astillas. Fuente IDAE*



*Ilustración 1.1-5 Combustible biomasa Pellets. Fuente IDAE*



*Ilustración 1.1-6 Combustible biomasa Cáscara de almendra. Fuente IDAE*

Cabe citar en un estudio más detallado de las ventajas del uso de biomasa de madera con fines energéticos las siguientes:

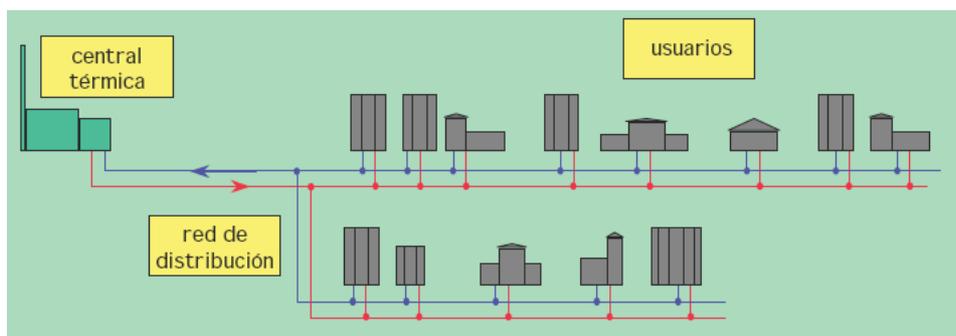
### Ambientales

- Control y disminución de la cantidad de CO<sub>2</sub> y otros gases contaminantes liberados a la atmósfera por la sustitución de combustibles fósiles. Además, la biomasa es un recurso renovable que presenta un balance de CO<sub>2</sub> nulo.
- Reducción de la carga de combustible en los montes, frente al riesgo de incendios forestales.
- Permite aprovechamientos forestales con fines energéticos sobre la base de la preservación del recurso.

## Socioeconómicos

- Reducción de las tasas de dependencia energética (mejora de la balanza de pagos nacional).
- Contribución al desarrollo sostenible del medio rural (empleo e infraestructura industrial para valorización del recurso). Es un importante campo de innovación tecnológica.

Como inconveniente de los sistemas energéticos a base de energías renovables y, en general, de las instalaciones de alta eficiencia energética, debe señalarse que, en general, su implementación requiere una mayor inversión que las instalaciones convencionales. Por otra parte, muchas tecnologías de generación energética de alta eficiencia como la cogeneración tradicional, las enfriadoras térmicas, el aprovechamiento energético de residuos etc. , no son viables a nivel vivienda individual o, incluso, a nivel de edificio. Estos inconvenientes pueden soslayarse con las llamadas Redes de Calor y Frío Urbanas (District Heating & Cooling, DHC). En la figura se muestra un sencillo esquema con los elementos básicos de un DHC.



*Ilustración 1.1-7 Esquema básico de un DistrictHeating. Fuente IDAE*

En el sector residencial, los DHC producen energía térmica y/o frigorífica en unas instalaciones centralizadas, y la distribuyen hasta los usuarios mediante un conjunto de tuberías aisladas (generalmente subterráneas) por las que circula un fluido que puede ser vapor, agua caliente y/o fría garantizando una mejor eficiencia energética y calidad de servicio que el que se obtiene con instalaciones individuales (edificio o vivienda). Los usuarios (no industriales) pueden ser edificios de viviendas, edificios del sector terciario (comercios, oficinas, hoteles, escuelas, hospitales, administración pública, etc).

Un DHC consta de tres elementos principales:

- Una Central (o varias) de Generación térmica (Frío y/o Calor).
- Una Red de tuberías de distribución que distribuye la energía desde la Central a los edificios (usuarios) a los que dar servicio de calefacción y/o refrigeración y de agua caliente sanitaria, ACS. Si se da suministro de frío y calor, lo habitual es hacerlo mediante sistemas de tuberías independientes (ida y retorno para cada servicio). Obviamente, este proceder permite satisfacer la demanda simultánea de frío y calor por parte de los usuarios.
- Una Subestación (intercambiadores de calor, regulación y control) a través de la cual cada edificio (usuario) se conecta con la red.

En todo el mundo, el principal motor del negocio de los DHC es el uso de la energía térmica residual que, si no se aprovechara, se disiparía en el ambiente [54]. Los DHC permiten la utilización eficiente de la energía térmica de las centrales de cogeneración y de las incineradoras, el calor residual de procesos industriales, las fuentes naturales geotérmicas y, en general, de las fuentes renovables como la biomasa o la energía solar, que son más fácilmente aprovechables en sistemas centralizados.

La fiabilidad y flexibilidad del suministro de combustible en un DHC se mejora utilizando mayoritariamente combustibles locales como la biomasa o los residuos sólidos urbanos. También resultan muy eficientes los DHC con plantas de cogeneración que permiten por un lado, reforzar la red eléctrica fomentando una generación eléctrica distribuida y, por otro lado, reducir el consumo de energía primaria global para calefacción, ACS y refrigeración.

Con independencia del combustible utilizado, los DHC producen unos niveles significativamente inferiores de emisiones de efecto invernadero en comparación con la generación tradicional a base de pequeñas calderas y máquinas de climatización descentralizadas (a nivel de edificio o individuales para cada vivienda). Esto es posible gracias al factor de escala, que permite disponer de tecnologías que controlan mucho mejor las emisiones al ambiente.

Desde el punto de vista de los propietarios o gestores de edificios, las redes de distrito modernas ofrecen beneficios económicos y técnicos. En efecto, el usuario ve reducido sus costes energéticos (consumo y mantenimiento) respecto a las soluciones de generación convencionales, a la vez que recibe servicios energéticos de una mayor calidad por parte del gestor de la red de distrito (normalmente una empresa altamente especializada).

Los DHC también facilitan la competencia entre las diferentes fuentes de calor y combustibles, cuestión clave en un mercado de energía liberalizado. Además como ya se ha comentado, ofrecen una nueva oportunidad de negocio para las empresas de servicios energéticos, ESE, que operan los DHC con un alto nivel de eficiencia técnica y económica. La ESE puede compatibilizar la viabilidad económica del DHC, con un alto nivel de satisfacción de los usuarios [1].

Como ya se ha comentado, la producción centralizada de energía térmica con captadores solares reduce los costes de instalación, mantenimiento y operación respecto de los sistemas solares individuales o a nivel de edificio, además de permitir una mejor gestión del recurso disponible. No obstante, conviene recordar que, para alcanzar una alta fracción solar en el sector residencial, es necesario cubrir un porcentaje significativo de las demandas de calefacción y/o frío, además de la fracción de ACS. Actualmente, en el caso de redes de distrito con alta fracción solar, las dos soluciones técnicas más empleadas son [59] [61]:

- a) Los sistemas CSHPS (Central Solar Heating Plants with Seasonal Storage). Desarrollados desde los años 80, actualmente son una solución viable técnica y económicamente para cubrir parte de las necesidades térmicas de redes de calor de distrito. Como su nombre indica, en estos sistemas es necesaria la utilización de acumuladores térmicos de gran capacidad. Estos acumuladores, llamados estacionales, son capaces de almacenar el calor captado en la época de mayor disponibilidad de recurso solar y mínima demanda (verano), y

mantenerlo hasta la época de demanda de calefacción (invierno). Los acumuladores estacionales se basan en el almacenamiento de energía térmica en agua, tierra o mezclas grava-agua. Estos acumuladores estacionales sufren pérdidas de calor al ambiente que son proporcionales a la superficie exterior del acumulador y, como el calor acumulado es proporcional al volumen, los acumuladores de gran tamaño tienen menores pérdidas relativas de calor puesto que su ratio superficie/volumen es menor. Por el mismo efecto, la relación superficie /volumen, el coste de construcción de los acumuladores por unidad de volumen, se reduce al aumentar el tamaño [61]. En conclusión, si se construyen grandes acumuladores estacionales que respondan a las necesidades de acumulación de un conjunto grande de viviendas, estos tendrán menos pérdidas y serán más económicos. En este punto es necesario señalar que, el coste del acumulador estacional representa un porcentaje muy significativo de la inversión para el DHC. Este tipo de sistemas es adecuado para climas fríos del centro y norte de Europa, donde la demanda de refrigeración anual es nula o poco significativa respecto a la de calor [27].

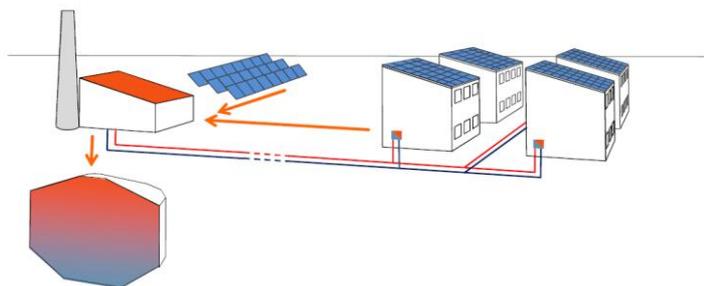


Ilustración 1.1-8 CSPSS. Fuente SDH-Solites

- b) Instalaciones de Frío Solar. En los países más cálidos de Sur de Europa, como el caso de España, donde en gran parte del territorio la demanda energética para refrigeración es más importante o del mismo orden que la demanda de calefacción, y teniendo en cuenta el alto coste que suponen los depósitos estacionales, una solución más eficiente es aquella que utiliza la energía solar en época estival para cubrir un porcentaje de la demanda de frío mediante enfriadoras térmicas (absorción/adsorción). Es la solución que se propone en esta tesis.

Así pues, los DHC ofrecen la posibilidad para que gran número de consumidores tengan acceso a fuentes renovables y a la eficiencia energética. Por último, de lo anteriormente expuesto es claro que los DHC combinados con el uso de energías renovables constituyen una herramienta de primer orden para el cumplimiento de los compromisos internacionales sobre eficiencia energética y reducción de emisiones de gases de efecto invernadero.

## 1.2 Objeto de la tesis

Como ya se ha comentado, en los países más cálidos de Sur de Europa, como el caso de España, donde en gran parte del territorio la demanda energética para refrigeración es más importante o del mismo orden que la demanda de calefacción, y teniendo en cuenta el alto coste que suponen los depósitos estacionales, una solución

más eficiente podría ser la que utiliza la energía solar en época estival para cubrir un porcentaje de la demanda de frío mediante enfriadoras térmicas (absorción/adsorción). Estos sistemas tienen, a día de hoy, poca implantación en comparación con los anteriores, y no existen criterios de diseño consolidados que permitan una sistemática en cuanto a las posibles configuraciones y dimensionamiento de los distintos equipos. Esta última opción es la solución técnica que se propone en esta tesis.

En este sentido cabe recordar que, los proyectos de eficiencia energética (consumo y/o generación) que se desarrollan en la actualidad, generalmente comportan inversiones elevadas y requieren conocimientos técnicos muy especializados. Con frecuencia, este hecho puede convertirse en una barrera para el desarrollo del proyecto. De lo anterior, es evidente el interés básico de cualquier contribución al avance y consolidación de los métodos sistemáticos de diseño, y operación de este tipo de instalaciones.

En la presente tesis, tras una oportuna revisión del estado del arte de los Solar District Heating, SDHC, se propone una solución técnica de generación (frío y calor), que se pretende fácilmente replicable en el ámbito de la España cálida, que acoplada a una red urbana a cuatro tubos, District Heating & Cooling, DHC, pueda suministrar energía para climatización y ACS a un conjunto de edificios dado. Además, se revisan aspectos prácticos del modelo de negocio para la explotación de la red. Se desarrollan dos modelos de simulación dinámica TRNSYS: uno para el DHC y uno previo para el estudio de la demanda. También se proporciona una metodología práctica que permita, en un primer estudio inicial, evaluar la viabilidad técnico-económica de los futuros proyectos basados en la misma solución técnica.

Por último, lo expuesto en los capítulos previos se concreta en el desarrollo de un caso práctico que se considera representativo de la España cálida. El DHC estudiado suministra frío y calor a 2.228 viviendas de nueva construcción en barrio periférico de Valencia capital.

En este punto parece conveniente señalar que, se renuncia a incluir cogeneración eléctrica como alternativa de generación para ser coherentes con el objetivo de una alta replicabilidad de la solución propuesta, aunque, como ya se ha comentado, esta tecnología es una de las opciones de generación más viables para un DHC. En efecto, considerando que este tipo de instalaciones requieren unos mayores requerimientos técnicos y administrativos y un mayor esfuerzo de inversión, en muchos casos de pequeñas demandas, la aplicación de este tipo de instalaciones sería de difícil justificación. Adicionalmente también parece conveniente señalar que, a día de hoy, el marco legal de la misma en nuestro país no es en absoluto favorable para este tipo de instalaciones.

El objeto de la tesis se desarrolla a través de los siguientes capítulos:

- En el **Capítulo 2** se expone una revisión bibliográfica sobre:

- a) Estado del arte de las enfriadoras térmicas actualmente usadas en los DHC.
- b) Estado del arte de los sistemas solares térmicos acoplados a los DHC.
- c) Censo de instalaciones en el extranjero y España.
- d) Itinerario Técnico – Administrativo para la implantación de los DHC en España y marco legal.

- En el **Capítulo 3** se expone una metodología para la estimación de la demanda térmica de frío y calor en un DHC. Se expone un primer modelo simple basado en los grados día, válido únicamente para una primera aproximación. A continuación se propone utilizar la simulación energética de uno o varios edificios individuales tipo cumpliendo estrictamente la normativa vigente, CTE DB HE, como método idóneo para obtener la demanda en el caso de usar simulación dinámica para el análisis técnico de la red.
- En el **Capítulo 4** se exponen los aspectos técnicos básicos y la tipología de las actuales redes DHC, con especial atención a los aplicables al modelo propuesto en la presente tesis.
- En el **Capítulo 5** se exponen consideraciones sobre el plan de negocio y la fase explotación y gestión del DHC, con especial atención a los aplicables al modelo propuesto y al caso práctico analizado.
- En el **Capítulo 6** se exponen los índices de viabilidad propuestos para la evaluación de proyectos DHC basados en la solución técnica que se propone en esta Tesis.
- En el **Capítulo 7** se analiza un Caso Práctico con las consideraciones y metodología expuestas en apartados anteriores y los resultados obtenidos.
- En el **Capítulo 8** se exponen las Conclusiones y Perspectivas para futuros avances que se derivan de las cuestiones analizadas.
- Para finalizar se adjunta la Bibliografía y las Referencias seleccionadas.

Como objetivos secundarios de la Tesis cabe citar:

- Contribuir a la consolidación y el crecimiento del sector de la biomasa para usos energéticos en España.
- Contribuir a la consolidación y el crecimiento del sector de la energía solar térmica para uso en sistemas climatización y, en especial, a la generación de frío mediante enfriadoras térmicas.
- Contribuir a difundir en España las redes de distrito para la producción de calor y/o frío, DHC, como solución técnica de extraordinario potencial para conseguir objetivos globales de eficiencia energética y reducción de emisiones de efecto invernadero.

Además, los resultados parciales de la Tesis o la propia Tesis, se pretende que sirvan como base para la publicación de varios trabajos de investigación.

## CAPITULO 2

### Estado del arte de las redes de distrito de frío y calor (DHC)

## 2 Estado del arte de las redes de distrito de frío y calor (DHC)

### 2.1 Objeto del capítulo

En este capítulo se presentan las características técnicas de los equipos principales que caracterizan la opción de generación térmica que se propone en esta tesis: las enfriadoras térmicas de simple y doble efecto de BrLi y los colectores solares de tubos de vacío. En el caso de los colectores solares, también se incluye con carácter previo una revisión de los captadores planos que facilita la exposición de las características técnicas de los de tubos de vacío. En el caso de las enfriadoras térmicas, también se incluye una breve descripción de las enfriadoras de adsorción, como alternativa clara a la máquina de absorción de simple efecto que se incluye en la solución técnica propuesta en la Tesis.

En lo que resta del presente capítulo, se pone de manifiesto el potencial de las redes DHC como herramienta de eficiencia energética, se aportan datos sobre su implantación en España, CE y a nivel mundial. Adicionalmente se incluye una reseña del itinerario administrativo en España de este tipo de instalaciones, donde se indica cuando se realiza un estudio de viabilidad de primer nivel como el que se propone en la presente Tesis. Por último, se expone el marco legal en España y la CE que afecta a los DHC.

### 2.2 Redes de distrito de frío y calor. Ventajas.

El objetivo de las redes de distrito para la distribución de calor y/o frío, DHC, es ofrecer un servicio de climatización (frío y/o calor) a los ocupantes de los diferentes edificios de la zona conectados a la red, garantizando una mejor eficiencia energética y calidad de servicio respecto a la que se obtendría con instalaciones individuales (o a nivel de edificio) convencionales [1]. Los usuarios pueden ser edificios de viviendas, edificios del sector servicios (comercios, oficinas, hoteles), edificios de equipamientos (escuelas, hospitales), administración pública, etc. Estos sistemas producen energía térmica y/o frigorífica en unas instalaciones centralizadas, y la distribuyen hasta los usuarios mediante un conjunto de tuberías aisladas y normalmente subterráneas, transportando un fluido que puede ser vapor, agua caliente y/o agua fría.

Para que un sistema centralizado sea económicamente competitivo y ofrezca unas ventajas medioambientales, debe utilizar alguna fuente de energía residual de procesos industriales, o bien una fuente de energía renovable [60], [62]. Además, debe utilizar tecnologías de alta eficiencia energética como, por ejemplo, la cogeneración. En todo el mundo, el principal inductor para realizar instalaciones de DH/DHC en forma de negocio, es el uso de energía residual que de cualquier otra forma sería desaprovechada [3], [51], [53].

La cuestión esencial en una red de distrito, es que beneficie a todas las partes implicadas, desde el usuario que consume la energía hasta la empresa que explota

económicamente la Red. A continuación se analizan con cierto detalle las ventajas de los DHC para cada una de las partes implicadas [1], [69], [70], [71]:

a) Para el promotor inmobiliario:

- Mayor espacio útil comercializable, por mínimos requerimientos para los espacios técnicos. Además, estas superficies son, en algunos casos, de gran valor en el mercado (áticos y sótanos para plazas de aparcamiento).
- Menores costes de inversión material para instalaciones energéticas en el edificio (ahorro respecto de la solución convencional).
- Mejor estética de los edificios (ausencia de unidades exteriores de los equipos de climatización convencional).
- Edificio con mayor valor añadido por una mejor calificación energética.
- Diferenciación de la oferta inmobiliaria: Edificios energéticamente innovadores frente a los tradicionales.

b) Para el usuario final:

- Ahorro de costes energéticos.
- Ahorro de costes de mantenimiento y de reposición de equipos.
- Mayor confort por ausencia de ruidos y más fiabilidad del sistema (reducción de incidencias).
- Mayor espacio útil disponible en locales y viviendas. Por ausencia en su interior de equipos de generación térmica.
- Menores riesgos (legionelosis, almacenamiento de combustibles, explosiones, intoxicaciones por mala combustión, ...).
- Mejor previsión de costes a largo plazo.
- Menor potencia a contratar con la compañía eléctrica (o disponibilidad de la misma para otros usos).
- Pertenencia a un proyecto de sostenibilidad y responsabilidad social que, en el caso de empresas, puede promocionar la imagen corporativa.

c) Para la sociedad en su conjunto

- Mejora medioambiental
  - ✓ Por reducción de las emisiones de gases de efecto invernadero asociadas a una mayor eficiencia energética que las instalaciones a las que sustituye, en base a unos mayores rendimientos por escalado principalmente en la generación, así como por una mejor operación y mantenimiento de las instalaciones, y por la utilización de energías renovables o calores residuales de muy difícil integración a nivel de edificio o individual.
  - ✓ Reducción de emisiones de gases refrigerantes de elevado efecto invernadero si se emplean refrigeradoras térmicas.
  - ✓ Reducción de la contaminación urbana (NOx, SOx y partículas, ...), ya que las centrales incorporan medidas de control de emisiones de alta tecnología que sería imposible instalar en sistemas de a nivel de vivienda o edificio.
- Un sistema de estas dimensiones produce una actividad económica elevada, si se tiene en cuenta la ocupación que genera durante la fase de ejecución construcción y durante la de explotación debido al mantenimiento y la gestión de la misma (suministro de combustible, facturación del servicio a los usuarios, ...).

- Competitividad e innovación tecnológica. Las tecnologías utilizadas en los sistemas de climatización urbana están a la cabeza de la innovación dentro del sector de la eficiencia energética en general.
- Contribución a la concienciación ambiental ciudadana.

d) Beneficios para las Administraciones Públicas:

- Mejora de la marca de ciudad. Debido a la sostenibilidad y a la gran visibilidad de este tipo de instalaciones.
- En muchos casos, estas actuaciones forman parte o incluso sirven de impulso para actuaciones globales en materia de sostenibilidad como las Agendas 21 y, más recientemente, el Pacto de los Alcaldes.
- Contribución al cumplimiento de los compromisos internacionales en materia de medioambiente.

e) Para las empresas de servicios energéticos que explotan el DCH:

- El plan de negocio se establece a largo plazo con una viabilidad garantizada.
- Prestigio comercial dentro del negocio de los servicios energéticos, por la representatividad y la visibilidad de este tipo de instalaciones ante las Administraciones Públicas y la sociedad en general.

Como inconvenientes cabe citar:

- a) Requieren un grado muy alto de planificación técnico administrativa.
- b) Requieren de alta inversión inicial en comparación con los sistemas convencionales.
- c) Tienen plazos de ejecución largos.

## 2.3 Itinerario Técnico – Administrativo para la implantación de los DHC en España.

Un proyecto de DH/DHC engloba diferentes fases. Actualmente, por la complejidad legal, la fase más importante es la de planeamiento de la instalación. Si el proyecto se prevé sobre áreas ya urbanizadas, la ejecución puede resultar muy compleja (red de distribución y nuevas acometidas) [1].

En este apartado se describen las diferentes fases para el desarrollo de una red DHC en España.

### **Fase preliminar y viabilidad**

Se detecta la oportunidad de situar una red urbana en un ámbito geográfico. La detección puede venir dada por la realización de un nuevo Plan Urbanístico, o por la presencia de una fuente de energía aprovechable (residual, renovables, etc.). En este nivel, se puede realizar un estudio preliminar basado en ratios (avalados por la experiencia en otros proyectos) y obtener un primer orden de magnitud de la viabilidad del proyecto. En general, la justificación para promover la preparación de un Plan Parcial Urbano es independiente de que éste esté ligado a una red DHC. La detección de la necesidad de un Plan Parcial Urbano, normalmente será previa a la detección de

oportunidades para la creación de una red. Aun así, el mejor momento para proponer una red de distrito, es durante la preparación del Plan Parcial Urbano.

El estudio preliminar justifica o no la conveniencia de realizar un estudio de viabilidad más detallado, habitualmente a cargo de una ingeniería especializada. Incluirá, como mínimo, los siguientes aspectos:

- Descripción de la zona de actuación.
- Evaluación de la demanda.
- Propuesta técnica de red
  - ✓ Centrales
  - ✓ Red de distribución
  - ✓ Subestaciones
- Definición de índices de viabilidad energéticos medioambientales.
- Estimación de resultados energéticos y medioambientales.
- Definición del marco energético y medioambiental de referencia.
- Comparación de escenarios.
- Estimación de la inversión.
- Estructura de costes y precios.
- Propuesta inicial de Modelo de Negocio para la Red.
- Índices de viabilidad para la Empresa de Servicios Energéticos.

El estudio de viabilidad motivará la decisión de continuar o no con la preparación del Pliego de Condiciones para el concurso del Proyecto básico de Red. Si no se ha estudiado en el proyecto de viabilidad, adicionalmente se realizará un estudio que incluya una programación para

- El calendario de ejecución de los tramos de Red y de acometidas.
- El crecimiento modular de la central (si procede).
- Las previsiones de aumento de la demanda.
- Propuesta detallada de estructura de inversiones y modelo de negocio para la Red.

En esta fase, si se prevé un modelo mixto de inversión pública y privada, la entidad promotora del proyecto deberá gestionar y comprobar la disponibilidad de fondos públicos para el mismo.

El siguiente paso será la redacción del Proyecto Básico de Red. Tendrá el nivel de detalle suficiente para poder preparar el Pliego de Condiciones Técnicas. Con frecuencia, el Estudio de Viabilidad sirve de base para preparar el Pliego de Condiciones y para sacar a concurso la redacción del Proyecto Básico.

### **Fase Concurso**

Dentro de las actividades propias de los concursos, tanto para el de la red de distrito como para los de urbanización, hay que destacar:

- Preparación del Pliego de Prescripciones Técnicas (PPT) y del Pliego de condiciones administrativas.
- Preacuerdos con clientes cautivos.
- Publicación del concurso.

- Análisis de las ofertas recibidas.
- Adjudicación del concurso.
- Firma del contrato con el adjudicatario.

Con el Proyecto Básico, se dispondrá de información suficiente para ver qué modificaciones resultan necesarias en el proyecto urbanístico. Cabe citar en este punto: previsión de espacios el campo solar y depósitos, y para la ubicación de las centrales de producción.

### **Fase de realización de las obras**

Las actividades incluidas dentro de esta fase son equivalentes a las propias de otros proyectos como, por ejemplo, los de urbanización. Como tareas generales se pueden destacar las siguientes:

- Proyecto de Ejecución (de Detalle) de la red. Normalmente a cargo del Adjudicatario.
- Licencias y permisos.
- Ejecución de las obras.
- Puesta en marcha y pruebas.
- Inicio de la explotación.

Uno de los puntos críticos de esta fase es la obtención de licencias y permisos como, por ejemplo, las licencias de actividad y de obras. Se trata de procesos largos, con una elevada incertidumbre sobre su duración y, por lo tanto, suelen encontrarse en el camino crítico del proyecto.

Otro aspecto a destacar, si procede, es el aprovechamiento de las posibles sinergias en la ejecución de las obras de urbanización y las de la red de distrito. Debido a los inconvenientes que pueden causar ambas obras en la vía pública se recomienda que, en la medida que sea posible, se realicen de forma coordinada.

## **2.4 Censo de Redes DHC en España**

En Europa, las redes de calor y frío ya tiene 64 millones de usuarios, que es tanto como el 10% de la población, y se han registrado cerca de 5.000 redes que atienden un 9% del consumo de calor [52], [53].

Su aportación al desarrollo de las energías renovables se demuestra con el dato de que un 25% de su generación proviene de estas fuentes y que, además, evitan la emisión de más de 150 millones de toneladas de CO<sub>2</sub> cada año.

Las redes de calor y frío tienen por delante en España un enorme campo para desarrollarse, y alcanzar a los líderes europeos en el uso de esta tecnología.

De acuerdo al primer censo de instalaciones en España [2], se identificaron 56 redes. El total de estas redes representa una superficie de más de 4 millones de metros cuadrados de edificación (54.000 viviendas), y una longitud de más de 200 kilómetros. La suma de potencias instalada es de más de 200 MW de frío y el doble de calor. En las grandes redes el material utilizado para las tuberías es acero, mientras

que en las microrredes predomina el polietileno, siendo el agua el principal fluido portador.

Por comunidades autónomas, Cataluña destaca con cerca del doble de redes que las comunidades que la siguen (País Vasco, Castilla-León y Madrid). Por tipo de red, la más abundante es la de solo calor (35 redes de las 56), aunque también son muy abundantes las mixtas, mientras que las redes de solo frío son casi inexistentes con sólo dos, ambas en Madrid, que es la única comunidad que cuenta con los tres tipos de redes

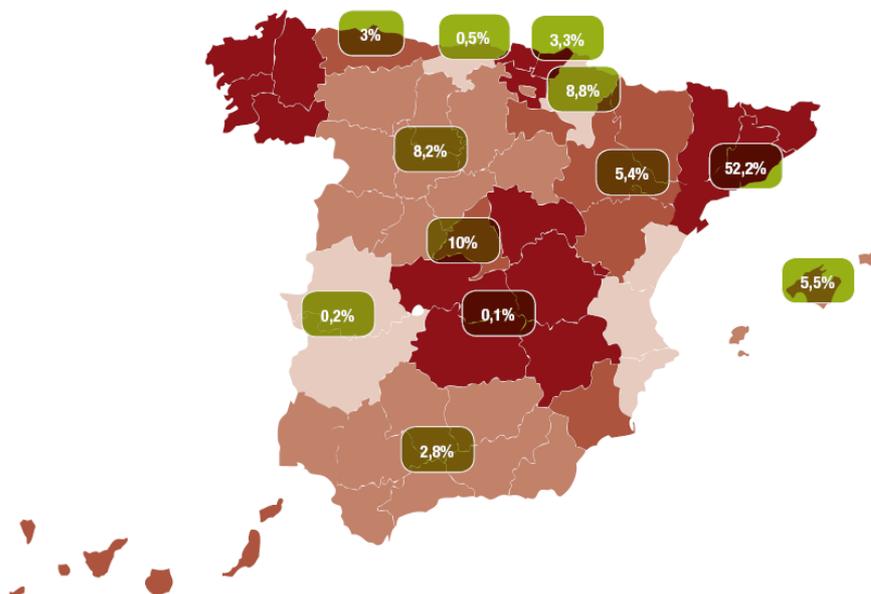


Ilustración 2.4-1 Porcentaje de redes DHC por CCAA 2012. Fuente ADHAC

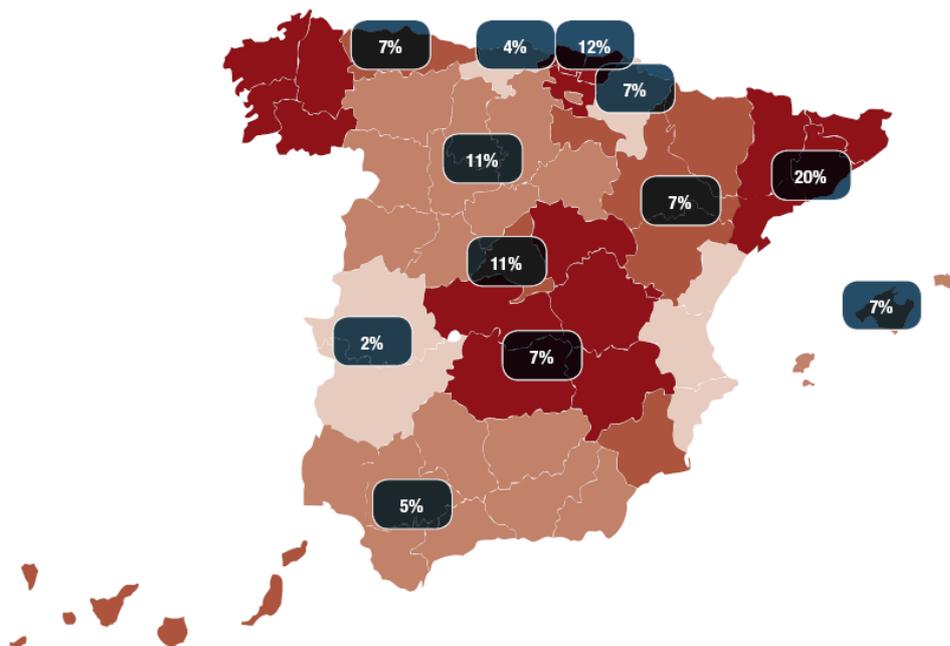
Del número total de instalaciones, 35 son de sólo calor, 2 de sólo frío, y 19 de calor y frío. La producción energética total se distribuye de la siguiente manera: 13% a la industria, 35% al sector residencial y 52% al sector servicios.

Andalucía	3
Aragón	4
Asturias	4
Baleares	4
Cantabria	2
Castilla-La Mancha	4
Castilla y León	6
Cataluña	11
Extremadura	1
Madrid	6
Navarra	4
País Vasco	7

Ilustración 2.4-2 Nº de redes por CCAA 2012. Fuente ADHAC

Los recursos energéticos consumidos son: solo biomasa en 35 instalaciones, solo gas natural en 14, solo electricidad en 2 y un "mix" de recursos en 12.

En cuanto a la ponderación de la potencia, el suministro de las redes de calor representa en 67%, mientras que el de las redes de frío aporta el 33%.



*Ilustración 2.4-3 Porcentaje de la potencia total instalada en las redes por CCAA 2012. Fuente ADHAC*

La tipología de clientes usuarios de las redes se divide en tres segmentos: terciario, viviendas e industria. Siendo el primero el más importante con algo más de la mitad de los clientes (52%). La otra mitad de clientes se reparten de forma desigual, con un 35% en el segmento viviendas y sólo el restante 13% de clientes en la industria. En función de la potencia de red, los clientes industriales tienen un porcentaje del 19%, los clientes de viviendas el 31% y los del terciario el 50%.

El mix de fuentes de energías primarias en las redes de frío y de calor cuenta con más de la mitad de la aportación por parte de la biomasa y las energías residuales (54%), complementado por una importante aportación del gas natural, que representa un tercio de la energía primaria, y del apoyo de la electricidad (13%) como tercera forma de energía del mix. En términos absolutos, 28 emplean sólo biomasa, 14 usan sólo gas natural, y 2 utilizan sólo electricidad, mientras que 12 de las redes emplean varias energías.

Sin embargo, si se observa el mix energético en función de la importancia de las redes, la biomasa y las energías residuales son una amplia mayoría (con un 73%), la electricidad también es significativa (20%). Por su parte, el gas natural sólo supone el 7% del mix de energías de las principales redes.

Comunidad	Frío	Calor	Calor y frío
Andalucía			3
Aragón		1	3
Asturias		4	
Baleares		2	2
Cantabria		2	
Castilla_La Mancha		4	
Castilla_León		5	1
Cataluña		6	5
Extremadura			1
Madrid	2	3	1
Navarra		3	1
País Vasco		5	2

*Ilustración 2.4-4. Nº de redes por tipo de suministro Fuente ADHAC*

Se estima que el conjunto de redes de calor y frío instaladas en España suponen un ahorro medio del 60% de emisiones con respecto a un sistema convencional, y que reducen el consumo de combustibles fósiles a la mitad. Esto equivale a un ahorro total de 82.000 toneladas anuales de CO<sub>2</sub> (unos 4.100.000 árboles plantados).



*Ilustración 2.4-5 Sala de bombeo en Central Forum (Barcelona). Fuente IDAE*

Como instalaciones significativas cabe citar:

- ✓ Molins de Rei (Barcelona): 2,25 MW de calor (IDAE, 2007).
- ✓ Cuellar (Segovia): 6 MW de calor (IDAE, 2007).
- ✓ Sant Pere de Torelló (Barcelona): 6 MW de calor (IDAE, 2007).
- ✓ ExpoZaragoza (Zaragoza): 15/20 MW de calor/frío (DISTRICLIMA, 2012).
- ✓ Central Tanger (Barcelona): 13,4/6,7 MW de calor/frío (DISTRICLIMA, 2012).
- ✓ Central Forum (Barcelona): 20/15,5 MW de calor/frío (DISTRICLIMA, 2012).

La generación masiva de energía mediante el uso de biomasa está considerada como la de más potencial de aumento a corto y medio plazo dentro del abanico de las renovables. Las redes de calor (DHC) ya operativas avalan su viabilidad.

## 2.5 Marco Legal de los DHC en España.

En la actualidad las redes de DHC disponen de un marco legal favorable, aunque no idóneo. En efecto, basta considerar el muy desfavorable marco normativo actual para la cogeneración en España que, como ya se ha comentado, es un factor clave de rentabilidad en muchos proyectos de Redes. Cabe citar como normativa más relevante:

- Nueva Directiva de la Eficiencia Energética 27/2012. Indica que los sistemas urbanos de calefacción y refrigeración tienen un potencial significativo de ahorro de energía primaria que, en general, está poco explotado en la Unión. Los Estados miembros deben llevar a cabo una evaluación exhaustiva del potencial de cogeneración de alta eficiencia y de sistemas urbanos de calefacción y refrigeración. Cabe resaltar con más detalle:
  - Art 1
    - 1. La presente Directiva establece un marco común de medidas para el fomento de la eficiencia energética dentro de la Unión, a fin de asegurar la consecución del objetivo principal de eficiencia energética de un 20 % de ahorro para 2020, y a fin de preparar el camino para mejoras ulteriores de eficiencia energética más allá de ese año.
  - Art 2. 41
    - Define «sistema urbano eficiente de calefacción y refrigeración»: todo sistema urbano de calefacción o de refrigeración que utilice al menos un 50 % de energía renovable, un 50 % de calor residual, un 75 % de calor cogenerado o un 50 % de una combinación de estos tipos de energía y calor.
  - Art 4.2
    - A más tardar el 30 de junio de 2014, la Comisión evaluará los progresos realizados y la probabilidad de que la Unión logre un consumo de energía no superior a 1474 Mtep de energía primaria y/o 1078 Mtep de energía final en 2020.
  - Artículo 14
    - Promoción de la eficiencia en la calefacción y la refrigeración
      - 1. A más tardar el 31 de diciembre de 2015, los Estados miembros llevarán a cabo y notificarán a la Comisión una evaluación completa del potencial de uso de la cogeneración de alta eficiencia y de los sistemas urbanos de calefacción y refrigeración eficientes, que contendrá la información indicada en el anexo VIII. Si ya han efectuado una evaluación equivalente, lo notificarán a la Comisión.
      - 2. Los Estados miembros adoptarán políticas que fomenten que se considere debidamente a escala local y regional el potencial de uso de sistemas de calefacción y refrigeración eficientes, en particular los que utilicen cogeneración de alta eficiencia. Se tendrán en cuenta las posibilidades de impulsar mercados de calor locales y regionales.
      - 4. En los casos en que la evaluación prevista en el apartado 1 y el análisis mencionado en el apartado 3 determinen la existencia de potencial para la aplicación de la cogeneración de alta eficiencia y/o de calefacción y refrigeración

urbanas eficientes cuyas ventajas sean superiores a su coste, los Estados miembros adoptarán las medidas oportunas para que se desarrolle una infraestructura de calefacción y refrigeración urbana eficiente y/o para posibilitar el desarrollo de una cogeneración de alta eficiencia y el uso de la calefacción y la refrigeración procedentes de calor residual y de fuentes de energía renovables conforme a lo dispuesto en los apartados 1, 5 y 7.

5. Los Estados miembros velarán por que se efectúe un análisis de costes y beneficios de acuerdo con el anexo IX, parte 2, si, después del 5 de junio de 2014:

a) se proyecta una nueva instalación térmica de generación de electricidad cuya potencia térmica total sea superior a 20 MW, con el fin de evaluar los costes y los beneficios de adaptar el funcionamiento de la instalación a la cogeneración de alta eficiencia;

b) se lleva a cabo una renovación sustancial de una instalación térmica de generación de electricidad cuya potencia térmica total sea superior a 20 MW, con el fin de evaluar los costes y los beneficios de su conversión a la cogeneración de alta eficiencia;

c) se proyecta una instalación industrial cuya potencia térmica total sea superior a 20 MW y que genera calor residual en un nivel de temperaturas útil, o se lleva a cabo una renovación sustancial de dicho tipo de instalación con el fin de evaluar los costes y los beneficios de la utilización del calor residual para satisfacer una demanda justificada desde el punto de vista económico, inclusive mediante la cogeneración, y de la conexión de dicha instalación a una red de calefacción y refrigeración urbana;

d) se proyecta la construcción de una nueva red urbana de calefacción y refrigeración, o de una instalación nueva de producción de energía cuya potencia térmica total supere los 20 MW en una red urbana ya existente de calefacción o refrigeración, o vaya a renovarse sustancialmente dicha instalación, con el fin de evaluar los costes y los beneficios de la utilización del calor residual procedente de instalaciones industriales cercanas.

— Art 18 3.

Los Estados miembros se asegurarán que los distribuidores de energía, los gestores de redes de distribución y las empresas minoristas de venta de energía se abstienen de toda actividad que pueda obstaculizar la demanda y la prestación de servicios energéticos u otras medidas de mejora de la eficiencia energética, o bien pueda obstaculizar el desarrollo de mercados de tales servicios o la aplicación de tales medidas, de manera que no se pueda cerrar el mercado a los competidores o abusar de posición dominante.

### Trasposición de la Directiva a la legislación Estatal

Se están cumpliendo razonablemente los plazos

- ✓ Art 3 Informe Objetivo Nacional: Mayo 2013
- ✓ Art 5 Inventario Inmuebles: Diciembre 2013
- ✓ Art 7: Medidas de Ahorro: Diciembre 2013
- ✓ Art 24 Plan de Acción: Abril 2014

- ✓ Se espera La Evaluación del Potencial de Aplicación de los DHC para Diciembre 2015.
- Código Técnico de la Edificación (CTE). RD 314/2006, de 17 de marzo. Recoge las exigencias de eficiencia energética mínima en edificación no industrial. En el DB HE4 establece la obligatoriedad de cubrir parte de la demanda térmica para ACS y calentamiento de agua de piscinas con energía solar térmica. No obstante, como alternativa, el documento posibilita la sustitución de las preceptivas instalaciones solares térmicas por sus equivalentes (en términos de ahorro de energía primaria) de cogeneración para los mismos fines.
- Plan de Acción de Energías Renovables, PER, (2011-2020). Su apoyo consiste en la financiación de ESE por entidades privadas con apoyo del IDAE, y la inclusión de las renovables térmicas y las redes de calefacción en los sistemas de certificación energética de los edificios, así como la adaptación del reglamento de instalaciones térmicas en la edificación (RITE) a las tecnologías de energías renovables. Además sugiere que prevalezcan normativamente estas instalaciones frente a las individuales, siempre que sea técnica y económicamente viable. Con esto se ayuda a avanzar en la normalización y se da seguridad a los consumidores para que vean esta opción tan accesible como otras.
- Real Decreto 235/2013. Procedimiento básico para certificación de eficiencia energética de edificios.
- Procedimientos Simplificados reconocidos para la Certificación Energética de edificios existentes: CE3 y CE3X.
- Procedimientos específico para Redes: POSTCALENER. Desarrollado por ADHAC. Documento Reconocido: Disponible en [www.minetur.gob.es](http://www.minetur.gob.es) y [www.adhac.es](http://www.adhac.es).
- Plan de Acción de Ahorro y Eficiencia Energética, PAAEE, (2011-2020). Viene a reforzar la entrada en el mercado de las redes de calor, señalando los sistemas de climatización de distrito como uno de los productos claves en la eficiencia energética de los edificios. Además también viene a clarificar y apoyar el papel de las empresas de servicios energéticos, ESE, que van a resultar claves en este mercado en los próximos años, para lograr una mejora notable de los rendimientos de las instalaciones por la introducción de las redes de frío y calor.

## **2.6 Estado del arte de las enfriadoras térmicas para climatización solar.**

### **2.6.1 Generalidades**

Las máquinas de frío activadas térmicamente, como su nombre indica, permiten la obtención de frío a partir de un input de energía en forma de calor [83], [5]. Obviamente, esto supone una interesante alternativa a la compresión mecánica para aplicaciones de climatización en el sector residencial y terciario. En efecto, basta considerar que:

- a) Permiten sustituir un alto porcentaje de la energía eléctrica (energía de calidad superior) demandada por los sistemas convencionales de compresión de vapor para su funcionamiento, por una demanda de energía en forma de calor (energía de inferior calidad).
- b) Permite aprovechar calores residuales de proceso, cogeneración y de origen renovable (solar, biomasa, ...).
- c) A diferencia de los refrigerantes tradicionales (clorofluorocarbonados) con importante impacto medioambiental en la atmósfera, utilizan refrigerantes con escaso o nulo impacto ambiental, de más fácil manejo y más económicos.

A día de hoy, las tres técnicas más utilizadas son:

- **ABsorción**  
T<sup>a</sup> Activación: 80-110°C  
COP: Simple efecto 0.6-0.7, Doble efecto 1-1.2
- **ADsorción**  
T<sup>a</sup> Activación: 60-95°C  
COP: 0.5-0.7
- **Efectodesecante (líquido desecante)**  
T<sup>a</sup> Activación: 40-90°C  
COP: Simple efecto 0.5-1.5
- **Efectodesecante (sólido desecante)**  
T<sup>a</sup> Activación: 80-150°C  
COP: Simple efecto 0.5-1

En adelante, centraremos la atención en las características básicas de las máquinas de aBSorción que, a día de hoy, con diferencia es la tecnología más usada. No obstante, al final del capítulo se incluye, por el auge que están experimentando en los últimos años, el fundamento de la máquina de aDSorción. Remitimos al lector, a la extensa bibliografía en lo referente a las técnicas de efecto desecante.

## **2.6.2 Enfriadoras de absorción**

### **Aspectos termodinámicos. Ciclo de absorción**

En 1859, Ferdinand Carré inventa la primera máquina de absorción, funcionando con amoníaco-agua. Las primeras aplicaciones industriales de los principios termodinámicos de la absorción de un vapor por un líquido, con el fin de conseguir la refrigeración de otro líquido, datan de los primeros años 30. La comercialización a mayor escala de plantas frigoríficas de absorción con ciclo Amoniaco-Agua comienzan en los 40, y la puesta en el mercado de las primeras plantas con ciclo Agua-Bromuro de Litio tiene lugar a principio de los 50.

Los ciclos de absorción se basan físicamente en la capacidad que tienen algunas sustancias para absorber, en fase líquida, vapores de otras sustancias [83], [33].

La aBsorción forma parte de un fenómeno más general denominado sorción. En este caso, un medio líquido absorbe una cantidad de materia en estado gaseoso. Este proceso es exotérmico. El efecto contrario, es decir, la separación de la materia gaseosa del líquido (por aporte de calor), se denomina desaBsorción. Si un medio sólido (aDsorbente) es el que aDsorbe el gas, el proceso se denomina aDsorción. Este proceso también es exotérmico. Análogamente, el efecto contrario, es decir, la separación de la materia gaseosa del sólido (por aporte de calor), se denomina desaDsorción

El ciclo convencional de producción de frío es el conocido ciclo Rankine inverso (de compresión mecánica). En la mayoría de las aplicaciones, el ciclo es activado inicialmente por energía eléctrica que, a su vez, acciona el compresor para:

- 1) Comprimir el vapor refrigerante que proviene del evaporador.
- 2) Que el vapor comprimido pase a líquido en el condensador (con la disipación de calor o bien al ambiente en una corriente de aire o a una corriente de agua de refrigeración que que fluye por el condensador).
- 3) Que el líquido reduzca su presión en la válvula de expansión.
- 4) Que el líquido ingrese en el evaporador para su paso a gas a partir del calor extraído a una corriente de aire o a una de agua que fluye en el mismo (lo que cierra el ciclo del fluido refrigerante).

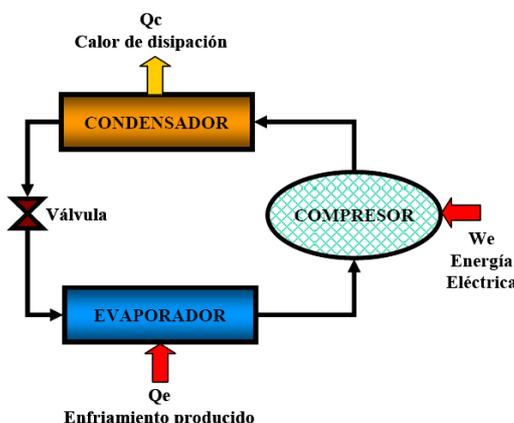


Ilustración 2.6-1. Esquema básico ciclo de compresión de vapor

En el ciclo de absorción

- 1) El vapor refrigerante proveniente del evaporador es absorbido a baja presión por una solución absorbente/refrigerante en el absorbedor. En este proceso de absorción del refrigerante cierta cantidad de calor es liberado y es disipado por medio de una corriente de refrigeración (agua o aire).
- 2) La solución diluida es bombeada al generador (aumenta la presión) donde el vapor refrigerante se genera a partir de la ebullición de la solución por adición de calor. Obviamente, la solución aumenta su temperatura.
- 3) El vapor a alta presión y temperatura es condensado en el condensador con la disipación de calor por medio de una corriente de refrigeración del mismo.
- 4) El líquido que sale del condensador reduce su presión en la válvula de expansión.
- 5) El líquido a baja presión ingresa en el evaporador para su paso a gas a partir del calor extraído del medio a enfriar en el evaporador (a una corriente de aire o a una de agua que fluye en el mismo), lo que cierra el ciclo del fluido refrigerante.

La siguiente figura ilustra las fases del ciclo absorción anteriormente descrito

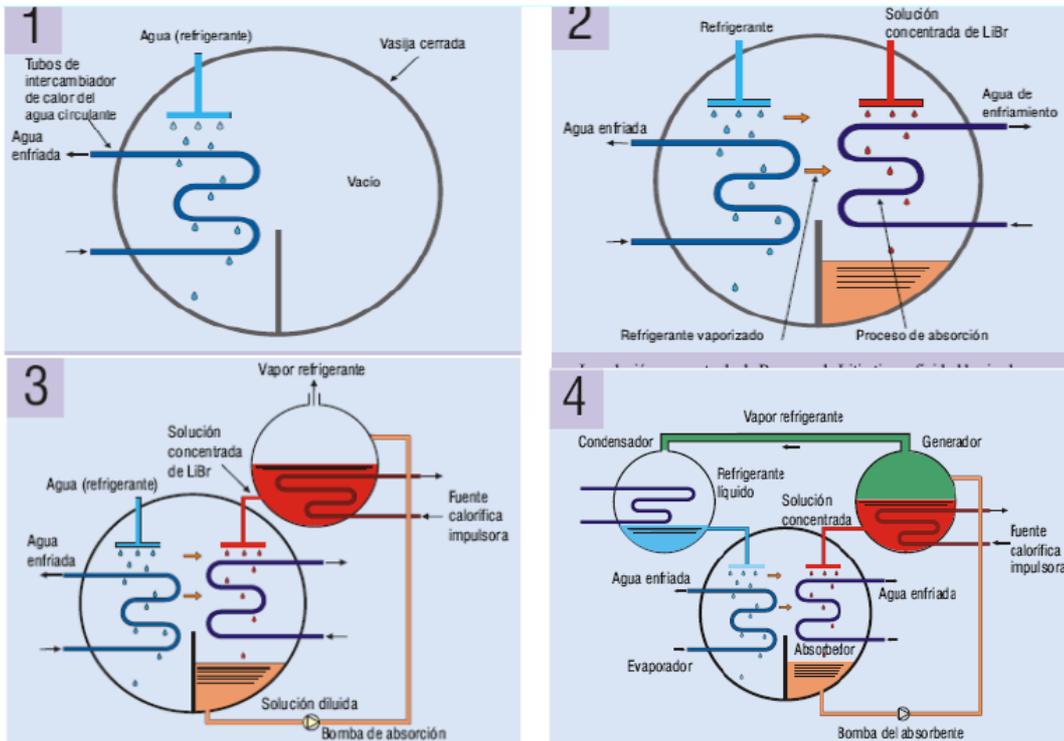


Ilustración 2.6-2. Esquema básico ciclo de absorción (Simple efecto)

Con objeto de mejorar el rendimiento térmico, al ciclo básico mostrado en la figura anterior se le incorpora un intercambiador de calor para precalentar la solución diluida entrante al generador con la corriente de solución concentrada que retorna al mismo (ver figura siguiente).

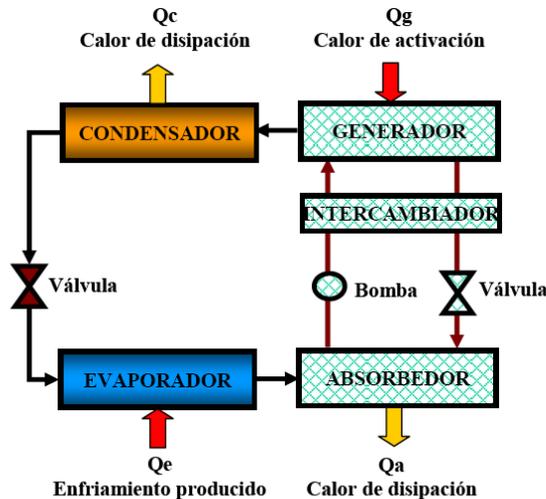


Ilustración 2.6-3. Esquema básico ciclo de absorción (Simple efecto) con cambiador de calor

El coeficiente de operación de la máquina, *COP*, viene dado por

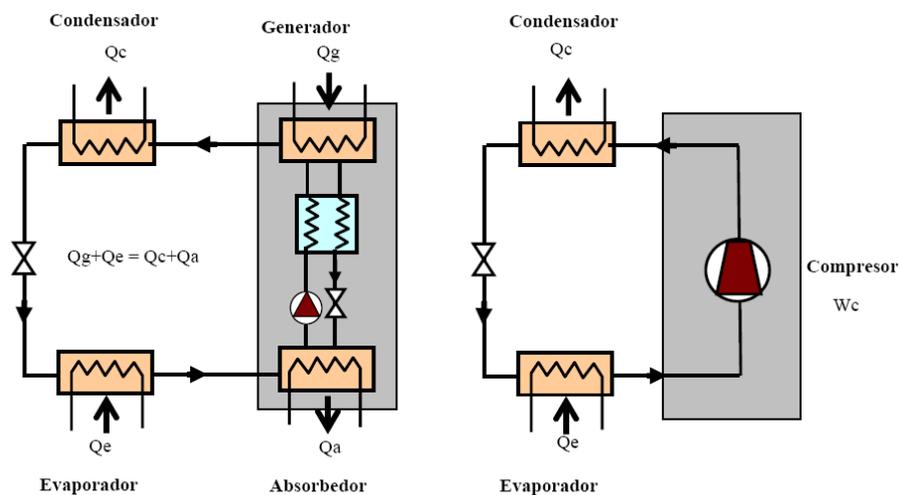
$$COP = \frac{Q_e}{Q_g}$$

Siendo:

- $Q_e$ : Calor extraído en el evaporador (efecto frigorífico)
- $Q_g$ : Calor de alimentación en el generador.

Comparando el ciclo de compresión mecánica y el de absorción, es claro que:

- a) La etapa de compresión mecánica en el ciclo de convencional queda sustituida por una compresión química en el ciclo de absorción, y que se realiza mediante la acción del conjunto generador-bomba-absorbedor (estos elementos reemplazan al compresor en el sistema de compresión de vapor). El resto de transformaciones son análogas en ambos ciclos (condensación, laminación y evaporación).
- b) En el ciclo de absorción, al calor que debe evacuarse en el condensador, se le debe sumar el que debe evacuarse en el generador y absorbedor.



*Ilustración 2.6-4. Analogías y diferencias en los ciclos de absorción y Rankine*

A día de hoy, Las mezclas de trabajo más utilizadas son agua/bromuro de litio ( $H_2O/LiBr$ ) y amoníaco/agua ( $NH_3/H_2O$ ).

- En el sistema agua/bromuro de litio el refrigerante es el agua, por lo que sus aplicaciones son para temperaturas mayores que  $0^\circ C$ . Son los empleados mayoritariamente en climatización como enfriadoras de agua (con temperaturas típicas de salida de agua fría  $5-7^\circ C$  y un salto térmico en el retorno de  $5-7^\circ C$ ).
- En los sistemas amoníaco/agua el amoníaco actúa como refrigerante; las aplicaciones pueden ser tanto para climatización como para procesos industriales donde se necesiten temperaturas de inferiores de  $0^\circ C$  (hasta  $-50^\circ C$ ). Su uso mayoritario está en el ámbito industrial.

En este punto, es interesante resaltar que, en la máquina de absorción:

- ✓ El único consumo eléctrico apreciable corresponde a la bomba (el asociable al control y otros dispositivos es despreciable frente a este) y que, además, el consumo de la bomba es mucho menor que el que requeriría el compresor en el sistema convencional equivalente.
- ✓ Que a su vez, el consumo de energía en forma de electricidad es muy pequeño en comparación con el input en forma de calor.

En los años 70 se comenzó a combinar las máquinas de absorción con sistemas solares térmicos debido a la crisis energética de la época [14], [43], [41], [54], [66], [67].

### **Tipos de máquinas. Características básicas de funcionamiento**

#### **Absorción agua/bromuro de litio (Características generales)**

Los sistemas de refrigeración por absorción agua/bromuro de litio son fiables y flexibles con buenas prestaciones a carga parcial, utilizan un refrigerante natural, y es posible utilizar diferentes fuentes de calor para su activación. Estos equipos poseen un amplio grado de potencias para su uso y es una tecnología consolidada en el mercado.

Adicionalmente, cabe citar como ventajas:

- ✓ Es apto para su empleo en climatización.
- ✓ El valor despreciable de la presión de saturación de la sal con respecto al agua facilita el diseño y el funcionamiento del generador.
- ✓ Muchos fabricantes ofrecen la posibilidad de funcionar en modo frío/calefacción (prestaciones de bomba de calor).

También hay que señalar presentan los siguientes Inconvenientes:

- ✓ El agua no puede condensar o evaporar por debajo de 0°C, por lo que no puede ser empleada en equipos de producción de frío de baja temperatura.
- ✓ Utilizando agua como refrigerante, se trabaja a presiones de vacío para las temperaturas habituales de climatización.
- ✓ La solubilidad del absorbente, LiBr, en el agua es limitada. Bajo ciertas condiciones de operación, se puede producir la cristalización del Bromuro de Litio en la solución. Esto provocaría, entre otros, obstrucciones en los conductos por los que pasa la solución y, por lo tanto, que se deba detener el equipo hasta su redisolución. Este fenómeno hace que la diferencia de temperaturas entre el absorbedor y el evaporador no pueda ser muy alta, motivo por el que se utilizan torres de refrigeración para disipar el calor, pues el empleo de aire produciría temperaturas de absorción demasiado elevadas (para las de evaporación habituales). Hasta fechas recientes, era el principal problema que se presentaban las máquinas de absorción. En las modernas máquinas se ha conseguido eliminar (control interno automático de la máquina) este accidente casi por completo.

Los sistemas de refrigeración por absorción de agua/bromuro de litio disponibles comercialmente pueden ser divididos, dependiendo de la recuperación interna de calor dentro del ciclo, en los de simple efecto y doble efecto.

#### **Absorción de simple efecto de agua/bromuro de litio**

Es el diseño más simple y corresponde al del esquema de funcionamiento básico del ciclo de absorción mostrado en el apartado anterior. En cuanto a los valores de COP, este es de 0.6-0,7.

La figura muestra las temperaturas típicas de funcionamiento para un sistema de agua/bromuro de litio de simple efecto, en adelante SE H<sub>2</sub>O/BrLi.

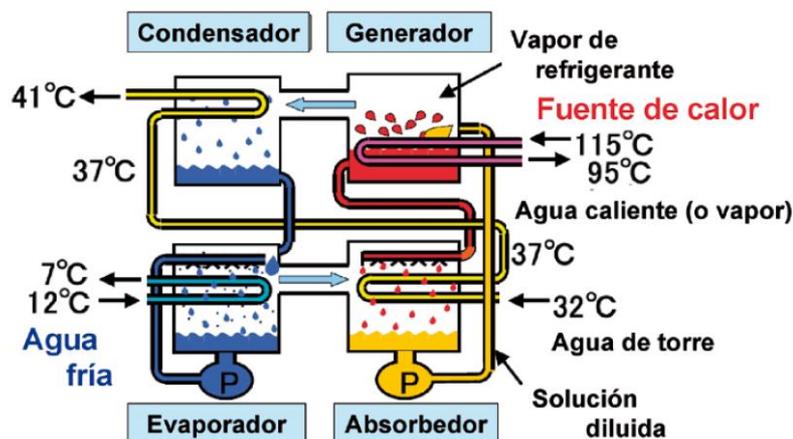


Ilustración 2.6-5. Temperaturas típicas de funcionamiento SE H<sub>2</sub>O/BrLi

En la Tabla se presentan las características de funcionamiento típicas una de la enfriadora SE H<sub>2</sub>O/BrLi.

Características de funcionamiento	
Vapor de accionamiento (kPa)	160 a 180
Consumo de vapor por kW de refrigeración (kW)	1.48 a 1.51
Agua caliente de accionamiento (°C)	115 a 132 (88 °C para pequeñas potencias)
Potencia térmica de activación por kW de refrigeración (kW)	1.51 a 1.54, y hasta 1.43 kW para pequeñas potencias
Agua de enfriamiento, Temp. de entrada (°C)	30
Caudal de agua por kW de refrigeración (ml/s)	65, 115 para máquinas pequeñas
Temperatura del agua fría (°C)	6.7
Caudal de agua fría, por kW de refrigeración (ml/s)	43 para máquinas pequeñas
Potencia eléctrica, por kW de refrigeración (W)	3 a 11 con un mínimo de 1 kW para máquinas pequeñas

2.6-6. Características de funcionamiento típicas para SE H<sub>2</sub>O/BrLi

**Absorción de agua/bromuro de litio de doble efecto**

En la figura se esquematiza una enfriadora por absorción de doble efecto, en adelante DE H<sub>2</sub>O/BrLi. En este caso, la máquina cuenta con dos generadores.

El generador de alta es calentado mediante una fuente térmica externa, para que hierva la solución diluida (pobre en sal). La presión del vapor en el generador se encuentra alrededor de 100 kPa. La solución se concentra y pasa al generador de baja. En este tiene lugar un segundo efecto ya que a la temperatura de entrada (después del cambiador) y a la presión del condensador de baja es lo suficientemente alta como para hacer hervir la solución concentrada sin necesidad de consumir energía primaria adicional. La solución que sale del absorbedor se precalienta mediante el intercambio de calor con la solución diluida que viene del generador de baja.

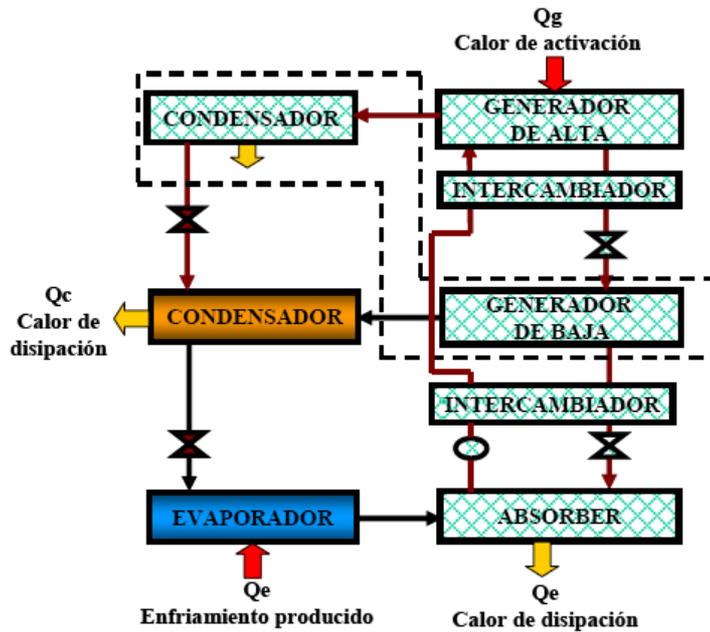


Ilustración 2.6-7. Esquema ciclo para DE H<sub>2</sub>O/BrLi

En cuanto a los valores de COP, para el par agua/Bromuro de Litio en los ciclos de doble efecto está entre 1-1.2. La figura muestra las temperaturas típicas de funcionamiento para un sistema DE H<sub>2</sub>O/BrLi.

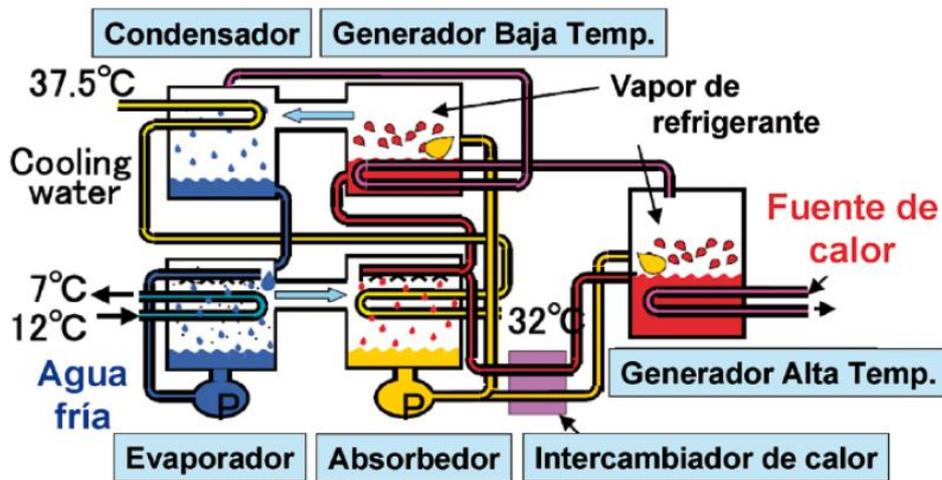


Ilustración 2.6-8. Temperaturas típicas de funcionamiento DE H<sub>2</sub>O/BrLi.

En la tabla se presentan las características generales típicas de las enfriadoras de absorción de doble efecto.

Vapor de accionamiento (kPa)	890
Consumo de vapor por kW de refrigeración (W)	780 a 810
Agua caliente de accionamiento (°C)	188
Potencia térmica de activación por kW de refrigeración(kW)	0.83
Agua de enfriamiento, Temp. de entrada (°C)	30
Caudal de agua por kW de refrigeración (ml/s)	65, 80
Temperatura del agua fría (°C)	7
Caudal de agua fría, por kW de refrigeración (ml/s)	43
Potencia eléctrica, por kW de refrigeración (W)	3 a 11

*2.6-9. Características de funcionamiento típicas para DE H<sub>2</sub>O/BrLi.*

Las siguientes figuras muestran con detalle el esquema de funcionamiento de una DE H<sub>2</sub>O/BrLi activada por quemador (llama directa en el generador) en primer lugar en modo frío y en la segunda en modo calor. Obviamente, las de interés en esta Tesis, que son las activadas por agua caliente, tienen un funcionamiento idéntico (salvo en el tipo de entrada energética en el generador, pues en el caso mostrado se utiliza un quemador en la propia máquina) [10].



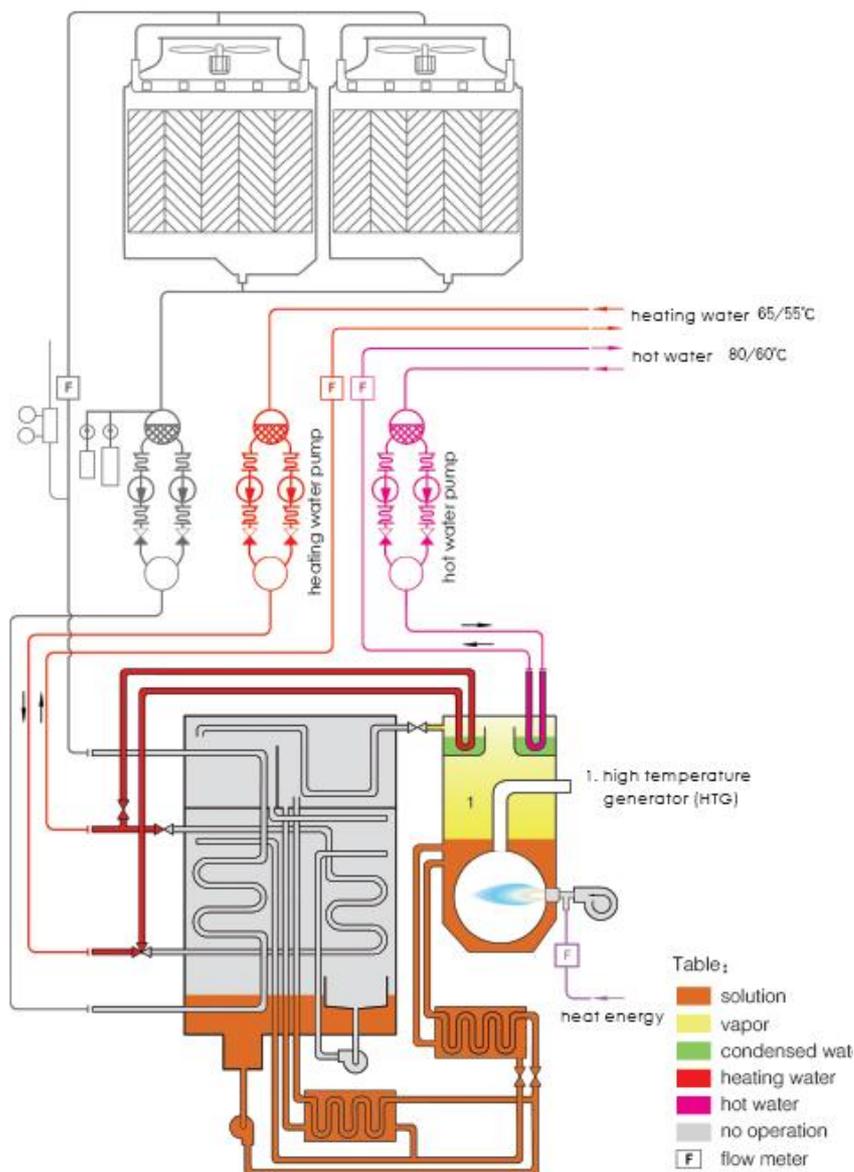


Ilustración 2.6-11. Esquema de funcionamiento DE H<sub>2</sub>O/B<sub>r</sub>Li quemador en modo calor. Fuente BROAD

### **Equipos de absorción disponibles en el mercado**

Hasta fechas recientes, las máquinas de absorción comercialmente disponibles eran de grandes y muy grandes potencias, en su mayor parte condensadas por agua.

En la tabla se muestran las características básicas de selección para enfriadoras térmicas de varias compañías de reconocido prestigio. Hay que resaltar de la misma que, aún hoy en día, la mayoría de los fabricantes solo ofrecen modelos a partir de 150 KW.

Firma	Serie	Rango de potencias (kW)	COP nominal	Fluido de refrigeración	¿Uso energía solar?	Mezcla de trabajo
Broad	BDS	174-23260	0,78	Agua	SI	LiBr-H <sub>2</sub> O
	BS	174-23260	1,34	Agua	SI	LiBr-H <sub>2</sub> O
	BDH	151-20469	0,75	Agua	SI	LiBr-H <sub>2</sub> O
	BH	174-23260	1,34	Agua	SI	LiBr-H <sub>2</sub> O
	BDE	174-23260	0,78	Agua	NO	LiBr-H <sub>2</sub> O
	BE	174-23260	1,34	Agua	NO	LiBr-H <sub>2</sub> O
	BZ	174-23260	1,34	Agua	NO	LiBr-H <sub>2</sub> O
	BZS,BZH,BZE,BZHE	174-23260	1,34	Agua	SI/NO	LiBr-H <sub>2</sub> O
Carrier	16DJ	352-5274	1,1	Agua	NO	LiBr-H <sub>2</sub> O
	16LJ	264-1846	0,7	Agua	SI	LiBr-H <sub>2</sub> O
	16TJ	352-2461	0,65	Agua	SI	LiBr-H <sub>2</sub> O
	16NK	345-4652	N/D	Agua	SI	LiBr-H <sub>2</sub> O
Yakazi	K	105-352	1	Agua	NO	LiBr-H <sub>2</sub> O
	S	35-105	0,7	Agua	SI	LiBr-H <sub>2</sub> O
Thermax	Cogenie	35-739	0,67-0,7	Agua	SI	LiBr-H <sub>2</sub> O
	ProChill	844-4044	0,67-0,7	Agua	SI	LiBr-H <sub>2</sub> O
	EcoChill Nxt	387-3893	1,2	Agua	NO	LiBr-H <sub>2</sub> O
	ProChill B4K (SE)	345-6492	0,7	Agua	SI	LiBr-H <sub>2</sub> O
	ProChill B4K (DE)	390-5926	1,2	Agua	SI	LiBr-H <sub>2</sub> O
Trane	ABSC	394-1635	0,63	Agua	SI	LiBr-H <sub>2</sub> O
	ABSD	2008-4821	0,7	Agua	SI	LiBr-H <sub>2</sub> O
	ABTF	1266-6053	1,2	Agua	SI	LiBr-H <sub>2</sub> O
	ABDL	338-3717	1	Agua	NO	LiBr-H <sub>2</sub> O
York	YIA	420-4842	0,69	Agua	SI	LiBr-H <sub>2</sub> O
	YPC-ST	1050-2373	1,19	Agua	SI	LiBr-H <sub>2</sub> O
	YPC-DF	703-2372	1	Agua	SI	LiBr-H <sub>2</sub> O
Robur	ACF-60-00	17,5	0,74	Aire	NO	H <sub>2</sub> O-NH <sub>3</sub>
	RTCF	35-87,5	0,74	Aire	NO	H <sub>2</sub> O-NH <sub>3</sub>
	AYF-119/2/4	17,5	0,74	Aire	NO	H <sub>2</sub> O-NH <sub>3</sub>
	RTYF	35-70	0,74	Aire	NO	H <sub>2</sub> O-NH <sub>3</sub>
Rotartica	Solar 045	4,5	0,67	Aire	SI	LiBr-H <sub>2</sub> O
ClimateWell	ClimateWell™ 10	20	0,68	Aire/agua	SI	LiCl-H <sub>2</sub> O

Notas:

\*La columna "rango de potencias" y "COP nominal" corresponden al funcionamiento en modo refrigeración.

\* La columna "¿Uso energía solar?" indica si en la serie correspondiente puede emplearse energía solar para el accionamiento de la máquina.

*Ilustración 2.6-12. Características básicas SE/DE H<sub>2</sub>O/BrLi de varias compañías de reconocido prestigio*

En este apartado, consecuentes con el objeto de la Tesis, se adjunta información únicamente de algunas marcas y modelos de interés para la hibridación de Solar – Biomasa en un DHC en el sector residencial (H<sub>2</sub>O/BrLi, agua caliente, medias y grandes potencias). Obviamente, la lista no pretende ser completa.

## BROAD

Empresa líder en el mercado. En la tabla se resumen las características técnicas de los modelos SE y DE para agua caliente.

code	model	cooling capacity kW	chilled w.		cooling W.		hot water consumption m <sup>3</sup> /h	power demand kW	solution weight t	unit ship. wt. t	chiller ship. Wt. t	unit operation weight t	price Euro/1,000
			flowrate m <sup>3</sup> /h	pressure drop kPa	flowrate m <sup>3</sup> /h	pressure drop kPa							
two-stage hot water chiller BH hot water 180°C	20	233	28.5	30	48.8	50	10.3	1.7	0.98	3.3	/	4.7	65
	50	582	71.3	30	122	50	25.7	4.3	2.2	5.8	/	8.7	133
	75	872	107	30	183	50	38.5	4.6	2.8	7	5.4	11.1	168
	100	1163	142	30	244	50	51.4	6.8	3.4	9.3	7	13.7	195
	125	1454	178	30	305	50	64.2	6.8	4.4	10.7	8.3	16.1	221
	150	1745	214	40	366	50	77.1	6.8	4.9	11.9	9.2	18.6	244
	200	2326	285	40	488	50	103	10.2	7.1	15.2	12	24.7	293
	250	2908	356	50	610	60	128	10.2	7.8	19.3	14.5	31.6	336
	300	3489	427	50	733	60	154	11.7	10.6	21.5	16.3	36.7	394
	400	4652	570	50	977	60	206	13.2	12.1	/	21.3	46.6	473
500	5815	712	60	1221	70	257	17.7	14.8	/	25.9	53.3	556	
600	6978	854	60	1465	70	308	20.7	18.1	/	29.9	64.7	626	
800	9304	1139	60	1953	70	411	25.9	24.2	/	38.3	81.4	788	
1000	11630	1429	60	2442	70	514	34.9	30.5	/	37.5	97.0	936	
single-stage hot water chiller BDH hot water 98°C	20	205	25.1	25	61.7	50	23.2	2.5	0.8	2.9	/	3.8	55
	50	512	62.7	25	154	50	57.9	2.5	1.65	4.9	/	7.0	111
	75	767	93.9	25	231	60	86.8	5.3	2.15	6.3	/	9.3	143
	100	1023	125	25	308	60	116	5.7	2.42	8.0	/	11.5	168
	125	1279	157	25	385	60	145	5.7	3.2	9.4	/	14.4	189
	150	1535	188	30	462	60	174	5.7	3.52	10.8	/	16.1	208
	200	2046	251	30	616	70	232	8.6	5.5	14.5	/	22.3	249
	250	2558	313	40	771	70	289	10.1	6.0	17.7	/	26.1	289
	300	3069	376	40	925	70	347	10.1	8.25	19.8	/	30.5	334
	400	4092	501	40	1233	70	463	13.9	8.92	26.3	/	39.8	401
500	5115	626	50	1541	90	579	13.8	11.7	30.8	/	48.3	475	
600	6138	752	50	1849	90	695	17.5	14.5	36.3	/	56.5	533	
800	8184	1002	50	2466	90	926	27.3	19.7	45.8	/	75.5	668	
1000	10230	1253	50	3082	100	1158	27.3	24.1	46.5	/	82.8	795	

Ilustración 2.6-13. Características máquinas BROAD SE/DE H2O/BrLi accionadas por agua caliente.



Ilustración 2.6-14. Máquina de Absorción BROAD Modelo BHD ( Simple efecto - Agua caliente)



*Ilustración 2.6-15. Máquina de Absorción BROAD Modelo BH ( Doble Efecto - Agua caliente)*

## THERMAX

Thermax es una empresa multinacional india. Los equipos de Thermax trabajan con la mezcla Bromuro de Litio-agua y refrigeran por agua. Thermax tiene dos series de equipos de producción de frío por absorción de simple efecto accionados por agua caliente

- Enfriadoras de simple efecto Serie LT5G. Con potencias frigoríficas comprendidas entre los 200 kW y los 12.000 kW (28 modelos) accionadas por agua caliente a partir de 150°C.



*Ilustración 2.6-16 Máquina de Absorción TERMAX Serie LT5G (Simple efecto – Agua Caliente)*

- Enfriadoras de doble efecto – Serie HS. Con potencias frigoríficas comprendidas entre los 200 kW y los 12.000 kW (28 modelos) accionadas por agua caliente a partir de 150°C.



*Ilustración 2.6-17 Máquina de Absorción TERMAX Serie HS (Doble Efecto – Agua Caliente)*

### 2.6.3 El ciclo de Adsorción

Como ya se ha comentado, en las máquinas de adsorción un medio sólido adsorbe materia en estado gaseoso. Este proceso es exotérmico. El efecto contrario, o sea, la separación de la materia gaseosa del cuerpo sólido (por aporte de calor), se denomina desadsorción.

Es entre los años veinte y treinta del siglo XX se produce el primer desarrollo industrial de las máquinas de refrigeración por adsorción. Tchernev [5] introdujo el par de trabajo zeolita-agua en sistemas cerrados de refrigeración por adsorción. Este sistema tenía la peculiaridad de ser funcionalmente discontinuo, porque de día se utilizaban las radiaciones solares para el secado o regeneración de la zeolita, y de noche se producía el deseado efecto frigorífico, por la adsorción del vapor de agua por la zeolita. Esta tecnología fue desplazada enseguida por la aplicación de los compuestos CFC, descubiertos en aquella época, a los sistemas de refrigeración por compresión mecánica.

Al igual que en el caso de la adsorción, un aspecto fundamental de la tecnología de adsorción es el empleo de fluidos con bajo impacto ecológico, por oposición al sistema convencional de compresión.

A finales de los años setenta, debido a la crisis energética mundial y los problemas causados por el uso de los compuestos CFC, se renueva el interés en la investigación y aplicación de los sistemas de refrigeración por adsorción y en las tecnologías alternativas de refrigeración. En 1980, Jaques Chiral desarrolló un sistema experimental donde obtuvo alentadores resultados con sistemas de adsorción y paneles de calentamiento solar. En 1986 la firma japonesa NISHIYODO Kuchou Manufacturing Company desarrolla y comercializa los refrigeradores de adsorción en su versión actual. Actualmente, la mencionada firma es líder mundial indiscutible en este tipo de máquinas.



*Ilustración 2.6-18: Refrigerador por adsorción. Fuente NISHIYODO*

Se describe a continuación el ciclo discontinuo operativo de la máquina de adsorción NISHIYODO, que dispone del evaporador en la parte inferior, el condensador en la superior y dos cámaras separadas donde sucesivamente tiene lugar la adsorción y desorción del vapor de agua, como fluido refrigerante, sobre una materia sólida denominada silicagel, que cuenta cada una con un intercambiador de calor. Todo el conjunto es hermético y a presión bastante inferior a la atmosférica, por lo cual el agua es capaz de hervir a temperaturas del orden de los 3,3 °C.

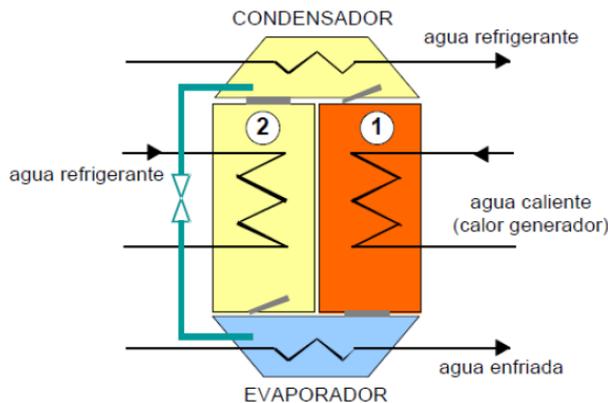


Ilustración 2.6-19 Esquema de una máquina de Adsorción

La particularidad de esta máquina es su adaptabilidad a las variaciones, tanto de caudal como de temperatura de la fuente de calor, normalmente procedente de procesos residuales o bien de cogeneración. En el siguiente gráfico se observa que la capacidad de la máquina cuando varía el caudal de agua caliente un 50% sólo queda afectada en el 5%, y que la variación de la temperatura del agua enfriada, con variaciones de caudal del 20%, sólo quedan afectadas en 1°C, aproximadamente.

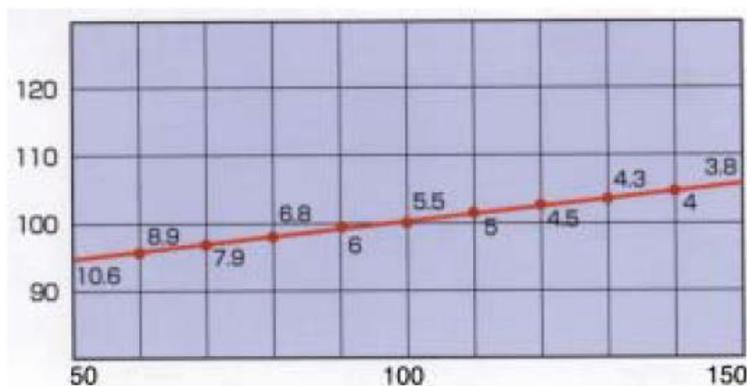


Ilustración 2.6-20. Variación de caudal de agua caliente vs capacidad de refrigeración en máquina adsorción NISHIYODO. Fuente NISHIYODO

En la siguiente figura se representa en abscisas la temperatura del agua caliente, que en condiciones nominales es de 90°C, y en ordenadas la variación de la capacidad de refrigeración. La curva superior se refiere a la máquina de adsorción, mientras que la inferior es la correspondiente a una máquina de absorción. La entrada del agua caliente a 80°C, sólo rebaja la capacidad de la máquina de adsorción al 90% de la nominal, mientras que la de absorción se rebaja hasta el 48%, es decir queda casi fuera de servicio ya que corresponde casi a la temperatura mínima de operación (75°C). Por tanto la máquina de refrigeración por adsorción es de aplicación obligada en procesos con variaciones de temperatura en la fuente de calor. Además logra funcionar a temperaturas del agua caliente de sólo 50°C, imposible en máquinas de absorción pudiendo obtener temperaturas del agua refrigerada hasta de 3,3 °C.

Como se ha indicado anteriormente, la siguiente figura contrasta las características técnicas de la máquina de refrigeración por adsorción NISHIYODO con valores típicos de máquinas de absorción.

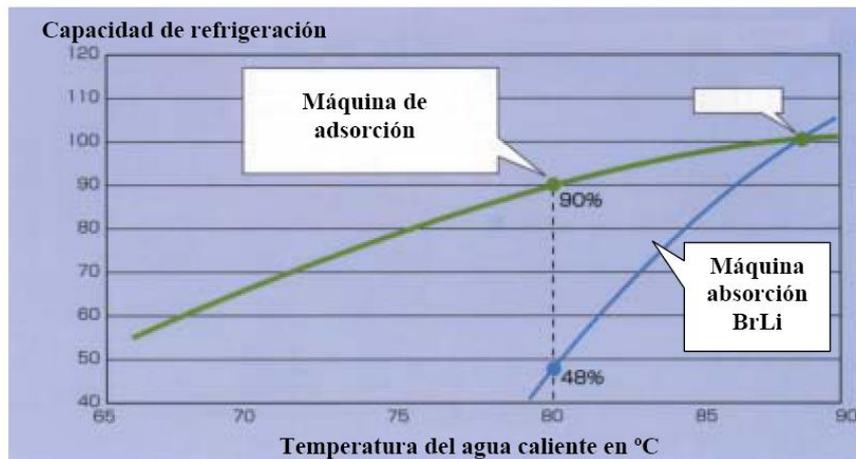


Ilustración 2.6-21. Temperatura del agua caliente (nominal 90°C) vs variación de la capacidad de refrigeración en máquina refrigeración adsorción NISHIYODO. Fuente NISHIYODO

El proceso, como ya se ha mencionado indicamos, es discontinuo y se divide en 6 periodos, con una duración total de 420 s (7 min). A continuación se describe de forma breve cada una de las fases:

- **Ciclo A:** Duración 370 segundos (6,17 min), durante los cuales una de las cámaras se halla en proceso de adsorción del vapor de agua proveniente del evaporador, para lo cual se necesita que el agua de refrigeración procedente de la torre circule por el intercambiador correspondiente. En la otra cámara el silicagel debe ser regenerado, por lo que es calentado a través de su intercambiador con agua a 90°C, con lo cual se libera el vapor de agua en proceso de desorción, que pasa al condensador, donde el vapor de agua cambia a fase líquida, regresando por gravedad al evaporador.
- **Ciclo B:** Duración 30 s (0,50 min) Se abre la válvula de by-pass, se igualan las presiones y temperaturas de ambas cámaras, calentándose una con el calor de la otra. Mientras tanto el agua caliente no actúa y el condensador continúa refrigerándose.
- **Ciclo C:** Duración 20 s (0,33 min) El agua de refrigeración procedente de la torre, empieza a circular por las dos cámaras en serie, primero enfriando la cámara que ya terminó el proceso de desorción y continuando hacia la que terminó el proceso de adsorción.
- **Ciclo D:** Duración 370 segundos (6,17 min), inverso del ciclo A.
- **Ciclo E:** Duración 30 seg (0,50 min), inverso del ciclo B
- **Ciclo F:** Duración 20 seg (0,33 min), inverso del ciclo C.

La figura muestra las fases del ciclo de absorción en la máquina de adsorción anteriormente descritas.

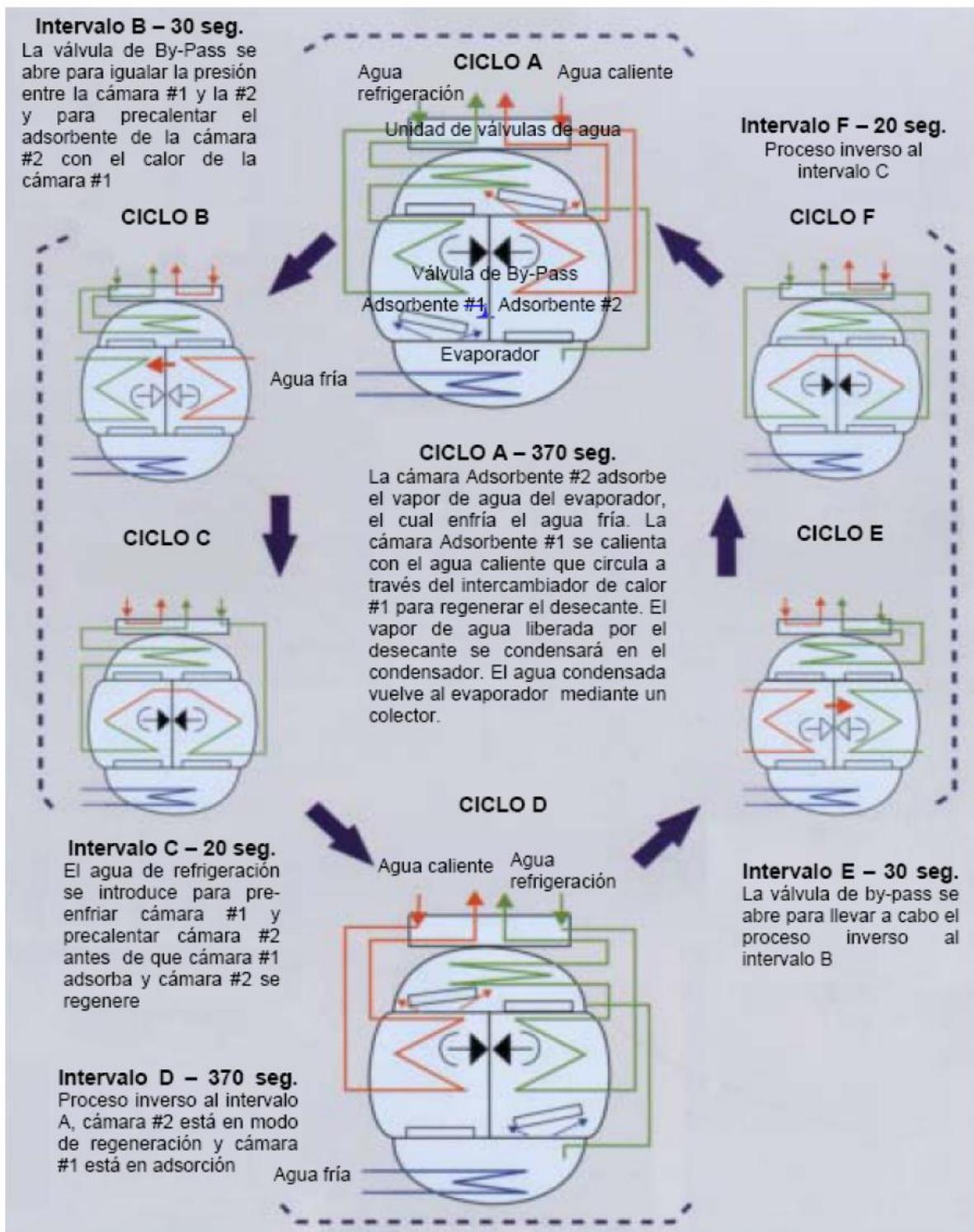


Ilustración 2.6-22 Fases de funcionamiento máquina refrigeración adsorción NISHIYODO. Fuente NISHIYODO

La siguiente tabla resume las características técnicas y realiza una comparativa de las mismas para de las máquinas de absorción y las de adsorción.

CONCEPTO	ADSORCIÓN (Agua silicagel)	ABSORCIÓN (Br Li) Simple efecto
Temperatura Agua caliente (Input)	50 a 90° C 70% capacidad nominal, a 70° C	80 a 100°C 50% capacidad nominal a 80° C, que es la temperatura mínima de funcionamiento económico
Operación continua 24 horas	SI	NO La solución de Br Li incrementa su concentración en operación requiriendo una operación diaria de dilución. Mientras se diluye la máquina no genera frío.
Más de 8000 horas operación al año	SI	NO Las máquinas de Br Li no pueden por mantenimiento cada 2000 a 3000 horas, consistente en añadir Li Br solución e inhibidor de corrosión (Cr o Mo oxidante) Si este mantenimiento no se realiza, la máquina reduce su vida útil a 4 años.
Coste mantenimiento	Bajo	Necesita análisis periódico de componentes. Para una máquina de 100 TR. A las 2000 horas 8.000 € A las 8.000 horas 20.000 € Analítica para cada componente químico 1.500 €. Como normalmente son 4, ello implica coste de 6.000 € cada 3.000 horas.
Mínima temperatura agua de refrigeración condensador	Sin límite inferior Circuito menor Más capacidad. No precisa control	Limitada a 22° C (Válvula de control 3 vías)
Cambios de carga, carga mínima	Standard	Control sofisticado necesario. Por ejemplo para cambiar de 100% a 25% el sistema de absorción necesita depósito tampón para agua caliente y control PID para mantener temperatura. Si no, la máquina para.
Refrigerante	Agua de boca	Agua destilada
Adsorbente/ Absorbente	Silicagel incluido	Li Br 1200 €/100 l.
Bomba vacío	Si. Automática	Si
Bomba refrigerante	Funciona solo cuando la enfriadora reduce carga.	Siempre funciona
Bomba absorbente	N/A	Siempre funciona
Válvulas automáticas	De mariposa	Válvula control 3 vías
COP	0,7	0,7
Corrosión	No	Elevada, aún con buen mantenimiento
Cristalización	N/A	SI por: Baja temperatura agua refrigeración, fugas de aire, pérdida potencia/fallo solución, funcionamiento incorrecto del sistema de control, fallo en la presión de la válvula reductora, pérdida de la fuente térmica
Tiempo de arranque	Entre 0 y 7 minutos	30 minutos

*Ilustración 2.6-23 Comparativa de las características técnicas de las máquinas de absorción y de adsorción (I)*

CONCEPTO	ADSORCIÓN (Agua silicagel)	ABSORCIÓN (Br Li) Simple efecto
Parada por ciclo de disolución	N/A	15 minutos de PARADA
Inhibidor	No	SI, hay que controlarlos (Ver especificaciones)
Esperanza de vida	Más de 20 años	7 a 9 años
Intervalo de sustitución adsorbente/absorbente	No necesita	Cada 4 a 5 años. Caro de reciclar o verter por presencia de metales pesados. Caro de recargar (1200 €/100 l)
Sustitución intercambiador	N/A	Dependiendo de los controles de corrosión será necesario
Caldera de refuerzo convencional	No necesita	Obligado por debajo de 85 °C
Temperatura agua caliente	Puede operar por debajo de 50° C 90% a 80° C 70% a 70° C 45% a 50° C	Para por debajo de 80° C 50% a 80° C
Caudal de agua refrigeración	Sin problemas de fluctuaciones o temperatura	Necesita que sea estable entre 24 -30° C
Control carga frigorífica	Integrado en 7 pasos de reducción de carga	Necesita válvula control 3 vías para by-pasar excedentes de agua de retorno. Sobrecoste instalación.
Temperatura agua fría	3° C estándar	7° C estándar
Mantenimiento	Nivel aceite Bomba vacío Asientos válvulas mariposa cada 3 años	Análítica de líquidos Bombas Controles Caldera apoyo Br Li Intercambiador Fugas de aire
Averías	Tipo mecánicas	Tipo químicas y mecánicas
Confiability	Mejor	Menor
Rentabilidad	Mejor	Menor

*Ilustración 2.6-24 Comparativa de las características técnicas de las máquinas de absorción y de adsorción (II)*

La ventaja principal de estos equipos respecto a los de absorción para su activación con energía solar 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.

## 2.7 Estado del arte de las instalaciones solares térmicas en redes DHC

### 2.7.1 Introducción

Como ya se ha comentado en capítulos anteriores, en general, el empleo de la energía solar térmica para calefacción (y ACS) es una tecnología madura y ha experimentado un notable aumento en los últimos años. No sucede lo mismo con la refrigeración solar. En efecto, aunque el interés en el uso de la energía solar para alimentar máquinas de frío de absorción ha estado presente desde hace mucho tiempo a nivel conceptual, hasta fechas recientes ha tenido una muy limitada penetración en los sistemas de climatización, dado el predominio de los sistemas de compresión mecánica de vapor. A raíz de las crisis de petróleo de los años 70, se renovó el interés del uso de la refrigeración solar por absorción para climatización en los países desarrollados, y empezaron a proliferar análisis teóricos [25], [36], [35] y [56], más detallados, apareciendo los primeros sistemas con un marcado carácter experimental y demostrativo. En nuestro país las instalaciones de carácter experimental-demostrativo

son más recientes y, en la actualidad están en funcionamiento una decena de pequeñas aplicaciones comerciales (100 - 400 KWt).

En España, el interés en la última década por la refrigeración solar se justifica teniendo en cuenta [11], [34] :

- Que en amplias zonas del territorio, la demanda de frío en verano es del mismo orden o superior a la de calefacción en invierno.
- La gran disponibilidad del recurso solar en base anual.
- Que en verano se tiene simultáneamente la máxima demanda de climatización y el máximo de irradiación solar. Obviamente, esta observación es válida con carácter general para cualquier ubicación.
- Que, como consecuencia del continuo aumento del precio de la electricidad, la tecnología predominante de refrigeración mediante equipos eléctricos es cada día más cara.

Obviamente, los anteriores argumentos son válidos, entre otros, para el resto de países del Sur de Europa.

La producción centralizada de energía térmica con captadores solares reduce los costes de instalación, mantenimiento y operación respecto de los sistemas solares individuales [67], además de permitir una mejor gestión del recurso disponible. Como se mencionó anteriormente, en la actualidad, para alcanzar una alta fracción solar en sistemas solares térmicos en redes de distrito caben dos estrategias [65], [31]:

a) En redes de calefacción (ACS + Calefacción) [30], [18], [19], [58], [75] la utilización de acumuladores térmicos de gran capacidad (estacionales). Son los denominados Central Solar Heating Plants with Seasonal Storage, CSHPSS. Estos sistemas se han desarrollado desde los años 80 para sistemas de calefacción y, actualmente, son una solución viable técnica y económicamente para cubrir parte de las necesidades térmicas de redes de distrito. Utilizan acumuladores térmicos de gran capacidad que son capaces de almacenar el calor sobrante captado en la época de mayor disponibilidad de recurso solar (verano), y mantenerlo hasta la época de mayor demanda de energía térmica (invierno).

Los acumuladores estacionales se basan en el almacenamiento de energía térmica en agua, tierra o mezclas grava-agua. Estos acumuladores estacionales sufren pérdidas de calor al ambiente que son proporcionales a la superficie exterior del acumulador. Como el calor acumulado es proporcional al volumen, los acumuladores de gran tamaño tienen menores pérdidas relativas de calor puesto que su ratio superficie/volumen es menor. Por el mismo efecto, el coste de construcción de los acumuladores por unidad de volumen, se reduce al aumentar el tamaño. En conclusión, los grandes acumuladores estacionales que respondan a las necesidades de acumulación de un conjunto grande de viviendas son viables desde el punto de vista técnico y económico.

b) El uso de enfriadoras térmicas para la producción de frío (solar) en verano, y su distribución una red separada (y paralela) a la de calor. 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 (que se daría si la instalación solo fuera de calefacción) 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. Deberá siempre dimensionarse con cuidado el acumulador, ya que en entretiempo, las demandas de refrigeración son bajas lo que puede originar excedentes de energía captada sin posibilidad de acumulación. Si bien la viabilidad técnica de esta opción parece clara, 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.

El impulso de las instalaciones solares térmicas acopladas a redes de distrito es el objeto principal del proyecto europeo Solar District Heating.

### 2.7.2 Captadores solares térmicos. Rendimiento térmico del captador

Junto con el acumulador, en el caso de las CSHPSS, constituye el elemento clave de las instalaciones solares para DHC. En la actualidad, las dos tecnologías más usadas en DHC son

- Captador plano (Flat Plate Collector, FPC).
- Captador de tubos de vacío (EvacuateTube Collector, ETC).

Ambos se encuadran en los denominados de baja temperatura de trabajo (50-150 °C). En lo que resta de apartado, solo se consideran este tipo de captadores ya que, como se ha mencionado antes, son los que se utilizan habitualmente (plano en DH y vacío en DHC).

No obstante, es conveniente mencionar aquí que, en los últimos años han experimentado un notable desarrollo los sistemas de captación de media temperatura debido al uso en las centrales solares termoeléctricas. Estos captadores permiten obtener temperaturas del orden de 150-400 °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. Dentro de este grupo, una tecnología muy prometedora para los sistemas de climatización solar son los llamados captadores de concentración Fresnel mediante reflectores lineales.

El rendimiento de los captadores solares de baja temperatura se puede calcular [71], [67], [25] como:

$$\eta_s = k(\theta) + c_1 \frac{(T_{av} - T_{amb})}{G} - c_2 \frac{(T_{av} - T_{amb})^2}{G}$$

donde:

- $k(\theta)$ : Rendimiento óptico.
- $c_1$ : 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 la ecuación es inmediato que, el rendimiento mejora:

- ✓ Con un rendimiento óptico,  $k(\theta)$ , elevado y factores de pérdidas térmicas reducidos.
- ✓ Cuando disminuye la diferencia entre la temperatura media en el captador (de trabajo) y la ambiental.

### 2.7.3 Captadores de placa plana (FPC)

Es la tecnología de captación solar más utilizada y con más años de desarrollo [67]. 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 absorción en el espectro visible y una baja emisividad 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 (en fondo y laterales). La figura muestra el despiece de un captador plano estándar.



2.7-1 Captador Solar Plano (FPC). Fuente Wolf.

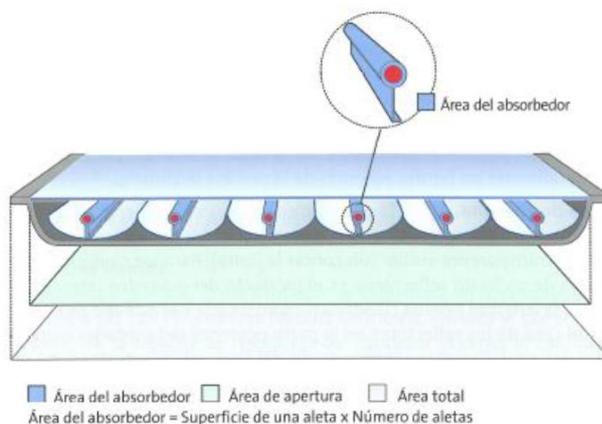
En la figura siguiente se pueden observar las áreas de referencia habituales para referir las características de rendimiento de estos captadores. Obviamente, debe prestarse atención a esta cuestión cuando se consulten referencias comerciales sobre los mismos.



2.7-2 Áreas de referencia para Captador Solar Plano (FPC). Fuente Peuser 2004.

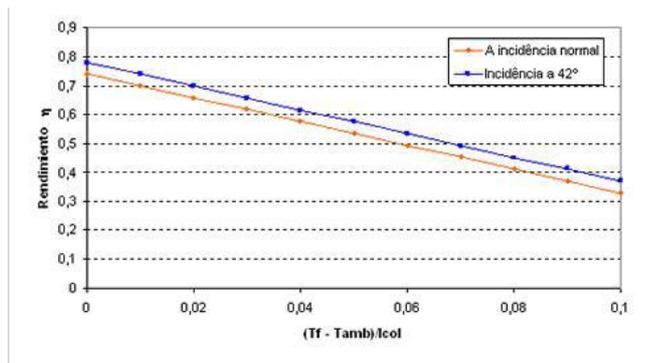
Los captadores de placa plana selectivos suelen presentar valores de eficiencia óptica del orden de 0.8 y coeficientes de pérdidas térmicas de primer orden del orden de  $3 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ . Su rendimiento medio anual está alrededor del 35-45 %, dependiendo de la localidad y del tipo de instalación.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

Una evolución técnica de los captadores planos son los captadores FPC-CPC. Su diseño está basado en el uso de reflectores CPC.



2.7-3 Captador Plano CPC y áreas de referencia. Fuente Peuser 2004.

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. En la siguiente figura se puede observar la mejora del rendimiento del captador CPC cuando el ángulo de incidencia de la irradiación solares 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  $c_2$ . Así pues, con la tecnología CPC se mejoran las prestaciones energéticas del captador solar, operando con rendimientos aceptables a temperaturas inferiores a  $100 \text{ }^\circ\text{C}$ . 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 vidriada similar a la de los captadores planos convencionales.



2.7-4 Mejora del rendimiento óptico del captador FPC-CPC AOSOL CPC 3E+: Fuente AOSOL

La evolución tecnológica de los captadores solares térmicos de placa plana ha mejorado notablemente el rendimiento térmico de los mismos en las últimas décadas. 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.

Como mejoras más recientes en la última década cabe citar:

- Optimización de los diseños de la placa absorbidora mediante 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.
- Mejora notable de las propiedades antirreflexivas de las cubiertas de vidrio. Incluso para mejorar el rendimiento a temperaturas moderadamente elevadas, algunos fabricantes tienen modelos de doble vidrio antirreflexivo con un gas inerte en el espacio intermedio. En este sentido, los nuevos diseños de captadores tienden a captadores con cajas herméticas provistas de gases nobles como el criptón en su interior. 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 una reducción estimada de las pérdidas térmicas del captador de hasta en un 20% respecto a los captadores convencionales.

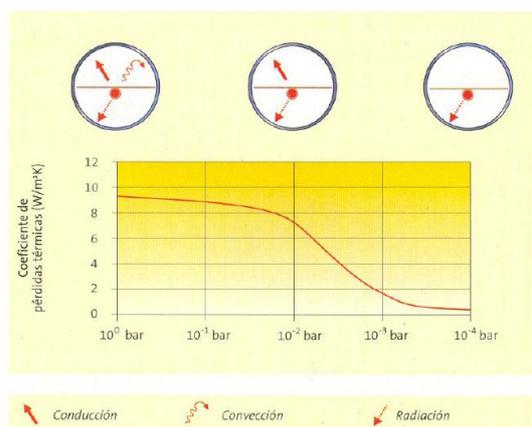
También se están desarrollando cubiertas de vidrio provistas de aislamientos transparentes para reducir las pérdidas térmicas por la parte frontal del captador de captadores. Esto presenta el inconveniente de reducir ligeramente la radiación solar efectiva debido a la reducción del IAM. Respecto a los 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.

#### 2.7.4 Captadores de tubo de vacío (ETC)

Este tipo de captador está formado por un conjunto de tubos en los que se ha extraído parcialmente el aire de su interior (presiones con valores del orden  $10^{-3}$ – $10^{-4}$  kPa) y donde se ubica el absorbente, habitualmente de cobre con recubrimiento selectivo, para obtener de este modo una reducción muy importante de los coeficientes de pérdidas térmicas [67]. En efecto, al eliminar la mayor parte del aire del interior del captador (medio material para la transmisión de calor) se reducen notablemente 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. La figura siguiente muestra el efecto del vacío sobre la reducción de pérdidas.



2.7-5 Efecto del nivel vacío sobre las pérdidas térmicas

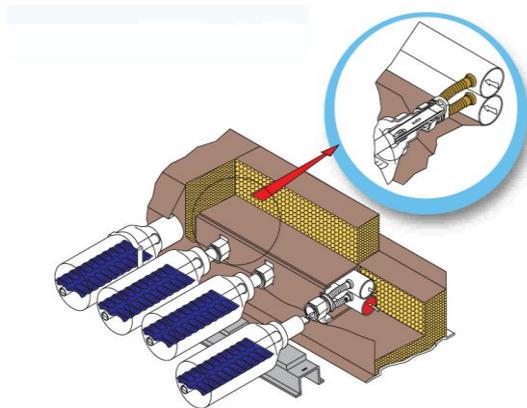
La figura siguiente muestra un captador de tubos de vacío estándar.



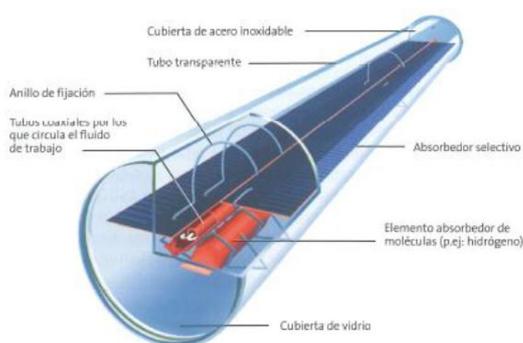
2.7-6 Captador solar estándar de tubos de vacío

De acuerdo con el fluido que circula por el interior del captador, existen dos tipos de captadores de tubo de vacío:

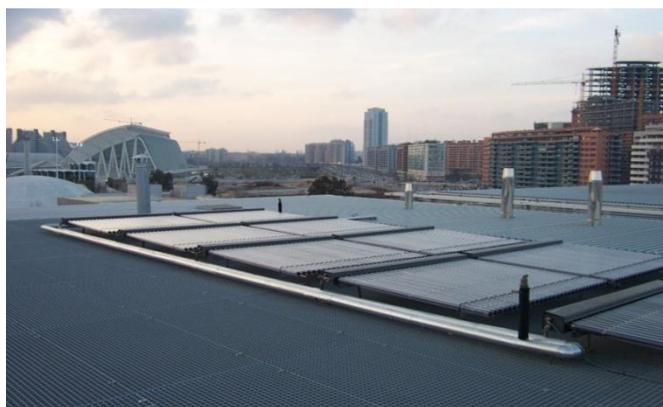
- **Flujo directo.** El fluido de trabajo de la instalación solar circula por el interior de los tubos de vacío (por la tubería en contacto con el absorbente). Una de las grandes ventajas de este tipo de captador, es que puede ser montado de forma horizontal en zonas con escasas nevadas. En estos casos, para conseguir la inclinación óptima del captador puede girarse el tubo. Todo ello da lugar a una reducción importante de los costes de la estructura de soporte así como de instalación.



2.7-7 Esquema de funcionamiento ETC Flujo Directo. Fuente Peuser 2004.

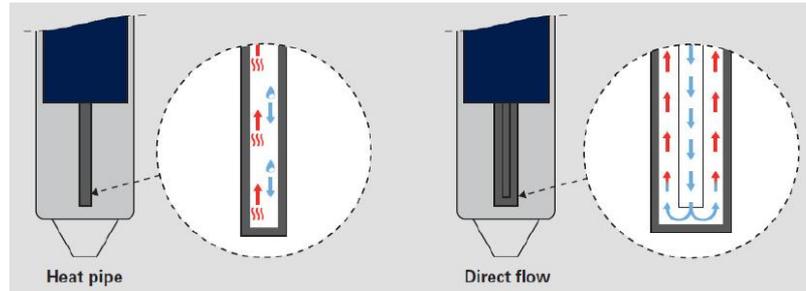


2.7-8 Sección del tubo de un ETC Flujo Directo (tubo coaxial). Fuente Peuser 2004



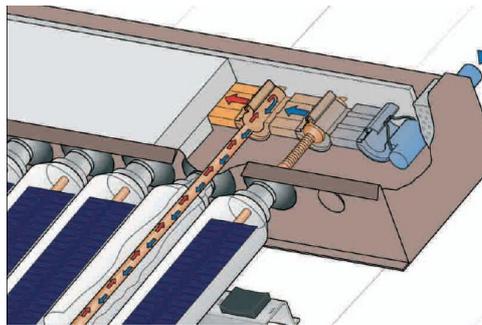
2.7-9 Campo solar horizontal de ETC. Fuente Viessmann.

- Tubo de calor (heat-pipe). En estos ETC 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 (cede el calor) en el pequeño condensador situado en la cabecera del captador al fluido de trabajo del circuito primario que se conduce al acumulador de calor. 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°, con el objeto de garantizar un buen retorno del fluido caloportador hacia la parte baja de tubo.



2.7-10 Principio de funcionamiento Heat Pipe (Izq) y Flujo directo (Dcha). Fuente SDH

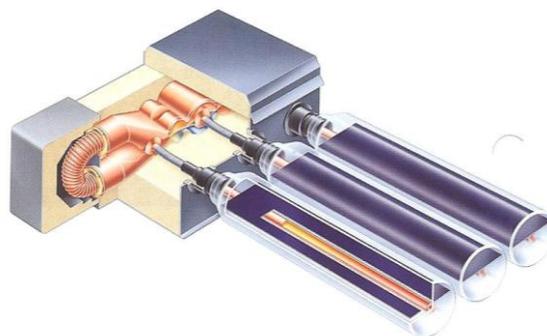
En las siguientes figuras se muestran detalles del captador ETC Heat Pipe.



2.7-11. Esquema del cabezal con los condensadores y el sistema de evacuación. Fuente SDH.



2.7-12. Cabezal con el condensador de un tubo ETC Heat Pipe. Fuente SDH.



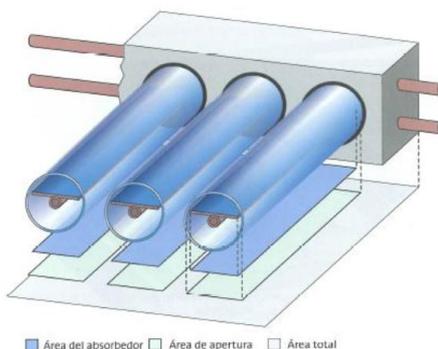
2.7-13. Cabezal de un ETC Heat Pipe. Fuente SDH



2.7-14. Campo de ETC con inclinación. Fuente Viessmann.

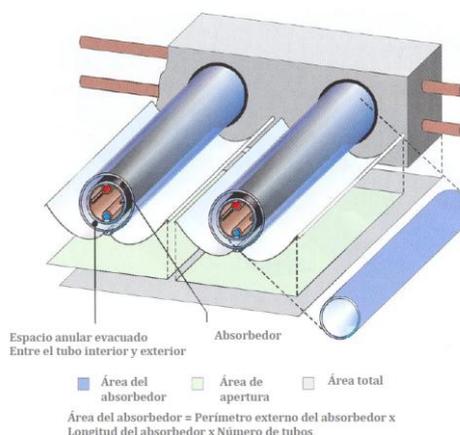
Los captadores ETC tiene una temperatura de estancamiento más alta que los FPC, lo que puede dar lugar a un deterioro importante de juntas, aislamientos, etc. Otro factor a considerar es la fragilidad de los tubos de vacío y posible rotura en el caso de impactos de granizo o actos vandálicos.

La definición de las áreas de referencia para este tipo de captador se muestran en la figura siguiente. 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.

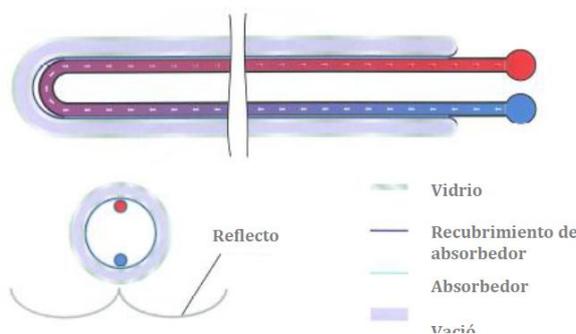


2.7-15 Areas de referencia para Captador Solar ETC. Fuente Peuser 2004

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). Las figuras siguientes muestran detalles de los mismos.

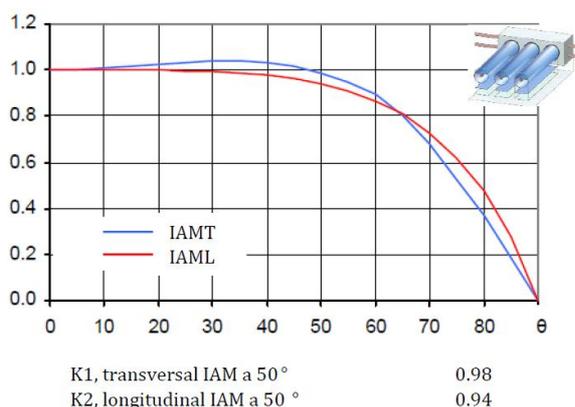


2.7-16. Areas de referencia para Captador Solar ETC – CPC (Flujo Directo). Fuente Peuser 2004

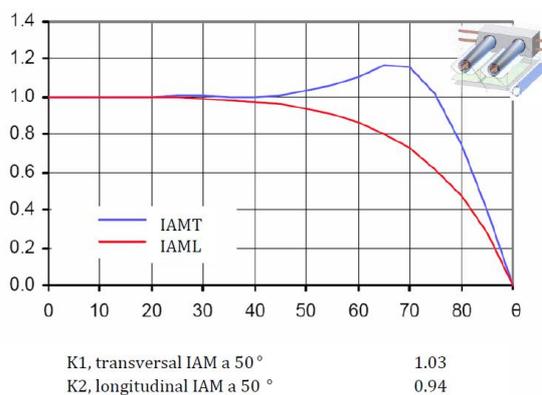


2.7-17 Detalle tubo y reflector para Captador Solar ETC – CPC (Flujo Directo). Fuente Peuser 2004

Los reflectores CPC incrementan la irradiación solar efectiva sobre la superficie de absorción. Este hecho se visualiza en las siguientes figuras donde se muestra el valor del modificador del ángulo de incidencia IAM en función del ángulo de incidencia.



2.7-18 Modificador del ángulo de incidencia en ETC Estándar. Fuente [www.solarenergy.ch](http://www.solarenergy.ch)



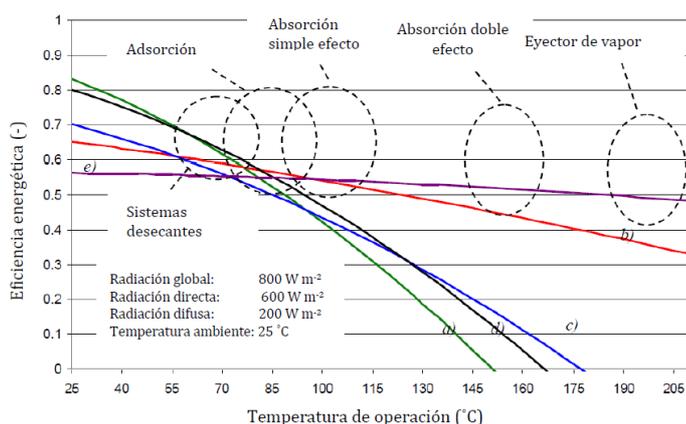
2.7-19 Modificador del ángulo de incidencia en ETC -CPC. Fuente [www.solarenergy.ch](http://www.solarenergy.ch)

En el caso de los captadores de vacío, su evolución tecnológica ha sido mínima en los últimos años, ya que la versión ETC-CPC apareció a principios de los años 2000. Un factor que ha impulsado el uso 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.

### 2.7.5 Selección de captadores solares

Como se verá al final del capítulo, para el caso de instalaciones solares de calefacción acopladas a redes de distrito, la tecnología usada en la totalidad de las grandes instalaciones es la de captadores planos selectivos.

En el caso de refrigeración solar, la selección del tipo de captador solar más adecuado se basa fundamentalmente en la tecnología de refrigeración a la que se va a acoplar [6], [14], [32], [44]. Dependiendo de la tecnología de refrigeración, del sistema de disipación y del tipo de unidades terminales del sistema de climatización, queda fijada la temperatura de operación del sistema de captación solar. Hay que recordar que, el rendimiento de los captadores depende en gran medida de esta temperatura. Así en la figura siguiente se muestra el rendimiento de diferentes tecnologías de captación solar [a) FPC b) ETC-CPC c) FPC doble cubierta antirreflexiva y gas inerte e) Cilindro parabólico de pequeño tamaño y los rangos de aplicación para los distintos sistemas de refrigeración solar.



2.7-20. Tecnologías de captador solar y de refrigeración.

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), aunque teniendo en cuenta la relación 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.

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 siguiente 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 la red de tuberías pero no incluyen otros elementos importantes como acumuladores, bombas, elementos de seguridad etc.

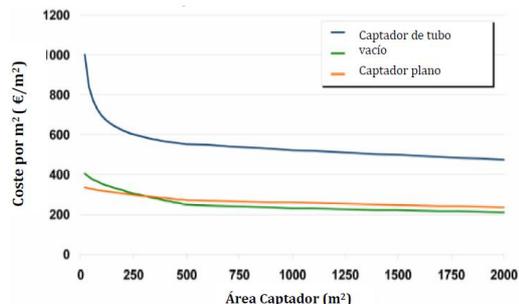


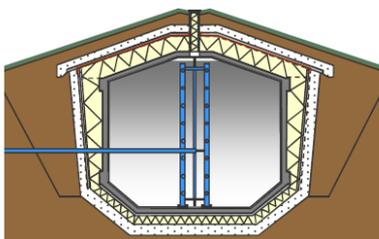
Ilustración 2.7-21 Coste específico de las tecnologías de colectores solares. Fuente Henning 2004

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.

### 2.7.6 Acumuladores estacionales

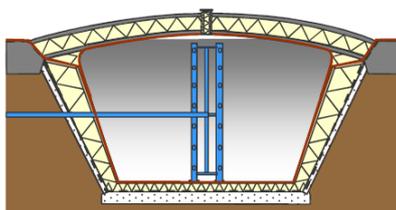
En la actualidad, en las Central Solar Heating Plants with Seasonal Storage, CSHPSS, se utilizan cuatro tipos de acumuladores estacionales [50], [51], [52], [39]:

- Acumuladores térmicos en tanque de agua (wáter tank thermal energy storage, TTES)



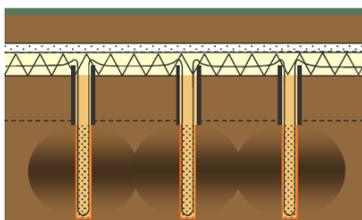
2.7-22 Tank Thermal Energy Storage (TTES)

- Acumuladores térmicos en balsa (pit thermal energy storage, PTES)



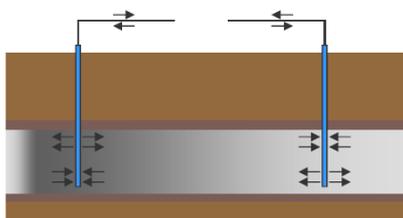
2.7-23 Pit Thermal Storage (PTES)

- Acumuladores térmicos en perforaciones en tierra (borehole thermal energy storage, BTES),



2.7-24 Borehole Thermal Storage (BTES)

- Acumuladores térmicos en acuíferos (aquifer thermal energy storage, ATES).



2.7-25 Acuífer Thermal Energy Storage (ATES)

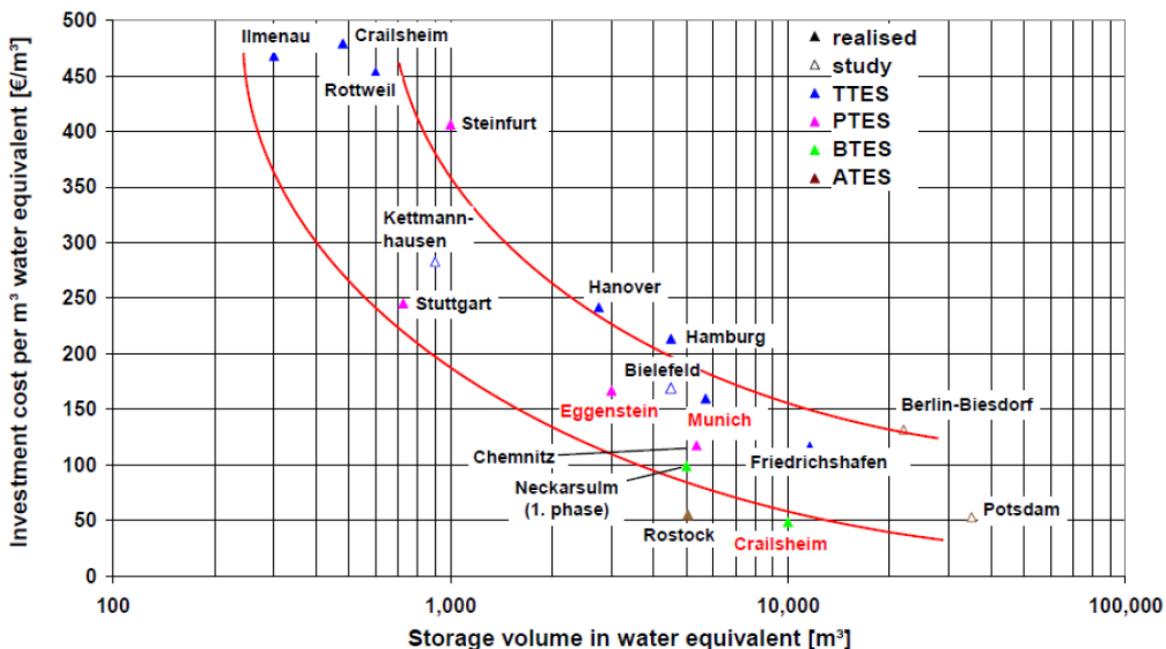
Los acumuladores de tanque de agua y los de balsa son los que permiten acumular una mayor cantidad de calor por unidad de volumen, entre 60 y 80 kWh/m<sup>3</sup>. Esta capacidad por unidad de volumen de almacenamiento del tanque, se estima como la energía requerida para calentar 60 °C el agua contenida en un volumen de 1 m<sup>3</sup> del mismo. Los tanques son estructuras sólidas aisladas y ubicadas sobre tierra o enterradas. Las balsas se construyen con materiales impermeabilizantes que pueden (o no) tener aislamiento en el fondo pero siempre presentan una cubierta flotante que está aislada térmicamente. Cuando estos acumuladores se rellenan con mezclas de grava y agua tienen una capacidad de almacenamiento entre 30 y 50 kWh/m<sup>3</sup>.

El acumulador de conducto o perforaciones en tierra, BTES, requiere de un terreno perforable con alta capacidad térmica, alta conductividad térmica y baja influencia hídrica. Puede almacenar entre 15 y 30 kWh/m<sup>3</sup> y el coste de la instalación es inferior respecto de los tanques y otros sistemas de acumulación.

Los acumuladores de energía térmica en acuíferos, requieren la presencia de aguas subterráneas que no tengan caudales naturales de entrada y salida y que puedan utilizarse para acumular energía térmica. Estos acumuladores tienen una capacidad de almacenamiento de energía térmica entre 30 y 40 kWh/m<sup>3</sup> y el coste es bajo.

En la figura puede verse la relación entre la inversión inicial necesaria y el volumen equivalente de los acumuladores estacionales, apreciándose una fuerte reducción de costes al aumentar el tamaño de éstos [20], [27], [72] [73]. El volumen equivalente se calcula como el volumen de un tanque de agua caliente (TTES) que sería capaz de almacenar la misma cantidad de energía que el acumulador que se considere. En el eje vertical de la figura siguiente se muestra la inversión específica según el tipo de acumulador y en el eje horizontal se indica el volumen equivalente del acumulador. Los captadores estacionales más grandes superan los 10.000 m<sup>3</sup>. El eje vertical representa la inversión inicial necesaria por cada unidad de volumen equivalente de acumulación. Las líneas rojas de la figura delimitan la zona en la que se mantienen los costes de inversión para los distintos tipos y dimensiones del acumulador. Se puede ver que existe una fuerte

reducción de costes para grandes volúmenes de acumulación. Comparando los distintos tipos de acumuladores, a pesar de disponer de pocos datos, se aprecia que los acumuladores de tipo TTES tienen un coste superior a los de tipo PTES y estos tienen un coste superior a los de tipo BTES.



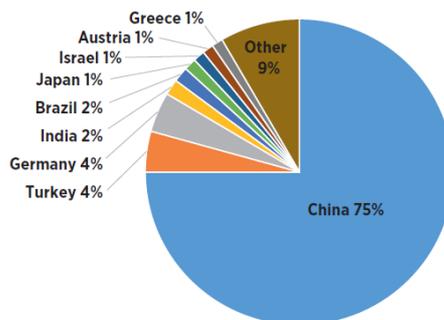
2.7-26 Coste de inversión para distintos tipos de acumulador estacional.

### 2.7.7 Evolución de los sistemas solares integrados en DHC

Según el informe de 2014 de la International Energy Agency – Solar Heating and Cooling Programme, (IEA-SHC, 2014), [51], [52], la potencia instalada acumulada total de colectores térmicos en funcionamiento en todo el mundo a finales de 2012 era de 234,6 GWt, correspondiente a 385 millones de m<sup>2</sup> de superficie de colector. Las primeras evaluaciones del año 2013 indican que el mercado creció un 57,1 GWt, hasta un total de capacidad instalada de 330 GWt en 2013, proporcionando alrededor de 281 TWh (o 996 PJ) de calor.

A finales de 2012, China instaló alrededor del 67% de la energía solar térmica del mundo (180 GWt), mientras que Turquía ocupa el segundo lugar y Alemania la tercera en el mundo por capacidad térmica solar por instalada. India y Brasil representaron 4GWt cada uno, mientras que Australia y los EE.UU. representaron alrededor 2GWt de la capacidad de colectores con cristal. La región MENA (Israel, Jordania, Líbano, Marruecos y Túnez) representaron casi 5GWt. China sigue siendo el mercado más importante para los sistemas de energía solar térmica.

En la figura se muestra el reparto por países en cuanto a la capacidad instalada vidriada (CPC y ETC)



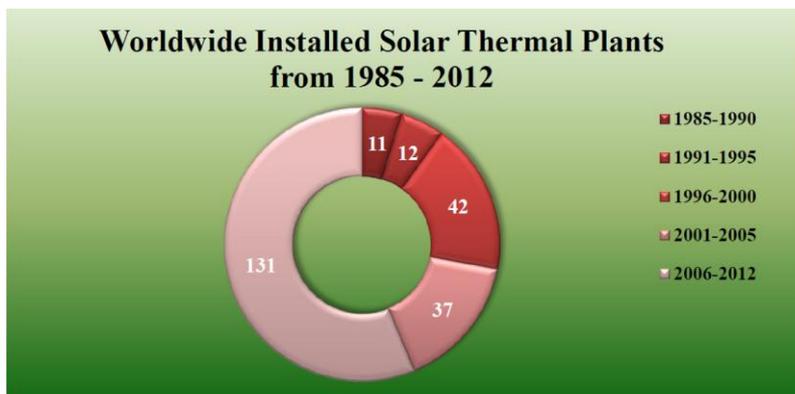
2.7-27 Reparto de la capacidad CPC y ETC instalada en el mundo en 2012. Fuente IEA-SCH 2014

Sin embargo, sólo el uno por ciento de la superficie mundial instalada de colectores solares está actualmente conectado a los sistemas de distrito. A finales de 2013, 192 grandes sistemas de energía solar térmica estaban conectados a las redes de calefacción, de los cuales 40 eran sistemas de calefacción urbana solares con potencia térmica nominal mayor de 3,5 MWt. Treinta de estas plantas a gran escala se encuentran en Dinamarca.

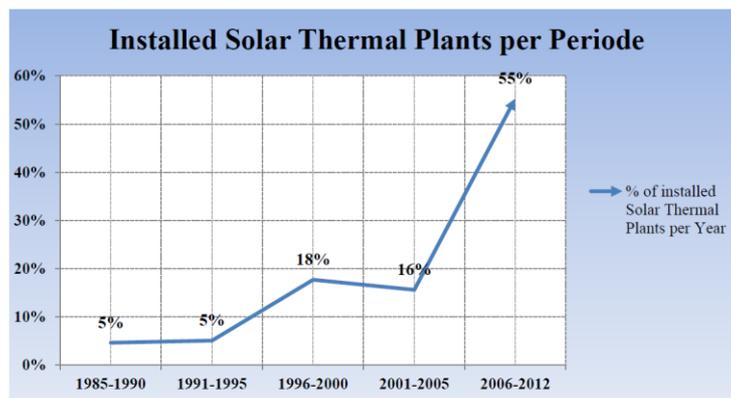
La refrigeración solar ha estado creciendo rápidamente, desde alrededor de 60 sistemas en 2004 a más de 1.000 sistemas instalados en 2013. Son 17 los sistemas de distrito solares que están conectados a redes de enfriamiento en Europa. Sin embargo, en comparación con su potencial de uso, la energía solar para generar refrigeración tiene una presencia testimonial frente a las aplicaciones de calefacción. La mayoría de de estas instalaciones (80%) están en Europa. El 71% de estos sistemas de refrigeración solar utilizan máquinas de absorción, el 13% en la adsorción y el 16% en los sistemas desecantes [51].

Una fuente de datos más específica para los grandes sistemas solares en la IEA – SCH puede obtenerse del Programa Large Systems: Large Solar Heating/Cooling Systems, Seasonal Storage, HeatPumps TASK45 (SubTask C), donde se recogieron datos sobre instalaciones térmicas solares centralizadas de todo el mundo. El análisis se basa en datos de 237 plantas (<500 m<sup>2</sup> de superficie captadores). 147 plantas corresponden a tecnologías generales calefacción, 38 se centran en tecnologías generales de refrigeración, 18 para agua caliente, 11 plantas están activas para calefacción de piscina, 22 plantas para calor de proceso y uno para frío de proceso. En tecnologías generales de calefacción se incluyen las plantas de calefacción urbana, y calefacción de grandes edificios. El grupo de tecnologías generales de enfriamiento se centra en la refrigeración urbana, la refrigeración de distrito local o enfriamiento de grandes edificios. Las plantas registradas se encuentran en 32 países, que abarcan diversos tipos de tecnologías de colectores solares térmicos.

En números absolutos, se instalaron 131 plantas registradas entre 2006 y 2012. Las figuras muestran la evolución de la capacidad instalada por periodos entre 1985 y 2012.



2.7-28 Capacidad mundial instalada en Solar ThermalPlants. Fuente IEA Task 45 C. 2014.

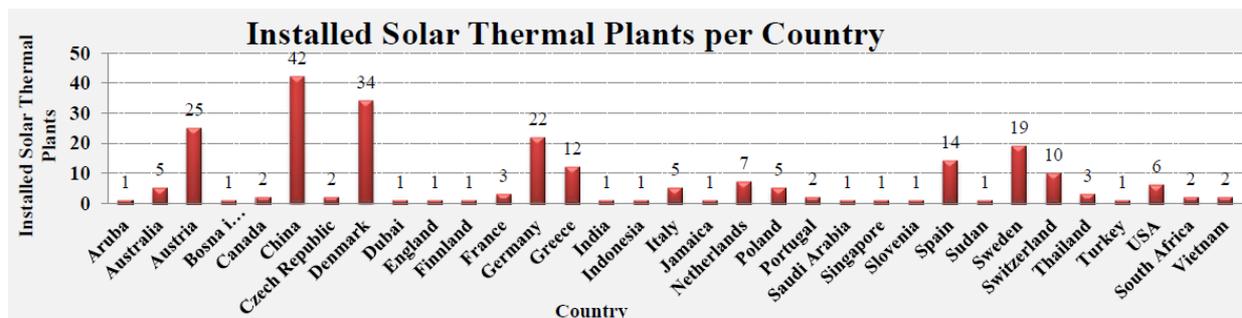


Graph 1: Installed Solar Thermal Plants Worldwide per Period from 1985 – 2012.

2.7-29 Crecimiento de la Capacidad mundial instalada en Solar ThermalPlants. Fuente IEA Task 45 C. 2014

Aún con un corto periodo de disminución en 2001 – 2005, el número de plantas instaladas casi se triplicó en 2006 hasta 2012, en comparación con 1996-2000. Esta evolución refleja el creciente interés mundial hacia la energía termosolar a gran escala.

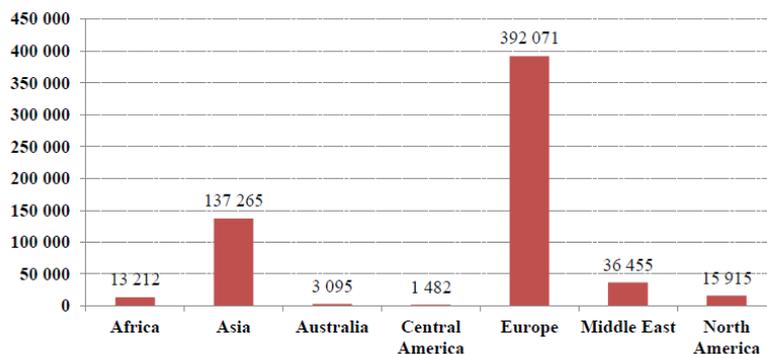
Los datos también muestran los resultados específicas de cada hasta finales de 2012 en grandes instalaciones solares térmicas. China, construyó la mayoría de las plantas con un total de 42, seguida por Dinamarca, Austria y Alemania. La mayoría de las plantas todavía se encuentran en Europa. La siguiente gráfica resume en cifras absolutas el parque de grandes instalaciones solares por países.



2.7-30 Grandes instalaciones solares por países 2012. Fuente Fuente IEA Task 45 C. 2014

En lo que respecta al área total instalada de colector (m<sup>2</sup>), así como en el área en centrales térmicas a gran escala, Europa es líder en el mundo. La mayoría de los

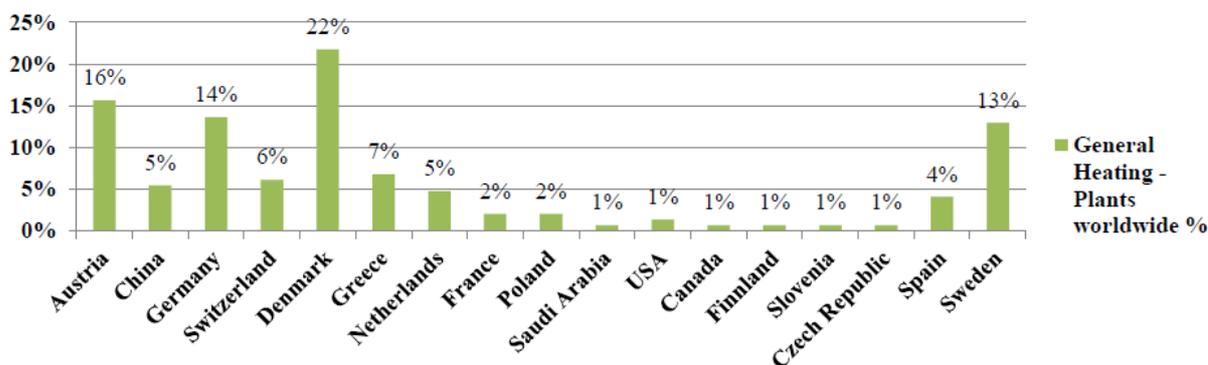
colectores térmicos solares ubicados en Europa utilizan placa plana como colectores estándar para la captación de energía. La superficie de colectores instalada total (apertura) en Europa cubre 392.071m<sup>2</sup>, seguida de Asia con 137.265 m<sup>2</sup> y de Oriente Medio con 36.455m<sup>2</sup>. Los anteriores valores pueden verse también en la siguiente gráfica



Graph 4: Total Installed Collector Area in m<sup>2</sup> (Aperture) per Continent.

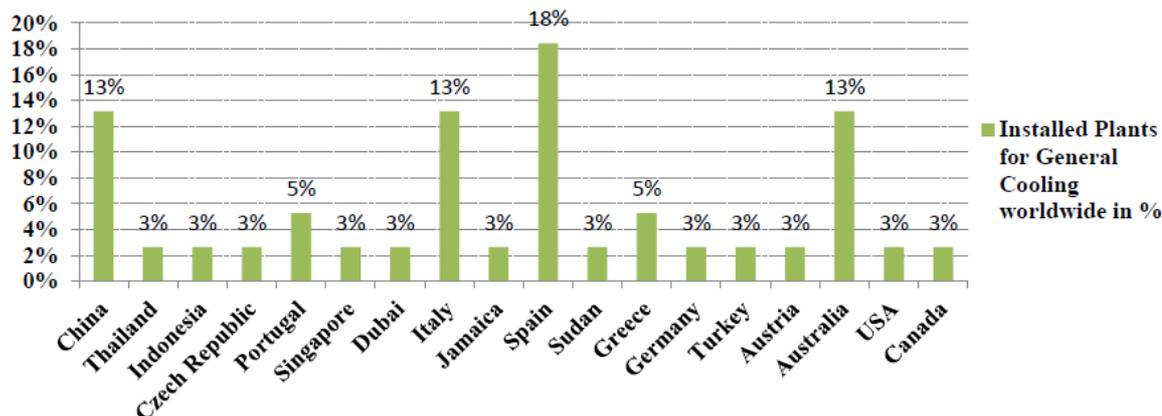
2.7-31. Area de colectores total instalada (apertura) por continentes. Fuente IEA Task 45 C. 2014.

En la siguiente gráfica se muestra la cuota de participación por países en la capacidad instalada para propósitos generales de calefacción



2.7-32. Capacidad instalada en grades plantas de calefacción 2012. Fuente IEA Task 45 C. 2014.

El enfriamiento basado en Energía Solar Térmica recibe cada vez más atención. Este tipo de plantas está liderado por España con un 18% del total instalado, seguido por Australia, China e Italia, con el 13% de las aplicaciones en todo el mundo. Aunque Europa es también líder en esta tecnología, China aumenta el número de instalaciones rápidamente. En la siguiente gráfica se muestra la cuota de participación por países en la capacidad instalada en 2012 para propósitos generales de refrigeración.



2.7-33. Capacidad instalada en grades plantas de refrigeración 2012. Fuente IEA Task 45 C. 2014

En la siguiente tabla presenta el ranking de grandes instalaciones solares a nivel mundial.

Referencia de la instalación:	Año construcción	Tipo de captador solar	Superficie de captadores	Instalación
Rhiad, Arabia Saudi	2011	Captador solar plano estándar	36.305 m <sup>2</sup>	Cubierta
Calefacción de distrito en Marstal, Dinamarca	1996	Captador solar plano estándar	17.923 m <sup>2</sup>	Terreno
Calefacción de distrito en Vojens, Dinamarca	2012	Captador solar plano estándar	17.500 m <sup>2</sup>	Terreno
Calefacción de distrito en Ringkøbing, Dinamarca	2010	Captador solar plano alta temp.	15.024 m <sup>2</sup>	Terreno
Procesos industriales Dali CO. LTD, China	---	---	13.000 m <sup>2</sup>	Terreno
Piscina de natación y submarinismo en Yangzhou, China	2007	Captador solar plano estándar	12.308 m <sup>2</sup>	Terreno
Calefacción de distrito en Sydfalster, Dinamarca	2011	Captador solar plano alta temp.	12.075 m <sup>2</sup>	Terreno
Calefacción de distrito en Veggerløse, Dinamarca	2011	Captador solar plano estándar	12.075 m <sup>2</sup>	Terreno
Calefacción de distrito Sæby, Dinamarca	2011	Captador solar plano estándar	11.921 m <sup>2</sup>	Terreno
Centro deportivo en Longgang - Shenzhen, China	2008	Captador solar plano estándar	11.310 m <sup>2</sup>	Terreno
Calefacción de distrito en Brædstrup, Dinamarca	2011	Captador solar plano alta temp.	10.600 m <sup>2</sup>	Terreno
Calefacción de distrito en Gram, Dinamarca	2009	Captador solar plano alta temp.	10.073 m <sup>2</sup>	Terreno
Calefacción de distrito en Jægerspris, Dinamarca	2010	Captador solar plano estándar	10.044 m <sup>2</sup>	Terreno
Calefacción de distrito Oksbøl, Dinamarca	2010	Captador solar plano estándar	10.043 m <sup>2</sup>	Terreno
Calefacción de distrito en Kungälv, Suecia	2000	Captador solar plano estándar	10.000 m <sup>2</sup>	Terreno

2.7-34 Instalaciones solares térmicas de más de 100.000 m<sup>2</sup> en el mundo. Fuente IEA Task 45 C 2012

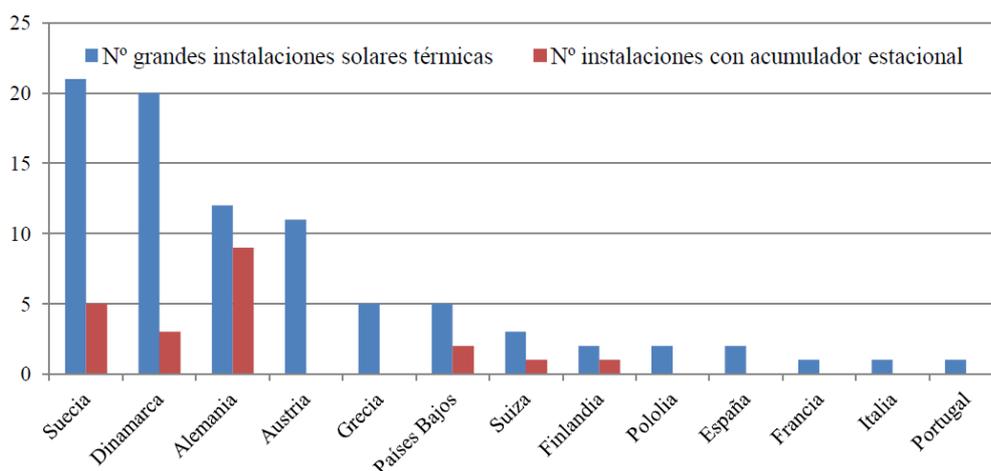
Para Europa, la principal fuente de información disponible para analizar las instalaciones solares existentes es la plataforma de la Unión Europea “Solar District Heating”, SDH, que recopila información de sistemas solares térmicos instalados en Europa con una superficie de captación mayor que 1000 m<sup>2</sup>. En su base de datos, disponible online, puede verse el tamaño y tipo del campo de captadores, el volumen y tipo del acumulador, el propietario de la instalación y la ubicación de la planta.

La mayoría de los sistemas centralizados de energía solar (CHSP) conectados a redes de distrito de calor son de captadores solares planos sin acumulación estacional y se diseñaron para cubrir la demanda de calor del verano, es decir, cubrir las pérdidas térmicas en el sistema de distribución y consumo de agua caliente sanitaria durante esa época del año [18]. Para ello sólo se precisa de un sistema de acumulación diaria. En este tipo de plantas, obviamente, la aportación energética respecto al total anual es relativamente baja. En los sistemas con fracciones solares más elevadas, se cubre

además un porcentaje de calefacción, siendo la tecnología usual la de captador solar plano con acumulación térmica en agua.

La plataforma SDH también dispone de una base de datos online con sistemas solares térmicos para calefacción de distrito con superficie de campo de captadores superior a 1000 m<sup>2</sup> ubicados en Europa [6]. Del total de 86 sistemas en esta base de datos, 21 de ellos cuentan con acumulador estacional. La tecnología solar más usada para los captadores es el FPC (78%) y para los sistemas con acumulación estacional los más comunes son los tanques de agua caliente (WTES) y los de calentamiento de terreno mediante pozos (BTES). Los países con más instalaciones son Suecia, Dinamarca, Alemania y Austria.

La figura siguiente indica el reparto entre los distintos países de las grandes instalaciones solares en Europa, con indicación de las que cuentan con acumulador estacional.



2.7-35 Distribución en Europa de grandes plantas solares. SDH Dalembäck 2013.

La figura siguiente indica el reparto entre las distintas tecnologías de acumulación solar en Europa



2.7-36 Reparto de las distintas tecnologías de acumulación Solar en Europa. SDH Dalembäck 2013.

Para terminar este capítulo, se muestran unas vistas de tres grandes y emblemáticas instalaciones en Europa, así como un listado abreviado con los primeros puestos del ranking de la “Solar District Heating”, SDH, [71] que recopila información de sistemas solares térmicos instalados en Europa con una superficie de captación mayor que 1.000 m<sup>2</sup>.



2.7-37 District Heating Solar en Marstal (Dinamarca). Fuente IRENA 2014



2.7-38 District Heating Solar en Almere (Holanda). Fuente IRENA 2014.



2.7-39 Colectores solares del District Heating en Crailsheim (Alemania). Fuente IRENA 2014.

Ciudad	País	Área de captadores (m <sup>2</sup> )	Tipo de captadores	Tipo de acumulación	Volumen de acumulación (m <sup>3</sup> )
Marstal	Dinamarca	18.300	FPC	WTES	10.000
Ringkøbing	Dinamarca	15.000	FPC		
Gram	Dinamarca	10.073	FPC		
Jægerspris	Dinamarca	10.000	FPC		
Oksbøl	Dinamarca	10.000	FPC		
Kungälv	Suecia	10.000	FPC		
Broager	Dinamarca	9988	FPC		
Braedstrup	Dinamarca	8012	FPC		
Strandby	Dinamarca	8012	FPC		
Nykøvm	Suecia	7500	FPC		
Crailsheim	Alemania	7300	FPC	BTES	37.500
Tørring	Dinamarca	7284	FPC		
Almere	Países Bajos	7000	FPC		
Soenderborg/Vollerup	Dinamarca	5866	FPC		
Neckarsulm	Alemania	5670	FPC	BTES	60.000
Falkenberg	Suecia	5500	FPC		
Tistrup	Dinamarca	5400	FPC		
Ulsted	Dinamarca	5000	FPC		
Graz	Austria	4960	FPC		
Ærøskøping	Dinamarca	4900	FPC		
Lyckebo	Suecia	4320	FPC	WTES	10.000
Friedrichshafen	Alemania	4050	FPC	WTES	12.000
Graz	Austria	3860	FPC		
Højnsvig	Dinamarca	3700	FPC		
Rise	Dinamarca	3575	FPC	WTES	5000
Ry	Dinamarca	3040	FPC		
Hilleroed/Ulleroed	Dinamarca	3007	FPC		
Hamburg	Alemania	3000	FPC	WTES	4500
Rome	Italia	3000	FPC		
München	Alemania	2900	FPC	WTES	5700
2MW	Países Bajos	2900	FPC	ATES	
Aldemar	Grecia	2785	FPC		
Sarantis	Grecia	2700	FPC		
Lambohov	Suecia	2700	FPC	WTES	10.000
Greta Candia Maris	Grecia	2538	FPC		
Nordby	Dinamarca	2500	FPC		
Graz	Austria	2480	FPC		
Ingelstad	Suecia	2460	FPC	WTES	5000

2.7-40 Grandes instalaciones de calefacción de distrito en Europa. Fuente SDH 2013

## CAPITULO 3

# Estimación de la demanda térmica en redes DHC

## 3 Estimación de la demanda térmica en redes DHC

### 3.1 Introducción

Una parte fundamental para determinar la viabilidad de un sistema de generación de energía y, en particular, de un DHC, es conocer la distribución temporal de las demandas sobre la misma [13], [29]. Es decir, no solo se necesita saber cuánta energía se gasta, sino que, además, es necesario conocer cuándo se gasta. Dependiendo del alcance requerido en el estudio, se pueden utilizar datos simplificados como la evolución mensual de las demandas, o datos con alto nivel de detalle como la demanda anual horaria (para cada una de las horas de un año).

Si se utiliza simulación dinámica, cada elemento de la instalación queda caracterizado por su correspondiente modelo matemático. En instalaciones de generación de energía térmica, el modelo matemático corresponde mayoritariamente a las ecuaciones termodinámicas aplicables a cada componente. Las instalaciones se configuran en la aplicación informática interrelacionando entre si los componentes individuales que la forman (programas de configuración abierta). Al final de cada paso de la simulación (que corresponde por ejemplo a 1 h), cada módulo recibe información (un conjunto de valores) para sus variables de entrada, que a su vez son valores de salida de uno o varios módulos de la instalación con los que está interrelacionado. El proceso se repite hasta completar un número de pasos equivalente en tiempo al periodo que se considere (horas, un mes, un año, ...).

El objeto de este capítulo es proponer una metodología para la obtención de las demandas horarias de frío, calor y ACS para una Red DHC en el ámbito residencial a lo largo de un año completo. A su vez, estas demandas a nivel horario se emplearán en la simulación dinámica anual para el sistema DHC propuesto mediante el software TRNSYS.

Para la estimación de la demanda térmica de la Red cabe distinguir los siguientes casos:

✓ Nuevas edificios.

En este caso, una fuente útil de información son los datos de consumo de instalaciones similares en servicio que estén disponibles. Obviamente, debe asegurarse la calidad y fiabilidad de los mismos. Otra fuente de información son los consumos estándar de calefacción, ACS y aire acondicionado para instalaciones tipo facilitados por fuentes de reconocido prestigio (públicas o privadas).

En los últimos años, las demandas de calefacción y refrigeración en el sector de la edificación se pueden estimar con mucha precisión mediante programas de simulación dinámica (simulación energética de edificios). Los programas de simulación requieren información muy detallada de los edificios y del

comportamiento de los usuarios, así como archivos horarios de datos meteorológicos. Es necesario resaltar que, con frecuencia, la mencionada información no está disponible. En estos casos, aplicar este método complejo carece de sentido, ya que los resultados tendrán un alto grado de incertidumbre.

Para los propósitos de esta Tesis, dado que los estudios de viabilidad de proyectos de redes DHC en nuevas actuaciones urbanísticas se hacen en la fase de planeamiento, lo usual será no se disponer de suficiente información para la simulación térmica de los futuros edificios. Además, cabe indicar aquí que, aún en el supuesto de que se dispusiera de la mencionada información, estimar la demanda por simulación individual de cada uno de los edificios supondría un esfuerzo (horas – técnico), que difícilmente quedaría justificado en la fase de estudio de viabilidad de la Red. En estos casos, un posible enfoque para el estudio de la demanda de la Red sería modelizar (con los oportunos datos climáticos) solamente uno o varios edificios representativos del conjunto previsto para el ámbito de la Red para extrapolar los resultados al conjunto de la misma. El edificio tipo tendrá en cuenta factores como: características térmicas de los cerramientos, tamaño, forma y uso.

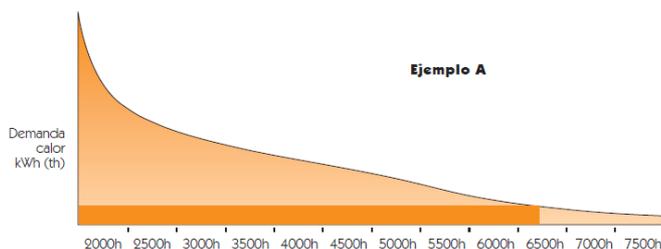
✓ Para instalaciones existentes:

Además de los anteriores, pueden usarse las facturas energéticas (eléctricas y de combustibles) correspondientes a un periodo de tiempo representativo. En este caso, obviamente, siempre existe la posibilidad de implementar un programa de monitorización con la instalación temporal de dispositivos de medida. En teoría, siempre es la opción más conveniente, aunque en la práctica presenta los inconvenientes propios de considerar unos tiempos mínimos de monitorización que permitan la obtención de información representativa.

Una vez obtenidos los perfiles de demanda, es útil determinar para cada una de las mismas la curva que muestra el número de horas (acumulado para un día, mes o para un año), que se da un nivel de potencia determinado de generación (curvas carga – nº de horas con esa carga). Las ordenadas pueden expresarse como valores absolutos (kW, ...) o como porcentajes (% de máxima demanda, ...). Estas curvas dan una indicación sobre la carga base y los requerimientos punta y, en general, permiten una primera aproximación para dimensionar los generadores térmicos del sistema. Los ejemplos que se muestran a continuación ilustran la utilidad de las mismas. También se denominan abreviadamente curvas de potencia-tiempo acumulado.

### Ejemplo A

La figura muestra la curva carga – nº horas con esa carga de la demanda de calor en una aplicación de calefacción y de la generación térmica correspondiente al generador de calor empleado.



3.1-1 Curvas Potencia – nº horas para la demanda de calor. Generador de pequeña potencia.

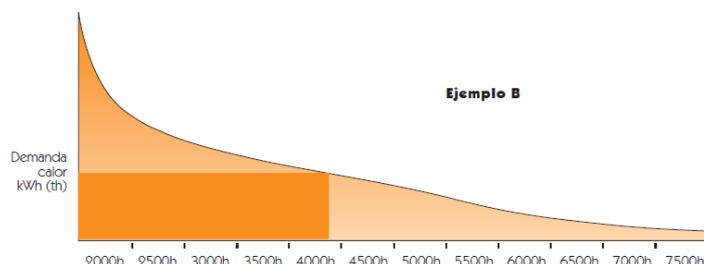
En la figura anterior, es inmediato comprobar que, el área que determina la curva carga (potencia)- nº de horas con dicha carga y el eje de abcisas, representa la demanda térmica anual de la instalación, y la que determina la potencia del generador – tiempo del generador con esa potencia con el eje de abcisas, la energía térmica producida por el generador en el mismo periodo.

Si se selecciona una potencia térmica reducida para el generador, caben las siguientes consideraciones:

- De la figura, el generador tendrá muchas horas de funcionamiento anual (superior a 6.000 horas de funcionamiento, que representan más de nueve meses de tiempo equivalente al año).
- Teniendo en cuenta que la rentabilidad de la inversión en el generador aumenta directamente con el número de horas funcionamiento, cabe esperar una alta rentabilidad y un reducido tiempo de retorno de la inversión para el mismo.
- Sin embargo, de la figura también es claro que, en este caso, solo una parte relativamente pequeña de la demanda de calor, próxima a la mínima sostenida (esta última, se denomina demanda base), se proporciona mediante el generador seleccionado. El resto lo suministrarán los sistemas auxiliares de generación de calor.

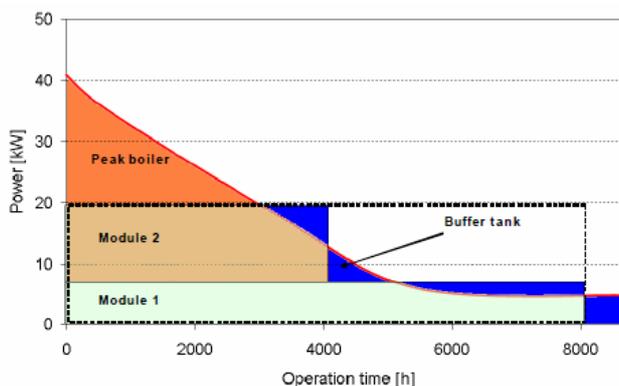
### Ejemplo B

En este caso, la figura siguiente muestra un criterio opuesto para la misma demanda. Al seleccionar una unidad de potencia significativamente mayor, el generador funciona un periodo de tiempo también significativamente más corto que en el ejemplo A.



3.1-2 Curvas Potencia – nº de horas para la demanda de calor. Generador de mayor potencia

Para terminar este apartado, se ilustra en la figura siguiente el aspecto que toman las curvas en el caso de un sistema con tres unidades de generación y un sistema de almacenamiento térmico.



3.1-3 Curvas Potencia – nº de horas para la demanda de calor. Dos unidades en paralelo y sistema de almacenamiento térmico.

Las áreas azules sobre la curva de potencia – tiempo para dicha demanda corresponden a la acumulación de energía en el sistema de almacenamiento, las que están por debajo son de descarga del mismo. Obviamente, la suma de áreas de carga y descarga deben ser iguales (si el periodo considerado es lo suficientemente largo).

## 3.2 Cálculo de las demandas de calor y frío

### 3.2.1 Caracterización de la demanda

Para el tipo propuesto de red de distrito de frío y calor, DHC, con generación de energía centralizada en la central, la demanda de calor para la misma puede dividirse en:

- Demanda de calor por pérdidas térmicas en la red de distrito (distribución).
- Demanda de calor de las enfriadoras térmicas, ET, en la central.
- Demanda de calor para agua caliente sanitaria, ACS, en edificios.
- Demanda de calor de calefacción en los edificios.

Donde las dos últimas se evalúan a nivel del primario del cambiador de calor en la subestación de cada edificio. Obviamente, si la demanda de los usuarios se evalúa respecto de los primarios de los cambiadores en la subestación, el usuario debe haber contabilizado la previsión de pérdidas de calor en el cambiador y circuito secundario (distribución en el interior de los edificios). De acuerdo al RITE IT 1.2.4.2-6, este valor no debe superar el 4% de la potencia que se distribuye. En este trabajo se considerará un tanto alzado para las pérdidas en el circuito de distribución (tanto para frío como para calor). Así, para una determinada hora del año,  $h$ , la demanda de calor para la central del DHC viene dada por la expresión

$$Q_{\text{calor},h} = Q_{\text{DHC},c,h} + Q_{\text{ACS},h} + Q_{c,h} + Q_{g,ET,h}$$

Donde:

- $Q_{\text{calor},h}$  Demanda de calor para la central del DHC en la hora  $h$  (MWh).
- $Q_{\text{DHC},c,h}$  Demanda de calor por pérdidas en la red de distrito en la hora  $h$  (MWh).
- $Q_{\text{ACS},h}$  Demanda de ACS en edificios en la hora  $h$  (MWh).
- $Q_{c,h}$  Demanda de calor calefacción en edificios en la hora  $h$  (MWh).

- $Q_{g,ET,h}$  Demanda de calor de las ET en la central en la hora h (MWh)

La demanda de frío para la central puede dividirse en

- Demanda (ganancias térmicas) en la red de distrito (distribución).
- Demanda de frío para refrigeración de los edificios.

Igualmente, la demanda de frío del edificio se considera a nivel del primario del cambiador de calor de la subestación. Obviamente, a este nivel, la demanda de frío para la central incluye las ganancias en el cambiador y en el circuito secundario (distribución) de los usuarios. De acuerdo al RITE IT 1.2.4.2-6 este valor no debe superar el 4% de la potencia que se distribuye.

Así para una determinada hora del año, h, la demanda de frío viene dada por la expresión:

$$Q_{frío,h} = Q_{DHC,f,h} + Q_{f,h}$$

Donde:

- $Q_{frío,h}$  Demanda de frío para la central del DHC en la hora h (MWh).
- $Q_{DHC,f,h}$  Demanda de frío en la red de distrito en la hora h (MWh).
- $Q_{f,h}$  Demanda de frío para refrigeración en edificios en la hora h (MWh).

### **3.2.2 Estimación de la demanda de calefacción y refrigeración.**

En general, en el estudio de la demanda de climatización y ACS para un DHC urbano, en función del uso de los distintos edificios, distinguiremos la demanda residencial y la correspondiente a edificios de uso terciario. Resulta obvio que, en fase de planeamiento urbanístico, no es posible generalizar una metodología para la estimación de la demanda de estos últimos y, por lo tanto deberá considerarse caso por caso. Así pues, en lo que resta de apartado, se considerará únicamente la demanda residencial. Para la estimación de la demanda de calefacción y frío de la Red, se proponen en los siguientes apartados dos metodologías con distinto nivel de dificultad.

#### **Demanda de calefacción y refrigeración con valores de referencia.**

Teniendo en cuenta que, en el sector residencial, en la práctica, la variable más importante en la determinación de las demandas de calefacción y refrigeración es la localización, que determina, entre otros, el régimen anual de temperatura ambiente exterior y el soleamiento, como método sencillo y solo válido para una primera aproximación para estimar las demandas térmicas de climatización de la Red, se propone el uso combinado de: valores de referencia específicos para la obtención de la demanda anual, el método de los grados día para desagregar la demanda anual por meses y, por último, perfiles tipo de consumo (que consideran el comportamiento de los usuarios) para llegar al nivel de consumos horarios.

En este caso, el procedimiento es el siguiente:

## a) Obtención de las demandas anuales de Calefacción, ACS y Frío

Las demandas anuales de calefacción, refrigeración y ACS se obtienen multiplicando la superficie útil construida para cada edificio por el consumo específico aplicable para el periodo que se considere, en este caso un año (los índices se expresan por m<sup>2</sup> de superficie útil). Análíticamente

$$Q_{X,n} = q_{X,n} * S_n$$

Donde:

- $Q_{X,n}$  Demanda anual de X para el edificio n.
- $q_{X,n}$  Demanda anual específica de X para el edificio n.
- $S_n$  Superficie (residencial útil) construida del edificio n.
- X Calefacción (cal), frío para refrigeración (frío) o ACS.

Para las demandas de calefacción frío y ACS de referencia, se adoptarán en esta Tesis las que recoge la publicación del IDAE Escala de Calificación Energética para Edificios de nueva construcción 2009 [46], para ser usados en el procedimiento final de obtención de las clases de eficiencia para edificios destinados a vivienda en España. Es clara la solvencia de la fuente.

De la mencionada publicación, cabe reseñar aquí las siguientes cuestiones relacionadas con el proceso seguido en la obtención de los índices específicos de consumo energético

- A partir de una amplia recopilación inicial de edificios sobre construcción de edificios de nueva planta de acuerdo con las estadísticas del INE (Censos de Población y Viviendas 2001) y Resultados Detallados Definitivos INE 2004), se seleccionó una muestra que fuera representativa. La representatividad en relación con las estadísticas del INE se ha basado en la superficie útil (para las viviendas unifamiliares) y en el número de plantas (para los bloques). Los criterios de consistencia frente a la recopilación inicial son la compacidad y el porcentaje de superficie acristalada en relación con la superficie útil. En total se seleccionaron 14 edificios de viviendas unifamiliares y 11 correspondientes a bloques de viviendas.
- La demanda de calefacción y refrigeración se ha determinado mediante el programa LIDER, utilizando como calidad constructiva de cada edificio la que se derivaría del cumplimiento estricto de los requisitos del HE-1 del CTE [17], con las siguientes modificaciones respecto a la versión inicial utilizada para cumplimentar la opción general de dicha sección:
  - ✓ El periodo de simulación se ha ampliado a todo el año, siendo junio, julio, agosto y septiembre los meses potenciales de la estación de refrigeración, correspondiendo potencialmente los restantes meses a la estación de calefacción.
  - ✓ Las condiciones de operación se han perfeccionado en función de las últimas tendencias de países que se encuentran en fase avanzada de transposición de la Directiva, fundamentalmente en lo que se refiere al periodo de ocupación, consignas de temperatura y estrategias de apertura y cierre de persianas.

- ✓ Los requerimientos de ventilación se han adaptado a lo prescrito en la sección sobre salubridad HS-3 del CTE.
  - ✓ La acumulación de la demanda anual de calefacción y refrigeración correspondiente a cada uno de los espacios se ha realizado únicamente cuando el valor asociado a cada uno de ellos superaba un cierto umbral. Es decir, se contempla la posibilidad de que existan espacios que no requieran calefacción, refrigeración o ninguna de las dos.
  - ✓ Para las localidades de la zona climática 1 se ha supuesto que el edificio no requiere en ningún caso demanda de refrigeración.
- La simulación de cada edificio se realiza suponiendo 4 orientaciones diferentes de la fachada principal. La simulación se ha realizado para las 12 localidades que se incluyen a continuación, correspondiente cada una de ellas a una zona climática:

		Zona Climática de Verano			
		1	2	3	4
Zona Climática de Invierno	A			Cádiz	Almería
	B			Valencia	Sevilla
	C	Bilbao	Barcelona	Granada	Toledo
	D	Vitoria	Zamora	Madrid	
	E	Burgos			

Tabla 1 Localidades en las que se han obtenido los indicadores energéticos

- La demanda energética específica de ACS se ha calculado de acuerdo con las especificaciones de la sección HE-4 del CTE sobre porcentaje de demanda cubierta mediante energía solar y utilizando los caudales por ocupante y temperaturas de alimentación del agua fría indicadas en el citado documento y en la Norma UNE-EN 94002:2004.
- Se han tenido en cuenta requerimientos diferentes para ocupantes de viviendas unifamiliares y de bloques de viviendas. En relación con el número de ocupantes por vivienda se ha considerado una tasa constante de 1 ocupante cada 33.3 m<sup>2</sup>, que se corresponde con el valor medio de ocupación del Censo de Edificación 1991-2000 del INE.

Al final del capítulo se muestra las tablas con los valores anuales de los indicadores de comportamiento energético de referencia para cada una de las capitales de provincia españolas. Una de las tablas se refiere a edificios de viviendas y la otra a viviendas unifamiliares. Aunque las mencionadas tablas también proporcionan valores de referencia para emisiones para calefacción/ACS y refrigeración (kgCO<sub>2</sub>/m<sup>2</sup>) y de consumo de energía primaria (kWh/m<sup>2</sup>), para estas dos cuestiones se trabajará considerando las demandas energéticas de los edificios y con:

- ✓ Los factores de emisión por tipo de combustible adoptados por el IDAE. para las emisiones.

- ✓ Los rendimientos aplicables a los equipos de generación térmica adoptados para la solución convencional de referencia y para la central del DHC propuesta, para el cálculo de consumo de energía primaria.

De acuerdo a lo anteriormente expuesto, la demanda anual de energía para calefacción, ACS y frío para el edificio n de la RED puede obtenerse como:

$$Q_{ACS,n} = 1.07 * q_{ACS,n} * S_n$$

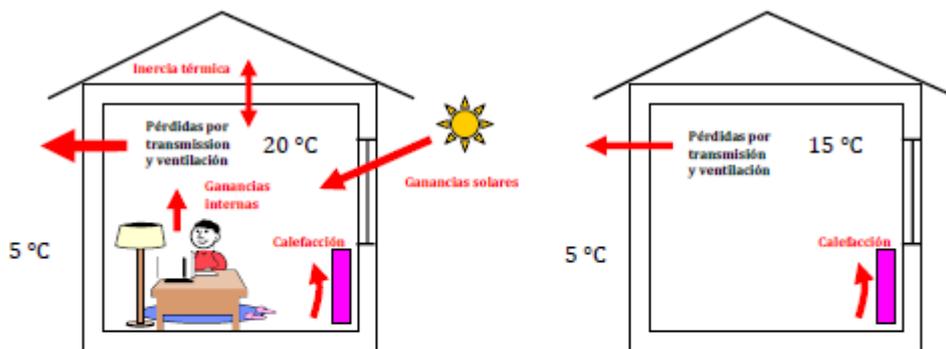
$$Q_{cal,n} = 1.07 * q_{calor,n} * S_n$$

$$Q_{frío,n} = 1.07 * q_{frío,n} * S_n$$

b) Obtención de la demanda mensual y diaria a partir de los grados día.

Para una primera aproximación, se considera aquí el método de los grados día por ser sobradamente conocido y de aplicación sencilla [21], [22], [23]. En efecto, Heller [40] realizó un estudio en el que analizó diferentes métodos para la determinación de la carga térmica en redes de distrito de calor en Dinamarca, desde unos relativamente simples entre los que se encuentra el método de los grados-día, hasta otros más complejos basados en simulación energética de edificios (TRNSYS). 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 (localización de la Red). 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 el periodo que se considere. A continuación, se recuerdan las consideraciones básicas y las expresiones analíticas aplicables para el método de los grados día.

En el intercambio térmico de un edificio con su entorno, es inmediato que, como variables más relevantes, deben contemplarse: las pérdidas (o ganancias) por transmisión, convección y ventilación, ganancias solares, ganancias internas, inercia térmica y aportaciones del sistema de climatización. El método de los grados día adopta un modelo simple del comportamiento térmico de los edificios donde, para régimen de calefacción, las ganancias solares, las ganancias internas, etc. equivalen a reducir las pérdidas por transmisión-ventilación. Es decir, el modelo térmico del edificio sólo considera las pérdidas por transmisión y ventilación y la aportación del sistema de calefacción. Con este supuesto, para la temperatura interior objetivo se toma un valor virtual adecuado para que la aportación energética del sistema de calefacción coincida con la que sería necesaria en el caso real. Así, cuando la temperatura exterior sea como mínimo igual a esta temperatura interior virtual, denominada temperatura base para el periodo que se considere, no será necesario poner en marcha el sistema de calefacción. Claramente, en edificios con elevadas ganancias solares y/o internas durante el invierno, la temperatura base de calefacción será más baja que en edificios donde no se den estas condiciones. Así pues, el valor de esta temperatura virtual depende las ganancias internas, ganancias solares e inercia térmica del edificio. La figura siguiente muestra lo anteriormente expuesto con temperaturas típicas para el régimen de calefacción.



3.2-1 Modelo térmico simplificado para método grados día. Régimen de calefacción.

Analíticamente, con el supuesto de contemplar únicamente los mecanismos de conducción y ventilación para el intercambio de calor entre el edificio y su entorno, el flujo instantáneo será

$$dQ_{cal} = \left( \sum_{i=1}^K U_i A_i * S_i + \rho N V c_{aw} \right) (T_{b,cal} - T_a) dt$$

Donde:

- $dQ_{cal}$  Flujo de calor instantáneo para el edificio (SI J)
- $T_{b,cal}$  Temperatura en el interior del edificio. Esta temperatura se considerará constante para todas las horas del día y se denomina Temperatura Base de cálculo para el régimen de calefacción en el día considerado (SI K).
- $T_a$  Temperatura ambiente exterior (SI K)
- $U_i$  Transmitancia térmica  $U_i$  del material de cerramiento  $i$  (SI W/m<sup>2</sup>)
- $S_i$  Superficie del cerramiento  $S_i$  (como parte de la superficie exterior del edificio) (SI m<sup>2</sup>).
- $N$  Régimen de ventilación del edificio (Renovaciones – hora) (S.I. s<sup>-1</sup>).
- $V$  Volumen del edificio (S.I. m<sup>3</sup>).
- $\rho$  Densidad del aire húmedo (S.I. Kg/m<sup>3</sup>).
- $c_{aw}$  Calor específico del aire húmedo (SI J/kg K).
- $dt$  Incremento diferencial de tiempo (SI s)

Para un día, considerando únicamente los flujos de calor del edificio al ambiente, se obtendrá como

$$Q_{cal,día} = \int_{día} \left( \sum_{i=1}^K U_i A_i * S_i + \rho N V c_{aw} \right) (T_{b,cal} - T_a)^+ dt$$

Donde el signo + en el incremento de temperaturas indica que se tomará  $T_{b,cal} - T_a = 0$  si  $T_{b,cal} < T_a$ .

Si admitimos constante a lo largo del día el régimen de ventilación, la anterior queda

$$Q_{cal,día} = \left( \sum_{i=1}^K U_i A_i * S_i + \rho N V c_{aw} \right) \int_{día} (T_{b,cal} - T_a)^+ dt$$

Si para el cálculo de la integral adoptamos valores discretos para el tiempo en número igual al de horas del día (24), la integral puede aproximarse como

$$Q_{\text{cal,día}} = \left( \sum_{i=1}^K U_i A_i * S_i + \rho N V c_{\text{aw}} \right) \sum_{t=1}^{24} (T_{\text{b,cal}} - T_{\text{a,h}})^+ * 3600$$

Donde en la anterior, para usar unidades SI, se ha considerado el factor de conversión de horas a segundos (3600 s/h). Y por último, denominando grados día (para el día considerado) a

$$GD_{\text{cal,día}} = \frac{\sum_{h=1}^{h=24} (T_{\text{b,cal}} - T_{\text{a,h}})^+}{24}$$

La anterior queda

$$Q_{\text{cal,día}} = \left( \sum_{i=1}^K U_i A_i * S_i + \rho N V c_{\text{aw}} \right) GD_{\text{cal,día}} * 24 * 3600$$

Razonando análogamente, si el período considerado es un mes, los grados-día mensuales de calefacción para el mes m y el edificio n de la Red se calculan como:

$$GD_{\text{cal,m,n}} = \frac{\sum_{h_{i,m}}^{h_{f,m}} (T_{\text{b,cal,n}} - T_{\text{a,h}})^+}{24}$$

Donde

$GD_{\text{cal,m,n}}$	Grados-Día mensuales de calefacción para el mes m y el edificio n.
$T_{\text{b,cal,n}}$	Temperatura base de cálculo para calefacción para el edificio n (se considerará constante para todos días del periodo de calefacción).
$T_{\text{a,h}}$	Temperatura ambiente exterior en la hora h.
$h_{i,m}$ y $h_{f,m}$	Hora del año para el inicio y final del mes m (elegidas entre 0-8760 h).

Y el flujo mensual de calor (la demanda mensual) para el mes m y el edificio n de la Red será

$$Q_{\text{cal,m,n}} = 86.400 \left( \sum_{i=1}^K U_i A_i * S_i + \rho N V c_{\text{aw}} \right) GD_{\text{cal,m,n}}$$

Análogamente, si el periodo considerado es de un año, los Grados-Día anuales se obtienen como

$$GD_{\text{cal,m,n}} = \frac{\sum_1^{7860} (T_{\text{b,cal,n}} - T_{\text{a,h}})^+}{24}$$

Donde

$GD_{\text{cal,n}}$	Grados-Día anuales de calefacción para el mes m y el edificio n.
---------------------	--

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. Para España se adopta como temperatura base para el cálculo de los grados-día de calefacción 15°C (UNE 100002:1988).

De las expresiones obtenidas, es claro que la demanda de calefacción (y la de refrigeración) en un periodo mensual (o en el periodo que se considere) es proporcional a los grados día en dicho periodo. De lo anterior, se propone obtener el consumo mensual del edificio n en el mes m a partir del consumo anual proporcionalmente al factor  $F_{cal,m}$  dado por

$$F_{cal,m} = \frac{GD_{cal,m,n}}{GD_{cal,n}} = \frac{\sum_{h_{i,m}} (T_{b,cal,n} - T_{a,h})^+}{\sum_1 (T_{b,cal,n} - T_{a,h})^+}$$

Por último, la demanda mensual de calefacción del edificio n en el mes m se obtiene a partir de la correspondiente anual mediante

$$Q_{cal,m,n} = F_{cal,m} Q_{calor,n}$$

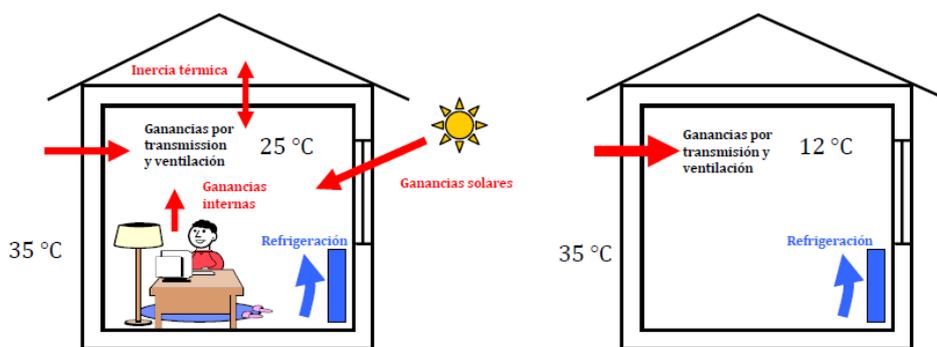
A partir de la demanda mensual, admitiendo un consumo igual para todos los días del mes, la demanda diaria para el mes m del edificio n se obtiene como

$$Q_{cal,d,m,n} = \frac{Q_{cal,m,n}}{d_m}$$

Donde:

$d_m$  Número de días del mes m.

En el caso de refrigeración, en el modelo de los grados-día, las ganancias solares, ganancias internas etc. se consideran mediante un aumento equivalente en las ganancias por transmisión-ventilación, por lo que para que el modelo conduzca a resultados aceptables desde el punto de vista de consumo de energía de refrigeración, también se debe determinar una temperatura interior virtual adecuada para el periodo que se considere. Cuando la temperatura exterior sea como mínimo igual a esta temperatura interior virtual, será necesario poner en marcha el sistema de refrigeración. Claramente en edificios con elevadas ganancias solares y/o internas durante el verano, la temperatura base de refrigeración será más baja que en edificios convencionales. Cuanto más elevadas sean las ganancias internas y solares más reducida deberá ser esta temperatura virtual. La figura muestra lo anteriormente expuesto con temperaturas típicas para el régimen de refrigeración.



3.2-2 Modelo térmico simplificado para M grados día. Régimen de refrigeración.

Aunque resulta obvio que, en general, las temperaturas base de calefacción y refrigeración varían a lo largo del año para cada tipo de edificio, disponer de temperaturas de referencia mensuales es más que suficiente para obtener resultados aceptables. Períodos más cortos dan lugar a incertidumbres más elevadas. Day demuestra que, incluso, se puede elegir una temperatura base media anual para cada tipo de edificio [23].

En el documento Guía técnica. Condiciones climáticas exteriores de proyecto IDAE 2010 pueden consultarse los valores mensuales de grados día de calefacción 15/15 y los valores mensuales de grados día de refrigeración 20/20 para las distintas capitales de España. Es clara la solvencia de la fuente.

Con un razonamiento análogo al caso de calefacción, se definen los grados día anuales de refrigeración para el edificio n como:

$$GD_{\text{frío},n} = \frac{\sum_1^{7860} (T_{a,h} - T_{b,\text{frío},n})^+}{24}$$

Donde

$GD_{\text{frío},n}$  Grados-Día anuales de refrigeración para el edificio n.

$T_{b,\text{frío},n}$  Temperatura base de cálculo para refrigeración para el edificio n (se considerará constante para todos días del periodo de refrigeración).

Y los grados día mensuales de refrigeración para el mes m y el edificio n como

$$GD_{\text{frío},m,n} = \frac{\sum_{h_{i,m}}^{h_{f,m}} (T_{a,h} - T_{b,\text{frío},n})^+}{24}$$

Donde

$GD_{\text{frío},m,n}$  Grados-Día mensuales de refrigeración para el mes m y el edificio n.

Y el flujo anual de frío (la demanda anual) para el mes m y el edificio n de la Red será

$$Q_{\text{ref},n} = 86.400 \left( \sum_{i=1}^K U_i A_i * S_i + \rho N V c_{aw} \right) GD_{\text{ref},n}$$

Y el consumo mensual del edificio n en el mes m a partir del consumo se obtendrá con el factor de proporcionalidad  $F_{\text{frío},m}$  dado por

$$F_{\text{frío},m} = \frac{GD_{\text{frío},m,n}}{GD_{\text{frío},n}} = \frac{\sum_{h_{i,m}}^{h_{f,m}} (T_{a,h} - T_{b,\text{frío},n})^+}{\sum_1^{7860} (T_{a,h} - T_{b,\text{frío},n})^+}$$

Así, la demanda mensual de refrigeración del edificio n en el mes m se obtiene a partir de la correspondiente anual mediante

$$Q_{\text{frío},m,n} = F_{\text{frío},m} Q_{\text{frío},n}$$

A partir de la demanda mensual, admitiendo un consumo igual para todos los días del mes, la demanda diaria para el mes m del edificio n se obtiene como

$$Q_{\text{frío},d_m,n} = \frac{Q_{\text{frío},m,n}}{d_m}$$

Donde:

$d_m$  Número de días del mes m

c) Obtención de la demanda horaria a partir de la demanda diaria.

Por último, para la obtención de la demanda horaria a partir de la demanda diaria, se utilizarán los perfiles mensuales de consumo de calefacción y refrigeración de los usuarios del edificio n para cada mes m.

A pesar de lo evidente de la importancia de los perfiles de consumo energético para el cálculo de instalaciones en el sector residencial, a día de hoy son muy escasos los datos fiables aplicables a España sobre esta cuestión. En efecto, ante la falta de datos sobre perfiles mensuales, en esta Tesis se propone utilizar los perfiles anuales de consumo de calefacción y refrigeración (y posteriormente también para ACS) que, en forma de gráficas, recoge el Atlas de la Demanda Eléctrica Española (REE, 1998). [68] Estos perfiles se considerarán válidos para todos los días del año en cada régimen de climatización (calefacción y refrigeración). El perfil de calefacción se indica en la figura siguiente.

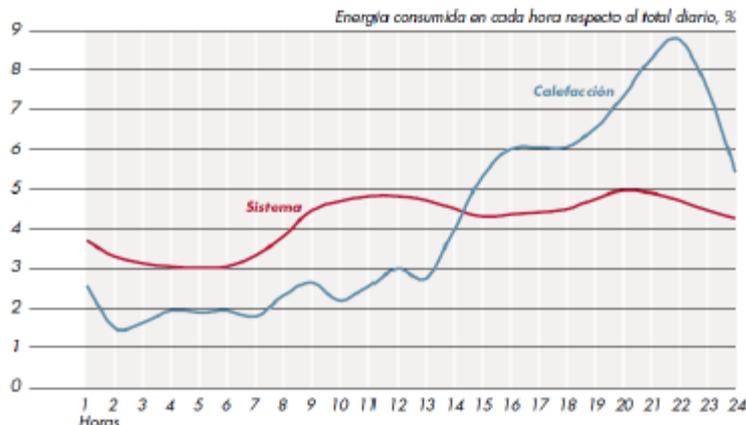


Ilustración 3.2-3. Perfil de consumo horario calefacción viviendas en un día laborable (la línea roja indica distribución consumo eléctrico). Fuente REE 1198.

Así pues, la demanda de calefacción horaria para el edificio n en el mes m

$$Q_{\text{cal},h,n} = \alpha_{\text{cal},h} Q_{\text{cal},d_m,n} \quad h_{i,m} \leq h \leq h_{f,m}$$

Donde

$Q_{\text{cal},h,n}$  Demanda de calefacción horaria para el edificio n en el mes m.

$h$  Hora del año (0-8760).

$h_{i,m}$  ,  $h_{f,m}$  Hora del año para el inicio y el final del mes m

$\alpha_{cal,h}$  Porcentaje (tanto por uno) de la demanda diaria de calefacción para la hora h.

El perfil de refrigeración se muestra en la figura siguiente.

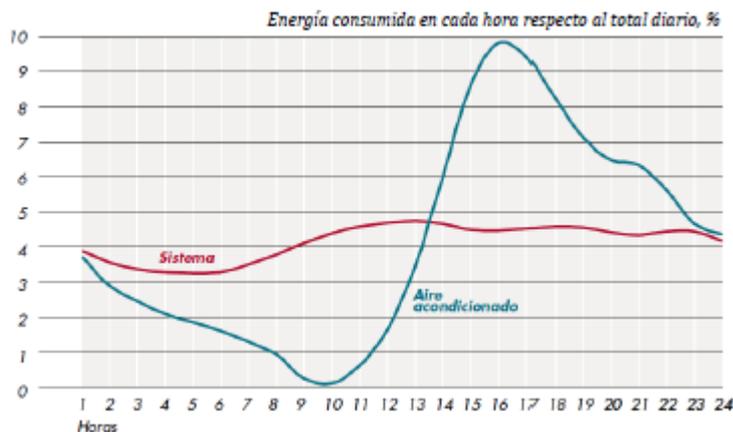


Ilustración 3.2-4. Perfil de consumo horario refrigeración viviendas en un día laborable (la línea roja indica distribución consumo eléctrico). Fuente REE 1198

Y la demanda de refrigeración horaria para el edificio n en el mes m

$$Q_{frío,h,n} = \alpha_{frío,h} Q_{frío,d,m,n} \quad h_{i,m} \leq h \leq h_{f,m}$$

Donde:

$Q_{frío,h,n}$  Demanda de refrigeración horaria para el edificio n en el mes m.

$\alpha_{frío,h}$  Porcentaje (tanto por uno) de la demanda diaria de refrigeración para la hora h.

### **Demanda de calefacción y refrigeración mediante simulación dinámica.**

En los últimos años, las demandas de calefacción y refrigeración en el sector de la edificación se pueden estimar con mucha precisión mediante programas de simulación dinámica (simulación energética de edificios). Los programas de simulación requieren información muy detallada de los edificios y del comportamiento de los usuarios, así como archivos horarios de datos meteorológicos. Cabe citar como software de reconocido prestigio el TRNSYS y el Energy Plus.

Con el fin de obtener la distribución horaria a lo largo del año de las demandas térmicas de la Red DHC urbana residencial, en esta Tesis se propone como método idóneo en fase de planeamiento urbanístico, simular uno o varios edificios tipo cuyas características sean representativas de los futuros edificios en el ámbito de la Red, y que cumplan estrictamente la normativa de edificación, en este caso CTE HE-1 [17].

La representatividad del edificio contemplará las características constructivas y de uso previstas para los mismos. En fase de Planeamiento Urbanístico la información sobre los futuros edificios suele ser escasa, haciendo difícil generalizar un procedimiento. En todo caso, el edificio tipo cumplirá como mínimo con el Código Técnico de la Edificación (CTE). Los datos climáticos utilizados en esta Tesis corresponden a la base de datos de Energy Plus [26].

El software utilizado en esta Tesis es TRNSYS. Una vez especificada en el interfaz de TRNSYS TRNBuild la geometría y disposición espacial del edificio de los elementos constructivos y de los materiales con sus propiedades termofísicas, ocupación y cargas del edificio, se puede calcular el comportamiento térmico del edificio expuesto a unas condiciones ambientales determinadas (temperatura ambiente, humedad relativa, radiación incidente sobre cada una de las caras del edificio, etc.) mediante el Type 56 “multizone building” (edificios con múltiples espacios). El modelo proporciona como resultado, entre otros, la demanda de calefacción y refrigeración del edificio a lo largo del período de simulación considerado (por ejemplo 1 año) para el paso de tiempo en la simulación (por ejemplo cada hora).

Para el caso práctico (ver capítulo 8) se ha considerado un edificio tipo en de forma rectangular con la fachada más alargada orientada al sur, sin edificios colindantes ni sombreados de otros edificios. Los cerramientos se han seleccionado de la forma más simple posible cumpliendo los requisitos límite de la normativa CTE de transferencia de calor a través de cerramientos. Dispone de un sistema de ventilación mecánica constante que satisface las exigencias de la normativa CTE . Se han estimado unas cargas internas en el edificio en función de la ocupación y los equipos eléctricos del hogar. El sistema de calefacción y refrigeración dispone de un control para mantener la temperatura de confort.

Una ventaja de la modelización con TRNSYS es que, una vez definido el modelo del edificio, de forma relativamente sencilla pueden variarse las características del mismo para adaptarse requerimientos constructivos distintos o ubicaciones distintas (datos meteorológicos distintos).

### 3.2.3 Estimación de la demanda horaria de ACS.

La demanda de ACS en base mensual para la Red para el edificio n en el mes m sería

$$Q_{ACS,m,n} = d_m V_{ACS,n} \rho c_p (T_{ACS} - T_{red,m})$$

Donde

$Q_{ACS,m,n}$	Demanda de ACS en base mensual para el edificio n en el mes m.
$d_m$	Número de días del mes m.
$V_{ACS,n}$	Volumen de consumo diario de ACS en el edificio n.
$\rho$	Densidad del agua.
$c_p$	Calor específico del agua.
$T_{ACS}$	Temperatura de preparación del ACS de cálculo.
$T_{red,m}$	Temperatura promedio del agua fría de red para el mes m.

En el procedimiento CTE [16] para el cálculo de la energía, se calcula como paso intermedio el volumen de consumo mensual de ACS del edificio a la temperatura de cálculo (en el CTE 60°C). En general, las diferencias que resultan para el consumo mensual de ACS (volumen) no son significativas (del orden del 3 % salvo en febrero que resultan del 10 %) y, en primera aproximación, podrá obviarse esta cuestión. No sucede así, si lo que se calcula es la energía mensual necesaria para su preparación. En efecto, en este caso interviene, además del número de días del mes, la temperatura

del agua de red para dicho mes. Por fijar un orden de magnitud, un cálculo para Valencia indicaría unas diferencia entre 9 % (Nov-Dic) y 16 % (Ene-Jun).

Los datos para las temperaturas mensuales del agua de red para las distintas capitales de España pueden consultarse en el Pliego de Condiciones Técnicas de Instalaciones solares térmicas de Baja Temperatura [49].

De la expresión anterior es claro que, la demanda energética de ACS mensual es proporcional a la diferencia entre la temperatura de preparación y de red para dicho mes y al número de días del mismo. Así pues, se propone obtener el consumo mensual del edificio n en el mes m a partir del consumo anual mediante el factor  $F_{ACS,m}$  dado por

$$F_{ACS,m} = \frac{d_m (T_{ACS} - T_{red,m})}{\sum_{m=1}^{12} d_m (T_{ACS} - T_{red,m})} = d_m f_{ACS,m} \quad f_{ACS,m} = \frac{(T_{ACS} - T_{red,m})}{\sum_{m=1}^{12} d_m (T_{ACS} - T_{red,m})}$$

Análíticamente, el consumo mensual será

$$Q_{ACS,m,n} = F_{ACS,m} Q_{ACS,n}$$

Y, admitiendo un consumo uniforme en cada mes, el consumo diario se calculará como

$$Q_{ACS,d,m,n} = \frac{Q_{ACS,m,n}}{d_m} = \frac{d_m (T_{ACS} - T_{red,m})}{\sum_{m=1}^{12} d_m (T_{ACS} - T_{red,m})} \frac{Q_{ACS,n}}{d_m} = \frac{(T_{ACS} - T_{red,m})}{\sum_{m=1}^{12} d_m (T_{ACS} - T_{red,m})} Q_{ACS,n} = f_m Q_{ACS,n}$$

Por último, para la obtención de la demanda horaria a partir de la demanda diaria, para un cálculo óptimo sería necesario utilizar los perfiles mensuales de consumo de ACS del usuario del edificio n para cada mes m. Como ya se comentó anteriormente, a pesar de lo evidente de la importancia de los perfiles de consumo para el cálculo de instalaciones de ACS en el sector residencial, a día de hoy son muy escasos los datos fiables aplicables a España sobre esta cuestión. En la presente Tesis nuevamente se propone utilizar los perfiles de consumo de ACS que, en una gráfica, recoge el Atlas de la Demanda Eléctrica Española (REE, 1998). El mencionado perfil se expone en la figura siguiente. Este perfil se considerará válido para todos los días del año.

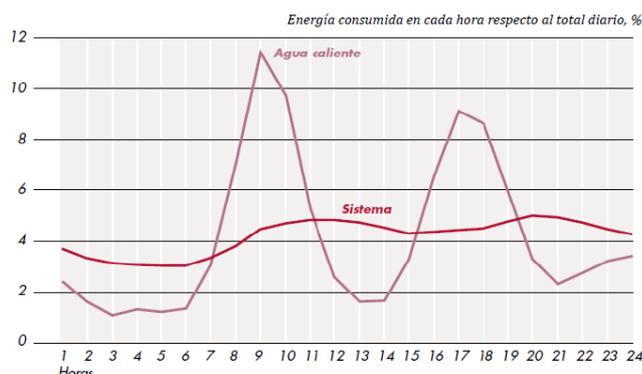


Ilustración 3.2-5. Perfil de consumo horario ACS viviendas en un día laborable (la línea roja indica distribución consumo eléctrico). Fuente REE 1198

Así pues, la demanda de ACS horaria para el edificio n en el mes m

$$Q_{ACS,h,n} = \alpha_{ACS,h} Q_{ACS,d,m,n} \quad h_{i,m} \leq h \leq h_{f,m}$$

Donde

$Q_{ACS,h,n}$	Demanda de ACS horaria para el edificio n en el mes m.
$h$	Hora del año (entre 0-8760).
$h_{i,m}$ , $h_{f,m}$	Hora del año para el inicio y el final del mes m
$\alpha_{ACS,h}$	Porcentaje (tanto por uno) de gasto diario de ACS para la hora h.

Para terminar este apartado es conveniente indicar que, aunque en la fase de primer estudio de viabilidad se supongan unos consumos similares durante todos los días de la semana, puede ser significativa la variación del mismo entre días laborables-fin de semana y entre los meses vacacionales (julio/Agosto) y el resto del Año. Deberá valorarse la conveniencia de incluir en el cálculo esta circunstancia.

### 3.2.4 Estimación de otras demandas

#### Demanda por pérdidas térmicas en la red de distrito (distribución).

Respecto a las pérdidas en la red de distrito (ganancias en el caso de la red de frío), en esta Tesis se considera que las tuberías estarán 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 (longitud, diámetro, material y aislamiento).

En general, la red de distribución incluirá tramos con distintos diámetros y/o materiales. En esta tesis, por simplicidad, se ha considerado un tanto alzado (% de la demanda horaria) tanto para las red de frío como de calor.

En una red de distribución calefacción (dos tubos) para su implementación en TRNSYS, el cálculo de las pérdidas térmicas, podía haberse adoptado un modelo equivalente de red de dos tubos, uno correspondiente a la impulsión y otro correspondiente al retorno según Heller [39]. Para que el modelo sea válido es necesario que se cumplan los siguientes requisitos:

- ✓ El volumen real de fluido calorportador de la red de distrito y de la red equivalente debe ser el mismo.
- ✓ El diámetro y el aislamiento de la tubería de la red equivalente corresponde al diámetro principal de la red de distrito.

Si se cumplen estos requisitos, Heller 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. No obstante, con la disposición de 4 tubos necesaria para una red de frío y calor, las desviaciones previsibles sobre el modelo de transmisión de calor aconsejan el método simple de adoptar un tanto alzado para las pérdidas en la red.

**Demanda de calor de las enfriadoras térmicas, ET, en la central.**

La demanda horaria de energía térmica de las enfriadoras térmicas depende de sus características técnicas y del porcentaje de carga nominal en dicha hora. El modelo TRNSYS del sistema propuesto en esta Tesis incluye a las enfriadoras térmicas, y la demanda horaria en las mismas se obtiene como resultado de la simulación anual.

No obstante, para un análisis preliminar esta demanda puede utilizarse la siguiente expresión:

$$Q_{ET,h} = \frac{Q_{frio,ET,h}}{COP_{ET}}$$

Donde

- $Q_{ET,h}$  Demanda e calor para para la enfriadora térmica a la hora h  
 $Q_{frio,ET,h}$  Demanda de refrigeración para la enfriadora térmica a la hora h.  
 $COP_{ET}$ : Coeficiente de operación de las enfriadora térmica (Nominal).

Para finalizar este capítulo, se adjuntan las tablas con los valores de referencia para las demandas anuales de ACS, calefacción y refrigeración recogidas en la reglamentación sobre calificación energética de edificios [46], y la que proporciona la temperatura de agua de red promedio mensual para las diversas capitales de España [49].

### I.2 Valores de los indicadores de comportamiento energético de referencia para localidades capitales de provincia (columna 2)

Localidad	Demanda calefacción kWh/m <sup>2</sup>	Demanda refrigeración kWh/m <sup>2</sup>	Demanda ACS kWh/m <sup>2</sup>	Emisiones calefacción kgCO <sub>2</sub> /m <sup>2</sup>	Emisiones refrigeración kgCO <sub>2</sub> /m <sup>2</sup>	Consumo E. Primaria calefacción kWh/m <sup>2</sup>	Consumo E. Primaria refrigeración kWh/m <sup>2</sup>
Albacete	72.2	13.9	17.9	23.1	3.5	104.7	14.2
Alicante	23.0	24.2	16.8	7.4	6.1	33.4	24.7
Almería	19.8	27.7	16.6	6.3	6.9	28.7	28.3
Ávila	101.0	0.0	18.7	32.3	0.0	146.5	0.0
Badajoz	41.6	25.1	17.2	13.3	6.3	60.3	25.6
Barcelona	43.4	12.1	17.4	13.9	3.0	62.9	12.3
Bilbao	61.9	0.0	17.8	19.8	0.0	89.8	0.0
Burgos	113.1	0.0	18.8	36.2	0.0	164.0	0.0
Cáceres	48.4	27.8	17.3	15.5	7.0	70.2	28.4
Cádiz	17.2	21.4	16.7	5.5	5.4	24.9	21.8
Castellón	35.5	19.4	17.1	11.4	4.9	51.5	19.8
Ceuta	31.2	8.4	17.2	11.9	3.2	48.4	11.0
Ciudad Real	66.4	18.9	17.8	21.2	4.7	96.3	19.3
Córdoba	38.3	32.2	16.9	12.3	8.1	55.5	32.8
Cuenca	89.3	8.3	18.2	28.6	2.1	129.5	8.5
Gerona	63.7	9.8	17.7	20.4	2.5	92.4	10.0
Granada	55.9	17.7	17.6	17.9	4.4	81.1	18.1
Guadalajara	74.8	11.4	17.9	23.9	2.9	108.5	11.6
Huelva	21.5	26.4	16.7	6.9	6.6	31.2	26.9
Huesca	74.6	11.7	17.9	23.9	2.9	108.2	11.9
Jaén	39.9	31.8	16.7	12.8	8.0	57.9	32.4
La Coruña	46.6	0.0	17.8	14.9	0.0	67.6	0.0
Las Palmas de G. C.	9.3	16.4	16.2	3.5	6.2	14.4	21.5
León	95.7	0.0	18.6	30.6	0.0	138.8	0.0
Lérida	62.3	18.3	17.7	19.9	4.6	90.3	18.7
Logroño	70.8	9.0	17.9	22.7	2.3	102.7	9.2
Lugo	89.5	0.0	18.5	28.6	0.0	129.8	0.0
Madrid	64.4	15.7	17.7	20.6	3.9	93.4	16.0
Málaga	24.2	23.3	16.7	7.7	5.8	35.1	23.8
Melilla	17.5	20.9	16.7	6.7	7.9	27.1	27.4
Murcia	33.0	18.5	17.1	10.6	4.6	47.9	18.9
Orense	66.1	9.1	17.7	21.2	2.3	95.8	9.3
Oviedo	73.1	0.0	18.1	23.4	0.0	106.0	0.0
Palencia	90.0	0.0	18.4	28.8	0.0	130.5	0.0
P. de Mallorca	25.1	23.3	16.9	9.5	8.9	38.9	30.5
Pamplona	85.3	0.0	18.2	27.3	0.0	123.7	0.0

Tabla I.2 Valores de referencia para calefacción, refrigeración y demanda de ACS antes de considerar la contribución sola mínima de CTE-HE<sub>4</sub> en viviendas unifamiliares

(Continuación)

Localidad	Demanda calefacción kWh/m <sup>2</sup>	Demanda refrigeración kWh/m <sup>2</sup>	Demanda ACS kWh/m <sup>2</sup>	Emisiones calefacción kgCO <sub>2</sub> /m <sup>2</sup>	Emisiones refrigeración kgCO <sub>2</sub> /m <sup>2</sup>	Consumo E. Primaria calefacción kWh/m <sup>2</sup>	Consumo E. Primaria refrigeración kWh/m <sup>2</sup>
Pontevedra	41.2	0.0	17.5	13.2	0.0	59.7	0.0
Salamanca	91.1	4.5	18.4	29.2	1.1	132.1	4.6
San Sebastián	71.4	0.0	18.0	22.8	0.0	103.5	0.0
Santander	51.3	0.0	17.8	16.4	0.0	74.4	0.0
S. C. de Tenerife	9.3	22.7	16.1	3.5	8.6	14.4	29.7
Segovia	96.4	6.2	18.3	30.8	1.6	139.8	6.3
Sevilla	27.9	33.4	16.7	8.9	8.4	40.5	34.1
Soria	105.4	0.0	18.7	33.7	0.0	152.8	0.0
Tarragona	36.0	24.3	17.0	11.5	6.1	52.2	24.8
Teruel	94.4	4.6	18.4	30.2	1.2	136.9	4.7
Toledo	58.4	27.2	17.4	18.7	6.8	84.7	27.7
Valencia	35.5	18.7	17.1	11.4	4.7	51.5	19.1
Valladolid	89.7	6.9	18.2	28.7	1.7	130.1	7.0
Vitoria	97.0	0.0	18.5	31.0	0.0	140.7	0.0
Zamora	83.1	7.8	18.1	26.6	2.0	120.5	8.0
Zaragoza	60.6	16.9	17.6	19.4	4.2	87.9	17.2

Tabla I.2 (Continuación) Valores de referencia para calefacción, refrigeración y demanda de ACS antes de considerar la contribución solar mínima de CTE-HE 4 en viviendas unifamiliares

Ilustración 3.2-6. Valores de referencia para las demandas anuales de ACS, calefacción y refrigeración (viviendas unifamiliares)

Localidad	Demanda calefacción kWh/m <sup>2</sup>	Demanda refrigeración kWh/m <sup>2</sup>	Demanda ACS kWh/m <sup>2</sup>	Emisiones calefacción kgCO <sub>2</sub> /m <sup>2</sup>	Emisiones refrigeración kgCO <sub>2</sub> /m <sup>2</sup>	Consumo E. Primaria calefacción kWh/m <sup>2</sup>	Consumo E. Primaria refrigeración kWh/m <sup>2</sup>
Albacete	49.1	9.7	13.1	15.7	2.4	71.2	9.9
Alicante	13.2	16.7	12.3	4.2	4.2	19.1	17.0
Almería	10.8	19.1	12.1	3.5	4.8	15.7	19.5
Ávila	69.5	0.0	13.7	22.2	0.0	100.8	0.0
Badajoz	27.4	17.1	12.6	8.8	4.3	39.7	17.4
Barcelona	28.3	8.0	12.8	9.1	2.0	41.0	8.2
Bilbao	40.0	0.0	13.0	12.8	0.0	58.0	0.0
Burgos	77.1	0.0	13.8	24.7	0.0	111.8	0.0
Cáceres	32.1	19.0	12.7	10.3	4.8	46.5	19.4
Cádiz	9.0	14.6	12.3	2.9	3.7	13.1	14.9
Castellón	21.4	13.1	12.5	6.8	3.3	31.0	13.4
Ceuta	18.3	5.7	12.6	7.0	2.2	28.4	7.5
Ciudad Real	45.0	13.2	13.0	14.4	3.3	65.3	13.5
Córdoba	23.5	22.4	12.4	7.5	5.6	34.1	22.8
Cuenca	60.9	5.6	13.3	19.5	1.4	88.3	5.7

Tabla I.3 Valores de referencia para calefacción, refrigeración y demanda de ACS antes de considerar la contribución solar mínima de CTE-HE 4 en bloques de viviendas

(Continuación)

Localidad	Demanda calefacción kWh/m <sup>2</sup>	Demanda refrigeración kWh/m <sup>2</sup>	Demanda ACS kWh/m <sup>2</sup>	Emisiones calefacción kgCO <sub>2</sub> /m <sup>2</sup>	Emisiones refrigeración kgCO <sub>2</sub> /m <sup>2</sup>	Consumo E. Primaria calefacción kWh/m <sup>2</sup>	Consumo E. Primaria refrigeración kWh/m <sup>2</sup>
Gerona	42.4	6.4	13.0	13.6	1.6	61.5	6.5
Granada	37.4	12.5	12.9	12.0	3.1	54.2	12.8
Guadalajara	50.4	7.8	13.1	16.1	2.0	73.1	8.0
Huelva	12.6	18.3	12.3	4.0	4.6	18.3	18.7
Huesca	50.6	7.9	13.1	16.2	2.0	73.4	8.1
Jaén	26.2	22.3	12.3	8.4	5.6	38.0	22.7
La Coruña	30.0	0.0	13.0	9.6	0.0	43.5	0.0
Las Palmas de G. C.	3.5	11.1	11.8	1.3	4.2	5.4	14.5
León	65.5	0.0	13.6	21.0	0.0	95.0	0.0
Lérida	42.0	12.4	13.0	13.4	3.1	60.9	12.6
Logroño	47.4	5.9	13.2	15.2	1.5	68.7	6.0
Lugo	60.2	0.0	13.5	19.3	0.0	87.3	0.0
Madrid	43.2	10.8	13.0	13.8	2.7	62.6	11.0
Málaga	13.4	16.1	12.3	4.3	4.0	19.4	16.4
Melilla	9.3	14.2	12.2	3.5	5.4	14.4	18.6
Murcia	19.8	12.5	12.5	6.3	3.1	28.7	12.8
Orense	43.2	5.7	13.0	13.8	1.4	62.6	5.8
Oviedo	48.3	0.0	13.3	15.5	0.0	70.0	0.0
Palencia	61.2	0.0	13.5	19.6	0.0	88.7	0.0
P. de Mallorca	14.4	15.9	12.4	5.5	6.0	22.3	20.8
Pamplona	57.5	0.0	13.3	18.4	0.0	83.4	0.0
Pontevedra	26.5	0.0	12.9	8.5	0.0	38.4	0.0
Salamanca	62.3	2.7	13.5	19.9	0.7	90.3	2.8
San Sebastián	46.9	0.0	13.2	15.0	0.0	68.0	0.0
Santander	33.0	0.0	13.0	10.6	0.0	47.9	0.0
S. C. de Tenerife	3.5	15.6	11.8	1.3	5.9	5.4	20.4
Segovia	65.7	4.2	13.5	21.0	1.1	95.3	4.3
Sevilla	16.6	23.4	12.3	5.3	5.9	24.1	23.9
Soria	72.1	0.0	13.7	23.1	0.0	104.5	0.0
Tarragona	21.8	16.4	12.4	7.0	4.1	31.6	16.7
Teruel	64.5	2.8	13.5	20.6	0.7	93.5	2.9
Toledo	39.0	18.9	12.8	12.5	4.7	56.6	19.3
Valencia	21.3	12.6	12.5	6.8	3.2	30.9	12.9
Valladolid	60.6	4.5	13.3	19.4	1.1	87.9	4.6
Vitoria	65.4	0.0	13.5	20.9	0.0	94.8	0.0
Zamora	56.3	5.3	13.3	18.0	1.3	81.6	5.4
Zaragoza	40.6	11.4	12.9	13.0	2.9	58.9	11.6

Tabla 1.3 (Continuación) Valores de referencia para calefacción, refrigeración y demanda de ACS antes de considerar la contribución sola mínima de CTE-HE 4 en bloques de viviendas

Ilustración 3.2-7. Valores de referencia para las demandas anuales de ACS, calefacción y refrigeración (bloques de viviendas)

Tabla 4. Temperatura mínima media del agua de la red general, en °C, obtenida a partir de medidas directas. Los datos han sido agrupados en seis perfiles característicos. (Fuente: CENSOLAR).

Nota: También se podrán tomar en consideración los valores indicados en la norma UNE 94002.

	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC	AÑO	
1	ÁLAVA	5	6	8	10	11	12	13	12	11	10	8	5	9,3
2	ALBACETE	5	6	8	10	11	12	13	12	11	10	8	5	9,3
3	ALICANTE	8	9	11	13	14	15	16	15	14	13	11	8	12,3
4	ALMERÍA	8	9	11	13	14	15	16	15	14	13	11	8	12,3
5	ASTURIAS	6	7	9	11	12	13	14	13	12	11	9	6	10,3
6	ÁVILA	4	5	7	9	10	11	12	11	10	9	7	4	8,3
7	BADAJOS	6	7	9	11	12	13	14	13	12	11	9	6	10,3
8	BALEARES	8	9	11	13	14	15	16	15	14	13	11	8	12,3
9	BARCELONA	8	9	11	13	14	15	16	15	14	13	11	8	12,3
10	BURGOS	4	5	7	9	10	11	12	11	10	9	7	4	8,3
11	CÁCERES	6	7	9	11	12	13	14	13	12	11	9	6	10,3
12	CÁDIZ	8	9	11	13	14	15	16	15	14	13	11	8	12,3
13	CANTABRIA	8	9	11	13	14	15	16	15	14	13	11	8	12,3
14	CASTELLÓN	8	9	11	13	14	15	16	15	14	13	11	8	12,3
15	CEUTA	8	9	10	12	13	13	14	13	13	12	11	8	11,3
16	CIUDAD REAL	5	6	8	10	11	12	13	12	11	10	8	5	9,3
17	CÓRDOBA	6	7	9	11	12	13	14	13	12	11	9	6	10,3
18	LA CORUÑA	8	9	11	13	14	15	16	15	14	13	11	8	12,3
19	CUENCA	4	5	7	9	10	11	12	11	10	9	7	4	8,3
20	GERONA	6	7	9	11	12	13	14	13	12	11	9	6	10,3
21	GRANADA	6	7	9	11	12	13	14	13	12	11	9	6	10,3
22	GUADALAJARA	6	7	9	11	12	13	14	13	12	11	9	6	10,3
23	GUIPÚZCOA	8	9	11	13	14	15	16	15	14	13	11	8	12,3
24	HUELVA	8	9	11	13	14	15	16	15	14	13	11	8	12,3
25	HUESCA	5	6	8	10	11	12	13	12	11	10	8	5	9,3
26	JAÉN	8	9	11	13	14	15	17	16	14	13	11	7	12,3
27	LEÓN	4	5	7	9	10	11	12	11	10	9	7	4	8,3
28	LÉRIDA	5	6	8	10	11	12	13	12	11	10	8	5	9,3
29	LUGO	6	7	9	11	12	13	14	13	12	11	9	6	10,3
30	MADRID	6	7	9	11	12	13	14	13	12	11	9	6	10,3
31	MÁLAGA	8	9	11	13	14	15	16	15	14	13	11	8	12,3
32	MELILLA	8	9	11	13	14	15	16	15	14	13	11	8	12,3
33	MURCIA	8	9	11	13	14	15	16	15	14	13	11	8	12,3
34	NAVARRA	5	6	8	10	11	12	13	12	11	10	8	5	9,3
35	ORENSE	5	7	9	11	12	13	14	13	12	11	9	6	10,2
36	PALENCIA	5	6	8	10	11	12	13	12	11	10	8	5	9,3
37	LAS PALMAS	8	9	11	13	14	15	16	15	14	13	11	8	12,3
38	PONTEVEDRA	8	9	11	13	14	15	16	15	14	13	11	8	12,3
39	LA RIOJA	6	7	9	11	12	13	14	13	12	11	9	6	10,3
40	SALAMANCA	5	6	8	10	11	12	13	12	11	10	8	5	9,3
41	STA. C. DE TENERIFE	8	9	11	13	14	15	16	15	14	13	11	8	12,3
42	SEGOVIA	4	5	7	9	10	11	12	11	10	9	7	4	8,3
43	SEVILLA	8	9	11	13	14	15	16	15	14	13	11	8	12,3
44	SORIA	4	5	7	9	10	11	12	11	10	9	7	4	8,3
45	TARRAGONA	6	7	9	11	12	13	14	13	12	11	9	6	10,3
46	TERUEL	4	5	7	9	10	11	12	11	10	9	7	4	8,3
47	TOLEDO	6	7	9	11	12	13	14	13	12	11	9	6	10,3
48	VALENCIA	8	9	11	13	14	15	16	15	14	13	11	8	12,3
49	VALLADOLID	5	6	8	10	11	12	13	12	11	10	8	5	9,3
50	VIZCAYA	6	7	9	11	12	13	14	13	12	11	9	6	10,3
51	ZAMORA	5	6	8	10	11	12	13	12	11	10	8	5	9,3
52	ZARAGOZA	5	6	8	10	11	12	13	12	11	10	8	5	9,3

Ilustración 3.2-8. Temperatura de agua de red promedio mensual para las diversas capitales de España

## Capítulo 4.

### Tipología. Aspectos Técnicos de los DHC

#### 4 Tipología. Aspectos Técnicos de los DHC

##### 4.1 Introducción

En este capítulo se exponen las características técnicas básicas de las redes DHC, incluyendo cuestiones de diseño que se utilizan en el modelo de red propuesto en esta Tesis.

##### 4.2 Aspectos generales sobre redes DHC

En este apartado se describen las redes de distribución de frío y calor así como sus elementos principales [1].

Atendiendo a la estructura de la red distinguiremos:

- Red con estructura de árbol (abierta).
- Red con ramales interconectados (mallada).

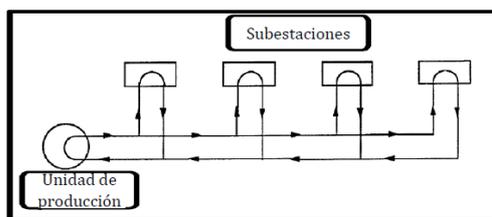


*Ilustración 4.2-1. Red abierta (Izda) y mallada (Dcha).*

Con objeto de minimizar inversiones y complejidad técnica, la mayor parte de las redes de pequeño o medio tamaño tienen estructura de árbol, en la que cada subestación está conectada al ramal más cercano. En esta opción, obviamente, se minimiza la longitud de la red y, por lo tanto, la inversión. También es obvio que, un problema en un punto de la red deja sin servicio a los usuarios situados en el ramal afectado aguas abajo de dicho punto. Para evitar este riesgo se diseñan redes malladas, donde los usuarios pueden ser abastecidos con diferentes combinaciones de ramales. Otra ventaja importante de las redes malladas es que, en general, se adaptan mejor a las posibles ampliaciones de la Red. Como ya se ha comentado, su elevado coste es su principal desventaja. Modernamente, las subestaciones se conectan en paralelo con la Red.

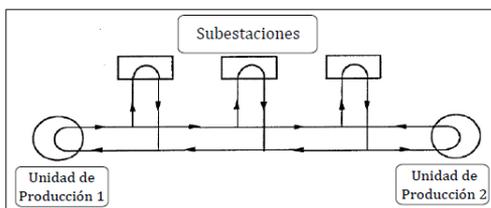
Atendiendo al número de centrales de generación de energía cabe distinguir:

- Una sola central.



*Ilustración 4.2-2. Red con central única y subestaciones en paralelo.*

- Varias (distribuida).



*Ilustración 4.2-3. Red con dos centrales y subestaciones en paralelo.*

Las primeras son las habituales en redes de pequeño tamaño, mientras que las segundas son más propias de redes de tamaño medio y grande donde la generación puede realizarse con un mix de tecnologías y/o energías primarias. Un ejemplo sería una red con una central de gas y con otra distinta ubicada en una incineradora de RSU o en una industria dotada de cogeneración eléctrica. En este punto debe señalarse que, la generación distribuida puede causar problemas operativos que requieren una minuciosa gestión en la fase de explotación.

Otra clasificación de interés, atendiendo a si se conoce de antemano el número (y tipo) de consumidores que van a ser conectados a la red, es:

- Abiertas. Un ejemplo de especial relevancia se presenta en una red que abastece a una zona urbana y donde los consumidores no tienen obligación de estar conectados a la red (puede elegir entre el sistemas de distrito y la solución convencional (con calderas, bombas de calor enfriadoras individuales, ...)).
- Cerradas. Son ejemplos las redes en complejos formados a su vez por grandes puntos de consumo (Universidades, aeropuertos, hospitales en varios bloques, ...).

En lo que respecta al número de tuberías de distribución, en el ámbito residencial distinguimos:

- Sistemas de dos tubos (impulsión y retorno). Con fluido caliente para servicio de ACS (todo el año) y Calefacción (en invierno), DH, o con fluido frío para servicio de climatización, DC.
- Sistemas de cuatro tubos. Un circuito (dos tubos) con fluido caliente para servicio de ACS (todo el año) y Calefacción (en invierno) y otro circuito independiente con fluido frío para refrigeración. Este sistema, aunque obviamente más caro, permite el suministro simultáneo todo el año de frío/calor). En la mayor parte de España, esta necesidad se puede dar en Primavera/Verano en redes urbanas con grandes edificios de servicios conectados a la red.



Ilustración 4.2-4. Red de dos tubos y acometida a edificio.

## 4.3 La Red de distribución

### 4.3.1 Tubería

Los materiales más usados para tuberías son el acero, metales flexibles y plásticos flexibles y no flexibles. Independientemente del material de la tubería, actualmente, la gran mayoría de las tuberías son preaisladas por sus bajas pérdidas térmicas y, su gran durabilidad y facilidad de instalación, respecto de lo que sería la instalación por separado de las tuberías y el aislamiento.

Generalmente las tuberías se componen de tres partes:

- La tubería propiamente (por donde circula el fluido).
- El aislamiento encargado de disminuir las pérdidas térmicas exterior a la tubería.
- La cubierta exterior protectora (mecánica y barrera contra humedad y condensaciones, que provocan corrosión en la pared externa).

Las pérdidas térmicas de la red no sólo dependen de la temperatura del fluido, sino que también vienen determinadas por el diámetro de la tubería. En efecto, a medida que aumenta el diámetro de la tubería, mayores son las pérdidas térmicas (ganancias), pero menores son las pérdidas específicas respecto a la capacidad de transporte, tanto para la red de frío como la de calor. Es importante destacar que, las pérdidas por rozamiento a lo largo de todas las tuberías, van a favor de la red de calor y en contra de la red de frío puesto que con el rozamiento se libera una cierta cantidad de calor.

Los tipos de tuberías más usados son los siguientes

- Tuberías de acero preaisladas con recubrimiento de material plástico.

La tubería en contacto con el fluido es de acero. Una cubierta de espuma de poliuretano constituye el aislamiento térmico. El aislamiento necesario en la red de distrito debe ser suficiente para garantizar unas pérdidas inferiores al 15%. La cubierta exterior es de material plástico, generalmente polietileno, y constituye la protección del medio exterior.



*Ilustración 4.3-1. Tubería preaislada rígida de acero. Fuente Eferterm*

Las tensiones provocadas sobre la tubería en contacto con el fluido se transmiten a través de los materiales, de manera que es conveniente que estén dispuestas sobre un material no rígido, y que dispongan de elementos de disipación de tensiones.



*Ilustración 4.3-2. Tubería preaislada acero. Lira de dilatación. Fuente ADHAC*

Las conexiones entre las tramas de tubería deben ser realizadas por personal especializado. Este tipo de tubería es propio de la red principal.



Soldadura en la red de tuberías de distribución de agua.

*Ilustración 4.3-3. Soldadura in situ de tubo preaislado acero. Fuente IDAE*

#### — Tuberías flexibles

Se diferencian de las anteriores, en que la tubería interior admite un cierto grado de flexibilidad. La instalación de estos sistemas es sencilla, de forma que se reduce la mano de obra de la instalación. Esta técnica implica una importante reducción de gastos respecto a los sistemas de instalación de tuberías rígidas convencionales. Las diferentes tipologías de tubería flexible se pueden clasificar en función del material de la tubería interior en:

- ✓ Tubería de cobre. La tubería está rodeada con fibra de vidrio y un recubrimiento de polietileno. Este sistema se utiliza para pequeñas redes de DH. La temperatura puede llegar a 130 °C y la presión máxima a 16 bar.
- ✓ Tubería de acero inoxidable. El recubrimiento aislante es de espuma de poliuretano, por encima del cual hay una cubierta de acero en forma de fuelle, que a su vez es recubierta con dos capas: una interna de alquitrán y una externa de polietileno. Este sistema permite una gran flexibilidad a disposición de las tuberías, con tramos de de gran longitud y para diámetros nominales de hasta DN200. La temperatura puede llegar a 130 °C y la presión máxima a 16 bar.
- ✓ Tubería de plástico. Tiene un recubrimiento de espuma de poliuretano y una cubierta exterior también de plástico. Estas tuberías pueden ser utilizadas en lugar de las de acero únicamente cuando la máxima temperatura del sistema es de 90 °C y la presión máxima de 6 bar. Se suelen como tubería principal en emplear pequeña redes y en las interconexiones entre la red de distribución y el usuario.



Ilustración 4.3-4. Tubería flexible plástica con barrera al oxígeno. Fuente Efiterm.



Instalación de las tuberías para red de distribución térmica.

Ilustración 4.3-5 Tubería flexible plástica. Fuente ADHAC.

Para pequeños diámetros puede encontrarse tubería preaislada con dos tubos (ida y retorno) en un mismo tubo protector, lo que simplifica el montaje abaratando la inversión.

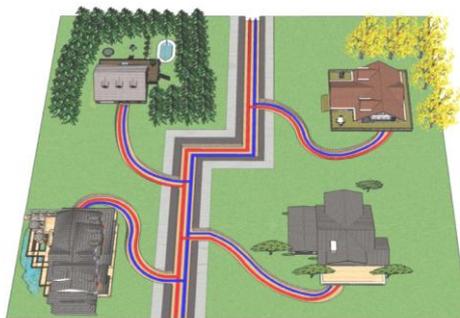


Ilustración 4.3-6. Red de distribución mixta. Red principal acero rígido. Ramales de acometida flexible. Fuente Efiterm.

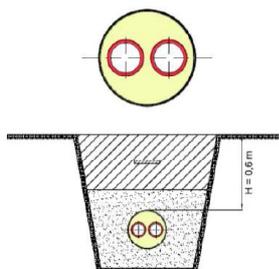


Ilustración 4.3-7. Tubería flexible tipo twin (dos tubos). Fuente Efiterm.

Hay varias ventajas y desventajas en el uso de sistemas de tuberías de plástico para redes de distrito, en comparación con los sistemas convencionales de tubería de acero.

### Ventajas

- ✓ No hay corrosión en la red (ausencia de partes metálicas).
- ✓ Instalación menos complicada (tubo flexible).
- ✓ Menos juntas en el sistema de tuberías. Los sistemas de plástico de diámetros relativamente pequeños son producidos en bobinas de tramos largos, mientras que los sistemas convencionales de acero se suministran en longitudes de hasta 12 metros y, excepcionalmente de hasta 16 metros. Un sistema de plástico puede instalarse con un número mínimo de juntas, mientras un sistema convencional requiere habitualmente una conexión cada 12 metros. El hecho de tener menos juntas implica ahorrar tiempo de montaje y reducir el margen de error, todo ello minimizando costes.
- ✓ Posibilidad de zanjas más pequeñas. La distancia entre las tuberías de acero es normalmente de 20 cm. Este espacio es necesario para soldar las tuberías. El sistema de plástico es tan flexible que la junta de la tubería puede ser premontada sobre el suelo y luego moverla a su emplazamiento definitivo en una zanja. Por lo tanto, las zanjas para tuberías de plástico pueden ser más estrechas ya que no es necesaria mantener una separación para soldadura de juntas. La tubería puede instalarse directamente una junto con la otra. Esto no sólo repercute en la construcción de la zanja, sino también en la reducción de las pérdidas de calor.
- ✓ Menor coste de bombeo. Las tuberías de plástico tienen una superficie de fricción diez veces inferior al valor de las de acero. Esto implica una pérdida de carga más baja por metro de tubería. Para un sistema centralizado de distrito

pueden utilizarse diámetros más pequeños de tubería para conseguir la misma pérdida de carga total.

- ✓ Mejor aislamiento sonoro. La velocidad de flujo máxima que se permite en las tuberías de acero suele basarse en la generación de ruido y/o en la pérdida de presión. Por este motivo, las tuberías de plástico pueden ser indicadas para velocidades de flujo más elevadas. Esto implica también que los diámetros de las tuberías de plástico pueden ser inferiores en comparación con las tuberías metálicas.
- ✓ Ingeniería más sencilla y menores tiempos de montaje. Mayor adecuación al terreno, tiene pocos componentes especiales que deban detallarse en los planos constructivos. Tampoco hay que emplear los dispositivos de expansión típicos de los sistemas de acero, debido a la constante elástica más baja y de las fuerzas de presión en el suelo. Todo ello significa ahorrar tiempo para la instalación de un sistema centralizado de distrito.

### Inconvenientes

- ✓ Limitación de las condiciones de uso (Temperatura y Presión). La principal desventaja de los sistemas de tubería de plástico para DH son las restricciones de temperatura y presión. La temperatura máxima de la mayoría de sistemas de plástico es de unos 95 °C con una presión máxima de 6 bar. Los sistemas de acero pueden trabajar a temperaturas y presiones mucho más elevadas que las tuberías de plástico. Esto significa que el sistema de tubería de plástico sólo se empleará para sistemas de calefacción y refrigeración de distrito secundarias a no ser que el sistema funcione con bajas temperaturas.
  - ✓ Difusión de gases a través del plástico. la mayoría de plásticos no son estancos a la difusión de gases, permitiendo el paso de los mismos. Existe el riesgo de que la difusión de oxígeno en el agua de la red y que éste reaccione con los componentes metálicos de las tuberías. El oxígeno disuelto corroerá los componentes de metal del sistema. Actualmente, sin embargo, hay fabricantes de tuberías de plástico especiales para DHC que han solucionado el problema de la estanqueidad a la difusión de gases.
  - ✓ Elevado coste material.
  - ✓ Limitación del diámetro de tuberías. En las grandes redes de calor y frío los diámetros por encima de DN 500 no son inhabituales. Sin embargo, en las tuberías de plástico los diámetros existentes en el mercado llegan hasta los 150 mm, el cual es demasiado pequeño para la distribución del calor o del frío. Esto supone, en la mayoría de los casos, un impedimento definitivo para no poder utilizar tuberías de plástico en los tramos principales. No son posibles diámetros superiores pues implican espesores de tuberías excesivamente elevados para la poca resistencia del plástico a altas presiones, tal y como se ha comentado anteriormente.
- Tuberías de acero con recubrimiento de acero. De uso muy restringido por su alto precio.
  - Tuberías en conducto de hormigón. Usadas en aplicaciones muy particulares.

### **4.3.2 Otros elementos de la red de distribución**

Además de la tubería, la red de distribución incorpora los siguientes elementos:

- ✓ Puntos de venteo y purga. Tanto en la puesta en marcha del sistema como en la operación del mismo, cualquier burbuja de aire que pueda haber en el circuito sea evacuada por estos puntos.
- ✓ Arquetas inspección. Son necesarias siempre que la red de distribución se encuentre enterrada en el subsuelo. En función del trazado del sistema se dispondrán de arquetas de inspección para poder efectuar el mantenimiento de las instalaciones, así como las pruebas que deban realizarse durante el funcionamiento de la instalación. Las arquetas deberán ser de fácil acceso, con una fácil manipulación de los sistemas y solo podrán ser utilizadas por personal autorizado. Se intentará que éstas se encuentren en los puntos más conflictivos del trazado.



*Ilustración 4.3-8. Arqueta de registro. Fuente ADHAC DISTRICLIMA*

- ✓ Sistemas de detección de fugas. El sistema de detección de fugas permite controlar la integridad del aislamiento de las tuberías. Se recomienda la instalación de un sistema de detección que dé dos tipos de señales de control:
  - \* Por un lado, en caso de rotura o grieta en una tubería, que ésta se pueda detectar y se dé la señal de fuga.
  - \* Por otro lado, en caso de infiltraciones en el terreno hacia la tubería, por una grieta o defecto en la protección exterior de la misma. En este caso se requiere una señal de aviso, dado que si una infiltración del terreno traspasa la protección exterior provoca humedades en el aislamiento de la tubería, haciendo que éste pierda sus propiedades.



*Ilustración 4.3-9. Cables de detección de fugas embebidos en el aislamiento. Fuente ADHAC.*

Los sistemas de detección de fugas en las tuberías consisten en cables que siguen las tuberías y que en principio se encuentran embebidos en el aislamiento. Los cables discurren a lo largo de la tubería. Una tipología habitual

es la instalación de cuatro cables, uno en cada uno de los cuadrantes de la sección del aislamiento y embebidos a la mitad de la capa de aislamiento. Estos cables conductores dan una señal al control de la instalación, que estará monitorizado.

- ✓ Elementos de corte para todos los elementos de la instalación.
- ✓ Se instalarán filtros para evitar la circulación de partículas por el sistema. Los filtros tendrán una densidad de la malla de entre 0,5 y 1 mm. Deberán estar equipados con una válvula que favorezca el limpiado del filtro sin necesidad del desmontaje de la válvula. El material de la malla será de acero inoxidable.
- ✓ Medidores de temperatura (termómetros o preferiblemente sondas) con resolución de máximo 1 °C. Se dispondrán asimismo de medidores de la presión con un rango de medida conforme con las presiones de funcionamiento de la instalación.
- ✓ Válvulas de seguridad y vasos de expansión.
- ✓ Válvulas para el correcto equilibrado hidráulico de la Red.

### 4.3.3 **Obra civil en la red de distribución**

La obra civil es siempre una partida relevante en el presupuesto de inversión de los sistemas de DHC. Si se trata de nuevos proyectos, este punto se puede incluir en el trazado urbano a desarrollar. Si se trata de sistemas a implementar en zonas ya urbanizadas, la partida de obra civil dentro del total del proyecto toma proporciones técnicas, económicas y sociales de carácter muy importante. En efecto, para zonas urbanas existentes, la obra civil implica el levantamiento de calles y debe tenerse en cuenta que muchas veces no hay documentación de lo que existe en el subsuelo, con las complicaciones que ello puede añadir al proyecto, ya sea a nivel de hallazgos arqueológicos o de la necesidad de rehacer otro tipo de instalaciones como canalizaciones de agua o electricidad que, en función de la antigüedad, no estén documentadas.

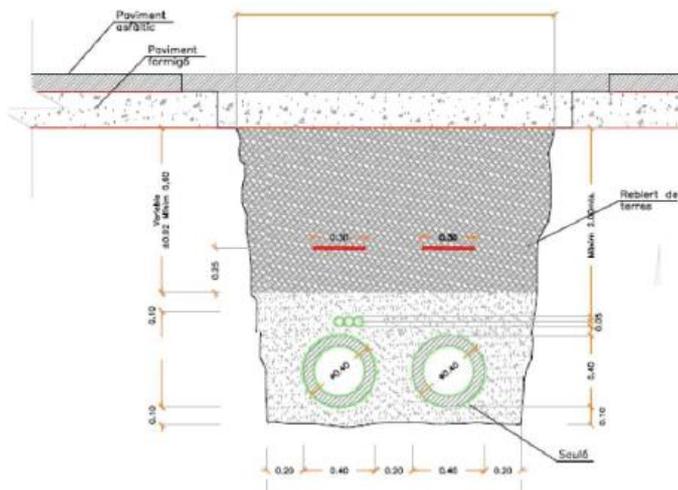
Aunque la mayoría de las redes son enterradas (en zanja), existe la posibilidad de instalar las tuberías de distribución de forma aérea o en galerías de servicios. Los costes en estas últimas son muy superiores al sistema de zanja.



*Ilustración 4.3-10. Distribución en galería de servicio. Fuente ADHAC.*

En general, realizar la instalación conjunta de tuberías junto con otros servicios (agua, telefonía, electricidad, ...), permite repartir los costes en beneficio de la rentabilidad del DHC. La anchura de las zanjas para la red depende de la decisión de si el sistema cubre sólo el servicio de calefacción y ACS o también incluye el suministro del frío, ya que en el primer caso habría dos tubos mientras que en el segundo serían cuatro. Es obvio

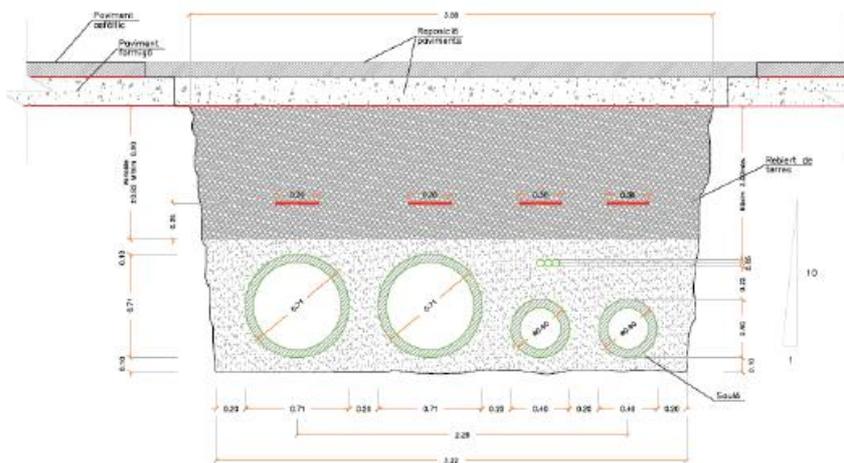
que, para las mismas potencias térmicas a repartir (y caudales), el diámetro de las tuberías de frío será mayor que el de la red de caliente pues el salto térmico en las mismas es del orden de 3-4 veces menor que en las de calor.



Il·lustració 4.3-11. Secció de zanja típica dos tubos. Fuente ADHAC



Il·lustració 4.3-12. Vista red en zanja típica dos tubos. Fuente ADHAC DISTRICLIMA



Il·lustració 4.3-13. Secció de zanja típica quatre tubos (en línia). Fuente ADHAC



Ilustración 4.3-14. Vista red en zanja típica cuatro tubos (en línea). Fuente IDEA MINETUR.

## 4.4 La Central Térmica

En la central (o centrales en el caso de generación distribuida) se disponen los equipos generadores, acumuladores, almacenamiento del combustible, bombeo y control para la red DHC. No se puede generalizar el diseño de las mismas, ya que son múltiples las tecnologías y fuentes energéticas que pueden emplearse [50]. Como ya se ha comentado, el uso combinado de energías residuales y de cogeneración, así como el empleo de energías renovables es clave para la viabilidad económica y medioambiental. Cabe citar:

- ✓ Calor de plantas de cogeneración.
- ✓ Calor de incineración de residuos: residuos sólidos urbanos, RSU.
- ✓ Recuperación de calor residual de procesos industriales.
- ✓ Fuentes de calor geotérmicas y almacenamiento de calor y frío geotérmico.
- ✓ Biomasa sólida.
- ✓ Energía solar térmica.
- ✓ Refrigeración de equipos mediante agua fría procedente directamente de mar, río o lago.

Es importante reseñar que, la cogeneración es la principal fuente de energía utilizada en las redes de distrito de calor en todo el mundo, siendo superior al 45% del total de calor generado en estas redes.



Ilustración 4.4-1. Central de generación en red de gran tamaño. Fuente IDAE.



*Ilustración 4.4-2. Central de generación en red de medio tamaño. Fuente IDEA.*

Si en la central hay hibridación con renovables en la producción de calor, habitualmente las renovables suelen cubrir la demanda base de la red, mientras que para la generación de pico suelen utilizarse tecnologías convencionales como el gas natural. En el caso de producción de frío, una posible estrategia sería utilizar máquinas de absorción en serie o paralelo con máquinas de compresión mecánica (alimentación eléctrica) sobre el mismo circuito de agua, donde los equipos de compresión mecánica cubren la demanda en horas valle (con o sin de acumuladores de frío) y se apoyan en los equipos de absorción en las horas punta.



*Ilustración 4.4-3. Central de generación de calor en red de pequeño tamaño. Fuente IDEA*

Como ya se comentó en el capítulo 2, la acumulación, estacional o no, siempre es necesaria en los sistemas solares térmicos [78]. En general, el objeto principal de los sistemas de acumulación es salvar el posible desacople temporal entre la producción de calor/frío en la central de generación y la demanda en los puntos de consumo, y asumir las variaciones instantáneas de consumo (picos). Además:

- ✓ Permiten una optimización de la generación en central al facilitar un mejor ajuste con la demanda, consiguiendo una curva de producción más plana y disminuyendo el número de ciclos marcha/paro.
- ✓ Reduce la potencia instalada en la central de generación
- ✓ Con sistemas de alimentación eléctrica, permite desplazar la producción a horas valle con el consiguiente ahorro económico.
- ✓ Permite garantizar un tiempo mínimo de suministro ante paradas (averías, mantenimiento).



*Ilustración 4.4-4. Acumuladores de agua caliente de 100 m<sup>3</sup> (Ud). Fuente MINETUR*

En este punto es conveniente recordar que, es importante que en la fase de Planeamiento Urbanístico queden perfectamente especificados y reservados los espacios para la red de tubería y la central (esta última en zona de equipamientos públicos). Otra cuestión a considerar en cuanto a la ubicación de la central, es que éstas llevan asociadas una o varias chimeneas (siempre que haya proceso de combustión), y que la altura mínima de la chimenea está relacionada con la altura de los edificios más cercanos.

## 4.5 Subestaciones en los edificios

Las subestaciones conectan el sistema de distribución de la energía, la Red, con los consumidores del edificio (o instalaciones). Las subestaciones adecúan la presión y la temperatura de la red de distribución a las condiciones necesarias en la red interna del edificio. Los elementos básicos de una subestación son:

- Intercambiadores de calor/frío.
- Equipo de regulación y control.
- Equipo de medida de energía.

Para determinados consumidores, la subestación también puede incluir depósitos (en el lado secundario). Esto permite reducir la potencia de la subestación, un funcionamiento más estable para la misma, y una buena respuesta a demandas punta (hoteles, centros deportivos, hospitales, ...).

Cabe diferenciar dos tipos:

- De conexión directa. No existe cambiador de calor. Como no hay separación de circuitos, el agua de la red de distribución entra a la instalación interior de los edificios. En términos generales, pese a su simplicidad y bajo coste, no se recomienda, ni siquiera en pequeñas instalaciones.

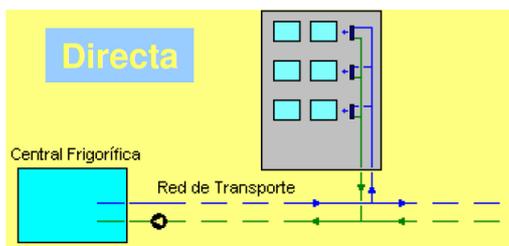


Ilustración 4.5-1. Esquema de conexión directa de los usuarios a la Red.

- De conexión indirecta. El uso de un intercambiador de calor permite independizar temperaturas, presión y tipo de fluido del circuito primario (la Red) y de los secundario (instalación interior del usuario). En redes de distrito antiguas se utilizaban intercambiadores de carcasa y tubos, especialmente en redes que distribuían el agua a temperaturas por encima de 100 °C. Con la aparición de los intercambiadores de placas, estos últimos han pasado a ser los más utilizados en las subestaciones. Hay dos tipos de intercambiadores de calor de placas que se usan y que se diferencian básicamente por la unión de sus placas:
  - ✓ De placas termo-soldadas. Son más económicos y requieren poco mantenimiento por la ausencia de juntas. Este tipo de intercambiadores tienen el inconveniente de que sólo cubren hasta una cierta potencia y exigen un esmerado mantenimiento para evitar incrustaciones.



Ilustración 4.5-2. Cambiador placas termosoldadas. Fuente Districlima.

- ✓ De juntas. Cubren toda la gama de potencias, son más caros y requieren un mantenimiento (hay que cambiar las juntas cada cierto tiempo). Una ventaja importante es que, al disponer de juntas, es posible desmontar las placas del intercambiador para limpiar las incrustaciones.

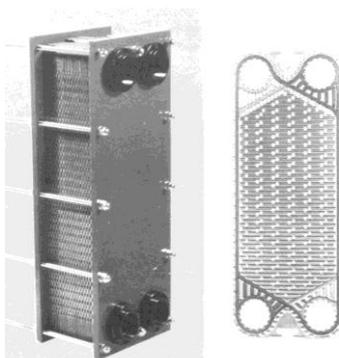


Ilustración 4.5-3. Cambiador de placas. Fuente Sedical

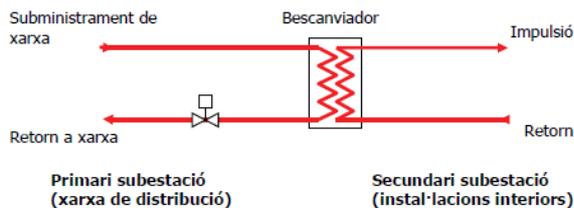


Ilustración 4.5-4. Esquema simplificado de subestación mediante cambiador. Fuente DISTRICLIMA.

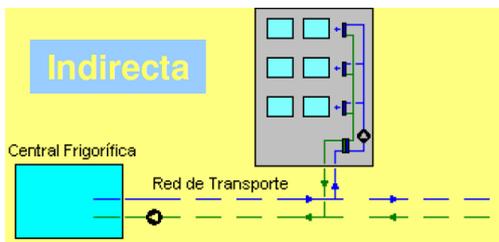


Ilustración 4.5-5. Esquema de conexión indirecta de los usuarios a la Red.



Ilustración 4.5-6. Cambiadores en subestación de gran potencia. Fuente ADHAC.

Para cargas térmicas hasta un máximo de 1.500 kW el mercado ofrece módulos compactos y prefabricados que tienen un menor tiempo de instalación.



Ilustración 4.5-7. Cambiador premontado para subestación de pequeña potencia. Fuente Eferm.



*Ilustración 4.5-8. Cambiador premontado para usuario individual. Fuente ADHAC*

La producción de ACS se podrá realizar tanto a partir de la instalación secundaria de calefacción, como mediante un intercambiador independiente conectado directamente al primario de la red, en paralelo con el intercambiador de calefacción. Es necesario señalar que, con uno u otro sistema, deberán garantizarse las temperaturas mínimas en el ACS para la prevención de legionelosis.

Usualmente, en la conexión indirecta se considera subestación desde la válvula de acometida hasta las válvulas de cierre de los cambiadores en el lado del primario. A partir de este punto se considera instalación interior (y responsabilidad del cliente). Obviamente, en las subestaciones indirectas debe tenerse en cuenta, aparte del coste adicional del intercambiador de calor, la reducción de la temperatura de utilización (respecto a la de la red) y una pérdida de carga adicional debido al cambiador y los necesarios accesorios.

Las subestaciones se dimensionarán de forma que el usuario disponga de la energía suficiente para abastecer sus necesidades de agua caliente sanitaria, calefacción y refrigeración (potencias pico). El enfriamiento (en caso de calefacción y ACS) o el calentamiento del fluido (en caso de refrigeración) debe ser el máximo posible, es decir, el salto térmico en el intercambiador se debe optimizar para reducir el coste de bombeo de la red.

Los materiales que se emplean en las subestaciones deben cumplir las siguientes características:

- Deben resistir la presión y temperatura máxima de trabajo prevista para los mismos.
- En el circuito en contacto con el ACS serán de calidad alimentaria.

En algunas redes de calor de pequeño tamaño (y para clientes con demanda reducidas), esta separación se realiza mediante un depósito interacumulador (volúmenes de hasta 1.000 litros). El agua caliente del interior del depósito corresponde al circuito secundario y la de la red circula por el serpentín intercambiador. Para acumuladores de más de 1.000 litros la separación de circuitos se realiza mediante un intercambiador de placas exterior (que exige una bomba adicional y su control).

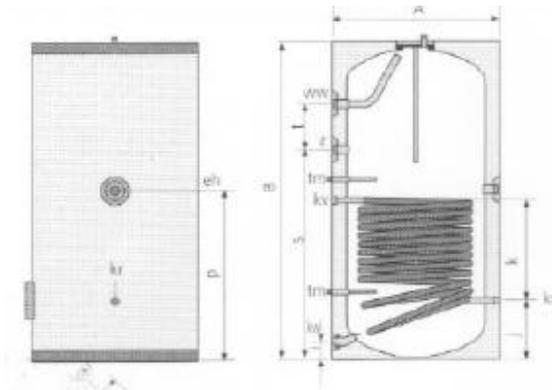


Ilustración 4.5-9. Interacumulador de un serpentín.

Tanto para el caso de calor como de frío, el lazo de regulación principal en las subestaciones se realiza sobre la temperatura del circuito secundario, con una temperatura de consigna del agua que se envía al usuario. Además de este lazo de regulación principal, es aconsejable añadir un segundo lazo de regulación para aumentar la eficiencia energética del sistema global de redes de distrito. Así, si la temperatura de retorno del circuito primario supera un cierto valor de consigna, se reducirá la temperatura de salida del secundario hasta conseguir en la salida del primario el valor deseado.

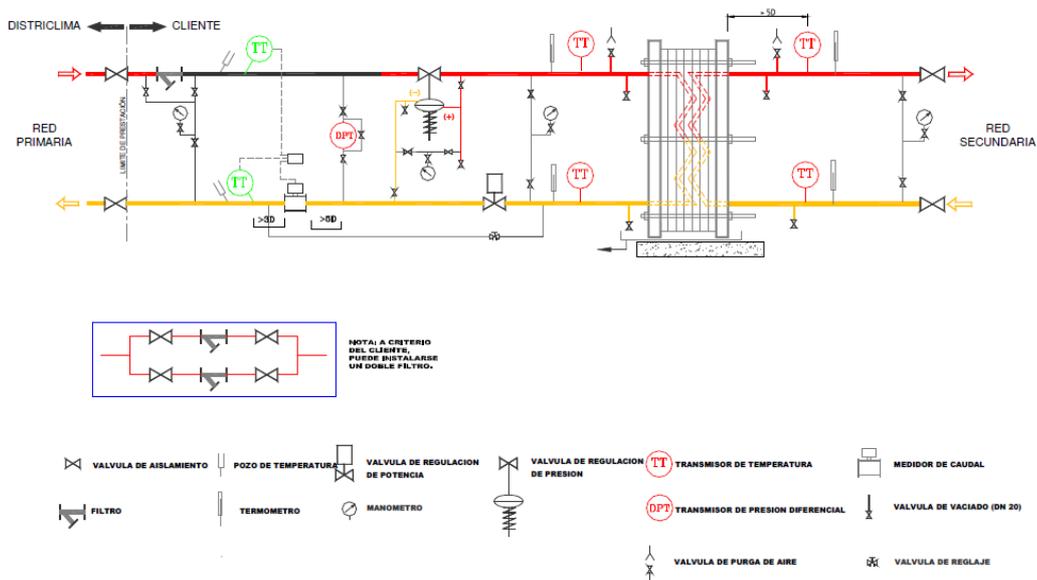


Ilustración 4.5-10. Esquema de subestación con un cambiador. Fuente DISTRICLIMA.

Se recomienda firmemente la regulación de todos los equipos terminales de la instalación interior mediante válvulas de 2 vías. Se debe evitar incluir cualquier sistema con mezcla de agua de los circuitos de impulsión y retorno.

El sistema de control de las subestaciones garantizará siempre el suministro de ACS prioritariamente al de calefacción. Este proceder es habitual pues, en general, el sistema de calefacción tiene suficiente inercia como para no verse sensiblemente afectado por una parada en el suministro energético en un corto periodo de tiempo.

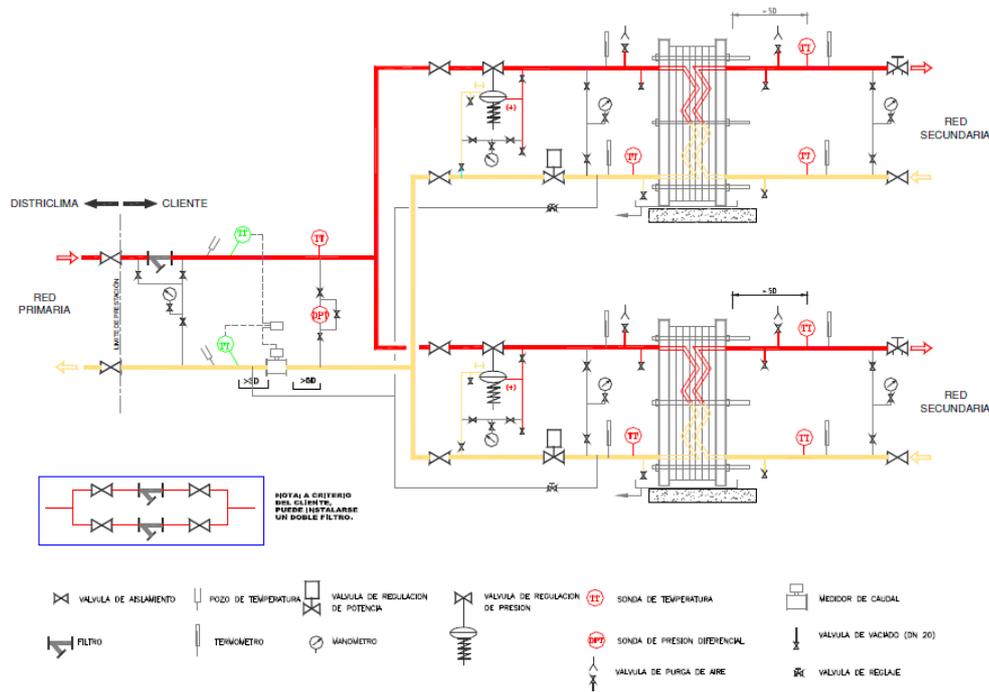


Ilustración 4.5-11. Esquema de subestación con dos cambiadores. Fuente DISTRICLIMA

Además, las subestaciones estarán dotadas de:

- ✓ Válvulas de corte en todas sus conexiones, de forma que se pueda efectuar el mantenimiento de la subestación o la sustitución de ésta en el momento que sea necesario sin la necesidad de vaciar buena parte del circuito.
- ✓ Válvulas de equilibrado para controlar el flujo máximo que entra en cada una de las subestaciones. Éstas deberán tener una pérdida de carga máxima de 0,1 bar, de forma que no penalice de manera excesiva el funcionamiento de la bomba de circulación.
- ✓ Limitadores de potencia.
- ✓ Comunicación con la central a través de tecnología GSM o de fibra óptica.

Mención especial merecen los contadores de energía. Cada subestación deberá disponer de un sistema de contadores que mida la energía consumida, frío o calor, procedente del DHC para cuantificar los consumos individuales por unidad de facturación, tal y como establece el RITE. En función del tipo de subestación se adoptará el procedimiento de medida más adecuado. Es importante señalar aquí, que las principales diferencias entre las diferentes soluciones de contabilización de la energía consumida en las subestaciones, responden a la casuística para los distintos tipos de unidades de facturación. A modo de ejemplo, para el gestor de la Red, el cliente puede ser el edificio o cada una de las viviendas del mismo. Como caso relevante, para un edificio de viviendas, la medida diferenciará:

**Calor.** Contaje del consumo de calor en el inicio de cada ramal individual a la vivienda. Se puede separar entre el consumo de para el ACS el consumo para calefacción, si el sistema de distribución en el interior del edificio está diferenciado.

Frío. Contaje del consumo de frío el inicio de cada ramal individual a la vivienda.

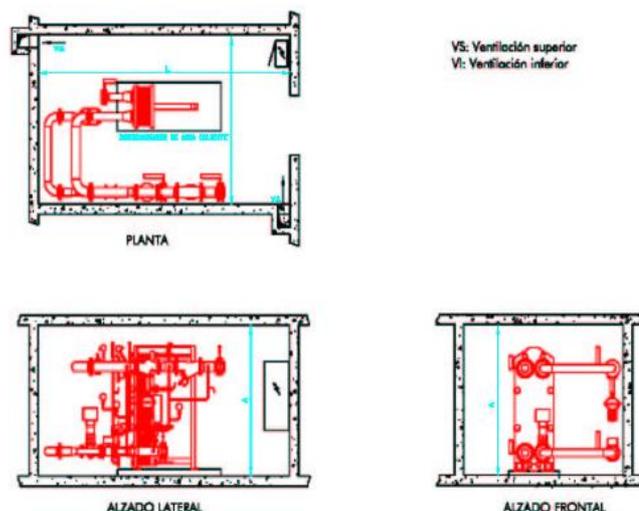
En cualquier caso, los contadores de energía y las subestaciones se instalarán en un espacio común del edificio, cerrado y registrable.

Características mínimas de los contadores de calor y frío:

- ✓ Medida de caudal, instantáneo y acumulado.
- ✓ Medida de las temperaturas de impulsión y de retorno.
- ✓ Conexión mediante señal bus a una central de recogida de datos, ya sea dentro del mismo edificio en el espacio centralizado de entrada del DHC, ya sea vía telemática.
- ✓ El registro de datos deberá permitir sacar históricos de consumos.

El espacio donde se ubique la subestación cumplirá los siguientes requisitos:

- ✓ Dimensiones adecuadas para la operación y mantenimiento de los equipos.
- ✓ Prever bancadas de hormigón para los intercambiadores.



POTENCIA (kW)	100 a 1 000	1 000 a 1 500	1 500 a 3 000
L (m)	3,20	3,50	4,00
I (m)	2,20	2,60	2,60
A (m)	2,50	2,50	2,50
Carga al suelo (kg/m <sup>2</sup> )	1.000	1.000	1.200

Ilustración 4.5-12. Vistas de sala técnica con un cambiador y dimensiones aproximadas. Fuente *DISTRICLIMA*.

- ✓ La sala no podrá tener elementos de riesgo para la seguridad y la salud.
- ✓ Se mantendrán las siguientes condiciones ambientales:
  - \* Temperatura: entre 5°C y 40°C (máximo)
  - \* Humedad: < 80%

- \* Ventilación: natural o mecánica, en ambos casos con una tasa de renovación de aire permanente de 3 renovaciones hora, como mínimo.
- \* Luz: nivel mínimo de iluminancia 150 lux.

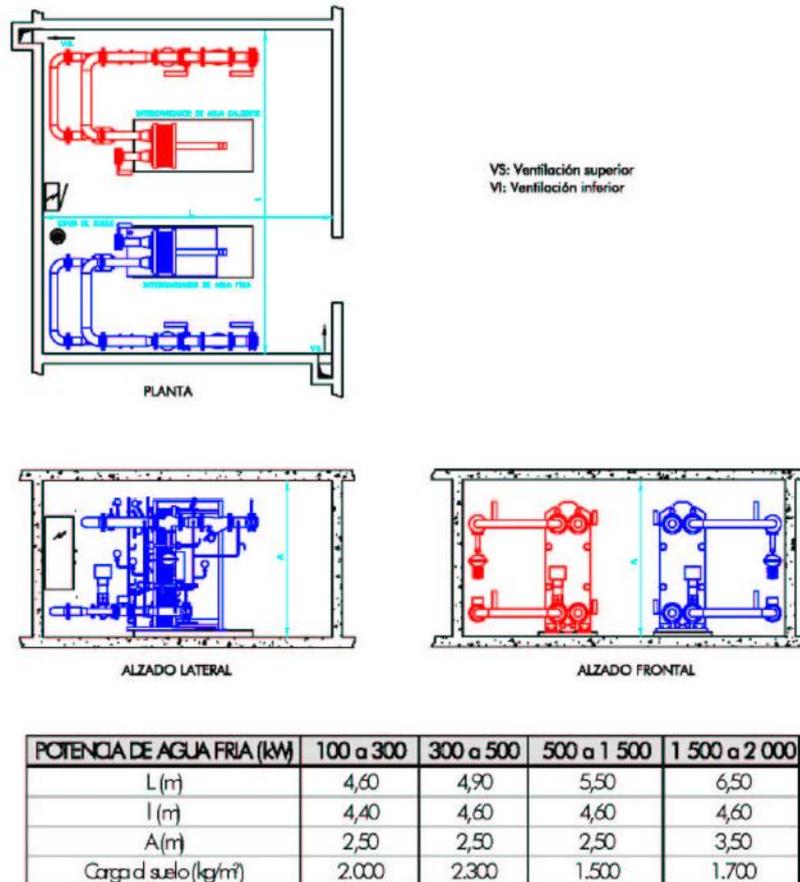


Ilustración 4.5-13. Vistas de sala técnica con dos cambiadores y dimensiones aproximadas. Fuente *DISTRICLIMA*.

- ✓ Prever una acometida de agua (DN 25) y una toma para la limpieza de los equipos. Evacuación de aguas. Instalar, por debajo de cada intercambiador de frío, una bandeja de recogida de agua de condensación. En la sala prever sifones de suelo o pozos para la evacuación de dichas aguas y de las de limpieza.
- ✓ Electricidad. Alimentación desde del cuadro eléctrico general del edificio y si fuera necesario de una fuente de corriente de emergencia. Prever una toma de corriente III-380 con tierra / 32 A, operación y mantenimiento, y una alimentación eléctrica a 220/16 A, para el control.

## 4.6 Consideraciones de diseño y operacionales de la Red.

Aunque en el pasado se utilizó agua sobrecalentada y vapor, en la actualidad, las modernas redes utilizan agua como fluido de trabajo. A día de hoy, en Europa occidental se tienen redes de calor en operación en un rango entre 90 y 150°C, mientras que en EE.UU y la antigua Europa de Este son de mayor presión y temperatura (150 - 180°C). La tendencia actual en Europa son las redes de agua caliente de baja temperatura porque:

- El coste de la inversión es un más bajo en consonancia con la menor dificultad técnica comparación con los sistemas de alta temperatura. (diseño, materiales, montaje, operación, ...).
- Tienen menos pérdidas de calor en la red de distribución y menos fugas de fluido caloportador.
- Es más fácil ampliar un sistema de baja temperatura.
- Los sistemas de baja temperatura se adaptan más fácilmente al uso de energías renovables (biomasa sólida, solar, geotermia de baja temperatura, ...) y de calores residuales y cogeneración.
- Si se emplea cogeneración, con carácter general, puede aumentarse la producción eléctrica (energía de más calidad), disminuyendo el nivel de temperatura de la salida térmica.

La calidad del agua en circulación por la red puede afectar al funcionamiento de la misma. Las aguas no tratadas pueden causar problemas de corrosión y/o incrustaciones, reduciendo la sección de paso e, incluso, llegando a perforar la tubería. De lo anterior, es importante el tratamiento de aguas y el control de la calidad de la misma. Los valores de calidad del agua para los sistemas de DH y los de DC son muy similares, aunque para los sistemas de DC el mantenimiento es mucho menor, y los problemas mucho más reducidos debido a que las temperaturas que se utilizan son inferiores a los 20 °C y, por lo tanto, el riesgo de aparición de corrosión es menor. En ambos casos se produce la aparición de incrustaciones. En el agua de la red de frío debe introducirse biocida para evitar el crecimiento biológico de bacterias que provocarían la corrosión de las tuberías.

Respecto a la temperatura de operación de las redes de distrito:

Calor: Actualmente, la impulsión se realiza entre 70 y 90 °C. El salto térmico en el retorno se procurará que sea lo más alto posible (típico 30 °C). En efecto, para la distribución de calor, cuanto menor sea la temperatura de impulsión menores pérdidas de calor de la red, pero exige una mayor capacidad de tubería y de bombeo por el menor salto entálpico. Por lo tanto, la temperatura de distribución se decide como un compromiso entre la eficiencia (menores pérdidas) y el coste de instalación de tubería y el coste energético de bombeo en la fase de operación de la red.

Actualmente, el tipo de sistema de calefacción de los edificios interconectados es el mayor condicionante para la elección de la temperatura de impulsión en la red. De lo anterior es obvio que, esta cuestión es un factor externo que determina la rentabilidad del conjunto del sistema de DHC. Una temperatura más baja en la distribución de calor se adaptará bien a un sistema de aire (fan-coil) o a los más novedosos por suelo radiante. En calefacción convencional por radiadores, se necesitará un emisor de mayor tamaño. Este efecto puede compensarse parcialmente con la tendencia a la reducción de la demanda energética para la climatización en los nuevos edificios. En cuanto al ACS, el límite inferior de calor es de 70 °C para que los edificios que lo necesiten puedan realizar el tratamiento para la legionela. En la figura siguiente se muestran temperaturas típicas en el cambiador de calor de la subestación.

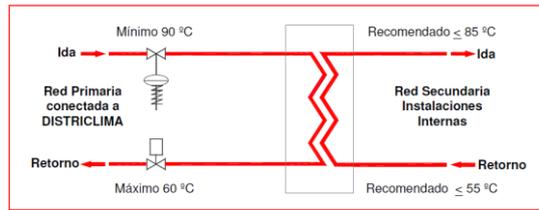


Ilustración 4.6-1. Temperaturas típicas en subestación. Calor. Fuente ADHAC

**Frío.** En los sistemas equipados con unidades de compresión, la temperatura suministrada oscila entre 4 y 7 °C. En los sistemas equipados con enfriadoras térmicas, la temperatura de impulsión es de 7-8 °C. El salto térmico en el retorno, al igual que en calor, se procurará que sea lo más alto posible. En el caso de que existan simultáneamente enfriadoras térmicas y de compresión, las temperaturas usuales de operación son de ida 7-8 y retorno 12-14 °C. En la figura se muestran temperaturas típicas en la subestación.

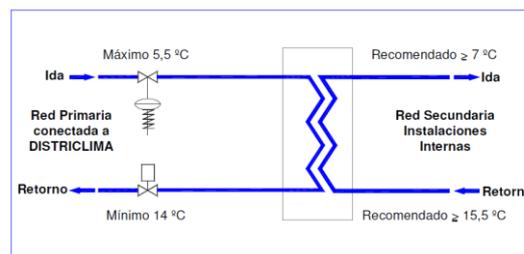


Ilustración 4.6-2. Temperaturas típicas en subestación. Frío. Fuente ADHAC

Se indican a continuación temperaturas típicas de trabajo para distintos sistemas de climatización:

- Instalación con producción de ACS: 70 a 85°C
- Instalación con fancoils y/o climatizadoras: Calor 45 a 55°C , Frío de 7-8.
- Instalación con radiadores: 70 a 85°C.
- Suelo radiante: Calor 35 a 45 °C - Frío 15 a 18 °C.

La red de distribución debe ser capaz de aportar la demanda de calor/frío que pueda existir en un momento concreto. Existen dos formas básicas de controlar la cantidad de energía que la red pone a disposición de los consumidores en un determinado periodo (la potencia vertida a la red por la central).

- Variación de la temperatura de impulsión y caudal de fluido constante.
- Variación del caudal de fluido y temperatura de impulsión constante. Actualmente, se prefiere trabajar a caudal variable, ya que a temperatura variable, sobre todo en grandes redes, la capacidad de reacción de la central de producción ante las variaciones en la demanda es más lenta que en la primera opción. En grandes instalaciones, lo más habitual es una regulación de la temperatura de suministro estacional y una regulación de caudal instantánea.

La tabla siguiente muestra valores típicos de las temperaturas en Redes para Dinamarca .

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

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. Gracias a las nuevas tecnologías, se han desarrollado sistemas dinámicos que son capaces de operar hora a hora cerca del punto óptimo basándose en la medida de la demanda de calor permitiendo la reducción de las pérdidas térmicas en un 7.5% respecto al nivel de referencia.

La determinación de los diámetros de la tubería es una de las principales decisiones del diseñador de un sistema de calefacción urbana. En Europa, son criterios de diseño actuales:

- ✓ 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 m/s). Suele situarse entre 1 y 2 m/s.
- ✓ La pérdida de carga lineal se toma entre 100-150 Pa/m (típica).
- ✓ La presión nominal del sistema normalmente es 16 bar.
- ✓ Las pérdidas en redes modernas se sitúan entre el 10 y el 15% del calor que transportan y entre el 7 y el 10 % en el caso de frío.

En el diseño de la red se prevén las oportunas válvulas de equilibrado hidráulico entre los diferentes ramales para garantizar los caudales correctos de la red.

Las redes DHC pueden presentar 3 tipos de bombeo [50]:

- Bombeo centralizado. 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. En la figura siguiente se muestra esta opción para una red de frío.

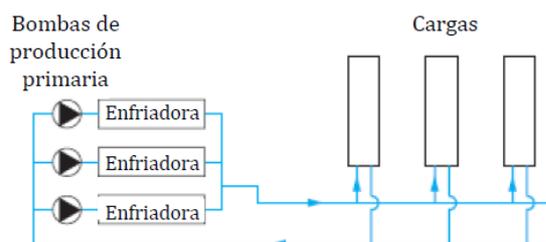


Ilustración 4.6-3. Bombeo centralizado. Caudal constante. Fuente IDEA 2009.

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. Estos sistemas pueden ser inadecuados para cualquier ampliación de la red.

- Bombeo primario y secundario. En el diseño anterior, 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). 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. En la figura siguiente se muestra esta opción para una red de frío

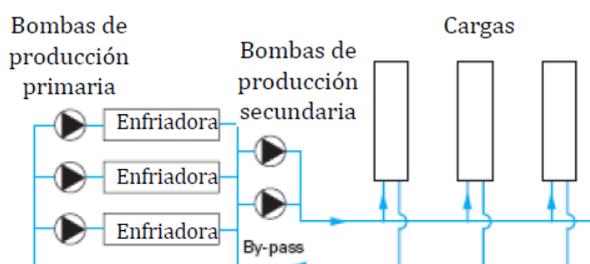


Ilustración 4.6-4. Bombeo primario – secundario.

- 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. En la figura siguiente se muestra esta opción para una red de frío.

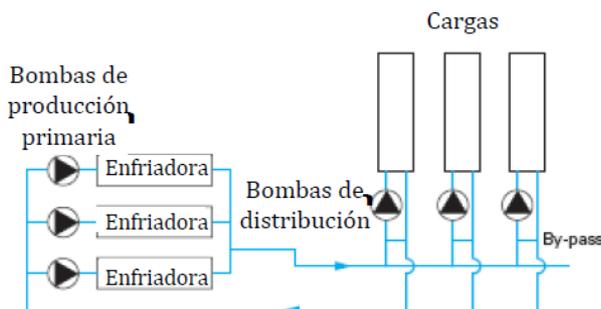


Ilustración 4.6-5. Bombeo distribuido.

## **Capítulo 5**

### **Aspectos Económicos. Plan de Negocio de un DHC**

#### **5 Aspectos Económicos. Plan de Negocio de un DHC**

##### **5.1 Estructura del Plan de Inversión y Financiación**

###### **5.1.1 Introducción**

En este capítulo se propone una estructura de inversiones, de formación de costes y de precios de venta de aplicación general en la fase de Estudio de Viabilidad. [1], [50], [53]. Aunque la extensa casuística en los proyectos de redes DHC siempre exija un estudio que contemple las posibles particularidades de los mismos, la estructura aquí propuesta es la habitual en España (y en la CE) en este tipo de proyectos.

Como particularidad de los proyectos DHC (infraestructuras de servicio público generalmente ocupando suelo público), en proyectos de un cierto volumen se destaca la necesidad de que parte de la inversión sea asumida inicialmente por la Administración. Esta última podrá recuperar la inversión en la fase de explotación mediante el cobro de cuotas o de un canon.

###### **5.1.2 Estructura de la inversión**

Parece obvia la conveniencia de dividir la inversión para un proyecto de DHC en:

- Centrales de producción: incluye adquisición y montaje de los equipos para la producción de calor y frío, equipos de acumulación de frío, equipos auxiliares y obra civil.
- Red de distribución: incluye como partidas más importantes el suministro y montaje de las tuberías, y la obra civil para la ejecución de galerías, zanjas y posterior urbanización.
- Subestaciones de todos los usuarios (si son propiedad de la sociedad explotadora).
- Costes de estructura: incluye costes de ingeniería, seguimiento, administrativos, financieros, seguros, impuestos y tasas, ....
- imprevistos.

Para evitar desviaciones en el Presupuesto de Ejecución, es importante ya en la fase de Estudio de Viabilidad, no olvidar partidas de equipos, sistemas y tareas auxiliares que repercuten significativamente en el mismo. Cabe citar:

- En centrales de producción: electricidad (Alta y Baja Tensión), acometida de gas, grupo electrógeno, tratamiento de agua, sistema de depuración de gases de combustión, ventilación de la Central, sistema de control, instalación contra incendios, ...

- En la Red de Distribución: seguridad y prevención, señalización y desvíos, limpieza y pasivación de la red.

En cuanto a los costes de Estructura, son comunes a los que se consideran en proyectos de obra civil. Cabe citar las siguientes partidas:

- Ingeniería. Se puede considerar entre un 5% y un 10% del coste total de inversión física.
- Seguimiento y Gestión del proyecto por parte del Adjudicatario. Se puede considerar entre un 2% y un 5% del coste total de la inversión física. Es un coste interno del adjudicatario.
- Financieros derivados de las necesidades de financiación de la obra. Este coste es activable como parte de la inversión.
- Seguros. Se considerarán tanto los seguros obligatorios como los potestativos como, por ejemplo, el de responsabilidad civil (RC) o el de todo riesgo de obra (TRO).
- Impuestos y/o tasas de la Administración. Actividad, de Obra, ....

Respecto a los imprevistos, comentar dos cuestiones:

- a) Pueden estimarse como un porcentaje sobre el montante total de la inversión física, o asignar porcentajes distintos para las partidas principales (centrales, red de distribución y subestaciones), considerando que cada una de ellas presenta una complejidad diferente y, por lo tanto, un diferente grado de incertidumbre. Por ejemplo, un trazado de red en zona urbana existente presenta un nivel de imprevistos mucho más elevado que la ejecución de una subestación.
- b) El nivel de imprevistos a considerar para cada partida principal puede oscilar entre el 5% y el 20% dependiendo del nivel de complejidad de la obra y del nivel de detalle alcanzado en la ingeniería del proyecto. Este último aspecto, aunque obvio, se descuida de forma sistemática. El gasto en un adecuado nivel de detalle en el Proyecto de Ejecución, se ve sobradamente compensado en la reducción de “imprevistos” en la partida correspondiente.

### **5.1.3 Estructura de financiación**

Es una característica de los proyectos de DHC, que las inversiones a realizar por el Adjudicatario suelen realizarse mucho antes de que se inicie el período de explotación comercial de la red DHC. Además, es frecuente que, en el momento de acometer la mayor parte de la inversión, el número de clientes inicial sea reducido respecto al total previsto. Cabe mencionar aquí que, en la práctica, la obra civil de las centrales o la ejecución de la red principal de tubería, se realiza en el momento inicial, independientemente del número de clientes conectados. En consecuencia, el volumen de negocio generado puede ser insuficiente para empezar a rentabilizar las inversiones realizadas.

Estos escenarios suelen crear de inicio elevadas tensiones financieras al Adjudicatario, haciendo menos atractivo el proyecto a los inversores privados o incluso ser causa de inviabilidad económica del proyecto. Es por ello que, normalmente, es necesaria una decidida participación de la Administración para facilitar la realización de los proyectos de este tipo. Como ya se ha comentado anteriormente, en muchos casos

será necesario para garantizar la viabilidad del proyecto, que parte de la inversión sea asumida, inicialmente por la Administración en proyectos de un cierto volumen. Como ya se ha comentado, esta última podrá recuperar la inversión a partir del cobro de unas cuotas o de un canon.

Para superar estos escenarios, donde la inversión inicial no se puede temporizar al mismo ritmo que la conexión de los clientes, la Administración podrá realizar aportaciones económicas para que el proyecto resulte viable a través de las siguientes cuatro vías principales no excluyentes entre sí:

- Participaciones en el accionariado de la sociedad explotadora.
- Créditos blandos.
- Subvenciones.
- Inversiones directas a recuperar mediante cánones y tasas.

En este último caso, por ejemplo, podría asumir la inversión de la red de distribución o de la obra civil de la central de producción. Estas instalaciones serán posteriormente cedidas en uso a la sociedad explotadora. De esta manera, las fases iniciales del proyecto se verán menos afectadas por el retraso en la conexión de los clientes.

Adicionalmente, la Administración puede apoyar este tipo de proyectos a nivel legislativo. Ejemplos típicos serían aprobar bonificaciones a la eficiencia energética o a la reducción de las emisiones de CO<sub>2</sub>.

Aún con una participación directa de la Administración en los proyectos, la parte más importante de la inversión total suele ser asumida por los promotores privados. Para estos proyectos se requiere una visión estratégica de negocio a largo plazo, además de una probada solvencia empresarial y financiera, lo que reduce el número de potenciales empresas promotoras.

Si procede, es conveniente incluir en la fase del Estudio de Viabilidad una primera propuesta donde se distinga para las distintas partidas principales del proyecto, qué parte asume la inversión y qué parte la ejecuta (no necesariamente coinciden).

## **5.2 Opciones societarias para la promoción y explotación de redes DHC**

Además del beneficio medioambiental esperado, una red DHC debe ser un negocio viable, que genere un beneficio económico razonable. Para ello se requiere de una gestión absolutamente profesional, y con un sólido conocimiento, tanto a nivel técnico, como a nivel empresarial.

Como complemento a lo expuesto en los dos apartados anteriores, se comentan de forma breve las opciones societarias usadas en este tipo de proyectos:

- Una empresa/entidad pública. En este caso la Administración se ocupa de promover el proyecto, financiarlo y finalmente administrar su funcionamiento. Para redes con una mínima magnitud, es necesario disponer de una entidad o un departamento con la capacidad técnica para realizar la operación y mantenimiento, capacidad de gestión económica, administrativa y comercial.

Aunque es posible externalizar una parte, o incluso todas las tareas mencionadas, éste no es un escenario óptimo, ya que la administración sigue corriendo con todos los riesgos relacionados con el negocio, y las contratistas no tienen ningún incentivo de velar por la eficiencia energética o reducción del impacto ambiental. Si se opta por un gestor público, es más conveniente dotarlo de capacidad técnica y de gestión, externalizando únicamente lo razonable como, por ejemplo, el mantenimiento correctivo o preventivo de los grandes equipos.

- Una empresa mixta pública-privada. En el caso de que se apueste por una participación mixta, es importante establecer con claridad el rol y el calendario de actuaciones de ambas partes, poniendo especial atención en asegurar la oportuna disponibilidad los recursos financieros necesarios.
- Una empresa privada. A día de hoy, al menos en España, es muy difícil la promoción exclusivamente privada redes de medio o gran tamaño.
- Una cooperativa formada mayoritariamente o exclusivamente por los usuarios del sistema. Esta opción es válida en redes de tamaño muy reducido.
- Una junta de propietarios/consumidores. Como la anterior, aplicable solo a redes de tamaño muy reducido.

Históricamente, muchos proyectos pioneros de redes DHC (Europa Central o en Escandinavia) [62] [27] eran de promoción y gestión públicas. Indudablemente, con estos primeros proyectos se pretendía promover, a modo de actuaciones ejemplares viables, este tipo de sistemas tanto del lado de la oferta (empresas del sector energético), como de la demanda (usuarios). A día de hoy, muchas de ellas han sido total o parcialmente privatizadas.

En estos últimos años, el parque de redes DHC en España ha proporcionado una valiosa experiencia para las empresas del sector energético en este tipo de instalaciones, y se ha despertado el interés en estos sistemas por una parte del sector privado (promoción y usuarios), por lo que ya no es indispensable que la promoción de nuevos sistemas pase por una actuación exclusivamente pública, al menos en pequeñas redes.

## **5.3 Estructura de los precios de venta**

### **5.3.1 Cuestiones generales**

Los precios serán fijados considerando:

- El punto de vista del usuario: En general, salvo consideraciones adicionales, la referencia será el coste de la solución convencional. Deben considerarse:
  - ✓ Inversión en equipo (bombas de calor, calderas...) en el caso de que corra a cargo del usuario final.
  - ✓ Costes de energía de la solución convencional, incluyendo la parte proporcional del coste fijo de conexión (término de potencia).
  - ✓ Mantenimiento de las instalaciones de producción individuales.

- ✓ Costes de reposición de equipos al final de su vida útil.
- Desde el punto de vista de la Empresa explotadora: Obviamente, el precio de venta mínimo será aquel que cubra sus costes de explotación y que proporcione la rentabilidad mínima establecida en su Plan de Negocio.

Si en el ámbito de la red se prevé la coexistencia de tipologías distintas de clientes, en la fijación de los precios será conveniente considerar tarifas distintas. Sería un ejemplo, distinguir entre residencial, terciario e industrial. El pliego de Condiciones del concurso debe definir qué tipo de precios o tarifas será necesario contemplar. Además, incluirá un sistema de revisión de precios y tarifas, tanto de los derechos de conexión como de los precios de conexión. La periodicidad de la revisión debería ser, como mínimo, anual. En el pasado reciente, las tarifas sobre el consumo de energía, se revisaban en relación al IPC y a la evolución de las tarifas oficiales de gas natural y electricidad, publicadas en el BOE. Con la desaparición de las tarifas reguladas y las incertidumbres y fluctuaciones propias del mercado libre, la indexación de los precios debe basarse en otros indicadores. Éstos estarán vinculados tanto a los costes variables de producción de la red como a los costes variables de un sistema convencional. En el Pliego del Concurso es aconsejable que se indique un mecanismo alternativo de revisión de precios en caso de que el sistema inicial quede invalidado.

### **5.3.2 Derechos de conexión**

El derecho de conexión suele ser el pago único inicial que debe realizar el usuario para conectarse a la red. Este derecho, presente en otros servicios (gas, electricidad, telefonía,...) tiene por finalidad que el usuario participe en el esfuerzo inversor del promotor de la Red. La fijación del derecho de conexión suele ser en función de la potencia contratada, basada en unos precios prefijados para calor y frío. En general, el derecho de conexión sólo se aplica una vez por edificio, aunque cambie el titular del mismo. En caso de que el edificio aumentara las potencias contratadas, se aplicaría el derecho de conexión al valor del incremento de potencia.

El derecho de conexión es una de las formas de financiación del proyecto y normalmente la paga el promotor/constructor de los edificios.

### **5.3.3 Estructura de la Tarifa**

Como prestación del servicio entendemos el suministro de energía (Calor y/o Frío). En principio se considera que la solución más adecuada es establecer una tarifa separada por calor y una por frío, considerando que las inversiones y los costes de explotación son diferentes para ambas energías. La tarifa de cada una de las energías (calor y frío) habitualmente se compone de:

- Parte fija. Usualmente es el producto de la potencia contratada, en kW, por un término fijo prefijado, expresado en €/kW-año (En la tarifa eléctrica correspondería al término de potencia).
- Parte variable. Se calcularía como el producto de la energía consumida, en kWh, y el precio aplicable de la tarifa a la unidad energética, €/kW. (En la tarifa eléctrica correspondería al término de energía).

En este punto cabe indicar que, en grandes redes DHC, el término variable puede resultar de interés repartirlo en dos:

- Parte variable de energía: producto del consumo del período, en kWh, por el término variable de energía, en €/kWh.
- Parte variable de volumen de agua circulada: producto del volumen circulado en el primario del cambiador de la subestación en el período, m<sup>3</sup>, por el término variable de volumen, €/m<sup>3</sup>, especificado en la tarifa.

El objeto del término variable de volumen, es incentivar a los clientes para que utilicen todo el salto térmico de la red. Cabe recordar aquí que, para un consumo de energía determinado, cuanto mayor sea el salto de temperaturas en el primario de la subestación del cliente, más pequeño será el caudal de red que circulará por la subestación, lo que supone para el operador del sistema una reducción del caudal en circulación y, por lo tanto, una reducción en el coste de bombeo. Lo anterior permite trasladar al usuario una parte de la mencionada reducción de costes como bonificación en la factura. Esta estructura se aplica principalmente al consumo de frío, donde los costes de bombeo son más elevados. En la tarifa eléctrica, la parte variable de volumen equivaldría a la energía reactiva, que sólo puede ser controlada por el usuario final pero que afecta a las pérdidas en la red de transporte.

#### **5.3.4 Punto de medida para la facturación**

En general, para edificios con un único cliente, el contaje y la facturación se realiza a nivel del cambiador de la subestación sobre el lado de red (primario). Para edificios donde hay diferentes clientes, se puede plantear la facturación individualizada de cada uno de los mismos. En este caso, el contaje se realizará en el secundario del edificio, en la entrada de cada uno de los clientes. La tarifa individualizada será más elevada que la tarifa de primario ya que se incluirán las pérdidas en la subestación y/o las de la red de distribución interna del edificio. Las facturaciones por primario e individualizada pueden aplicarse tanto a clientes de servicios como a viviendas. En el caso de facturación al primario conjunta para un grupo de usuarios finales, la sociedad explotadora de la red facturaría a un único cliente que, a su vez, repercutiría los costes a los diferentes usuarios del edificio. En el caso de viviendas, el cliente de la red sería la comunidad de vecinos que, a su vez, repartiría el coste entre los diferentes usuarios de acuerdo con sus estatutos internos.

### **5.4 Ingresos y gastos en fase de explotación**

Para sistemas sin generación eléctrica, con carácter general se considerarán los siguientes:

#### Ingresos

- Venta de energía (calor-Frío).
- Derechos de conexión.

#### Gastos

- Directos:

- ✓ Electricidad: por accionamiento de los equipos de producción.
- ✓ Energía primaria: Gas Natural, Biomasa, Electricidad, etc.
- Indirectos (de explotación y estructura).
  - ✓ Operación y mantenimiento de las centrales de producción, de las redes de distribución y, en su caso, de las subestaciones. El coste de mantenimiento debe incluir tanto el preventivo como el correctivo. Valores típicos son: -5% de la inversión física para el primero y el 50% del preventivo para el correctivo.
  - ✓ Amortizaciones. Valores usuales son 15-20 años para equipos principales en la Central y de 40-50 años para la red de distribución. Se debe prever adicionalmente la necesidad de sustitución de equipos auxiliares.
  - ✓ Tratamiento de agua, incluyendo tanto el consumo de agua de reposición (red de calor y frío y torres de refrigeración) como el coste anual de productos y análisis.
  - ✓ Cuotas y/o canon a la Administración en concepto de pago de la inversión asumida por la Administración.
  - ✓ Gastos de estructura de la sociedad explotadora (personal, amortizaciones, fungible, comunicaciones, financieros sobre gastos de estructura, ...).
  - ✓ Seguros. Se recomienda como mínimo una póliza de responsabilidad civil (RC). Adicionalmente se pueden incluir seguros de avería de maquinaria y de pérdida de beneficio.
  - ✓ Tributos, tasas y otros pagos a la Administración tales como el (IAE, tasas de ocupación de la vía pública, etc.
  - ✓ Financieros del proyecto.

## 5.5 Aspectos sobre conectividad y del contrato de usuario

Si no se establece la obligación de conexión (cliente cautivo) y/o de suministro en el ámbito de la Red, la conveniencia de la interconexión se considerará:

- a) Desde el punto de vista del Usuario.

El usuario (la ingeniería del cliente) definirá una situación de referencia mediante la solución convencional para dar servicio al edificio, y hará la comparación técnico – económica de la misma con la opción de conexión a la Red.
- b) Desde el punto de vista de la Sociedad Explotadora.

Los criterios de conexión vienen normalmente condicionados por el Pliego del Concurso. Se contemplan usualmente dos configuraciones básicas:

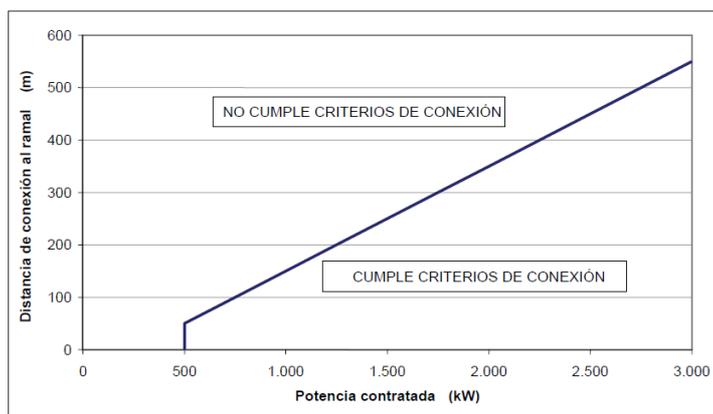
  - 1) Obligación de ofertar a cualquier Usuario que se encuentre dentro de un ámbito determinado. Este criterio tiene la ventaja de ser un criterio de formulación simple y que garantiza que todos los edificios del ámbito estarán en disposición de ser conectados. En función de hasta qué punto se puedan repercutir al usuario los costes de la acometida, esta opción puede suponer un riesgo económico para la Sociedad Explotadora. Este sistema puede ser más adecuado en redes enfocadas al suministro de viviendas.
  - 2) Obligación de ofertar a Usuarios que cumplan unos criterios determinados. Se pueden indicar unos criterios de conexión en relación a

la potencia solicitada y/o a la distancia desde el ramal al edificio. Esta opción reduce el riesgo de la Sociedad Explotadora ya que permite establecer unos criterios de rentabilidad de la conexión. Este sistema podría ser más adecuado en redes orientadas al suministro de edificios del sector terciario.

Ambos criterios pueden combinarse en una misma red, creando condicionantes específicos para cada proyecto. En efecto, se podrían establecer diferentes ámbitos y/o tipologías de clientes (vivienda, terciario) dentro de la misma red, donde a cada uno de ellos le sean aplicables criterios de conexión diferenciados.

En cualquier caso, la Sociedad Explotadora puede garantizarse la posibilidad de ofertar si lo considera oportuno. Esta decisión, al igual que los criterios generales de conectividad, depende en gran medida de las tarifas aplicables para la acometida y para los derechos de conexión.

La siguiente figura ilustra a modo de ejemplo para la obligación de ofertar un criterio combinado de potencia mínima – distancia



*Ilustración 5.5-1 Ejemplo de criterio de obligación conexión al DHC*

Por último, señalar en este punto que, puede darse el caso de que la inversión en un ramal sea rentable solo si se conectan un número mínimo de edificios al mismo. En este caso la Sociedad Explotadora podría firmar preacuerdos con estos posibles usuarios. Si se llega a la demanda necesaria, los preacuerdos se convertirían en contratos y se ejecutaría el ramal.

El contrato de conexión y suministro entre el Usuario (cliente) y la Sociedad Explotadora de la Red, entre otros deberá abordar los siguientes aspectos:

#### Límite de baterías

A efectos de ejecución, propiedad y mantenimiento se debe definir el límite de batería entre la Sociedad Explotadora y el Usuario. En general estará dentro de la subestación de interconexión, y pueden darse dos posibilidades:

- a. El límite de batería de la Sociedad Explotadora será hasta las válvulas de seccionamiento de entrada al edificio, ambas incluidas. En este caso, la responsabilidad del Usuario incluye la/s subestación/es con los diferentes componentes, así como las tuberías y los accesorios necesarios para la

conexión de estas subestaciones con las válvulas de seccionamiento de entrada al edificio y con la instalación propia del edificio (secundario).

- b. Límite de batería de la Sociedad Explotadora en el secundario de la subestación. En este caso la Sociedad Explotadora es responsable de los diferentes componentes de la subestación, así como las tuberías y los accesorios necesarios para la conexión de estas subestaciones con las válvulas de seccionamiento de entrada al edificio y con la instalación propia del edificio (secundario).

### Potencias contratadas

En general, cada cliente (o su ingeniería) determina las potencias calorífica y frigorífica a contratar en su edificio. Estas potencias contractuales serán las que la Sociedad se comprometerá a suministrar al Usuario y serán las utilizadas para la facturación del término fijo.

### Temperaturas

Se definirán contractualmente las temperaturas (y presiones) nominales de funcionamiento previstas en lado del primario de la subestación. En general, estas temperaturas serán las mismas para todos los usuarios de la red.

- Red de calor
  - ✓ Temperatura mínima de suministro (compromiso de la Sociedad Explotadora). Actualmente son valores típicos 70-90 °C.
  - ✓ Temperatura máxima de retorno desde la subestación. (compromiso del Usuario ya que viene condicionada por las condiciones de operación de su circuito secundario).
- Red de frío
  - ✓ Temperatura máxima de suministro (compromiso de la Sociedad Explotadora). Actualmente son valores típicos para compresión mecánica 6-7 y 7-10 °C con enfriadoras térmicas.
  - ✓ Temperatura mínima de retorno desde la subestación (Compromiso del Usuario ya que viene condicionada por las condiciones de operación de su circuito secundario). Actualmente son valores típicos 14 – 15 °C.

Cabria la posibilidad de definir estas temperaturas con carácter estacional.

### Disponibilidad

En general se definirá que el suministro, tanto de calor como de frío, sea continuo, 365 días al año y 24 horas al día. Así pues, los criterios de diseño, tanto de las instalaciones de producción como de las redes de distribución, deben permitir conseguir un alto nivel de disponibilidad del servicio y minimizar el riesgo de interrupciones no programadas del servicio. Un nivel de disponibilidad objetivo para las redes de distrito sería mayor del 98%.

### Calendario para Ejecución y Puesta en servicio de la acometida

Contractualmente se establecerá un calendario para la conexión (acometida) y para la puesta en servicio de la subestación. Una vez estén operativos, se firmarán las

actas de inspección de la subestación y de la puesta en servicio de la acometida. En este momento, la Sociedad Explotadora llevará a cabo las pruebas y los ajustes de la subestación y abrirá las válvulas de corte primario. Al finalizar esta operación, se podrá firmar el acta de inicio de explotación.

Habitualmente, se realizará la puesta en servicio de la acometida en la fecha establecida en el contrato y una vez que el suministro de agua caliente y de agua fría estén disponibles en el punto de entrada del edificio del usuario, esté o no finalizada la subestación y/o las instalaciones interiores (dependiendo del límite de batería). En este momento, se firmará el acta de puesta en servicio de la acometida y se podrá iniciar la facturación.

Para finalizar este apartado señalar que, siempre es oportuno tratar de prever que la Sociedad Explotadora tenga que prestar el servicio mediante medios alternativos y de manera provisional si:

- a) En el momento de firmar el contrato ya es conocido por ambas partes que el edificio necesita servicio de clima en una fecha en que no es posible disponer de red.
- b) Por las diferentes contingencias del proyecto y de la obra no se puede cumplir con la fecha prevista de llegada de la red.

## Capítulo 6

### Indices de viabilidad

## 6 Indices de viabilidad para una red DHC

### 6.1 Introducción

En este capítulo se proponen un conjunto de índices para evaluar la viabilidad de los proyectos de red de distrito del tipo propuesto, y para su comparación con los sistemas convencionales (para satisfacer las mismas demandas) atendiendo a los siguientes aspectos:

- a) Desde el punto de vista de eficiencia energética y medioambiental.
- b) Desde el punto de vista económico (de rentabilidad de la inversión).

Conscientemente se renuncia a generalizar o reseñar nuevos índices para opciones de generación energética distintas de la solución propuesta (Solar+Biomasa). No obstante, resulta conveniente advertir que la cuestión se complica significativamente cuando se incluye como sistema de generación a la cogeneración eléctrica.

### 6.2 Indices de eficiencia energética y medioambiental

En este apartado se presentan en primer lugar los parámetros de rendimiento para el sistema solar y para los equipos de la central. A continuación se presentan los indicadores para evaluar de forma integrada el sistema desde el punto de vista energético con el IAEP y el medioambiental mediante el GEI.

#### 6.2.1 Rendimiento del sistema solar

##### Rendimiento instantáneo del campo solar

$$\eta_{\text{solar}} = \frac{Q_u}{G_{\alpha\beta}}$$

Donde (valores instantáneos):

- $Q_u$  Energía útil obtenida en el colector.
- $G_{\alpha\beta}$  Energía sobre la superficie de captación (Con azimut  $\alpha$  y con una inclinación respecto a la horizontal  $\beta$ ).

Se obtendrá un rendimiento medio (en el periodo que se considere), si el cociente se evalúa con las correspondiente energías integradas para el referido periodo.

##### Fracción solar instantánea de calefacción

$$F_{\text{cal}} = \frac{Q_{\text{solar,cal}}}{Q_{\text{solar,cal}} + Q_{\text{g,cal}}}$$

Donde (valores instantáneos):

- $Q_{\text{solar,cal}}$  Energía solar (obtenida mediante los captadores solares) suministrada a los edificios para de calefacción (evaluada a nivel de entrada en la subestación).
- $Q_{\text{g,cal}}$  Energía suministrada para calefacción por el sistema auxiliar.

Se obtendrá una fracción solar promedio (en el periodo que se considere), si el cociente se evalúa con las correspondiente energías integradas para el referido periodo.

### Fracción solar instantánea de refrigeración

$$F_{\text{cal}} = \frac{Q_{\text{solar,ref}}}{Q_{\text{solar,ref}} + Q_{\text{g,ref}}}$$

Donde

- $Q_{\text{solar,ref}}$  Energía (frío) proveniente de la enfriadora térmica alimentada con E solar suministrada a los edificios para refrigeración (evaluada a nivel de entrada en la subestación).
- $Q_{\text{g,ref}}$  Energía (frío) suministrada para refrigeración por el sistema auxiliar.

Al igual que en el caso anterior, puede evaluarse con valores instantáneos o integrados en un periodo.

En la fracción solar es importante especificar con claridad respecto a qué punto de la instalación se considera el valor de la energía solar. En efecto, la fracción solar a nivel de entrada al acumulador contempla las pérdidas en el llamado campo solar, mientras que a la salida del acumulador, la fracción solar sería menor ya que se incluyen las pérdidas en acumulación. Obviamente, la considerada en este trabajo, y que denominaremos fracción solar de la demanda, calculada a nivel de válvulas de primario de la subestación, incluye todas las pérdidas de la instalación (en calor). En el caso de frío se considera a nivel de válvulas de primario de la subestación la energía suministrada por la enfriadora térmica..

### **6.2.2 Rendimiento de los equipos individuales de generación de la central.**

Coeficiente de Operación (COP) para las enfriadoras térmicas:

$$\text{COP}_{\text{ET}} = \frac{Q_{\text{ref}}}{H}$$

Donde:

- $Q_{\text{ref}}$  Energía (Frío) producido en la enfriadora.
- $H$  Energía (Calor) suministrado a la enfriadora.

Para las calderas (sin condensación)

$$\eta_{\text{caldera}} = \frac{q_u}{\text{PCI}}$$

Donde:

- $q_u$  Calor útil producido por unidad de combustible.
- PCI Poder calorífico inferior del combustible.

Al igual que en los índices antes definidos, pueden evaluarse con valores instantáneos o integrados en un periodo.

### **6.2.3 Índice de ahorro de energía primaria (IAEP).**

Los ahorros reales del consumo de energía primaria mediante el uso de sistemas DHC en comparación con la solución convencional de referencia, se evalúan mediante el índice de energía primaria ahorrada, IAEP. Este índice mide directamente la cantidad de combustible ahorrado y, por tanto, es un indicador de rendimiento objetivo y razonable. Para evaluar el IAEP en un determinado periodo de tiempo, se supondrá que los rendimientos adoptados para los distintos equipos permanecen constantes en dicho periodo. Analíticamente

$$IAEP = \frac{F^* - F}{F^*}$$

Donde

- $F^*$  Energía primaria con la solución DHC.
- $F$  Energía primaria con la solución de referencia.

Para su cálculo adoptaremos los factores de paso oficiales del IDAE para esta cuestión [45]. En la tabla siguiente se muestran los índices para el último año publicado.

**FACTORES DE CONVERSIÓN DE CONSUMO O PRODUCCIÓN A ENERGÍA PRIMARIA (EP) Y FACTOR**

FUENTE ENERGÉTICA	CONSUMO FINAL		ENERGÍA PRIMARIA		FACTOR DE EMISIÓN	FACTOR DE EMISIÓN
	tep	Densidad Energética	tep	MWh	Energía Final <sup>(1)</sup> tCO <sub>2</sub> /tep	Energía Primaria <sup>(2)</sup> tCO <sub>2</sub> /tep
Gasolina	1	1.290 l/tep	1,10	12,79	2,90	3,19
Gasóleo A y B	1	1.181 l/tep	1,12	13,02	3,06	3,42
Gas natural (GN)	1	910 Nm <sup>3</sup> /tep	1,07	12,44	2,34	2,51
Biodiesel	1	1.267 l/tep	1,24	14,42	neutro	neutro
Bioetanol	1	1.968 l/tep	1,70	19,77	neutro	neutro
Gases Licuados de Petróleo (GLP)	1	1.763 l/tep	1,05	12,21	2,72	2,86
Butano	1	1.670 l/tep	1,05	12,21	2,72	2,86
Propano	1	1.748 l/tep	1,05	12,21	2,67	2,80
Queroseno	1	1.213 l/tep	1,12	13,02	3,01	3,37
Biogás	1	910 Nm <sup>3</sup> /tep	1,12	13,02	neutro	neutro

FUENTE ENERGÉTICA	CONSUMO FINAL		ENERGÍA PRIMARIA		FACTOR DE EMISIÓN	FACTOR DE EMISIÓN
	tep	Densidad Energética	tep	MWh	Energía Final <sup>(1)</sup> tCO <sub>2</sub> /tep	Energía Primaria <sup>(2)</sup> tCO <sub>2</sub> /tep
Hulla	1	2,01 t/tep	1,14	1,14	4,23	4,81
Lignito negro	1	3,14 t/tep	1,14	1,14	4,16	4,73
Carbón para coque	1	1,45 t/tep	1,14	1,14	4,40	5,01
Biomasa agrícola	1	3,34 t/tep	1,25	1,25	neutro	neutro
Biomasa forestal	1	2,87 t/tep	1,25	1,25	neutro	neutro
Coque de petróleo	1	1,29 t/tep	1,42	1,42	4,12	5,84
Gas de coquerías	1	1,08 t/tep	1,14	1,14	1,81	2,06
Gasóleo C	1	1.092 l/tep	1,12	1,12	3,06	3,42
Fuelóleo	1	1.126 l/tep	1,11	1,11	3,18	3,53
Gas Natural (GN)	1	910 Nm <sup>3</sup> /tep	1,07	1,07	2,34	2,51
Gases Licuados de Petróleo (GLP)	1	1.763 l/tep	1,05	1,05	2,72	2,86
Gas de refinarias	1	0,85 t/tep	1,12	1,12	2,30	2,59

FUENTE/TECNOLOGÍA ENERGÉTICA	CONSUMO FINAL		ENERGÍA PRIMARIA				FACTOR DE EMISIÓN	
	MWh	tep	EN BORNAS DE CENTRAL		EN PUNTO DE CONSUMO (BT)		EN BORNAS DE CENTRAL tCO <sub>2</sub> /MWh	EN PUNTO DE CONSUMO (BT) tCO <sub>2</sub> /MWh
			MWh	tep	MWh	tep		
Hulla+ antracita	1	0,086	2,52	0,22	2,87	0,25	1,06	1,21
Lignito Pardo	1	0,086	2,68	0,23	3,05	0,26	0,93	1,06
Lignito negro	1	0,086	2,68	0,23	3,05	0,26	1,00	1,14
Hulla importada	1	0,086	2,52	0,22	2,87	0,25	0,93	1,06
Nuclear	1	0,086	3,03	0,26	3,45	0,30	0	0
Ciclo Combinado	1	0,086	1,93	0,17	2,19	0,19	0,37	0,42
Hidroeléctrica	1	0,086	1,00	0,09	1,14	0,10	0	0
Cogeneración MCI	1	0,086	1,67	0,14	1,79	0,15	0,44	0,50
Cogeneración TG	1	0,086	1,61	0,14	1,74	0,15	0,36	0,41
Cogeneración TV	1	0,086	1,72	0,15	1,86	0,16	0,43	0,49
Cogeneración CC	1	0,086	1,54	0,13	1,66	0,14	0,34	0,39
Eólica, Fotovoltaica	1	0,086	1,00	0,09	1,14	0,10	0	0
Solar termoeléctrica	1	0,086	4,56	0,39	5,19	0,45	0	0
Biomasa eléctrica	1	0,086	4,88	0,42	5,55	0,48	0	0
Biogás	1	0,086	3,70	0,32	4,22	0,36	0	0
RSU (FORSU 24,88%)	1	0,086	4,02	0,35	4,57	0,39	0,25	0,29
Centrales de fuelóleo	1	0,086	2,52	0,22	2,87	0,25	0,74	0,85
Gas siderúrgico	1	0,086	2,86	0,25	3,25	0,28	0,72	0,82
E.E. Baja Tensión (Sector Doméstico)	1	0,086	0,17		0,20		0,31	
			tep primario/MWh generado neto		tep primario/MWh final		t CO <sub>2</sub> /MWh generado neto	
			2,00		2,28		3,56	
			MWh primario/MWh generado neto		MWh primario/ MWh final		t CO <sub>2</sub> /tep generado neto	
							t CO <sub>2</sub> /tep final	

(1) Factor de emisión sin considerar pérdidas en las transformaciones para la obtención del combustible y/o carburante y transporte del mismo.  
 (2) Factor de emisión considerando pérdidas en las transformaciones para la obtención del combustible y/o carburante y transporte del mismo.  
 (3) Fracción Orgánica de Residuos Sólidos Urbanos del 24,88% (FORSU=24,88%).

Datos utilizados en los cálculos internos de IDAE.

30 noviembre 2010

**Ilustración 6.2-1. Factores de conversión para obtención de energía primaria. Fuente IDAE**

Según la anterior tabla, las expresiones aplicables en nuestro caso serán

$$F = f_{GN} \text{ Consumo}_{GN} + f_{Elec} \text{ Consumo}_{Elec} = 1.07 * \text{Consumo}_{GN} + 2.28 * \text{Consumo}_{Elec}$$

$$F^* = f_{Biomasa} \text{ Consumo}_{Biomasa} + f_{Elec} \text{ Consumo}_{Elec} = 1.25 * \text{Consumo}_{Biomasa} + 2.28 * \text{Consumo}_{Elec}$$

**6.2.4 Evaluación de efectos sobre la calidad del aire (GIE).**

El aspecto más importante respecto al impacto ambiental de las redes de distrito, obviamente, es la que atañe a la mejora o degradación de la calidad del aire. Este aspecto es aún más crítico en áreas urbanas, donde la calidad del aire puede ser peor que el promedio regional, y la tolerancia para emisiones adicionales puede ser pequeña.

Los componentes de los gases de combustión que son de importancia debido a los riesgos que presentan al entorno y a la salud son los siguientes:

- ✓ • Dióxido de Carbono, CO<sub>2</sub>
- ✓ • Monóxido de Carbono, CO
- ✓ • Óxidos de Nitrógeno, NO<sub>x</sub>
- ✓ • Óxidos de Azufre, SO<sub>x</sub> (el más usual del SO<sub>2</sub>)
- ✓ • Hidrocarburos inquemados (urburned fuel, C<sub>x</sub>H<sub>y</sub>)
- ✓ • Partículas sólidas

Las leyes y normativas especifican los máximos niveles de emisión para las instalaciones que utilicen dispositivos que experimenten un proceso de combustión. Los niveles de emisión dependen fundamentalmente de la tecnología y del tipo y calidad del combustible utilizado. Si todas las fuentes contaminantes se toman en consideración, independientemente de donde están se obtiene lo que se conoce como balance global de emisiones. Sí sólo se consideran las fuentes en el sitio, se obtiene un balance local. En este apartado se establece la reducción de emisiones de GEI utilizando el balance global.

Aunque conscientes de que el índice que se propone en este apartado solo considera la emisión de CO<sub>2</sub> para evaluar los efectos de la calidad del aire, parece conveniente la adopción del mismo. En efecto, basta recordar que el criterio medioambiental principal adoptado por el CTE y la legislación sobre Calificación Energética de Edificios [16], [17] es la reducción de emisiones de CO<sub>2</sub>. Así, en el caso que nos ocupa, la posible reducción de gases de efecto invernadero emitidos se da cuando la masa de CO<sub>2</sub> en el sistema DHC  $m_{CO_2}^*$  es menor que la masa de gases  $m_{CO_2}$  que emite el sistema de referencia. Analíticamente

$$\Delta GEI = m_{CO_2}^* - m_{CO_2} \quad RGEI = \frac{\Delta GEI}{m_{CO_2}}$$

Al igual que en el caso anterior, para su cálculo se utilizarán los factores de paso oficiales  $\varepsilon$  del IDAE para esta cuestión. En nuestro caso, serán

- |  |  |
|--|--|
| - GN:                                  | 0.204 kg CO <sub>2</sub> /kWh (E final). |
| - Electricidad consumo doméstico (BT): | 0.649 kg CO <sub>2</sub> /kWh (E final). |
| - Biomasa forestal                     | 0 (neutro)                               |

Analíticamente, las expresiones aplicables serán

$$m_{CO_2} = \varepsilon_{GN} \text{Consumo}_{GN} + \varepsilon_{Elec} \text{Consumo}_{Elec} = 0.024 * \text{Consumo}_{GN} + 0.649 * \text{Consumo}_{Elec}$$

$$m_{CO_2}^* = f_{Biomasa} \text{Consumo}_{Biomasa} + f_{Elec} \text{Consumo}_{Elec} = 0 * \text{Consumo}_{Biomasa} + 0.649 * \text{Consumo}_{Elec}$$

Cabe comentar aquí que, la no coincidencia del valor del factor tomado y el que puede extraerse de la tabla anterior para electricidad BT doméstico, se debe a que en la mencionada tabla ya se recoge la propuesta de rebajar el hoy vigente para edificios de 0.649 kgCO<sub>2</sub>/kWh. Obviamente, el nuevo valor que pasa a 0.35 kgCO<sub>2</sub>/kWh, supondrá una mejora en la calificación energética de los edificios que utilicen sistemas de climatización eléctricos.

## 6.3 Índices económicos (de rentabilidad de la inversión)

### 6.3.1 La variación del valor del dinero en el tiempo

En el análisis de proyectos de inversión en general, y de instalaciones energéticas en particular, se hace imprescindible realizar estimaciones previas de los beneficios económicos esperados durante la vida del mismo. Una primera clasificación de las distintas metodologías puede establecerse al distinguir [12]

- a) Las que consideran la variación del valor del dinero en el tiempo.
- b) Las que no lo hacen.

Salvo en unos primeros cálculos con “grandes números”, como suele ser habitual en preestudios de viabilidad, se debe tener en cuenta la variación del dinero en el tiempo, pues un determinado capital en el momento presente, no tiene el mismo valor al cabo de cierto tiempo. En efecto, basta considerar que si propusiéramos a un acreedor el aplazar el pago de una cierta cantidad adeudada en el momento presente, razonablemente solo lo aceptaría si sumamos una cantidad adicional al capital pendiente, argumentando alguna de las siguientes razones:

- ✓ Durante ese periodo de tiempo, él dejará de percibir intereses por el capital adeudado que pensaba colocar al tipo de interés ( $i$ ) en el mercado financiero.
- ✓ Durante ese periodo de tiempo, él dejará de percibir intereses por el capital que pensaba invertir en un proyecto alternativo al tipo de interés ( $i^*$ ).
- ✓ Debido a la inflación ( $f$ ), su capacidad adquisitiva (el valor del capital) será menor en el momento del pago aplazado.
- ✓ Con el aplazamiento, aumenta el riesgo de no cobrar.

Es claro que no se debe confundir el efecto de la inflación (variación, normalmente al alza, del nivel general de precios en el sistema económico), con la necesidad de la actualización del valor del dinero debido al coste de oportunidad del mismo para el inversor.

Lo expuesto anteriormente justifica que, las cantidades que intervienen en un estudio de rentabilidad de inversiones deben referirse (actualizarse) todas ellas al mismo periodo temporal. Si se trabaja por anualidades, actualizarse todas ellas a un determinado año. Como año de referencia suele tomarse el de la inversión (año 0).

Como tasa de actualización ( $d$ ) debe emplearse el coste de oportunidad del capital del inversor en el momento de la inversión. Consideraremos los siguientes casos:

- a) Si el inversor tiene como única alternativa el mercado de capitales a un interés  $i$ , entonces  $d=i$ .
- b) Si el inversor tiene posibilidad de invertir en un proyecto alternativo con rentabilidad  $i^*$  (donde lógicamente  $i < i^*$ ), entonces  $d=i^*$ .

Analíticamente, un capital  $D$  en el año 0 tendrá un valor transcurrido un año (considerando el efecto combinado de la inflación  $f$  (en tanto por uno) y el interés de la tasa de actualización  $d$  (en tanto por uno)) de

$$D\left(\frac{1}{(1+d)(1+f)}\right)$$

Y para el segundo año

$$\left[D\left(\frac{1}{(1+d)(1+f)}\right)\right]\left(\frac{1}{(1+d)(1+f)}\right) = D\left(\frac{1}{(1+d)(1+f)}\right)^2$$

Análogamente, para el año t

$$D\left(\frac{1}{(1+d)(1+f)}\right)^t$$

### 6.3.2 Flujos de caja (Cashflow)

La rentabilidad de un proyecto de inversión puede abordarse mediante el beneficio contable, o mediante los flujos monetarios que requiere y los que genera a lo largo de la vida del mismo. En este sentido, debe recordarse la diferencia ente el concepto de ingreso y cobro. En efecto, se produce un ingreso cuando se genera el derecho a la percepción de un capital. Se produce el cobro cuando se satisface el mismo. Ambos hechos no coinciden en el tiempo (salvo que se cobre al contado). Análogo razonamiento puede aplicarse a los conceptos de gasto y pago.

Los criterios de rentabilidad que se presentan en este tema, utilizan los flujos de fondos. Como justificación cabe considerar:

- a) Si se trabaja con los conceptos de ingreso y gasto, no se tiene en cuenta el posible lapso de tiempo entre ingreso y el cobro, y entre gasto y pago. Con esta opción puede darse el caso de tener en un mismo periodo un beneficio contable favorable y una problemática situación de flujo de fondos (financiera). Además, si los mencionados lapsos de tiempo son largos, no se estaría valorando convenientemente la variación del valor del dinero en el tiempo.
- b) Así como los flujos cobros y pagos pueden contabilizarse de forma objetiva y sencilla, el beneficio contable puede ser distinto según los criterios empleados para la contabilidad (amortizaciones, valoración de inventarios, ...).

A la diferencia entre el montante de cobros y el de pagos (flujo neto de caja) en un determinado periodo la denominaremos flujo de caja (Cashflow).

### 6.3.3 Índices de rentabilidad

Se abordan aquí los conceptos de análisis de inversiones: Valor Actual Neto (VAN), Tasa de Rendimiento Interno (TIR) y Tiempo de Recuperación (TR), evitando hipótesis complejas (consideración de impuestos, amortizaciones, distintos tipos de préstamos y subvenciones, etc,...) que, obviamente, quedan fuera de los objetivos de la presente Tesis.

#### Valor Actual Neto (VAN)

Se denomina Valor Actual Neto (VAN) al valor de la ganancia total generada por la inversión a lo largo de su vida útil evaluada como cobros – pagos – inversión y referida al año inicial de la misma.

En el modelo que se propone, para evaluar los flujos de caja anuales se distinguirán:

- Cobros (C): Serán cobros ordinarios las cantidades facturadas a los clientes por el servicio energético. Serán cobros extraordinarios: los derechos de enganche de nuevos clientes y subvenciones/ayudas. No se considera el valor residual de la instalación. En el caso general, consideramos a los cobros afectados por una tasa de inflación  $f_c$ .
- Pagos (M): Serán pagos ordinarios los correspondientes a la operación y mantenimiento, O&M, de la planta (salarios, seguros, mantenimiento preventivo, otros gastos de operación, gastos generales y la compra de combustibles. Serán pagos extraordinarios la sustitución de equipos principales. En el caso general, consideramos a los pagos de O&M afectados por una tasa de inflación  $f_m$ .
- Pago de préstamo (P): Correspondiente a la cuota anual si se solicitó un préstamo por la totalidad o una parte del montante de la inversión. Aunque, obviamente, es un pago ordinario, suele diferenciarse del resto de pagos para reflejar convenientemente las posibles características del préstamo.

En un modelo más elaborado, teniendo en cuenta:

- a) La tendencia consolidada al alza de los precios de la energía de origen fósil en los últimos años (siempre por encima del nivel general de inflación).
- b) El alto peso relativo que supone en las instalaciones de generación de energía el combustible respecto del total de los pagos.

puede ser de interés el poder diferenciar el pago del combustible del resto pagos (estructura, operación y mantenimiento (O&M), ...). En efecto, análogamente a lo dicho para el préstamo P, se podría aplicar una tasa de inflación para precio de la energía distinta de la aplicada al resto de los pagos. Esta suposición, a la vista de la evolución en los últimos años de los precios de los combustibles fósiles y la de la electricidad, obviamente, está más que justificada. No obstante, en esta ocasión, dada la estabilidad prevista para el combustible de biomasa y el uso de la energía solar (ver caso práctico), no se considera necesario este proceder.

Considerando, entre otros, que:

- ✓ Los precios de los combustibles están sometidos a variaciones bruscas de origen geopolítico.
- ✓ La coyuntura económica general del país puede sufrir periodos alternos de bonanza y de recesión.

los índices económicos:  $i$ ,  $f$ ,  $f_c$  y  $f_m$  pueden experimentar significativas variaciones cuando se consideran periodos de tiempo largos (15-20-50 años). No obstante, consecuentes con nuestra intención de evitar hipótesis complejas, se aceptará que todos los parámetros se mantienen idénticos para todos los años, y su valor será el que

razonablemente se adopte para el año 0. Esta suposición, obviamente, es el punto más débil del modelo económico adoptado.

Según lo anteriormente expuesto, el flujo de caja neto al final de los n años de vida útil del proyecto referida al año 0 (año de la inversión), con un préstamo a cuota fija será

$$\sum_{t=1}^n C_t \left( \frac{1+f_c}{(1+d)(1+f)} \right)^t - \sum_{t=1}^n M_t \left( \frac{1+f_m}{(1+d)(1+f)} \right)^t - \sum_{t=1}^n P_t \left( \frac{1}{(1+d)(1+f)} \right)^t$$

y el VAN de la instalación será

$$VAN = \sum_{t=1}^n C_t \left( \frac{1+f_c}{(1+d)(1+f)} \right)^t - \sum_{t=1}^n M_t \left( \frac{1+f_m}{(1+d)(1+f)} \right)^t - \sum_{t=1}^n P_t \left( \frac{1}{(1+d)(1+f)} \right)^t - I$$

siendo I el montante de la inversión en el año 0.

### **Plazo de recuperación de la Inversión (TR)**

Se denomina tiempo de recuperación (TR), al tiempo que tarda la inversión en devolver al inversor el valor de la misma (tiempo que hay que considerar para que el VAN correspondiente se haga positivo).

Analíticamente, es el valor de n para el cual el VAN correspondiente a ese periodo sea 0. Es decir, la solución de

$$VAN (TR) = 0 = \sum_{t=1}^{TR} C_t \left( \frac{1+f_c}{(1+d)(1+f)} \right)^t - \sum_{t=1}^{TR} M_t \left( \frac{1+f_m}{(1+d)(1+f)} \right)^t - \sum_{t=1}^{TR} P_t \left( \frac{1}{(1+d)(1+f)} \right)^t - I$$

### **Tasa de rendimiento interno (TIR)**

La tasa de rendimiento interno (TIR) puede interpretarse como el tipo de interés constante del mercado financiero que proporcionaría al inversor en los n años un capital igual al que le proporciona la inversión a lo largo de su vida útil.

Analíticamente, es el valor de d para el cual el VAN es 0 al final de la vida del proyecto. Es decir, la solución de

$$\sum_{t=1}^n C_t \left( \frac{1+f_c}{(1+TIR)(1+f)} \right)^t - \sum_{t=1}^n M_t \left( \frac{1+f_m}{(1+TIR)(1+f)} \right)^t - \sum_{t=1}^n P_t \left( \frac{1}{(1+TIR)(1+f)} \right)^t - I = 0$$

Si  $TIR > d$ , la inversión es más conveniente que la posible alternativa considerada por el inversor. En el caso de que la alternativa del inversor no sea la imposición a plazo, por razones de riesgo (que hasta ahora no habíamos contemplado en el sencillo modelo adoptado), parece razonable aceptar invertir solo si  $TIR > i+r$ , siendo r un valor suplementario a considerar por el inversor respecto de i por el mayor riesgo que, en general, supondrá la inversión considerada frente a los depósitos a plazo. Como es obvio, valores crecientes de r suponen un criterio más conservador por parte del inversor.

Obviamente, en el caso de existir otra alternativa de inversión, otra posibilidad de contemplar el riesgo ( $r$ ) que supone la inversión respecto de una opción más “segura” como es la imposición a plazo fijo, sería utilizar en las expresiones anteriores como tasa de descuento  $d=i^*+r$  en vez de  $d=i^*$ .

Es evidente que la TIR presenta las siguientes características:

- a) Es fácil de comparar con el interés del banco en alternativas a plazo.
- b) No es neutro respecto a inversiones que requieren distintas aportaciones de capital como inversión.
- c) No es neutro respecto a inversiones con periodos distintos de vida útil.
- d) Puede incluir un factor de riesgo.

En este punto debe citarse lo que, sin lugar a dudas, constituye una limitación importante del mismo. En efecto, dado que, desde el punto de vista matemático, la obtención del TIR corresponde a la búsqueda de raíces de un polinomio de grado  $n$  (los ceros del polinomio), puede darse el caso en que la solución incluya varios valores reales. En este caso, la interpretación del la TIR no es obvia (se tendrían múltiples TIR desde el punto de vista matemático). Dicho lo anterior, puede demostrarse que, en inversiones simples (aquellas en que el conjunto de flujos de caja son todos positivos (y la inversión es negativa), la solución existe y es única. Por fortuna, la mayor parte de los proyectos de inversión en eficiencia energética se presentan como proyectos simples.

De lo anteriormente expuesto parece obvio que, un contexto económico favorable para inversiones en eficiencia energética sería el que permitiera acceder al futuro inversor a un préstamo por el 100% de la inversión por un periodo igual al previsto para el plazo de recuperación de la inversión (TR) y a un tipo de interés inferior o igual a la TIR. En efecto, basta considerar que no existiría ninguna razón lógica para no invertir, ya que la instalación y la operación y mantenimiento de la misma sería “gratuita” para el inversor hasta alcanzar el tiempo de amortización, y después sería una fuente de capital (ahorro) para el mismo durante el resto de su vida útil.

Obviamente, este contexto económico no necesitaría de ayudas “al uso”. No obstante, puede argumentarse para justificar la oportunidad de una posible política de líneas “blandas” de crédito específicas, el tener que vencer resistencias ante nuevas tecnologías y que en el modelo expuesto no se han internalizado otros beneficios de la inversión (de interés general para el conjunto del país) como son los medioambientales y los socioeconómicos asociados a la eficiencia energética y las energías renovables.

## **CAPITULO 7**

# **Modelo TRNSYS del DHC. Caso de Estudio**

## **7 Caso de estudio**

### **7.1 Descripción general del caso**

Se pretende aplicar lo expuesto en los capítulos anteriores, al estudio de viabilidad de una red de frío y calor de distrito, DHC, para dar servicio de ACS, Calefacción y Frío a una superficie de viviendas en bloques de edificios de 200.565 m<sup>2</sup> que, suponiendo un módulo (promedio) de 90 m<sup>2</sup>, correspondería a 2.228 viviendas, en su momento, de futura construcción, dentro de la zona urbana objeto del Plan Parcial del Area 5 del Suelo Urbanizable No Programado del Plan General de Valencia NPR-5, "Moreras II" (en adelante el Plan).

En los siguientes apartados se describe con más detalle el marco físico del DHC y la situación energética y medioambiental de referencia, se propone un modelo de generación TRNSYS para el DHC y se estima la demanda térmica y los rendimientos energéticos de un conjunto de configuraciones de diseño consideradas (análisis paramétrico) mediante un modelo de simulación dinámica (TRNSYS). Finalmente, se justifica la configuración seleccionada y se indican algunas cuestiones de interés que se extraen de la simulación.

### **7.2 El ámbito físico del DHC Moreras**

En la siguiente figura se muestra un plano a gran escala de localización en la ciudad de Valencia del área objeto del Plan.



*Ilustración 7.2-1: Localización del Plan de "Moreras II" en el plano de Valencia*

El Plan prevé tres tipologías diferentes de edificabilidad residencial:

a) Edificación en bloque (EBM).

a-1) Edificación en bloque de uso mixto aislado. Está constituida por bloques lineales de 15 m de profundidad con las alturas que se recogen en los planos de ordenación. Con el fin de asegurar el correcto funcionamiento de los garajes en sótano de los bloques recayentes al bulevar norte, se crean unas áreas de dominio privado en subsuelo de 11,50 m. Sin embargo, en superficie, el uso sería público, salvo los inevitables accesos de vehículos. Se sitúan en las manzanas I y II.

a-2) Edificación en bloque de uso mixto configurando manzanas. Está constituida por bloques de 15 m. de profundidad configurando manzanas. Manzanas III, IV, V, VII, VIII, XI, XII y XVIII.

b) Edificación en torre (ETM).

Está constituido por un único edificio que mezcla un bloque lineal en arco de circunferencia y una torre de envolvente cilíndrica. Se sitúa en la manzana VI.

c) Edificación abierta a definir en estudio de detalle (EAM).

Está constituida por una única manzana, a la que se asigna un coeficiente de edificabilidad neto y unos usos (residencial/comercial) y cuya configuración arquitectónica vendrá obligatoriamente definida mediante Estudio de Detalle. Se sitúa en la manzana X.

En referencia a la edificabilidad terciaria, queda asociada a la residencial, ubicándose en las plantas bajas de los edificios residenciales, excepto una manzana triangular situada en la rotonda de conexión con Nazaret-Astilleros, ocupando la manzana XIV.

Por su parte, los equipamientos públicos se sitúan en las siguientes manzanas:

- La manzana nº IX situada al oeste, lindando con el vial perimetral, y sin especificar su uso concreto.
- Las dotaciones educativas, las cuales, se concentran en una gran manzana situada al este de la ordenación, con el número XVI.
- Lindante con el equipamiento educativo, destinadas a un uso recreativo-deportivo, son la submanzana III.1 y la manzana central XV. Esta última, se propone como el emplazamiento para la central térmica de la red DHC.
- Y por último en la manzana XIII, un equipamiento socio-cultural.

En la siguiente figura se muestra el tipo de edificación y uso, por áreas y manzanas.



Ilustración 7.2-2: Plano de situación y usos del Plan

En la tabla se desglosa con detalle la edificabilidad por manzanas

<b>EDIFICACIÓN EN BLOQUE MIXTO (EBM)</b>					
Nº DE MANZANA	SUPERFICIE TOTAL DOMINIO PRIVADO	Nº DE BLOQUE	SUPERFICIE EDIFICABLE	EDIFICABILIDAD	
				m2tR	m2tT
I	4.638	1	675	7.202	574
		2	675	7.202	574
		3	675	7.202	574
II	4.623	4	675	7.202	574
		5	675	7.202	574
		6	641	6.835	545
III.2	390	7.1	390	1.619	332
III.3	1.882	7.2	256	1.062	218
		7.3	1.042	8.214	886
IV	5.257	8	675	7.321	473
		9	741	8.042	519
V	10.742	10	675	7.321	473
		11	560	6.056	392
		12	525	5.683	446
		13	595	6.634	506
		14	945	10.277	803
VII	2.998	16	600	6.690	510
		17	701	7.643	548
VIII	4.440	18	1.664	18.149	1.414
XI	11.727	19	683	7.406	581
		20	919	9.974	781
		21	844	5.191	717
		22	1.845	10.754	1.384
XII	3.873	23	554	5.999	471
		24	595	6.423	506
XVII	4.348	25	1.845	10.754	1.384
<b>TOTAL</b>	<b>54.918</b>		<b>20.670</b>	<b>194.057</b>	<b>16.755</b>
<b>EDIFICACIÓN EN TORRE MIXTA (ETM)</b>					
Nº DE MANZANA	SUPERFICIE TOTAL DOMINIO PRIVADO	Nº DE BLOQUE	SUPERFICIE EDIFICABLE	EDIFICABILIDAD	
				m2tR	m2tT
VI	3.052	15	<b>1.046</b>	<b>16.573</b>	<b>889</b>
<b>EDIFICACIÓN ABIERTA DE USO MIXTO (EAM)</b>					
Nº DE MANZANA	SUPERFICIE TOTAL DOMINIO PRIVADO	Nº DE BLOQUE	SUPERFICIE EDIFICABLE	EDIFICABILIDAD	
				m2tR	m2tT
X	3.917	-	<b>3.917</b>	<b>12.221</b>	<b>1.532</b>
<b>EDIFICACIÓN TERCIARIA EXCLUSIVA (ETE)</b>					
Nº DE MANZANA	SUPERFICIE TOTAL DOMINIO PRIVADO	Nº DE BLOQUE	SUPERFICIE EDIFICABLE	EDIFICABILIDAD	
				m2tT	
XIV	1.319	-	<b>1.319</b>	<b>1.554</b>	

Tabla 7.2-1. Tabla edificabilidad del Plan

Aunque se conocen las superficies destinadas al sector terciario, en esta fase de planeamiento urbanístico no se conoce con suficiente detalle su futuro uso (centros comerciales, supermercados, gimnasios, comercios...), por lo que la demanda de estos debería estudiarse caso a caso en un posterior estudio de detalle y, en principio, no se van a considerar en este estudio preliminar. Es evidente que, la incorporación a posteriori de los usuarios del sector terciario, mejorará los resultados de viabilidad.

Si se asume que un 10% de la superficie edificable corresponderá a zonas comunes en los edificios, la superficie de viviendas sería:

$$S_{viv} = 222.851 \cdot 0,9 = 200.565 \text{ m}^2$$

y admitiendo un módulo (promedio) de 90 m<sup>2</sup> para cada vivienda:

$$N^{\circ} \text{ de viviendas} = \frac{200.565 \text{ m}^2}{90 \frac{\text{m}^2}{\text{viv}}} = 2.228 \text{ viviendas}$$

De la anterior cabe resumir que la edificabilidad residencial, terciaria y total del Plan es:

RESUMEN		
Nº MAX. VIV.	EDIFICABILIDAD	
2.228	RESIDENCIAL	TERCIARIO
	222.851	20.730
EDIFICABILIDAD TOTAL	243.581	

Tabla 7.2-2: Resumen edificabilidad total del Plan.

### 7.3 Demanda térmica del DHC Moreras

Para estimar la demanda térmica del DHC (distribución horaria a lo largo del año), se extrapolarán los resultados obtenidos en la simulación térmica TRNSYS de un edificio representativo que cumpla la normativa Española vigente, CTE [17], [18] situado en la localidad de Valencia.

Con objeto de facilitar la exposición del caso de estudio, en el anexo 1 se muestra el detalle del cálculo de la demanda térmica, recogiendo este apartado únicamente el resumen de resultados.

#### Resumen de resultados

- Superficie vivienda tipo: 90 m<sup>2</sup>
- Nº de viviendas: 2.228 viviendas
- Demanda útil de ACS (12,68 KWh/m<sup>2</sup>): 1.141kWh/año
- Demanda útil de frío (12.5 KWh/m<sup>2</sup>): 1.125kWh/año
- Demanda útil de calor (20,75 KWh/m<sup>2</sup>): 1.867kWh/año

Las potencias máximas y mínimas para Calor son:

- Max 7.446 KW en la hora 8.649 (Diciembre).

- Min 1.027 KW en la hora 5.835 (Septiembre).

La potencia máxima para Frío es:

- Max 4.321 KW en la hora 5.537 (Agosto).

La distribución mensual de la demanda para el DHC Moreras se resume en la siguiente tabla.

	Qcal MWh	QACS MWh	QCAL MWh	Qref MWh
Enero	1.228,0	246,1	1.474,1	-
Febrero	793,6	222,3	1.015,9	-
Marzo	521,3	241,1	762,4	0,6
Abril	151,9	228,5	380,4	3,4
Mayo	15,3	228,7	244,0	44,5
Junio	1,7	211,8	213,5	166,4
Julio	-	208,9	208,9	830,4
Agosto	-	201,5	201,5	943,2
Septiembre	0,6	197,4	198,0	440,3
Octubre	2,0	213,9	215,9	129,9
Noviembre	458,4	219,0	677,4	-
Diciembre	1.195,0	238,0	1.433,0	-
Total anual	4.367,8	2.657,2	7.025,0	2.558,7

Tabla 7.3-1: Demanda mensual del DHC Moreras

En las siguientes figuras se muestra de forma gráfica la distribución anual de la demanda del DHC (copia de pantallas de los resultados de simulación TRNSYS).

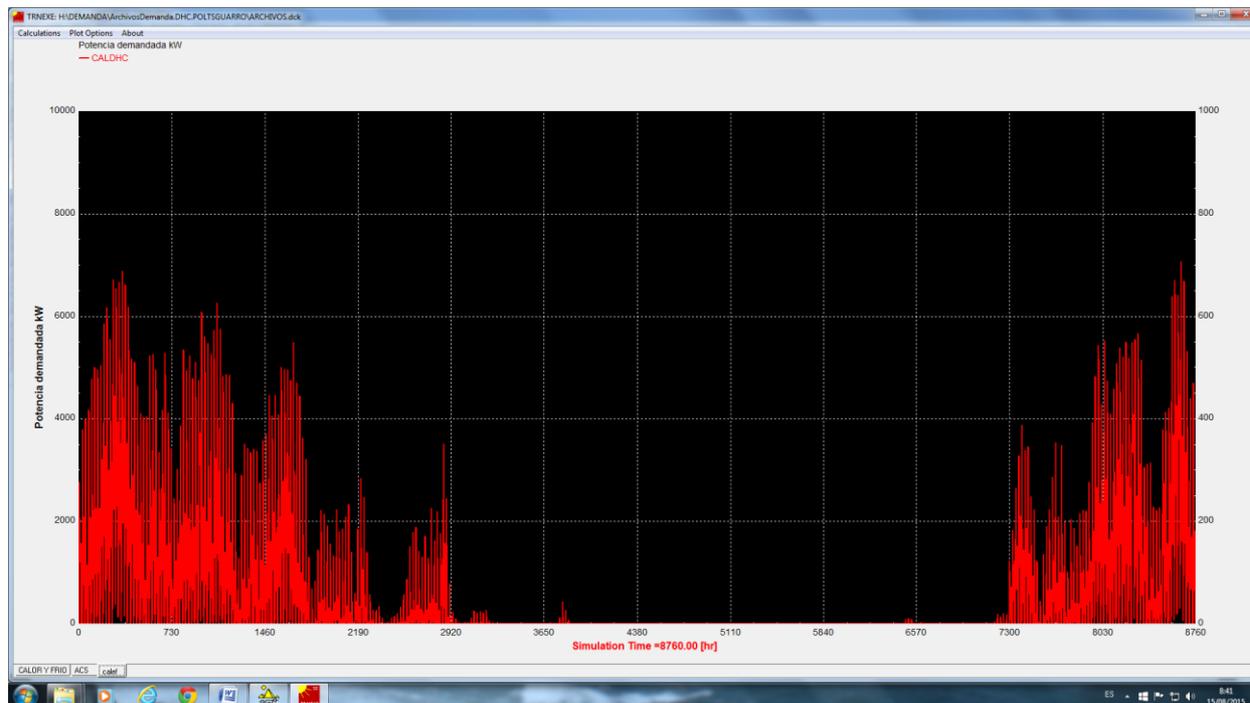


Ilustración 7.3-1: Demanda horaria (Potencia) de Calefacción del DHC

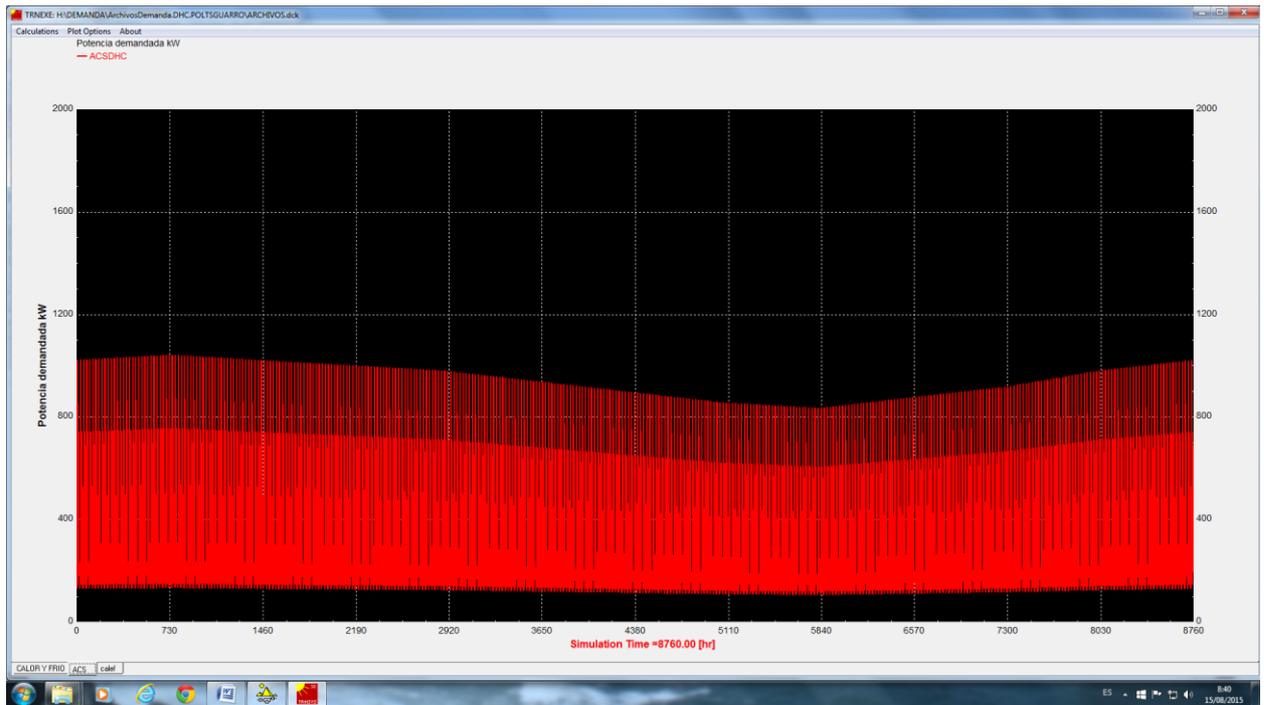


Ilustración 7.3-2: Demanda horaria (Potencia) de ACS del DHC

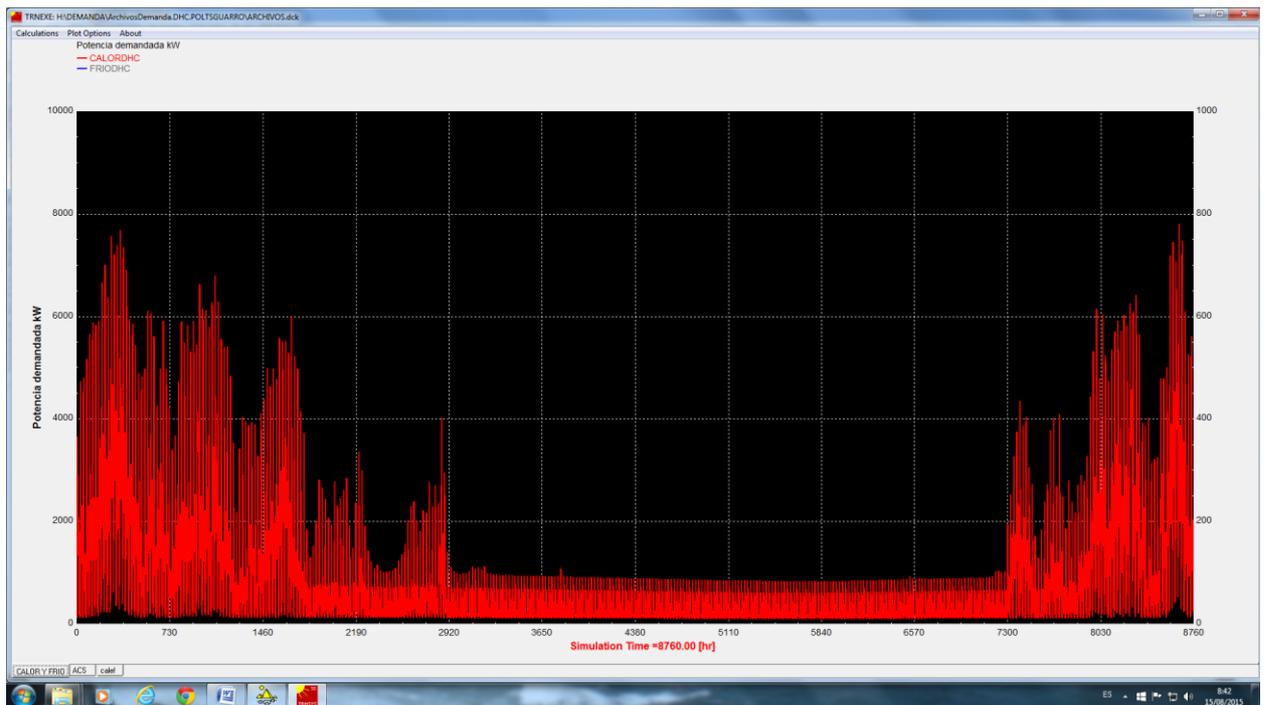


Ilustración 7.3-3: Demanda horaria (Potencia) de Calor del DHC

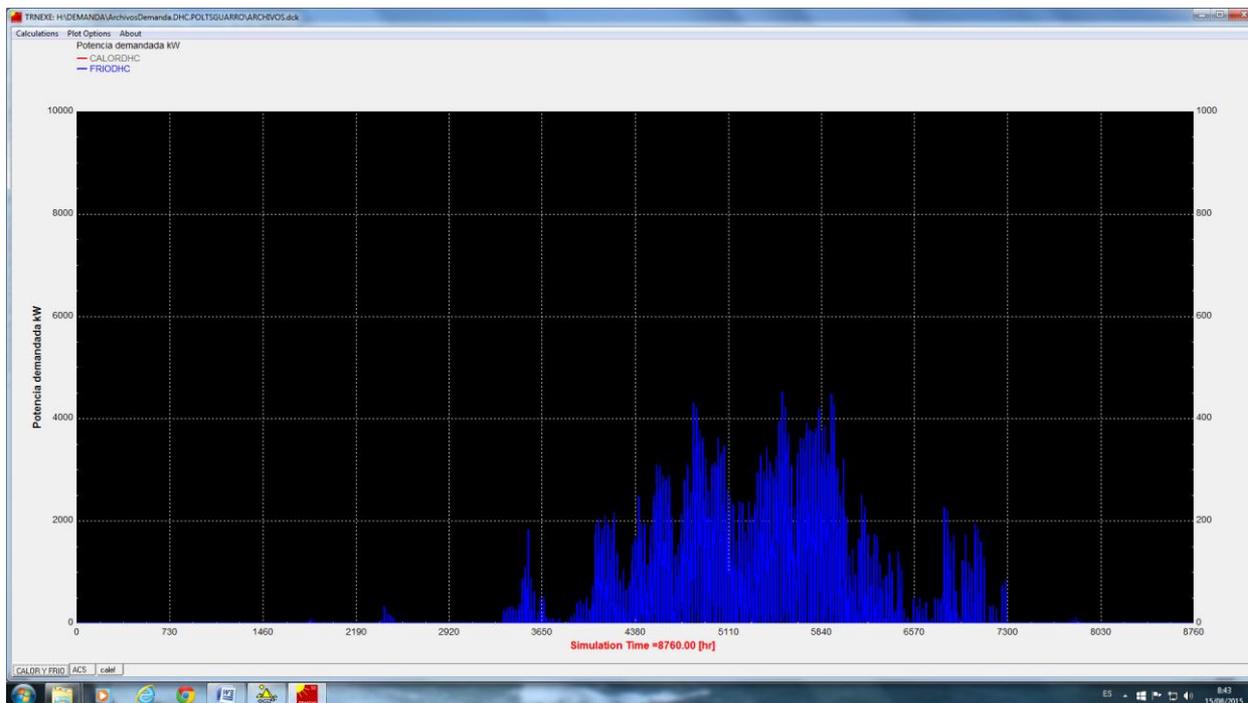


Ilustración 7.3-4: Demanda horaria (Potencia) de Frío del DHC

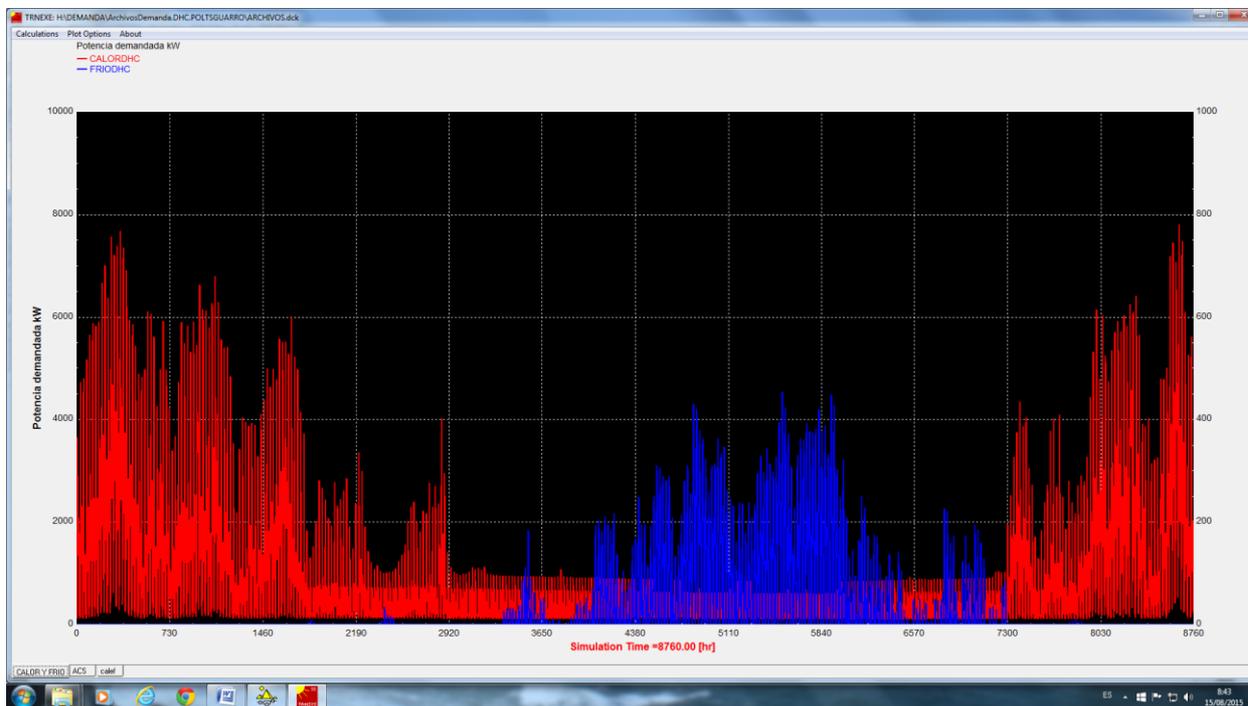


Ilustración 7.3-5 Demanda anual de frío (azul) y calor (rojo)

Una vez determinada la distribución horaria, y cuantificadas las potencias máximas y mínimas, es interesante obtener las curvas potencia – nº de horas en el que la potencia se encuentra en un intervalo dado, para el caso de frío y calor de la red. Los resultados mediante simulación TRNSYS son

Tiempo (h)	POT (KW)
6.661	450
926	1.350
529	2.250
260	3.150
181	4.050
110	4.950
64	5.850
25	6.750
4	7.650

Tabla 7.3-2: Potencia - tiempo en el intervalo para dicha potencia para calor en el DHC

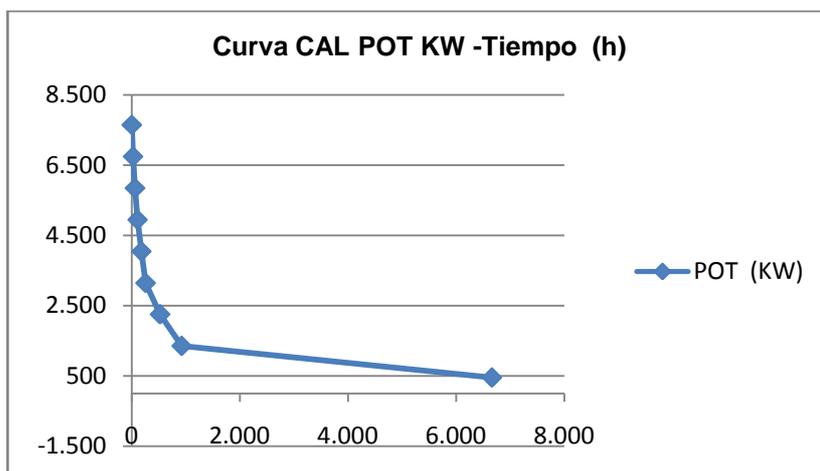


Figura 7.3-1: Potencia – nº de horas en el intervalo para dicha potencia de calor en el DHC

Tiempo (h)	POT (KW)
1.469	250
340	750
327	1.250
272	1.750
182	2.250
140	2.750
77	3.250
50	3.750
13	4.250
0	4.750

Tabla 7.3-3: Potencia - tiempo en el intervalo para dicha potencia el caso de frío en el DHC

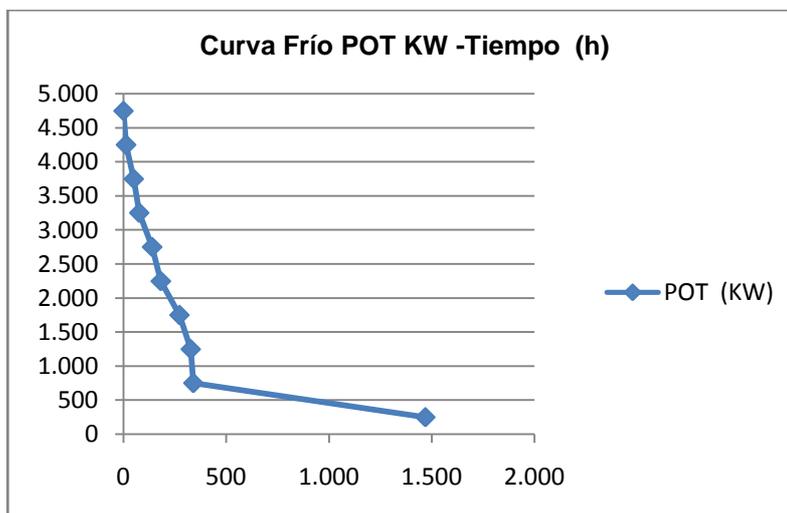


Figura 7.3-2: Curva Potencia-tiempo en el intervalo para dicha potencia de frío en el DHC

## 7.4 Situación energética y medioambiental de referencia

### 7.4.1 Sistema térmico convencional de referencia

Para posteriormente poder comparar la ventaja económica y medioambiental del suministro energético mediante la solución DHC, es necesario establecer una situación razonable (aunque arbitraria) de referencia (generación convencional). En este caso, la demanda se asume resuelta mediante los siguientes equipos:

#### Climatización (Calor y Frío).

Sistema de compresión de vapor Bomba de Calor con un COP de 2.5 Nominal y de 1.77 estacional en ambos modos de funcionamiento (de acuerdo a Calener). El COP es acorde a los equipos encontrados actualmente en el mercado para uso doméstico individual de tipo bomba de calor por compresión en un rango de 7.000 – 10.000 Frigorías.

#### ACS.

Calentador instantáneo de gas natural (GN) con un rendimiento  $\eta = 0.8$  Nominal y 0.74 estacional (de acuerdo a Calener).

### 7.4.2 Coste anual de suministro de energía térmica.

En este apartado se obtiene el coste anual del suministro energético para climatización y ACS de la situación de referencia, teniendo en cuenta las características del sistema de generación, los resultados del cálculo de la demanda térmica prevista y el coste actual de la energía para tarifa doméstica.

Se asume que las viviendas tienen un suministro eléctrico convencional sin discriminación horaria. Los precios para la estimación de coste anual de referencia (electricidad y GN) corresponden a Mayo de 2015.

Las facturas por vivienda de gas y eléctricas serían las siguientes

- Superficie vivienda:	90	m <sup>2</sup>
- Nº de viviendas en el Plan:	2.228	viv
- Demanda útil de ACS (12,68 kWh/m <sup>2</sup> ):	1.141	kWh/año
- Demanda útil de Frío (12.5 kWh/m <sup>2</sup> ):	1.125	kWh/año
- Demanda útil de calor (20,75 kWh/m <sup>2</sup> ):	1.867	kWh/año

Que, teniendo en cuenta el rendimiento de los equipos, la energía comprada será:

- Compra de GN para ACS:	1.541	kWh/año
- Compra de electricidad para frío:	635	kWh/año
- Compra de electricidad para calor:	1.054	kWh/año
- Compra de electricidad:	1.689	kWh/año

En la simulación del recibo eléctrico (únicamente considerando los consumos de climatización), se ha supuesto una potencia eléctrica contratada para climatización de 3.3 kW. Es decir, si la vivienda necesitara 5 kW, se supone que 3.3 kW de potencia se contratarían para que funcionen los equipos de climatización. No se contabiliza la repercusión sobre el alquiler del contador porque este debe contratarse en cualquier caso.

En la simulación del recibo de GN se emplea una tarifa mini (menos de 2.500 kWh al año). Dado que para el GN el término de energía facturado por la compañía se refiere al poder calorífico superior (PCS), al precio de tarifa se le aplica un coeficiente corrector teniendo en cuenta que:

$$\text{PCS GN} \quad 11,6 \text{ kWh/Nm}^3 \quad \text{PCI GN} \quad 10,5 \text{ kWh/Nm}^3$$

Y por lo tanto, el precio de tarifa de 0,08 €/ kWh (PCS) corresponde a  $\frac{0,08}{\frac{10,5}{11,6}} = 0,088 \text{ €/ kWh (PCI)}$

De acuerdo a lo indicado anteriormente, el coste anual (suministro energético) por los conceptos de climatización y ACS para la vivienda tipo se muestra en las tablas siguientes.

**Coste electricidad climatización (Simulación factura eléctrica)**Facturació por potencia

	POT (KW)	Días	Tarifa (E/KW-Día)	Sub €
Potencia	3,3	365	0,1042	125,5
Comercialización	3,3	365	0,0109	13,1

Facturació por energía consumida

	Energía	Tarifa	
Peaje	1689	0,044027	74,4
Coste Energía	1689	0,0813	137,3157
<b>Subtotal suministro energía</b>			<b>350,3</b>
<b>Impuesto de electricidad (5% sobre la energía suministrada)</b>			<b>17,5</b>
<b>Total sin IVA</b>			<b>367,8</b>
<b>IVA</b>	<b>21%</b>		<b>77,2</b>
<b>Importe Total Anual</b>			<b>445,1</b>
<b>Precio/KWH eléctrico consumido</b>		<b>0,264</b>	

Tabla 7.4-1 Coste eléctrico de referencia para una vivienda

**Coste GN ACS (Simulación factura GN)**Facturació por energía consumida

	Energía	Tarifa	
Consumo de gas	1541	0,0843	129,9
<b>Impuesto Hidrocarburos</b>	<b>1541</b>	<b>0,0023</b>	<b>3,5</b>
<b>Subtotal sin IVA</b>			<b>133,5</b>
<b>IVA</b>	<b>21%</b>		<b>28,0</b>
<b>Importe Total Anual</b>			<b>161,5</b>
<b>Precio/KWH GN consumido</b>		<b>0,105</b>	

Tabla 7.4-2: Coste del GN de referencia para ACS para una vivienda

Si se contabilizan las futuras 2.228 viviendas (plena ocupación), el coste energético para la situación de referencia sería:

- Coste energético referencia (Sin IVA) = 2.228 \* (133 + 367) = 1.114.999 E
- Coste energético referencia (Con IVA) = 2.228 \* (161 + 445) = 1.350.168 E

## 7.5 Cuantía anual de emisiones y energía primaria de referencia

### Emisiones de CO<sub>2</sub>

De acuerdo al capítulo 6, se utilizarán en este punto los factores normalizados de emisión de CO<sub>2</sub>. actualmente aceptados en la certificación energética de edificios (Calener) y en el cumplimiento del CTE HE-1 (LIDER). En nuestro caso serán

- GN: 0.204 kg CO<sub>2</sub> /kWh (E final).
- Electricidad consumo doméstico (BT): 0.649 kg CO<sub>2</sub> /kWh (E final).

De acuerdo a los consumos del edificio presentados en el apartado anterior y a los factores normalizados de emisión aplicables, las emisiones anuales de CO<sub>2</sub> de referencia para ACS y climatización convencional son.

#### **Situación de referencia. Cálculo emisiones CO<sub>2</sub>.**

Consumo anual de Energía final	Consumo KWh /año	Factor de conversión Kg CO <sub>2</sub> /KWh Final	Emisiones Kg CO <sub>2</sub> /año
GN (PCI)	1541	0,204	314
Electricidad	1689	0,649	1.096
<b>Total emisiones anuales vivienda de referencia</b>			<b>1.411</b>

*Tabla 7.5-1 : Cálculo emisiones CO<sub>2</sub>. Situación de referencia para la vivienda tipo.*

Si se contabilizan las futuras 2.228 viviendas, se emitirían para el ámbito del DHC

Kg anuales de CO<sub>2</sub> emitidas referencia = 1.411 \* 2.228 = 3.143.708 Kg.

### Consumo de energía primaria

De acuerdo al capítulo 6, las expresiones aplicables para el cálculo de la energía primaria son

$$F_{viv} = f_{GN} \text{ Consumo}_{GN} + f_{Elec} \text{ Consumo}_{Elec} = 1.07 * \text{Consumo}_{GN} + 2.28 * \text{Consumo}_{Elec} = 1.07 * 1541 + 2.28 * 1689 = 5.499 \text{ KWh}_{viv}$$

Si se contabilizan el consumo para las 2.228 viviendas, para el DHC se obtiene

$$F = 5.499 * 2.228 = 12.253.532 \text{ KWh}$$

## 7.6 Propuesta técnica de DHC

En este apartado se comentan las características técnicas básicas del DHC propuesto y se indican los precios de las distintas partidas corresponden a los equipos y materiales concretos para la configuración seleccionada (que se justifica más adelante).

Es conveniente señalar aquí que, salvo el consumo eléctrico de los equipos y consumos menores, muy reducido respecto de la solución convencional (ver más adelante), el sistema propuesto utiliza únicamente energías renovables (sol y biomasa) [28], [74], [77], [76], [80].

### 7.6.1 Central térmica

La central se ubicaría en el Espacio E-4 (manzana XV), espacio calificado de dotación pública en el Plan, de 6.468 m<sup>2</sup>. En este espacio se situarían los captadores solares, las calderas de biomasa, las máquinas de absorción, torre de refrigeración, bombas y demás equipos necesarios para la generación térmica.

La central está compuesta principalmente por:

#### La nave industrial.

Albergará los equipos de producción térmica, silo de biomasa, estación de bombeo y un espacio de oficina. Será una nave diáfana de 50 metros de longitud por 20 metros de ancho y 8 metros de altura de cubierta plana, ocupando una superficie construida en planta de 1000 m<sup>2</sup>. Se realizará con estructura de pórticos prefabricados de hormigón, cerramientos exteriores de paneles de hormigón con aislamiento intermedio y cubierta metálica de panel tipo sándwich sobre correas de hormigón. Dicha nave incluirá cimentación y solera de hormigón con pavimento acabado.

Dentro de la nave existirá un espacio destinado a oficinas y control, en una entreplanta, con unas dimensiones de 100 metros de ancho por 20 metros de longitud, ocupando para tal fin 200 m<sup>2</sup> de superficie edificada. Cabe señalar que poseerá un equipamiento eléctrico de M.T. y B.T, con un centro de seccionamiento y transformación para un mínimo de 250 kVA.

Debido al extenso terreno que ocupa la manzana XV, en él se ubicará tanto la nave como el grueso de los colectores. También podría aprovecharse la cubierta de algún edificio cercano del sector servicios.

Se estima un coste de la nave de 635.000 de acuerdo al siguiente desglose:

NAVE CENTRAL PRODUCCIÓN ENERGÍA			
	Medición (m2/Unidades)	Precio (€)	Importe (€)
Nave diáfana 50x20 m y 1000 m2 de planta.	1000	360	360.000
Entreplanta oficinas 10x20 m 200 m2	200	620	124.000
Infraestructura eléctrica M.T. y B.T.	1	70000	70.000
Infraestructura de fontanería al edificio.	1	30000	30.000
Instalaciones: telefonía, incendios, seguridad.	1	40000	40.000
Seguridad y salud en obras de edificación.	1	6000	6.000
Control de calidad y ensayos.	1	2400	2.400
Gestión de residuos.	1	2600	2.600
<b>COSTE TOTAL NAVE</b>			<b>635.000</b>

Tabla 7.6-1 Presupuesto nave industrial para la central.

#### Calderas de biomasa y silo de almacenamiento de astilla.

Se prevén dos calderas de biomasa como aporte de energía auxiliar (una para frío y otra para calor). Dichas calderas irán situadas en el interior de la nave industrial, junto con al silo de almacenaje de astilla para facilitar su alimentación.

Para la generación auxiliar de frío se prevé una caldera de agua sobrecalentada de biomasa (astilla) de 4,5 MW, a 150°C (6 bar), que alimentará a una máquina de absorción de doble efecto COP 1.2 . Esta caldera apoyará en invierno a la producción de calor.

Para la generación auxiliar de calor, se prevé una caldera de agua caliente de biomasa de 4,5 MW. Como ya se ha comentado, esta caldera estará apoyada por la de agua sobrecalentada en invierno. Las calderas serán de acero y con revestimiento refractario, provistas de quemador con parrilla móvil escalonada completamente refrigerada por agua y un sinfín de alimentación para combustibles sólidos con humedad de hasta el 35% y granulometría hasta 3 cm. Dispondrán de 4 pasos de humos, para aumentar al máximo los tiempos de permanencia de los gases en el interior de la caldera y así alcanzar la mayor eficiencia con las mínimas emisiones a la atmósfera. Las cenizas se extraerán automáticamente del horno y serán transportadas con un sinfín hasta un contenedor común para su evacuación periódica.

Ambas calderas se alimentarán de forma independiente y automática con astilla almacenada en un silo de biomasa ubicado en el interior de la nave ocupando uno de sus extremos. Estará compuesto por dos módulos de medidas 7,5 x1 2x 4 m, teniendo una capacidad total de 720 m<sup>3</sup>. Con estas dimensiones, el silo garantiza un promedio de autonomía de 15 días. La astilla es transportada desde el silo mediante un transportador de paletas común a ambas calderas a un pequeño depósito pulmón y posteriormente se distribuye astilla mediante bandas transportadoras en cada una de las tolvas de entrada a cada caldera de forma automática en independiente.

El presupuesto de calderas y el silo de almacenamiento, así como su instalación y puesta en marcha, asciende a un total de 1.148.645 € de acuerdo al siguiente desglose.

CALDERAS DE BIOMASA Y SILO DE ALMACENAMIENTO			
	Unidades	Precio (€)	Importe (€)
Caldera biomasa 4,5MW agua sobrecalentada 150°C	1	575000	575.000
Caldera biomasa 4,5MW agua caliente 70°C	1	435000	435.000
Módulo silo de almacenaje (7,5m x 12m x 4m)	2	27320	54.640
Transportador de paletas	1	39105	39.105
Elementos auxiliares alimentación caldera	1	6500	6.500
Instalación y puesta en marcha	1	38400	38.400
<b>COSTE TOTAL CALDERAS Y SILO</b>			<b>1.148.645</b>

Tabla 7.6-2: Presupuesto calderas de biomasa y silo.

### Campo de colectores solares

Los colectores serán de tubos de vacío montados sobre estructura metálica primaria inclinada 45°C que, a su vez, estará anclada a una estructura secundaria que proporcionará las garantías de estabilidad al conjunto. Hidráulicamente, se agruparán en baterías de 4-5 colectores en paralelo y el campo será un conjunto de baterías en paralelo de colectores en paralelo. Dispondrá de los oportunos elementos de regulación de caudal y seccionamiento y protección. Se montará una parte del campo sobre la superficie plana de la nave. El resto será en suelo, o como ya sea comentado, también podría aprovecharse la cubierta plana de otros edificios de uso terciario próximos. Los coeficientes de la curva de rendimiento de los colectores son:  $a_0 = 0,8$ ,  $a_1 = 1.25 \text{ w/K}\cdot\text{m}^2$  y  $a_2 = 0,008 \text{ w/K}^2 \text{ m}^2$ .

El coste del campo solar instalado y revisado se estima en

CAMPO SOLAR			
	Medición (m <sup>2</sup> )	Precio (€)	Importe (€)
Campo de colectores	4.000	400	1.600.000
<b>COSTE TOTAL CAMPO</b>			<b>1.600.000</b>

Tabla 7.6-3 Presupuesto campo solar

### Enfriadoras térmicas y torres de refrigeración

Se prevén dos máquinas de absorción. Una de ellas de simple efecto de 422 KW COP 7.5 alimentada por agua caliente solar, y la segunda de doble efecto de 4,5 MW, COP 1.2, alimentada a 150°C (6 bar) para generación de frío auxiliar.

Para la refrigeración de la máquina de absorción de doble efecto de 4,5 MW de agua sobrecalentada, se requerirá de una torre de refrigeración formada por dos módulos con una potencia máxima de disipación de calor de 8.768 kW.

En cuanto a la segunda de las máquinas enfriadoras, de simple efecto 422 MW se requerirá de una torre de refrigeración de un único módulo, con una potencia máxima de disipación de calor de 1.200 kW. Dichas torres de refrigeración irán colocadas en la cubierta de la nave que albergue la central o en su defecto en sus alrededores.



Ilustración 7.6-1: Torres de refrigeración individual y modular. Fuente TEVA

El coste del bloque de absorción se estima en 1.244.160 €.de acuerdo al siguiente desglose

ENFRIADORAS Y TORRES DE REFRIGERACIÓN			
	Unidades	Precio (€)	Importe (€)
Máquina de absorción Thermax HD 80A	1	720.000	720.000
Máquina de absorción Thermax LT 12 C	1	105.000	105.000
Torre de refrigeración TVAE 8023 kW	2	74.390	148.780
Torre de refrigeración TVAE 1005 kW	1	22.045	22.045
Instalación y puesta en marcha	1	22.045	248.956
<b>COSTE TOTAL ENF Y TORRES</b>			<b>1.244.781</b>

Tabla 7.6-4: Presupuesto máquinas de absorción y torres de refrigeración.

### Depósito de acumulación.

El depósito acumulador se fabricará in situ dadas sus dimensiones, preferiblemente será enterrado. El coeficiente de transferencia de calor será de  $= 0,06 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$  con un mínimo de 60 mm de grosor. Será capaz de soportar una presión por temperatura hasta  $150 \text{ }^\circ\text{C}$  (4.7 Bar). La relación de aspecto H/D será de 0.8.

El coste del acumulador construido y revisado se estima como partida alzada en

ACUMULADOR			
	Medición (m3)	Precio (€)	Importe (€)
Acumulador	400	617	246.800
<b>COSTE TOTAL ACUMULADOR</b>			<b>246.800</b>

Tabla 7.6-5: Presupuesto del acumulador

## Grupo de bombeo

Situado en cabecera de red (central), el sistema de bombeo consta de tres bombas gemelas para la red de calor y tres para la de frío que harán posible que el agua caliente o fría llegue a las subestaciones de los usuarios en las condiciones adecuadas de caudal y presión. Adicionalmente también se prevén las correspondientes bombas para el primario solar y el secundario solar, para las torres de refrigeración y para la alimentación solar de absorción. Todas las bombas irán colocadas en bancada, dadas sus grandes dimensiones y potencias. Las de caudal variable incorporarán el oportuno variador de frecuencia en cuadro, que permitan regular el flujo correctamente. Adicionalmente incorporarán juntas mecánicas especiales aquellas que trabajen con agua a alta temperatura (150°C).



Ilustración 7.6-2 Bomba centrífuga sobre bancada

En el siguiente cuadro se desglosa el importe de las 10 bombas instaladas y revisadas.

BOMBAS DE IMPULSIÓN			
	Unidades	Precio (€)	Importe (€)
Bomba SNP 10020-37.0 VS	1	14.687	14.687
Bomba SNM 12525-15.0 VS	1	10.001	10.001
Bomba SNP 5016-11.0 VS	3	7.126	21.378
Bomba SNP 8016-30.0 VS	3	12.342	37.026
Bomba SNM 10020-5.5 VS	2	5.881	11.762
Instalación y puesta en marcha	1	15.710	11.565
<b>COSTE TOTAL BOMBAS</b>			<b>106.419</b>

Tabla 7.6-6. Presupuesto bombas

## Intercambiador de calor

Se prevé un cambiador de placas de acero inoxidable con juntas especiales de alta temperatura a contracorriente para separar el primario/secundario solar. La potencia máxima de intercambio se obtiene de la simulación TRNSYS para la configuración seleccionada, siendo su valor 3.055 KW. Para la selección se ha usado el software profesional de la empresa SEDICAL.

En las siguientes figuras ( pantallas del citado software) se indican los resultados para la selección.

Modelo				
UFP-155 / 277 LM72 - IS - PN10 (Nº 6)				
Datos generales	Datos técnicos	Materiales y dimensiones	Datos de diseño	Normativa PED
Circuito		Primario	Secundario	
Fluido		Propilenglicol	Agua	
Potencia de intercambio	kW	3055.0		
	kcal/h	2627300.0		
Caudal	l/h	270279.0	270399.7	
Temperatura entrada	°C	92.0	80	
Temperatura salida	°C	82.0	90	
Perdida de carga maxima	kPa	50.0	50.0	
Densidad	kg/m³	985.07	968.64	
Calor específico	kJ/kg×°K	4.13	4.20	
Conductividad termica	W/m×°K	0.55	0.67	
Viscosidad media	mPa×s	0.47	0.35	
Viscosidad pared	mPa×s	0.48	0.34	

Ilustración 7.6-3 Datos generales para el cambiador

Modelo				
UFP-155 / 277 LM72 - IS - PN10 (Nº 6)				
Datos generales	Datos técnicos	Materiales y dimensiones	Datos de diseño	Normativa PED
Circuito		Primario	Secundario	
Perdida carga totales	kPa	50.2	50.1	
Dif. temp. logarítmica media	°C	2.00		
Numero de placas		277		
Agrupamiento		1 x 138 / 1 x 138		
Tipo / porcentaje		LM 72		
Superficie intercambio efectiva	m²	247.50		
Valor K ( servicio / limpio )	W/m²×°K	6171.61	6362.76	
Sobredimensionamiento	%	3.09		
Factor de ensuciamiento	m²×°K/kW	0.0048		
Presión de diseño / prueba	bar	10.0 / 14.3		
Temper. máxima de diseño	°C	102.0		

Ilustración 7.6-4 Datos técnicos del cambiador

- Diferencia de temperatura media logarítmica: 2 °C
- Superficie efectiva: 247 m<sup>2</sup>
- Valor K= 6171 / 6362 W/m<sup>2</sup>·K (limpio/sucio)

El coste del cambiador instalado y revisado se estima en

CAMBIADOR SOLAR			
	Medición (Unid)	Precio (€)	Importe (€)
Campo de colectores	1	33000	33.000
COSTE TOTAL CAMPO			33.000

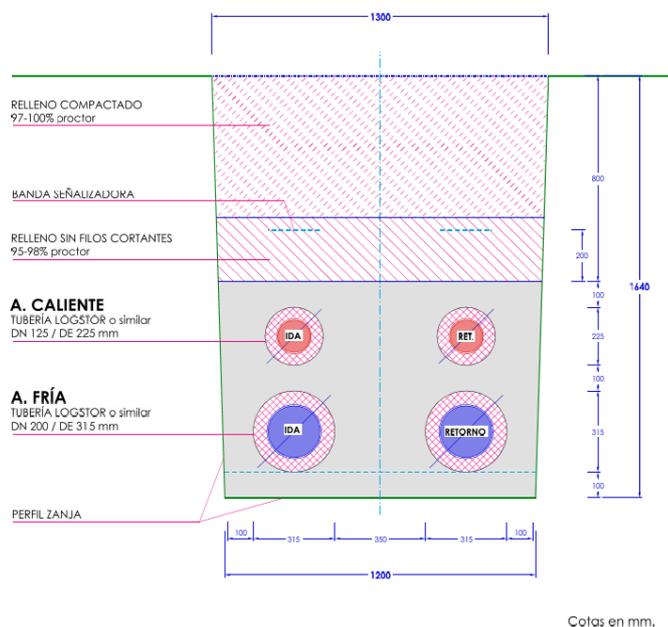
Tabla 7.6-7: Presupuesto cambiador

### 7.6.2 Red de distribución del DHC

La red principal de distribución será enterrada a cuatro tubos, dos (ida y retorno) para calor de la misma sección y dos (ida y retorno) para frío, disponiéndose la tubería fría por debajo de la caliente (ver más adelante).

Para alojar las tuberías se prevé una zanja de 1,64 metros de profundidad por 1,3 metros de anchura. El terreno es flojo y la excavación se produce a cielo abierto, con extracción de tierras a los bordes e incluso, si fuera necesario, se incluye la carga y transporte a vertedero o lugar de empleo de los productos sobrantes. Las tuberías serán preaisladas de acero y se soldarán en la zanja sobre una cama de arena. Además, incorporará los elementos auxiliares de red (arquetas, válvulas, ...). Una vez instalada la tubería, se procederá al relleno lateral y superior hasta 10 cm por encima de la generatriz de la misma con el mismo tipo de arena de la cama donde se apoyan. Por último, se procederá al relleno con productos procedentes de préstamos de material seleccionado o de la propia excavación, humectación y compactación en capas de 20 cm de espesor, con un grado del 97% - 100% del proctor modificado. No se incluirá en el precio de la partida la capa de pavimento, puesto que se trabaja con el supuesto de que quede incluida en la obra civil a ejecutar por el agente urbanizador.

En la siguiente figura se muestra una sección de zanja y tubos.



**Ilustración 7.6-5 Vista sección de la zanja y disposición de tuberías.**

Para el trazado de la red, además de intentar minimizar su longitud, se ha procurado que los ramales queden equilibrados en cuanto a carga, es decir, que los tres ramales abastezcan a un número similar de usuarios de la red. Como resultado de lo anterior, la red consta de 3 ramales. En la tabla siguiente se indica la demanda y longitud asignada a cada uno de ellos.

	Superficie abastecida (m <sup>2</sup> )	Longitud ramal (m)	Manzanas abastecidas
SECTOR 1	71.663	531,5	IV, X, XI y XVII
SECTOR 2	69.999	524	I, V y XII
SECTOR 3	81.189	689,9	II, III, VI, VII y VIII
TOTAL	22.2851	1.745,4	Manzanas residenciales

Tabla 7.6-8: Superficie abastecida y longitud de cada sector.

Se requieren por tanto, unos 1.750 metros de zanja para enterrar las tuberías, y unos 7.000 m de tubería preaislada de acero (con diámetros distintos para frío y calor). Con las hipótesis consideradas para la demanda del DHC, resulta obvio que el trazado será idéntico para el circuito de frío y el de calor. Por tanto, las cuatro tuberías estarían situadas en la misma zanja y seguirían el mismo recorrido. En el siguiente plano se muestra el trazado (unifilar) de la red de distribución (AZUL para frío, ROJO para calor) y las manzanas servidas (con números romanos). En el plano también se indica la ubicación de la central.



Ilustración 7.6-6: Trazado red de distribución DHC

Para el dimensionado de los tubos se han tenido en cuenta las potencias máximas de calor y frío de la demanda (7,5 MW para la red de calor, y de 4,5 MW para la red de frío), los saltos térmicos en los intercambiadores de las subestaciones (30 °C y 7 °C para calor y frío respectivamente) y las siguientes expresiones básicas:

$$Q_{max} = \dot{m}_{max} \cdot C_p \cdot \Delta T$$

Donde:

- $Q_{max}$  Potencia máxima a transportar (calor o frío).
- $\dot{m}_{max}$  Caudal másico máximo.
- $C_p$  Calor específico del agua.
- $\Delta T$  Salto térmico.

Limitando la pérdida de carga lineal a un máximo de 200 Pa/m ( $v= 1,75$  m/s) la sección de la tubería.

$$\dot{m}_{max} = S * v$$

Donde:

- $S$  Sección de la tubería.
- $v$  Velocidad del fluido circulante.

Una vez obtenido la sección de la tubería, el cálculo del diámetro de la tubería es inmediato.

$$S = \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$

Donde:

- $D$  Diámetro de la tubería.

Aplicando el procedimiento y teniendo en cuenta las longitudes de los ramales, se obtienen los resultados que se resumen en la siguiente tabla.

RED DE CALOR		RED DE FRÍO	
Superficie abastecida (m2)	222851	Superficie abastecida (m2)	222851
Potencia máxima calor (kW)	7500	Potencia máxima frío (kW)	4500
Longitud total de zanja (m)	1745,4	Longitud total de zanja (m)	1745,4
Longitud total tubería (m)	3490,8	Longitud total tubería (m)	3490,8
Salto térmico (°C)	30	Salto térmico (°C)	7
Calor específico fluido (J/Kg·°C)	4186	Calor específico fluido (J/Kg·°C)	4186
Densidad del fluido (Kg/m3)	1000	Densidad del fluido (Kg/m3)	1000
Caudal másico total (Kg/s)	59,723	Caudal másico total (Kg/s)	153,573
Caudal volumétrico total (m3/s)	0,0597	Caudal volumétrico total (m3/s)	0,1536
Velocidad del fluido (m/s)	1,5	Velocidad del fluido (m/s)	1,5
SECTOR 1		SECTOR 1	
Superficie de abastecimiento (m2)	71663	Superficie de abastecimiento (m2)	71663
Longitud de zanja del ramal (m)	531,5	Longitud de zanja del ramal (m)	531,5
Longitud de tubería del ramal (m)	1063	Longitud de tubería del ramal (m)	1063
% a abastecer de la red (%)	32,157	% a abastecer de la red (%)	32,157
Caudal másico (Kg/s)	19,205	Caudal másico (Kg/s)	49,385
Caudal volumétrico (m3/s)	0,0192	Caudal volumétrico (m3/s)	0,0494
Sección de la tubería (m2)	0,0070	Sección de la tubería (m2)	0,0180
Diámetro nominal tubería	DN 125	Diámetro nominal tubería (mm)	DN 200

SECTOR 2		SECTOR 2	
Superficie de abastecimiento (m2)	69999	Superficie de abastecimiento (m2)	69999
Longitud de zanja del ramal (m)	524	Longitud de zanja del ramal (m)	524
Longitud de tubería del ramal (m)	1048	Longitud de tubería del ramal (m)	1048
% a abastecer de la red (%)	31,411	% a abastecer de la red (%)	31,411
Caudal másico (Kg/s)	18,759	Caudal másico (Kg/s)	48,238
Caudal volumétrico (m3/s)	0,0188	Caudal volumétrico (m3/s)	0,0482
Sección de la tubería (m2)	0,0068	Sección de la tubería (m2)	0,0175
Diámetro nominal tubería	DN 125	Diámetro nominal tubería	DN 200
SECTOR 3		SECTOR 3	
Superficie de abastecimiento (m2)	81189	Superficie de abastecimiento (m2)	81189
Longitud del zanja del ramal (m)	689,9	Longitud del zanja del ramal (m)	689,9
Longitud de tubería del ramal (m)	1379,8	Longitud de tubería del ramal (m)	1379,8
% a abastecer de la red (%)	36,432	% a abastecer de la red (%)	36,432
Caudal másico (Kg/s)	21,758	Caudal másico (Kg/s)	55,950
Caudal volumétrico (m3/s)	0,0218	Caudal volumétrico (m3/s)	0,0559
Sección de la tubería (m2)	0,0079	Sección de la tubería (m2)	0,0203
Diámetro nominal tubería	DN 125	Diámetro nominal tubería	DN 200

Tabla 7.6-9 Dimensionado red de distribución DHC.

En la siguiente tabla se resumen los costes de suministro de la red (solo tubería)

RED DE CALOR	Diámetro (mm)	Longitud (m)	Coste (€/m.l.)	Coste sector (€)
SECTOR 1	DN125/225	1063	27,8	29.551
SECTOR 2	DN125/225	1048	27,8	29.134
SECTOR 3	DN125/225	1379,8	27,8	38.358
<b>COSTE TOTAL RED CALOR</b>				<b>97.044</b>
RED DE FRÍO	Diámetro (mm)	Longitud (m)	Coste (€/m.l.)	Coste sector (€)
SECTOR 1	DN200/315	1063	48,65	51.714
SECTOR 2	DN200/315	1048	48,65	50.985
SECTOR 3	DN200/315	1379,8	48,65	67.127
<b>COSTE TOTAL RED FRÍO</b>				<b>169.827</b>
Coste accesorios auxiliares (45%)				120.092
<b>TOLTAL TUBERÍA RED DHC</b>				<b>386.963</b>

Tabla 7.6-10 Coste suministro de tubería.

Como era previsible, el coste total de la red de frío es muy superior a la de calor, aun siendo menor la potencia máxima necesaria para frío que para calor. En efecto, la tubería de frío debe tener una sección mayor que la de calor porque debe mover un caudal de agua mayor en consonancia con el menor salto térmico que se produce en el intercambiador de las subestaciones (7°C en la red de frío por los 30°C en la red de calor).

Como se comprueba a continuación, la partida de obra civil y montaje es muy relevante el coste de la red de distribución del DHC. Se desglosan: la excavación y relleno de la zanja y los gastos referentes a la instalación y puesta a punto de la tubería. Se han tomado valores reales del precio del metro cubico, tanto del excavado como del de relleno. Para la estimación del importe de la instalación de tubería se ha tomado como valor del metro lineal un 50% del precio lineal de suministro de tubo correspondiente. La siguiente tabla muestra el presupuesto de obra civil y montaje de tubería.

OBRA CIVIL RED DHC			
	Medición (m3)	Pecio (€/m3)	Importe (€)
Excavación de la zanja	3578	11,6	41.505
Relleno de la zanja	3167	11,3	35.789
Total relleno y excavación			77.295
	Medición (m)	Pecio (€/m.l.)	Importe (€)
<b>Instalación tubería red calor</b>			
Sector 1	1063	13,9	14.775
Sector 2	1048	13,9	14.567
Sector 3	1379,8	13,9	19.179
Total instalación calor			48.522
<b>Instalación tubería red frío</b>			
Sector 1	1063	24,325	25.857
Sector 2	1048	24,325	25.492
Sector 3	1379,8	24,325	33.563
Total instalación frío			84.913
Total coste instalación tubería			133.435
<b>COSTE TOTAL OBRA CIVIL RED</b>			<b>210.731</b>

Tabla 7.6-11: Presupuesto obra civil de la red de distribución.

A modo de resumen, el coste total de suministro de tubería asciende a 386.963€, a lo que habría que sumar 210.731 € de la obra civil, siendo el coste total de la red de distribución del sistema DHC de 597.695 €.

Es importante resaltar que, por hipótesis:

- El ayuntamiento realizará la inversión correspondiente a red principal de distribución.
- El gestor de la red realizará la inversión de la central, red secundaria y acometidas.
- La explotación de la red por parte del gestor será en régimen de concesión a 20 años (coincidente con el tiempo estimado para el proyecto). El ayuntamiento también incluirá en la concesión el uso del suelo donde se ubiquen central y colectores. Al final del periodo de concesión, la propiedad de las inversiones que inicialmente realizó el gestor pasarán al ayuntamiento. También por hipótesis se admite que, el importe anual de la concesión permitirá resarcirse al

ayuntamiento de su inversión (con actualizaciones al IPC). Es importante reseñar aquí, que la red de distribución puede estar en servicio un mínimo de 10 años más. Así pues

$$\text{Importe anual de la concesión} = \frac{597.695}{20} = 29.884 \text{ E/año}$$

- Los derechos de acometida a los promotores los cobrará el gestor y reservará una parte para costear la red secundaria y acometidas individuales. La otra reducirá el coste de la concesión anual (ver apartado siguiente).

### 7.6.3 Sobre conectividad de los edificios al DHC

En el presente caso de estudio, obviamente, se ha considerado un DHC cerrado de conexión obligatoria para el gestor al conjunto de las viviendas y viceversa. La ejecución de los ramales secundarios y acometidas individuales correrá a cargo del gestor de red, previo cobro a los promotores de los derechos de acometida. De acuerdo con los precios vigentes para el DHC de Districlima en Zaragoza 2014 [24], estos pueden fijarse en

$$101 \text{ E/KW en calor} \quad \text{y} \quad 265 \text{ E/KW en frío}$$

Por lo que, teniendo en cuenta las potencias máximas de la demanda, puede estimarse un cobro adicional en el año de la inversión (año 0) de

$$\text{Derechos de conexión} = 101 \cdot 7.500 + 265 \cdot 4.500 = 1.950.000 \text{ E}$$

De esta cantidad se considera que el 50 % dedicará a cubrir el coste de los ramales secundarios y acometidas, y el resto a cubrir el coste de inversión en la red principal. Por lo tanto

$$\text{A descontar de la inversión por derechos de acometida} = 0.5 \cdot 1.950.000 = 975.000 \text{ E}$$

### 7.6.4 - Subestaciones

El coste correría a cargo del promotor del edificio. No se considera.

## 7.7 Simulación dinámica TRNSYS para DHC. Resultados energéticos

Con objeto de facilitar la exposición del caso práctico, en el anexo 2 se muestra el detalle del modelo de simulación dinámica TRNSYS [57] [82], y los resultados obtenidos para un conjunto de configuraciones preseleccionadas para su estudio (análisis paramétrico), recogiendo este apartado únicamente el resumen de resultados para la configuración seleccionada [42], [36],[63], [64], [79].

### 7.7.1 El modelo TRNSYS para el DHC propuesto

En la siguiente figura se muestra el esquema TRNSYS del sistema completo simulado. Las líneas rojas indican que se trata de agua caliente (a mayor temperatura) y las líneas azules que se trata de agua fría (a menor temperatura). Las líneas negras son enlaces de mando y control. Las flechas sobre las líneas indican el sentido del flujo de información. Como excepción, las del circuito de la torre son de color marrón.

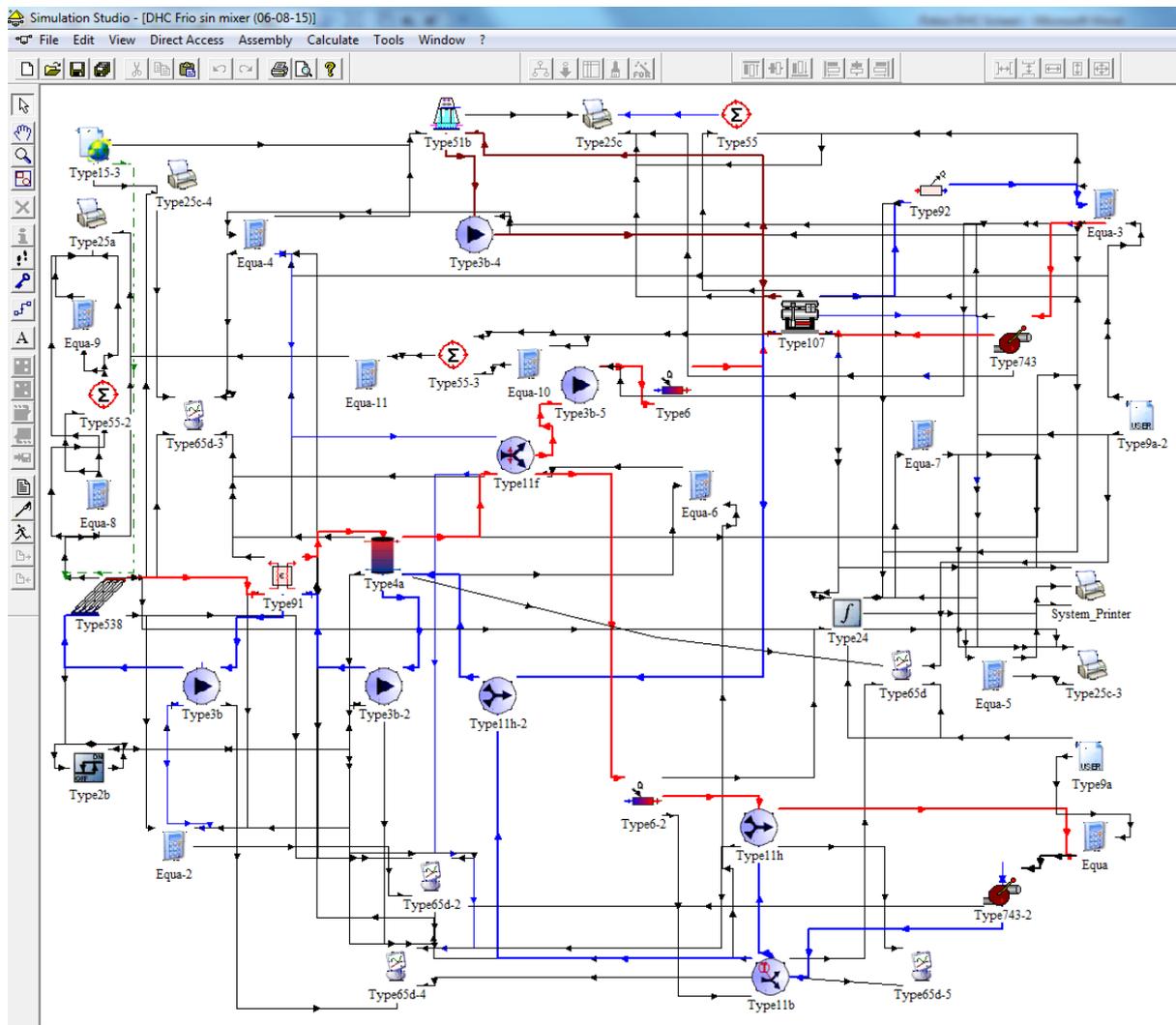


Ilustración 7.7-1 Esquema del modelo TRNSYS del District Heating and Cooling.

Las simulaciones son anuales (7.860 horas/año) y con pasos de tiempo 0.25 h (15 min).

### 7.7.2 Criterios de diseño. Análisis Paramétrico

Para el dimensionamiento de los equipos principales, el criterio básico de diseño (arbitrario) será alcanzar una fracción solar de calor para el DHC igual o superior al 45 % [37], [65]. La fracción solar de frío será la que resulte de posibilitar el objetivo anterior sin

excesos de temperatura en el sistema (lo que equivale a minimizar las pérdidas respecto al potencial de captación de energía solar del sistema).

Un gran número de simulaciones previas muestran como cuestión relevante, que las características de la demanda (curva potencia de la demanda – tiempo) exige:

- a) Un volumen mínimo de acumulación para no alcanzar sobretemperaturas en el mismo en los periodos de entretiempo (primavera y otoño), donde casi en su totalidad el consumo es ACS.
- b) En verano se necesitan altas temperaturas en la parte de salida del acumulador para alcanzar fracciones solares significativas de frío, es decir, para posibilitar un número de horas de funcionamiento suficiente de la máquina de absorción (alimentada a  $t > 85$  °C), lo que equivale nuevamente a minimizar las pérdidas en el potencial de captación de energía solar.

Las variables consideradas en el análisis paramétrico preliminar y posteriormente para el sistemático de detalle son:

- Temperatura máxima en el acumulador,  $T_M$  (°C)
- Superficie colectores,  $A$  ( $m^2$ )
- Potencia de la máquina absorción simple efecto, PABS (KW)
- Caudal del campo solar,  $Q$  (Kg/h)
- Volumen de acumulación,  $V$  ( $m^3$ )

De forma más concreta, las simulaciones previas muestran que:

- a) Los objetivos de diseño no se pueden alcanzar con una temperatura máxima permitida de trabajo inferior a 145 °C (4.1 Bar). Aunque los captadores utilizados tienen una PN de 8 bar, no parece prudente superar los 150 °C (4.7 Bar). Se han considerado únicamente estos dos niveles de temperatura en el análisis paramétrico. Como muestran las simulaciones (ver anexo 2), se alcanzan estas las puntas de temperatura en muy contadas ocasiones (aproximadamente 10-15 horas año).
- b) Si tenemos en cuenta el condicionante de temperatura máxima de trabajo, se necesita un volumen mínimo de acumulación de 400  $m^3$ . Se han considerado en el análisis paramétrico sistemático volúmenes de 400, 450, 500 y 550  $m^3$ .
- c) Como era previsible, se observa que el aumento de la superficie del campo solar influye decisivamente en la fracción solar (de calor y frío), aumentando las fracciones solares de forma monótona, y que superficies inferiores a 4.000  $m^2$  no permiten alcanzar los objetivos de diseño. Con objeto de minimizar la inversión, se ha seleccionado únicamente el área mínima de 4.000  $m^2$ . No obstante, en el anexo se aportan los resultados de tres simulaciones adicionales para una superficie de 4.500  $m^2$  para contrastar esta cuestión.
- d) La potencia de la máquina de absorción alimentada con agua caliente solar tiene limitada su potencia en cada caso, pues debe ser acorde al volumen de acumulación seleccionado (ya que debe alimentarse con una temperatura mínima de 85 °C) y a la superficie del campo solar (potencia disponible). De los catálogos del fabricante y teniendo en cuenta los saltos discretos entre modelos, se han

considerado en el análisis paramétrico sistemático dos potencias: 352 y 422 KW [81].

- d) Aunque con menor peso específico en la variación de los resultados, también debe considerarse como variable a estudiar el caudal por el primario solar. Se observa que se necesita un caudal mínimo en el primario solar en cada configuración ensayada para evitar picos horarios de sobretemperaturas en el tanque. En función del volumen, se indican en el anexo los caudales utilizados en el análisis paramétrico sistemático. Los caudales oscilan entre 180.000 – 260.000 Kg/h.

### 7.7.3 Análisis de resultados. Configuración adoptada

Teniendo en cuenta las consideraciones expuestas en el apartado anterior para los criterios de diseño, y de los datos obtenidos en las simulaciones (ver anexo 2) cabe destacar que:

- a) Una vez se han cubierto unos valores mínimos de las variables temperatura máxima permitida, volumen y caudal, el sistema se muestra muy estable en cuanto a resultados energéticos frente a la variación de las mismas en el rango considerado. Este comportamiento corrobora las primeras conclusiones que se obtienen de las simulaciones previas, que apuntan a que las características de la demanda del DHC (curva potencia – tiempo) determinan de forma primaria los rendimientos energéticos del sistema.
- b) A la vista de los resultados del análisis paramétrico (ver anexo 2) y teniendo en cuenta adicionalmente el criterio de minimizar la inversión, parece claro que la opción a considerar es la que minimice el volumen del depósito. En efecto, basta considerar que el depósito es la partida con mayor peso específico en el presupuesto del bucle solar (exceptuando los colectores solares).

De lo anterior, la configuración seleccionada es:

- Temperatura máxima del campo solar,  $T_M = 150\text{ }^\circ\text{C}$
- Superficie colectores,  $A = 4.000\text{ m}^2$
- Potencia absorción simple efecto PABS = 422 KW
- Caudal del campo solar,  $Q = 220.000\text{ Kg/h}$
- Volumen de acumulación,  $V = 400\text{ m}^3$

Temperatura máxima de trabajo	150	°C
Superficie colectores	4.000	m <sup>2</sup>
Potencia absorción simple efecto	422	KW

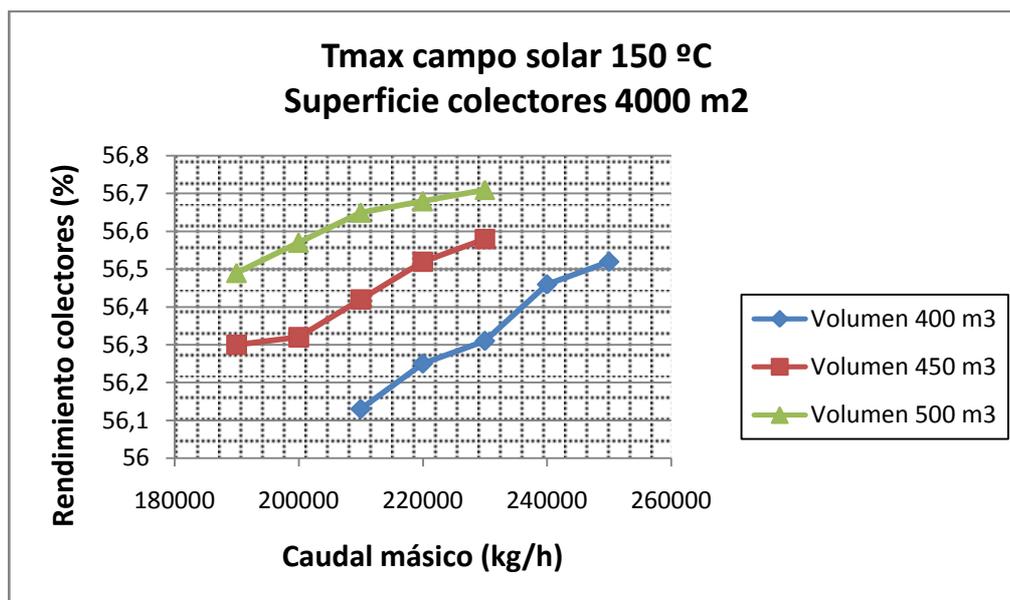
Caudal kg/h	Vol acum m <sup>3</sup>	Pot abs Kw	Rend col %	FSc %	FSf %	COP medio X10
220.000	400	422	<b>56,25</b>	<b>47,39</b>	<b>22,77</b>	<b>7,95</b>

Tabla 7.7-1: Resultados energéticos configuración seleccionada

Es interesante con objeto de fijar criterios de diseño replicables, analizar la solución adoptada en términos específicos. Así tomando como referencia la demanda de calor del DHC  $D= 7.025 \text{ MWh/año}$  y la superficie de colectores  $A= 4.000 \text{ m}^2$  se obtiene los siguientes ratios:

$$\begin{aligned}
 - \quad RA/D &= \frac{4000 \text{ m}^2}{7025 \text{ MWh/año}} = 0.57 \frac{\text{m}^2}{\text{MWh/año}} \\
 - \quad RPABS/D &= \frac{422 \text{ KW}}{7025 \text{ MWh/año}} = 0.1 \frac{\text{KW}}{\text{MWh/año}} \\
 - \quad RQ/A &= \frac{220.000 \text{ Kg/h}}{4.000 \text{ m}^2} = 55 \frac{\text{Kg/h}}{\text{m}^2} \\
 - \quad RV/D &= \frac{400 \text{ m}^3}{7025 \text{ MWh/año}} = 0.56 \frac{\text{m}^3}{\text{MWh/año}} \\
 - \quad RV/A &= \frac{400 \text{ m}^3}{4.000 \text{ m}^2} = 0.1 \frac{\text{m}^3}{\text{m}^2}
 \end{aligned}$$

En las siguientes gráficas se muestran los resultados del análisis paramétrico para  $T_{\text{max}}=150 \text{ °C}$  y área del campo solar de  $4.000 \text{ m}^2$ . Es conveniente destacar de nuevo, la estabilidad de los resultados (variación de décimas en los rendimientos). Las simulaciones son anuales (7.860 horas/año) y con pasos de tiempo 0.25 h (15 min).



*Ilustración 7.7-2 Rendimiento de colectores vs caudal y volumen (150 °C 4000 m2 y 422 KW)*

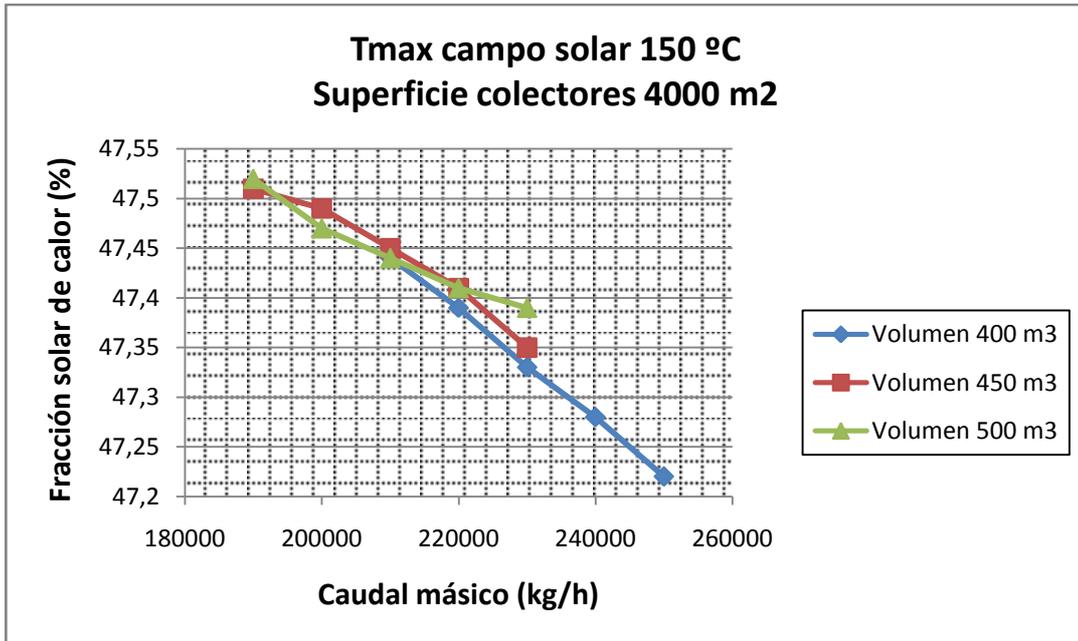


Ilustración 7.7-3 Rendimiento de colectores vs caudal y volumen (150 °C 4000 m2 y 422 KW)

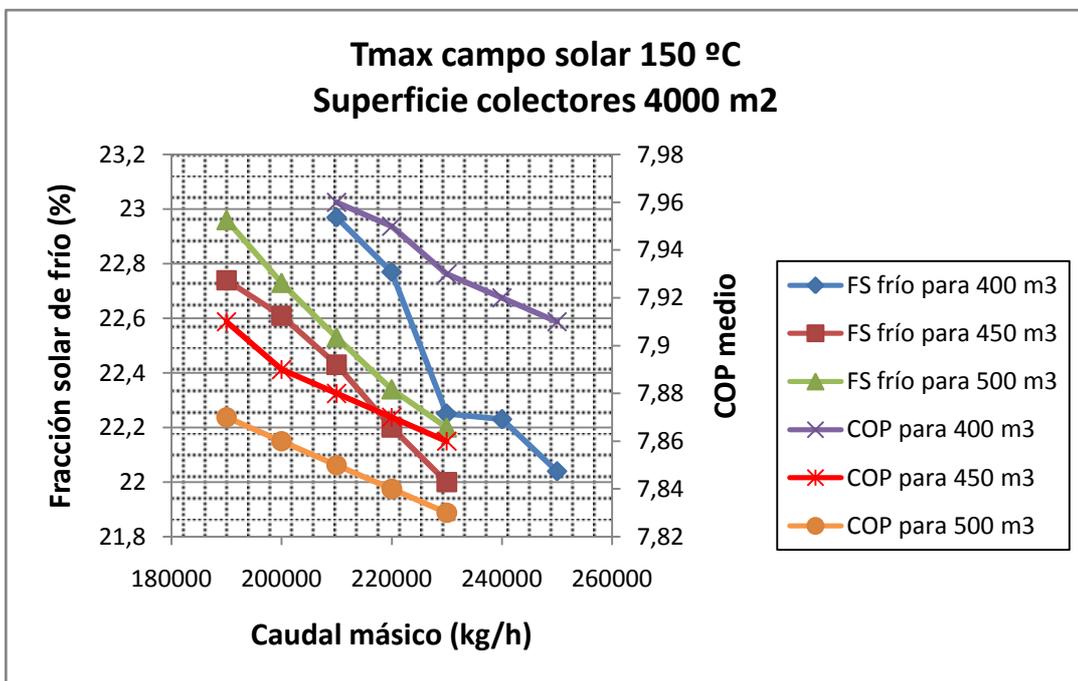


Ilustración 7.7-4 Fracción solar de frío y COP vs caudal y volumen (150 °C 4000 m2 y 422 KW)

En las figuras siguientes se muestra la evolución de las temperaturas en el tanque (rojo parte superior y morado parte inferior) en distintos periodos del año (Pantallas de resultados simulación TRNSYS). En último lugar, también se incluye la distribución anual de caudales por el tanque al circuito de calor (morado) y por el bypass de calor (verde).

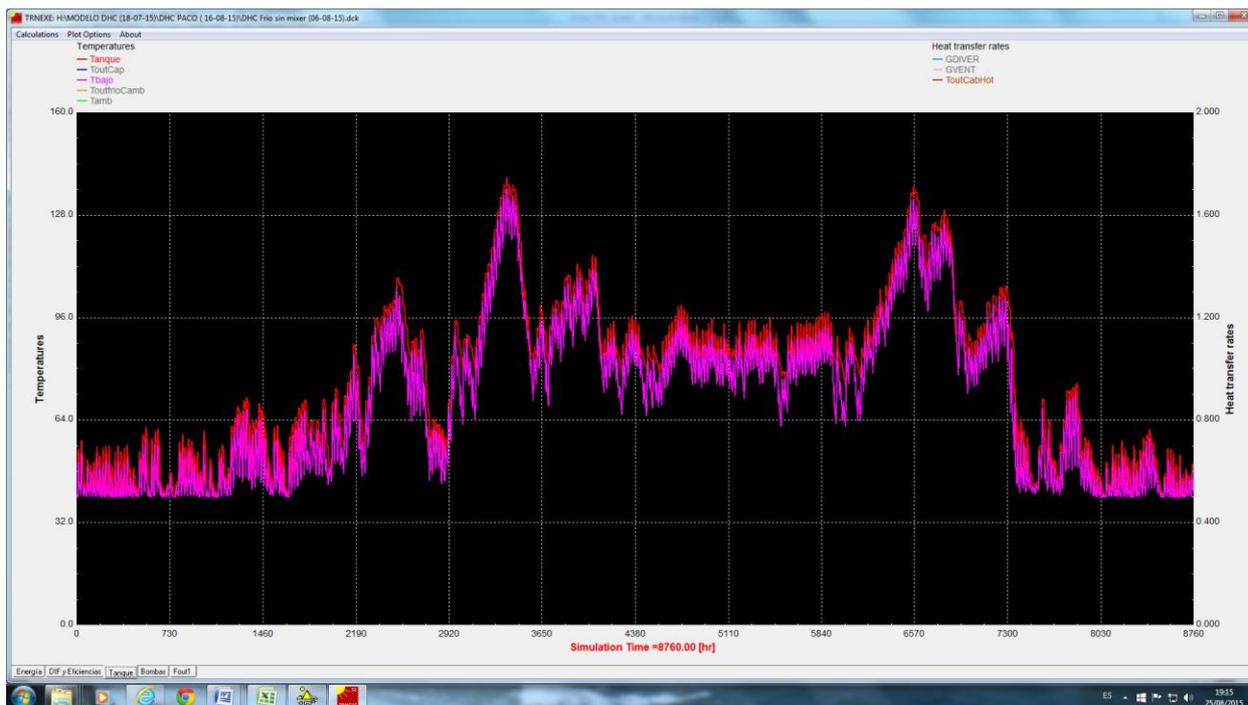


Ilustración 7.7-5 Evolución anual de temperaturas en el tanque (rojo superior morado inferior)

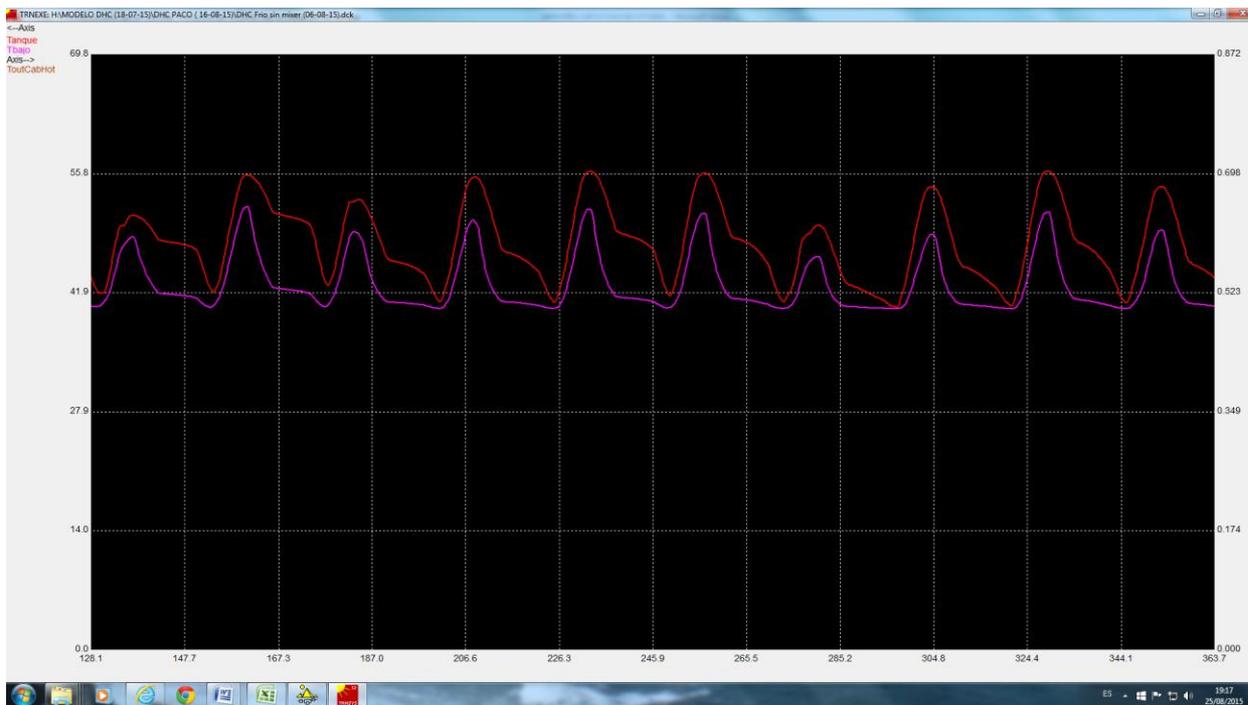


Ilustración 7.7-6 Evolución invierno de temperaturas en el tanque (rojo superior morado inferior)

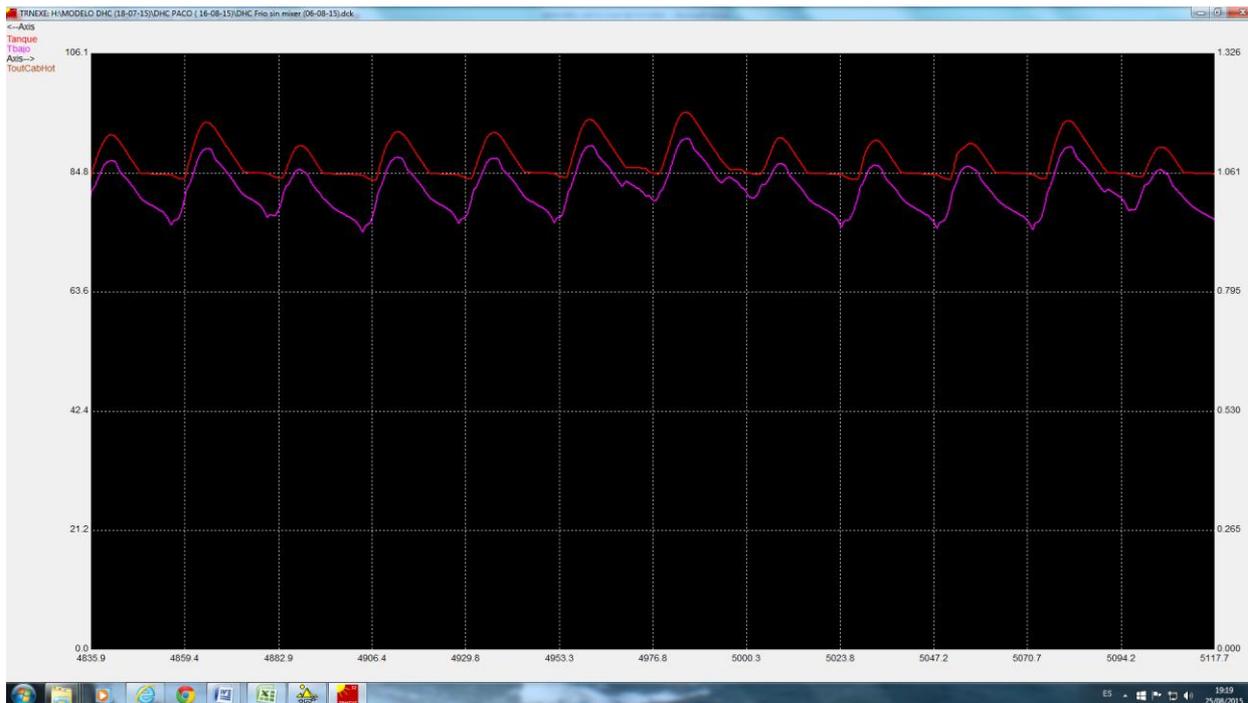


Ilustración 7.7-7 Evolución verano de temperaturas en el tanque (rojo superior morado inferior)

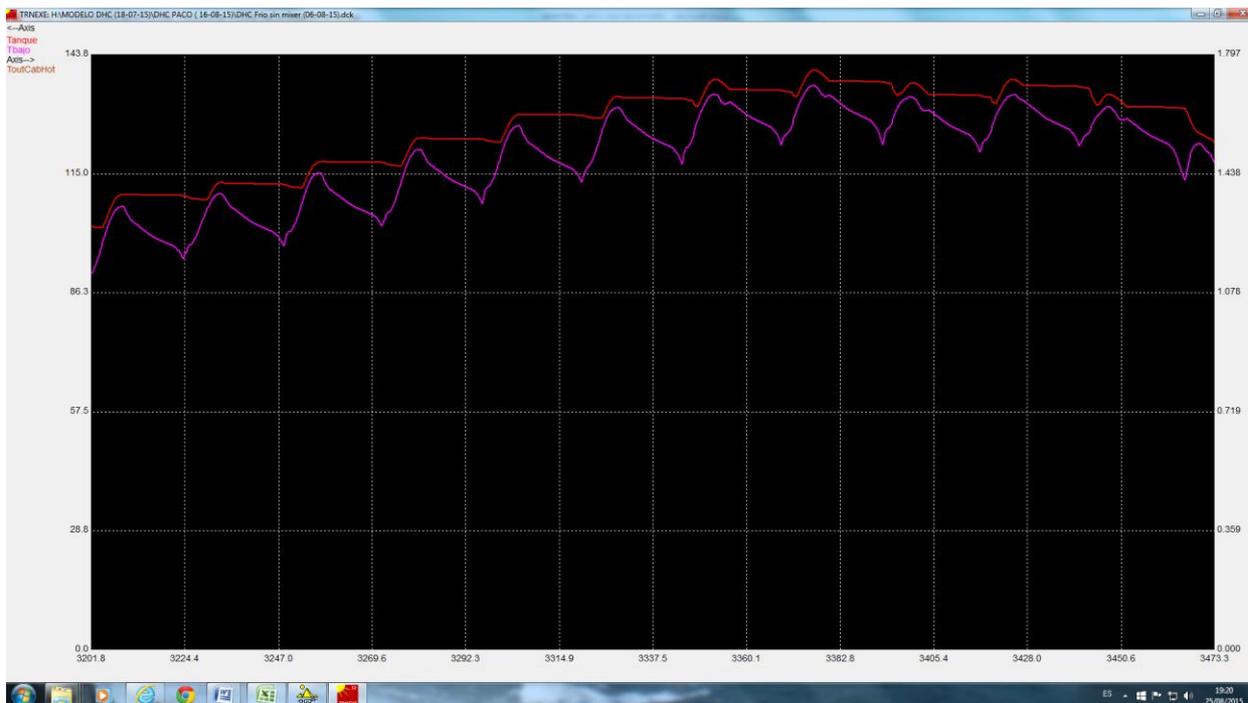


Ilustración 7.7-8 Evolución en un pico de temperaturas de entretiempo en el tanque (rojo superior morado inferior)

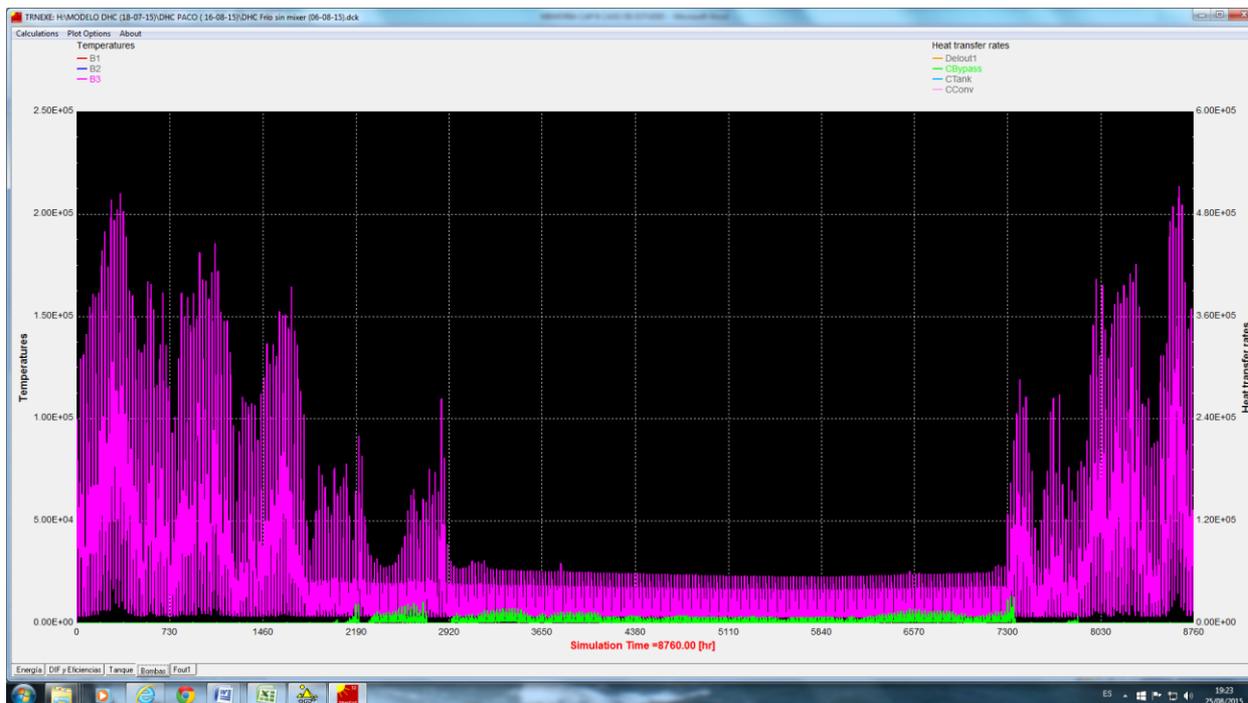


Ilustración 7.7-9 Perfil anual de caudales en el DHC Calor (Rosa por el bucle de calor- Verde por el by-pass)

### Costes de la energía

De acuerdo a lo expuesto con anterioridad en este mismo apartado, en las siguientes tablas se exponen para la configuración seleccionada una estimación costes de biomasa anuales para el DHC.

#### Consumo y coste de astilla en calderas

	Salida (KJ/h)	Salida (KWh)	R	Entrada (KWh)	PCI (KWh/Kg)	Kg Astilla	Precio (€/Kg)	Coste E
Energía auxiliar calor	13.360.000.000	3.711.111	0,90	4.123.457	4,42	932.909	0,11	103.553
Energía auxiliar frío	7.163.000.000	1.989.722	1,20	1.658.102	4,42	375.136	0,11	41.640
<b>Totales año</b>	<b>20.523.000.000</b>	<b>5.700.833</b>		<b>5.781.559</b>		<b>1.308.045</b>		<b>145.193</b>

Tabla 7.7-2 Coste anual suministro biomasa DHC

Adoptando los valores de potencia instalada calculados en el anexo 3, y admitiendo válida la tarifa de BT para este caso, la simulación del coste eléctrico anual se para el DHC se estima a continuación en forma de tabla

**Coste electricidad para el gestor del DHC.****Facturación por potencia**

	POT (KW)	Días	Tarifa (E/KW-Día)	Sub €
Potencia	170	365	0,1042	6465,6
Comercialización	170	365	0,0109	676,3

**Facturación por energía consumida**

	Energía	Tarifa	
Peaje	610000	0,044027	26856,5
Coste Energía	610000	0,0813	49593

Subtotal suministro energía 83591,4

Impuesto de electricidad (5% sobre la energía suministrada) 4179,6

Total sin IVA 87771,0

IVA 18431,9

**Importe Total Anual 106202,9**

Precio/KWH eléctrico consumido **0,174**

*Tabla 7.7-3 Coste anual suministro eléctrico DHC*

## 7.8 Análisis económico. Índices de viabilidad

### 7.8.1 Plan de inversiones

De acuerdo a lo expuesto en los apartados anteriores, en la siguiente tabla se resume el presupuesto de inversión del DHC para la configuración seleccionada.

**Presupuesto de inversión****Inversión física**

Nave e instalaciones auxiliares		635.000
Campo solar		1.600.000
Cambiador solar		33.000
Deposito		246.800
Bombas		106.419
Enfriadoras térmicas (incluyendo torres)		1.244.781
Calderas y silo biomasa		1.148.645
		5.014.645
<b>% Imprevistos en Inversión</b>	<b>7</b>	<b>351.025</b>
<b>A descontar remanente de derechos conexión</b>		<b>- 975.000</b>
<b>Total inversión física</b>		<b>4.390.670</b>
<b>Estructura (Experadas las partidas en % sobre inversión física)</b>		
Ingeniería	4,5	197.580
Segumiento del gestor	1,5	65.860
Seguros	2	87.813
Impuestos y tasas	4,5	197.580
Imprevistos de estructura	1	43.907
		592.740
<b>Total estructura</b>		<b>592.740</b>
<b>Total inversión</b>		<b>4.983.411</b>

Tabla 7.8-1 Presupuesto inversión DHC

**7.8.2 Cálculo del flujo de caja anual CashFlow**

De acuerdo a lo expuesto en los apartados anteriores, en la siguiente tabla se resume la estimación del CashFlow anual para el DHC.

**Estimación del cash flow anual****Cobros**

Servicio energético	1.115.000
Total cobros	1.115.000

**Pagos**

Combustible (astilla)	145.193
Electricidad	87.771
Gestón del servicio (% sobre Inv Física) 1,25	54.883
Mantenimiento preventivo (% sobre Inv Física) 2	87.813
Mantenimiento correctivo (% sobre Inv Física) 1	43.907
Seguros (% sobre Inv Física) 1	43.907
Concesión de red	29.884
Financieros	-
Total pagos	493.358
Cash flow anual	621.642

Tabla 7.8-2 Estimación del cashflow anual DHC

**7.8.3 Índices de viabilidad económicos**

Se han considerado tres supuestos (alternativas) de inversión. En lo que resta de apartado se indican los parámetros, resultado de los índices y la hoja justificativa del cálculo del VAN y el TIR para cada una de ellas. De esta forma, también puede apreciarse numéricamente la evolución de los índices frente al tiempo transcurrido.

Los parámetros comunes a los tres supuestos son:

- Vida de la inversión: 20 años
- Índices de inflación de pagos,  $f_m$ , de cobros,  $f_c$  y general,  $f$ , iguales: 4%
- Tasa de descuento  $d$ : 4.5 %.
- No se considera ningún tipo de ayuda o subvención.

Supuesto 1

El gestor de red acomete el 100 % de la inversión con recursos propios.

Análisis de inversión DHC Moreras

Supuesto 1

Presupuesto inversión:	4.983.411
Subvención en el año 0:	0
Inversión minorada:	4.983.411

E  
E  
E

Año	Tasa d (i+r)	Tasa fc	Tasa fm	Tasa f	Cobro C	Pago M	Pago P	Actualizado Flujo Anual	Actualizado VAN año ...
1	0,045	0,040	0,040	0,040	1.115.000	511.580	0	577.435	-4.405.976
2	0,045	0,040	0,040	0,040	1.115.000	511.580	0	552.570	-3.853.406
3	0,045	0,040	0,040	0,040	1.115.000	511.580	0	528.775	-3.324.631
4	0,045	0,040	0,040	0,040	1.115.000	511.580	0	506.005	-2.818.626
5	0,045	0,040	0,040	0,040	1.115.000	511.580	0	484.215	-2.334.411
6	0,045	0,040	0,040	0,040	1.115.000	511.580	0	463.364	-1.871.048
7	0,045	0,040	0,040	0,040	1.115.000	511.580	0	443.410	-1.427.637
8	0,045	0,040	0,040	0,040	1.115.000	511.580	0	424.316	-1.003.321
9	0,045	0,040	0,040	0,040	1.115.000	511.580	0	406.044	-597.277
10	0,045	0,040	0,040	0,040	1.115.000	511.580	0	388.559	-208.719
11	0,045	0,040	0,040	0,040	1.115.000	511.580	0	371.827	163.108
12	0,045	0,040	0,040	0,040	1.115.000	511.580	0	355.815	518.923
13	0,045	0,040	0,040	0,040	1.115.000	511.580	0	340.493	859.416
14	0,045	0,040	0,040	0,040	1.115.000	511.580	0	325.830	1.185.246
15	0,045	0,040	0,040	0,040	1.115.000	511.580	0	311.799	1.497.046
16	0,045	0,040	0,040	0,040	1.115.000	511.580	0	298.373	1.795.418
17	0,045	0,040	0,040	0,040	1.115.000	511.580	0	285.524	2.080.942
18	0,045	0,040	0,040	0,040	1.115.000	511.580	0	273.229	2.354.171
19	0,045	0,040	0,040	0,040	1.115.000	511.580	0	261.463	2.615.634
20	0,045	0,040	0,040	0,040	1.115.000	511.580	0	250.204	2.865.838

E  
E  
E  
E  
E  
E  
E  
E  
E  
E  
E  
E  
E  
E  
E  
E  
E  
E  
E  
E  
E

TIR	0,104
VAN	2.865.838
T R (años)	10
Ratio Benef/Inversión	0,58

y 11

Tabla 7.8-3 Indices para el supuesto 1

Análisis de inversión DHC Moreras

Supuesto 1

Cálculo del TIR

Año	Tasa d (i+r)	Tasa fc	Tasa fm	Tasa f	Cobro C	Pago M	Pago P	Actualizado Flujo Anual	Actualizado VAN año ...
1	0,104	0,040	0,040	0,040	1.115.000	511.580	0	546.330	-4.437.081
2	0,104	0,040	0,040	0,040	1.115.000	511.580	0	494.641	-3.942.440
3	0,104	0,040	0,040	0,040	1.115.000	511.580	0	447.843	-3.494.598
4	0,104	0,040	0,040	0,040	1.115.000	511.580	0	405.472	-3.089.126
5	0,104	0,040	0,040	0,040	1.115.000	511.580	0	367.110	-2.722.016
6	0,104	0,040	0,040	0,040	1.115.000	511.580	0	332.377	-2.389.639
7	0,104	0,040	0,040	0,040	1.115.000	511.580	0	300.931	-2.088.709
8	0,104	0,040	0,040	0,040	1.115.000	511.580	0	272.459	-1.816.249
9	0,104	0,040	0,040	0,040	1.115.000	511.580	0	246.682	-1.569.568
10	0,104	0,040	0,040	0,040	1.115.000	511.580	0	223.343	-1.346.225
11	0,104	0,040	0,040	0,040	1.115.000	511.580	0	202.212	-1.144.013
12	0,104	0,040	0,040	0,040	1.115.000	511.580	0	183.081	-960.932
13	0,104	0,040	0,040	0,040	1.115.000	511.580	0	165.759	-795.173
14	0,104	0,040	0,040	0,040	1.115.000	511.580	0	150.077	-645.097
15	0,104	0,040	0,040	0,040	1.115.000	511.580	0	135.878	-509.219
16	0,104	0,040	0,040	0,040	1.115.000	511.580	0	123.022	-386.197
17	0,104	0,040	0,040	0,040	1.115.000	511.580	0	111.383	-274.814
18	0,104	0,040	0,040	0,040	1.115.000	511.580	0	100.845	-173.969
19	0,104	0,040	0,040	0,040	1.115.000	511.580	0	91.304	-82.665
20	0,104	0,040	0,040	0,040	1.115.000	511.580	0	82.665	0

E  
E  
E  
E  
E  
E  
E  
E  
E  
E  
E  
E  
E  
E  
E  
E  
E  
E  
E  
E  
E

Tabla 7.8-4 Hoja justificativa cálculo del TIR supuesto 1

## Supuesto 2

Con objeto de hacer una primera aproximación al impacto sobre la rentabilidad que supondría incorporar a demanda de las viviendas, la de los edificios del sector servicios (polideportivo, colegios, ...) al DHC, se recalculan los índices aumentando el cashflow anual hasta 1.120.000 E (un incremento del 7% sobre el valor inicial). Teniendo en cuenta el sobredimensionamiento de los equipos generadores, puede admitirse que en supuesto no haya modificación presupuestaria en la inversión. Los resultados son:

## Análisis de inversión DHC Moreras

## Supuesto 2

Presupuesto inversión:	4.983.411
Subvención en el año 0:	0
Inversión minorada:	4.983.411

E  
E  
E

Año	Tasa d (i+r)	Tasa fc	Tasa fm	Tasa f	Cobro C	Pago M	Pago P	Actualizado Flujo Anual	Actualizado VAN año ...
1	0,045	0,040	0,040	0,040	1.200.000	511.580	0	658.775	-4.324.636
2	0,045	0,040	0,040	0,040	1.200.000	511.580	0	630.407	-3.694.229
3	0,045	0,040	0,040	0,040	1.200.000	511.580	0	603.260	-3.090.969
4	0,045	0,040	0,040	0,040	1.200.000	511.580	0	577.282	-2.513.687
5	0,045	0,040	0,040	0,040	1.200.000	511.580	0	552.423	-1.961.263
6	0,045	0,040	0,040	0,040	1.200.000	511.580	0	528.635	-1.432.628
7	0,045	0,040	0,040	0,040	1.200.000	511.580	0	505.871	-926.758
8	0,045	0,040	0,040	0,040	1.200.000	511.580	0	484.087	-442.671
9	0,045	0,040	0,040	0,040	1.200.000	511.580	0	463.241	20.570
10	0,045	0,040	0,040	0,040	1.200.000	511.580	0	443.293	463.862
11	0,045	0,040	0,040	0,040	1.200.000	511.580	0	424.204	888.066
12	0,045	0,040	0,040	0,040	1.200.000	511.580	0	405.936	1.294.002
13	0,045	0,040	0,040	0,040	1.200.000	511.580	0	388.456	1.682.458
14	0,045	0,040	0,040	0,040	1.200.000	511.580	0	371.728	2.054.186
15	0,045	0,040	0,040	0,040	1.200.000	511.580	0	355.721	2.409.907
16	0,045	0,040	0,040	0,040	1.200.000	511.580	0	340.403	2.750.310
17	0,045	0,040	0,040	0,040	1.200.000	511.580	0	325.744	3.076.054
18	0,045	0,040	0,040	0,040	1.200.000	511.580	0	311.717	3.387.771
19	0,045	0,040	0,040	0,040	1.200.000	511.580	0	298.294	3.686.064
20	0,045	0,040	0,040	0,040	1.200.000	511.580	0	285.448	3.971.513

E  
E  
E  
E  
E  
E  
E  
E  
E  
E  
E  
E  
E  
E  
E  
E  
E  
E  
E  
E  
E

TIR	0,125
VAN	3.971.513
T R (años)	8
Ratio Benef/Inversión	0,80

y 9

Tabla 7.8-5 2 Índices para el supuesto 2

## Análisis de inversión DHC Moreras

## Supuesto 2

## Cálculo del TIR

Año	Tasa d (i+r)	Tasa fc	Tasa fm	Tasa f	Cobro C	Pago M	Pago P	Actualizado Flujo Anual	Actualizado VAN año ...
1	0,125	0,040	0,040	0,040	1.200.000	511.580	0	611.899	-4.371.512
2	0,125	0,040	0,040	0,040	1.200.000	511.580	0	543.884	-3.827.628
3	0,125	0,040	0,040	0,040	1.200.000	511.580	0	483.428	-3.344.200
4	0,125	0,040	0,040	0,040	1.200.000	511.580	0	429.693	-2.914.507
5	0,125	0,040	0,040	0,040	1.200.000	511.580	0	381.931	-2.532.576
6	0,125	0,040	0,040	0,040	1.200.000	511.580	0	339.478	-2.193.098
7	0,125	0,040	0,040	0,040	1.200.000	511.580	0	301.743	-1.891.355
8	0,125	0,040	0,040	0,040	1.200.000	511.580	0	268.203	-1.623.152
9	0,125	0,040	0,040	0,040	1.200.000	511.580	0	238.391	-1.384.761
10	0,125	0,040	0,040	0,040	1.200.000	511.580	0	211.893	-1.172.869
11	0,125	0,040	0,040	0,040	1.200.000	511.580	0	188.340	-984.529
12	0,125	0,040	0,040	0,040	1.200.000	511.580	0	167.405	-817.124
13	0,125	0,040	0,040	0,040	1.200.000	511.580	0	148.797	-668.326
14	0,125	0,040	0,040	0,040	1.200.000	511.580	0	132.258	-536.069
15	0,125	0,040	0,040	0,040	1.200.000	511.580	0	117.557	-418.512
16	0,125	0,040	0,040	0,040	1.200.000	511.580	0	104.490	-314.022
17	0,125	0,040	0,040	0,040	1.200.000	511.580	0	92.875	-221.147
18	0,125	0,040	0,040	0,040	1.200.000	511.580	0	82.552	-138.595
19	0,125	0,040	0,040	0,040	1.200.000	511.580	0	73.376	-65.220
20	0,125	0,040	0,040	0,040	1.200.000	511.580	0	65.220	0

E  
E  
E  
E  
E  
E  
E  
E  
E  
E  
E  
E  
E  
E  
E  
E  
E  
E  
E  
E  
E

Tabla 7.8-6 Hoja justificativa cálculo del TIR supuesto 2

**Supuesto 3**

El gestor de red acomete el 70 % de la inversión con recursos propios (3.488.387 E) y un 30 % restante (1.495.023) mediante un crédito a 15 años al interés compuesto del 4.5 %. Los resultados para el cálculo de la cuota de amortización se resumen en la siguiente tabla

Préstamo (D)	3.488.387	E
Interés anual (r) :	7,5	%
Plazo (t)	15	años
Interés mensual:	0,625	%
Plazo en meses	180	meses
<b>Cálculo anual</b>		
Anualidad:	395.190	E
Capital mas Intereses a devolver:	5.927.846	E
Intereses generados:	2.439.459	E
<b>Cálculo mensual</b>		
Mensualidad:	32.338	E
En un año suma mensualidades	388.053	E
Capital mas Intereses a devolver:	5.820.800	E
Intereses generados:	2.332.413	E

Tabla 7.8-7 Cuadro justificativo de la cuota anual préstamo

Los índices para este caso son:

**Análisis de inversión DHC Moreras**

**Supuesto 3**

Presupuesto inversión:	1.495.023	E
Subvención en el año 0:	0	E
Inversión minorada:	1.495.023	E

Año	Tasa d (i+r)	Tasa fc	Tasa fm	Tasa f	Cobro C	Pago M	Pago P	Actualizado Flujo Anual	Actualizado VAN año ...
1	0,045	0,040	0,040	0,040	1.115.000	511.580	395.190	213.808	-1.281.215
2	0,045	0,040	0,040	0,040	1.115.000	511.580	395.190	217.985	-1.063.230
3	0,045	0,040	0,040	0,040	1.115.000	511.580	395.190	220.912	-842.318
4	0,045	0,040	0,040	0,040	1.115.000	511.580	395.190	222.730	-619.588
5	0,045	0,040	0,040	0,040	1.115.000	511.580	395.190	223.565	-396.023
6	0,045	0,040	0,040	0,040	1.115.000	511.580	395.190	223.531	-172.492
7	0,045	0,040	0,040	0,040	1.115.000	511.580	395.190	222.732	50.241
8	0,045	0,040	0,040	0,040	1.115.000	511.580	395.190	221.263	271.504
9	0,045	0,040	0,040	0,040	1.115.000	511.580	395.190	219.209	490.713
10	0,045	0,040	0,040	0,040	1.115.000	511.580	395.190	216.645	707.358
11	0,045	0,040	0,040	0,040	1.115.000	511.580	395.190	213.644	921.002
12	0,045	0,040	0,040	0,040	1.115.000	511.580	395.190	210.266	1.131.267
13	0,045	0,040	0,040	0,040	1.115.000	511.580	395.190	206.568	1.337.835
14	0,045	0,040	0,040	0,040	1.115.000	511.580	395.190	202.602	1.540.437
15	0,045	0,040	0,040	0,040	1.115.000	511.580	395.190	198.413	1.738.850
16	0,045	0,040	0,040	0,040	1.115.000	511.580	395.190	194.042	1.932.892
17	0,045	0,040	0,040	0,040	1.115.000	511.580	395.190	189.526	2.122.418
18	0,045	0,040	0,040	0,040	1.115.000	511.580	395.190	184.898	2.307.316
19	0,045	0,040	0,040	0,040	1.115.000	511.580	395.190	180.187	2.487.503
20	0,045	0,040	0,040	0,040	1.115.000	511.580	395.190	175.419	2.662.922

TIR	0,183
VAN	2.662.922
T R (años)	6
Ratio Benef/Inversión	1,78

y 7

Tabla 7.8-8 Indices para el supuesto 3

**Análisis de inversión DHC Moreras**

**Supuesto 3**

**Cálculo del TIR**

Año	Tasa d (i+r)	Tasa fc	Tasa fm	Tasa f	Cobro C	Pago M	Pago P	Actualizado	
								Flujo Anual	VAN año ...
1	0,183	0,040	0,040	0,040	1.115.000	511.580	395.190	188.881	-1.306.142
2	0,183	0,040	0,040	0,040	1.115.000	511.580	395.190	170.119	-1.136.023
3	0,183	0,040	0,040	0,040	1.115.000	511.580	395.190	152.303	-983.720
4	0,183	0,040	0,040	0,040	1.115.000	511.580	395.190	135.654	-848.066
5	0,183	0,040	0,040	0,040	1.115.000	511.580	395.190	120.287	-727.779
6	0,183	0,040	0,040	0,040	1.115.000	511.580	395.190	106.247	-621.531
7	0,183	0,040	0,040	0,040	1.115.000	511.580	395.190	93.525	-528.007
8	0,183	0,040	0,040	0,040	1.115.000	511.580	395.190	82.076	-445.931
9	0,183	0,040	0,040	0,040	1.115.000	511.580	395.190	71.833	-374.097
10	0,183	0,040	0,040	0,040	1.115.000	511.580	395.190	62.717	-311.381
11	0,183	0,040	0,040	0,040	1.115.000	511.580	395.190	54.637	-256.744
12	0,183	0,040	0,040	0,040	1.115.000	511.580	395.190	47.504	-209.240
13	0,183	0,040	0,040	0,040	1.115.000	511.580	395.190	41.227	-168.013
14	0,183	0,040	0,040	0,040	1.115.000	511.580	395.190	35.721	-132.291
15	0,183	0,040	0,040	0,040	1.115.000	511.580	395.190	30.904	-101.387
16	0,183	0,040	0,040	0,040	1.115.000	511.580	395.190	26.700	-74.687
17	0,183	0,040	0,040	0,040	1.115.000	511.580	395.190	23.038	-51.649
18	0,183	0,040	0,040	0,040	1.115.000	511.580	395.190	19.855	-31.794
19	0,183	0,040	0,040	0,040	1.115.000	511.580	395.190	17.093	-14.701
20	0,183	0,040	0,040	0,040	1.115.000	511.580	395.190	14.701	0

Tabla 7.8-9 Hoja justificativa cálculo del TIR supuesto 3

**7.8.4 Situación medioambiental para DHC y comparativa con la de referencia**

De acuerdo al capítulo 6, las emisiones para la opción DHC serán

**Cálculo emisiones CO2 para el DHC**

Suministro anual de Energía	Consumo KWh /año	Factor de conversión g CO2/KWh Final	Emisiones Kg CO2/año
Biomasa (Astilla)	5.781.559	neuto (0)	-
Electricidad	610.000	0,649	395.890
<b>Total emisiones anual DHC</b>			<b>395.890</b>

Y recordando que, para la situación de referencia los Kg anuales de CO<sub>2</sub> emitidas = 3.143.708 Kg.

Así pues, el ahorro de emisiones y el porcentaje de reducción de emisiones son

$$\Delta GEI = 395.890 - 3.143.708 = -2.747.810 \text{ Kg CO}_2$$

$$RGEI = \frac{\Delta GEI}{GE_{Ref}} = \frac{-2.747.810}{3.143.708} = -0.87 \rightarrow -87\%$$

### Ahorro de energía primaria

De acuerdo al capítulo 6, el consumo de energía primaria para el DHC es

$$\begin{aligned}
 F^* &= f_{\text{Biomasa}} \text{Consumo}_{\text{Biomasa}} + f_{\text{Elec}} \text{Consumo}_{\text{Elec}} = \\
 &= 1.25 * \text{Consumo}_{\text{Biomasa}} + 2.28 * \text{Consumo}_{\text{Elec}} = \\
 &= 1.25 * 5.781.559 + 2.28 * 610.000 = 8.617.748 \text{ KWh}
 \end{aligned}$$

Y recordando que para la situación de referencia era  $F = 12.253.532 \text{ KWh}$

El ahorro de energía primaria sería

$$AEP = F^* - F = 8.617.748 - 12.253.532 = -3.635.784 \text{ KWh}$$

$$IAEP = \frac{F^* - F}{F} = \frac{-3.635.784}{12.253.532} = -0.29 \rightarrow -29\%$$

## 7.9 Conclusiones para el caso de estudio

A la vista de los resultados energéticos económicos y medioambientales obtenidos, cabe concluir el estudio del caso indicando que:

- a) La solución técnica propuesta cumple los criterios iniciales de diseño.
- b) Queda sobradamente justificada la viabilidad técnica del modelo DHC propuesto.

En este punto hay que destacar que, no se han internalizado otros beneficios socioeconómicos de interés general asociados al proyecto y comentados con cierto detalle en los capítulos 1 y 2. En efecto, basta recordar que, en este caso, se contribuye a la consolidación de la industria nacional de biomasa energética (puestos de trabajo – crecimiento económico), y a la reducción de la dependencia energética exterior. También conviene destacar que no se ha contemplado un posible futuro ingreso adicional en forma de prima estatal por la contribución a la reducción de emisiones, o por la participación directa en el mercado de derechos de emisión de  $\text{CO}_2$  a la atmósfera (ya presente en muchos países de nuestro entorno CE).

## CAPITULO 8

# Conclusiones. Futuros avances

## 8 Conclusiones. Futuros avances.

### 8.1 Conclusiones

A la vista de los resultados energéticos, económicos y medioambientales obtenidos en el estudio del caso de estudio, cabe concluir que la solución técnica propuesta para un DHC en Valencia, como ciudad representativa de la España cálida, constituye una opción viable de generación y suministro energético en el sector residencial (y terciario asociado).

Por otra parte, consideramos cumplido el objetivo de que la solución técnica propuesta para el DHC sea fácilmente replicable al basar la generación térmica en energía solar térmica y biomasa.

En este punto hay que destacar que, no se han internalizado otros beneficios socioeconómicos de interés general asociados al proyecto y comentados con cierto detalle en los capítulos 1 y 2. En efecto, basta recordar que, en este caso, se contribuye a la consolidación de la industria nacional de biomasa energética (puestos de trabajo – crecimiento económico), y a la reducción de la dependencia energética exterior. También conviene destacar que no se ha contemplado un posible futuro ingreso adicional en forma de prima estatal por la contribución a la reducción de emisiones o por la participación directa en el mercado de derechos de emisión de CO<sub>2</sub> a la atmósfera (ya presente en muchos países de nuestro entorno CE).

Para concluir, consideramos que de lo expuesto en esta Tesis satisface el objetivo colateral de la misma que pretendía contribuir a difundir en España las redes de distrito para la producción de calor y/o frío, DHC, como solución técnica de extraordinario potencial para conseguir objetivos globales de eficiencia energética y reducción de emisiones.

### 8.2 Futuros avances

A continuación se proponen líneas de trabajo futuro que podían mejorar o completar lo expuesto en esta Tesis

#### De tipo técnico

- Sería interesante rehacer el modelo de simulación TRNSYS de forma que permita:
  - a) Mediante la oportuna válvula de by-pass alimentar a la máquina de absorción a una temperatura no superior a 90 °C (nominal). De esta forma se garantizaría un funcionamiento más estable de la misma y más cerca de su condición nominal para la temperatura de entrada (90°C) y se eliminaría algunos picos del COP que se registran por altas temperaturas de entrada (hasta de 150 °C).

- b) Incorporar un depósito de agua fría entre la máquina de absorción y la demanda de frío. Esto posibilitaría independizar el funcionamiento de la misma a la condición de que exista demanda. También, posibilitaría los previsibles problemas de ciclos cortos de arranque/paro, cuestión de operativa que no revela convenientemente el modelo de simulación.
  - c) Trabajar con un depósito de volumen de agua variable (con capacidad máxima en entretiempo y mínima en verano) lo que permitiría previsiblemente soslayar una de los condicionantes críticos de diseño en el modelo de DHC adoptado en la presente Tesis (permitiría rebajar la temperatura/presión máxima de trabajo).
- También sería interesante un esfuerzo futuro por definir las características técnicas (materiales, detalles constructivos y el precio) del depósito acumulador.

#### De tipo legal – administrativo

Desde un punto de vista interdisciplinar, también sería interesante documentar y justificar con detalle los pasos administrativos a seguir por los actores: Gestor y Administración, incidiendo en la viabilidad legal del modelo de negocio (inclusión del proyecto en los planes urbanísticos, pliegos de condiciones para la concesión, contratos de suministro cautivo a los clientes, ...). El efecto colateral de esta medida, obviamente, será evitar retrasos en el itinerario crítico del proyecto.

## BIBLIOGRAFÍA. REFERENCIAS

- [1] ADHAC Asociación de Empresas de Redes de Calor y Frío. Guía integral de desarrollo de proyectos de redes de calor y frío (Mayo 2012)
- [2] ADHAC. Asociación de Empresas de Redes de Calor y Frío. Censo de redes. <http://www.adhac.es>.
- [3] Agrell, P.J., Bogetoft, P. Economic and environmental efficiency of district heating plants. *EnergyPolicy* 2005;33:1351–62
- [4] Ali, A.H., Noeres, P., Pollerberg, C., Performance assessment of an integrated free cooling and solar powered single-effect lithium bromide-water absorption chiller. *Solar Energy* 2008;82:1021e30
- [5] Anyanwu, E., 2004, "Review of solid adsorption solar refrigeration II: An overview of the principles and theory," *Energy Conversion and Management* 45 pp. 1279-1295.
- [6] Assilzadeh, F., Kalogirou, S.A., Ali, Y., Sopian, K. Simulation and optimization of a LiBr solar absorption cooling system with evacuated tube collectors. *Renewable Energy* 2005;30:1143e59
- [7] 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
- [8] 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.
- [9] Bohm, B. Simple methods for determining the heat loss from district heating pipes under normal operating conditions. Report, Laboratory of Heating and Air Conditioning, Technical University of Denmark; 1990.
- [10] Broad (2004). Catalogue. Available online at [www.broad.com](http://www.broad.com). (Last accessed: May 2015).
- [11] Bruno, J.C. 2009. Performance and Economics of Solar driven Chillers in Spain. International Symposium Solar and Renewable Cooling Friday, Clean Energy Power 2009, 29th to 31st January 2009, Landesmesse, Stuttgart, Germany
- [12] Bueno, E., Cruz, I., Durán, J.J., Economía de la Empresa. Análisis de las decisiones empresariales. Ediciones Pirámide. Madrid 1979.
- [13] Cascales, J.G., García F.V., Izquierdo J.C., Marín, J.D. y Sánchez, R.M., «Modelling an absorption system assisted by solar energy,» applied *Thermal Engineering*, vol. 31, pp. 112-118, 2011.

- [14] Chidambaram,L., Ramana, A., Kamaraj,G. y Velraj, R., «Review of solar cooling methods and thermal storage options,» Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 15, pp. 3220-3228, 2011.
- [15] CIBSE. Degree-Days; Theory and application, TM41: 2006. London: The Chartered Institution of Building Services Engineers (CIBSE). ISBN-10: 1-903287-76-6
- [16] CTE. Código técnico de la edificación, Documento Básico de Ahorro de Energía, contribución solar mínima de agua caliente sanitaria, DB-HE4. Real Decreto 314/2006, texto refundido con modificaciones del RD 1371/2007, de 19 de octubre, y corrección de errores del BOE de 25 de enero de 2008. <http://www.codigotecnico.org> [Consulta: 11 de febrero de 2015]
- [17] CTE. Código técnico de la edificación. Documento Básico de Ahorro de Energía, Limitación de demanda energética, DB-HE1. Real Decreto 314/2006, texto refundido con modificaciones del RD 1371/2007, de 19 de octubre, y corrección de errores del BOE de 25 de enero de 2008. <http://www.codigotecnico.org> [Consulta: 11 de febrero de 2015]
- [18] Dalenbäck, J. 2007 Large-scale solar heating and cooling systems in Europe. Proceedings of the ISES World Congress 2007, Beijing, China, 18th to 21st September 2007.
- [19] Dalenbäck, J. 2010. Solar Heating Plants. Solar District Heating Workshop organized by the Association of District Heating of the Czech Republic (ADHCR) and Cityplan, Prague, Czeck Republic, 2nd March 2010.
- [20] Dalenbäck, J.O. The ranking list of large scale solar heating plants. Solar DistrictHeating. [www.solar-district-heating.eu](http://www.solar-district-heating.eu) [Consulta: 6 de enero de 2015]
- [21] 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.
- [22] Day, A. R., Karayiannis, T. G. (1998) Degree-days: Comparison of calculation methods. Building Services Engineering Research and Technology, 19(1), 7-13.
- [23] Day, A. R., Karayiannis, T. G. (1999) Identification of the uncertainties in degree-day-based energy estimates. Building Service Engineering, 20(4), 165 - 172.
- [24] Districlima. <http://www.districtclima.com/es>
- [25] Duffie, J.A., Beckman, W.A., Solar Engineering of Thermal Processes, 3rd ed., Wiley 2006
- [26] EnergyPlus.WeatherData([http://apps1.eere.energy.gov/buildings/energyplus/cfm/weather\\_data.cfm](http://apps1.eere.energy.gov/buildings/energyplus/cfm/weather_data.cfm)).
- [27] ESTTP. Solar Heating and Cooling for a Sustainable Energy Future in Europe. The European Solar Thermal Technology Platform (<http://www.rhc-platform.org>), 2009.

- [28] Faninger, G. Combined solar biomass district heating in Austria. *Solar Energy* 2000; 69:425–35.
- [29] Florides, G.A., Kalogirou, S.A., Tassou, S.A., Wrobel, L.C. Modeling and simulation of absorption solar cooling system for Cyprus. *Solar Energy* 2002;72(1):43–51.
- [30] Frago, J. Análisis económico y geográfico de sistemas de calefacción de distrito con acumulación estacional. Proyecto Fin de Carrera, Universidad de Zaragoza, 2011
- [31] Frago, J., Lozano, M.A., Serra, L.M. Potencial de aplicación de los grandes sistemas solares térmicos en el sector residencial. VII Congreso Nacional de Ingeniería Termodinámica, Bilbao, 2011
- [32] Frei, U., 2003. Solar thermal collectors, state of the art and further development. Proceedings of the ISES Solar World Congress 2003, Göteborg, Sweden.
- [33] Furukawa, T., 1983. Study on characteristic temperatures of absorption heat pumps. Proceedings of the 20th Japan Heat Transfer Conference, June 1983, pp 508-510 (in Japanese).
- [34] Garcia Casals, Xavier. 2006. Solar absorption cooling in Spain: perspectives and outcomes from the simulation of recent installations, *Renewable Energy*, vol. 31, pp. 1371-1389, 2006.
- [35] Gordon, J.M., Ng, K.C., 2000, "High-efficiency solar cooling," *Solar Energy* 68, pp. 23-31.
- [36] Grossman, G., 2002, "Solar-powered systems for cooling, dehumidification and air conditioning," *Solar Energy*, 72, pp. 53-62. doi: 10.1016/S0038-92X(01)00090-1.
- [37] Guiral L., Lozano, M.A., Palacín, F. Análisis de viabilidad de un sistema solar térmico con acumulación estacional en Zaragoza. AFRISOL, Almería, 2010.
- [38] 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.
- [39] Heller, A., 2000, *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
- [40] Heller, A. Solar energy – a realistic option for district heating. *Euroheat Power* 2001;30(1–2):46–8.
- [41] Henning H.M., (2010). Solar Assisted Cooling, First Annual Conference of the European Technology Platform on Renewable Heating and Cooling, 23rd to 24th February 2010, Bilbao (Spain).

- [42] Henning, H.M. (2004) Solar- Assisted Air –Conditioning in Buildings. A Handbook for Planners. Springer Verlag, Vienna, Austria, 2004. ISBN: 3-211-00647-8.
- [43] Henning, H-M., 2007, "Solar assisted air conditioning of buildings--an overview," Applied Thermal Engineering 27, pp. 1734–1749.
- [44] Hwang, Y., Radermacher, R., Alili, A.A., and Kubo, I., 2008, Review of solar cooling technologies, HVAC&R Research 14, pp. 507-528.
- [45] IDAE Propuesta de documento reconocido factores de emisión de CO2 y coeficientes de paso a energía primaria de diferentes fuentes de energía final consumidas en el sector edificios en España. Versión 03/03/2014. [www.idae.es](http://www.idae.es)
- [46] IDAE, 2009. Escala de calificación energética para edificios de nueva construcción. <http://idae.es> [Consulta: 11 de febrero de 2015]
- [47] IDAE, 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
- [48] IDAE. Plan de Energías Renovables 2011-2020. 2011
- [49] IDAE. Pliego de condiciones técnicas de instalaciones de baja temperatura, 2009.
- [50] IDEA (2009) District Cooling Best Practice Guide. International District Energy Association (IDEA), Westborough, Massachusetts, USA, 2009. ISBN: 978-0-615-25071-7.
- [51] IEA DHC <http://www.iea-dhc.org/home.html>
- [52] IEA. Large Scale Solar Heating and Cooling Systems. <http://task45.iea-shc.org>.
- [53] IEA. Technology Roadmap. Solar Heating and Cooling. 2012.
- [54] IEA-ETSAP and IRENA . Solar Heating and Cooling for Residential Applications Technology Brief E21 – January 2015 [www.irena.org](http://www.irena.org)
- [55] Kim. D.S. y Infante Ferreira, C. «Solar refrigeration options - a state of the art review,» International Journal of Refrigeration , vol. 31, pp. 3-15, 2008.
- [56] Klein, S.A., and Reindl, D.T., 2005, Solar refrigeration, ASHRAE Journal 47, pp. 526-530.
- [57] Klein, Sanford, A, and University of Wisconsin, TRNSYS, a transient system simulation program. Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin--Madison, 2000
- [58] Lindenberger, D., Bruckner, TH., Groscurth, H.M., Kummel, R. Optimization of solar district heating system: seasonal storage, heat pumps, and cogeneration. Energy, Vol. 25, pp. 591–608, 2000.
- [59] Lozano M.A., Anastasia, A., Palacín, F., Serra, L.M. Simulation study and economic analysis of large-scale solar heating plants in Spain. EUROSUN, Graz, 2010

- [60] Lozano, M.A. Cogeneración de distrito en el sector residencial, Combustibles sostenibles del siglo XXI, pp. 213-223, 2013.
- [61] Lozano, M.A., Anastasia, A., Serra, L.M., Verda, V. Thermo-economic cost analysis of central solar heating plants combined with seasonal storage. IMECE, Vancouver, 2010.
- [62] Lund, H., Moller, B., Mathiesen, B.V., Dyrelund, A. The role of district heating in future renewable energy systems. Energy 2010;32:1381–90.
- [63] Lundgren, J., et al., Experimental Studies of a Biomass Boiler Suitable for Small District Heating Systems, Biomass and Bioenergy, 26 (2004), 5, pp. 443-453
- [64] Molero-Villar, N., Cejudo-López, J. M., Domínguez-Muñoz, F., et Carrillo-Andrés, A. "A comparison of solar absorption system configurations", Solar Energy, vol. 86, no 1, 2012, p. 242-252.
- [65] Palacín, F., Lozano, M.A. Sistemas de calefacción de distrito con aporte solar y acumulación térmica estacional. VI Jornadas Nacionales de Ingeniería Termodinámica, Córdoba, 2009.
- [66] Papadopoulos, A.M., Oxizidis, S., and Kyriakis, N., 2003, Perspectives of solar cooling in view of the developments in the air-conditioning sector, Renewable and Sustainable Energy Reviews 7, pp. 419–438.
- [67] Peuser, F.A., Remmers, K.H., Schnauss, M. (2004) Solar Thermal Systems. Successful Planning and Construction. Solarpraxis AG, Berlin, Germany, 2004.
- [68] Proyecto SECH-SPAHOSEC. Análisis del consumo energético del sector residencial en España. Informe final, IDAE, Julio 2011.
- [69] RHC. Common Vision for the Renewable Heating and Cooling Sector in Europe. The European Technology Platform on Renewable Heating and Cooling (<http://www.rhc-platform.org>), 2011.
- [70] RHC. Strategic Research Priorities for Solar Thermal Technology. The European Technology Platform on Renewable Heating and Cooling (<http://www.rhc-platform.org>), 2012.
- [71] SDH Solar district heating. Solar district heating guidelines. Collection of fact sheets WP3- D3.1 D3.2, Agosto 2012. <http://www.solar-district-heating.eu/Documents.aspx>. [Consulta: 6 de febrero de 2013].
- [72] Solar District Heating: <http://www.solar-district-heating.eu/>
- [73] Solvarmedata. Large-scale solar heating plants for district heating. Dinamarca. <http://www.solvarmedata.dk> [Consulta: 6 de febrero de 2015].

- [74] Stritih, U., Butala, V., Optimization of a Thermal Storage Unit Combined with a Biomass Boiler for Heating Buildings, *Renewable Energy*, 29 (2004), 12, pp. 2011-2022
- [75] Task 45. Large Systems: Large Solar Heating/Cooling Systmes, Seasonal Storage. International Energy Agency, *Solar Heating and Cooling*, 2011.
- [76] Task 45. Subtask C system categorization. International Energy Agency, *Solar Heating and Cooling*, 2012.
- [77] Vallios, I., Tsoutsos, T., Papadakis, G. Design of biomass district heating systems. *Biomass Bioenergy* 2009;33:659–78.
- [78] Verda, V., Colella, F., Primary Energy Savings through Thermal Storage in District Heating Networks, *Energy*, 36 (2011), 7, pp. 4278-4286
- [79] Vidal, H. y Mansilla P., Optimización de un Sistema de Refrigeración por absorción asistido por Energía Solar utilizando TRNSYS, *Frío y Calor*, vol. 99, 2009.
- [80] Wang, R. Z., Ge, T. S., Chen, C. J., Ma, Q., & Xiong, Z. Q., 2009, Solar sorption cooling systems for residential applications: Options and guidelines, *International Journal of Refrigeration* 32, pp. 638-660. Elsevier Ltd, 2009.
- [81] Yazaki Energy Systems, 2011, Water fired single-effect chillers information available at: <http://www.yazakienergy.com/products>
- [82] Zidianikis, G., Tsoutsos, Th., Zografakis, N., Simulation of a solar absorption cooling system.. 2nd PALENC Conference and 28th AIVC Conference on Building Low Energy Cooling and Advanced Ventilation Technologies in the 21st Century. September 2007. Crete Island. Greece.
- [83] Ziegler, F., 2009, Sorption heat pumping technologies: comparison and challenges. *International Journal of Refrigeration* 32(4), 566-576.



## **ANEXO 1.**

# **Cálculo de la demanda térmica Caso de estudio**

# 1. ANEXO 1. Cálculo de la demanda térmica. Caso de estudio.

## 1.1. Objeto del anexo

Se pretende aplicar lo expuesto en el capítulo 3 al cálculo de la demanda térmica de una red de frío y calor de distrito que daría servicio de ACS, Calefacción y Frío a una superficie de viviendas en bloques de edificios de 200.565 m<sup>2</sup> que, suponiendo un módulo (promedio) de 90 m<sup>2</sup>, correspondería a 2.228 viviendas. Con objeto de mejorar la consistencia de los resultados el ámbito de la red corresponde a la zona urbana objeto del Plan Parcial del Area 5 del Suelo Urbanizable No Programado del Plan General de Valencia NPR-5, "Moreras II" (en adelante el Plan), en su momento (en el 2010) de futura construcción.

## 1.2. EL Simulador TRNSYS

TRNSYS (Transient Simulation System) es un programa de simulación transitoria de sistemas, con un entorno modular orientado al estudio de sistemas energéticos en general [56], y aplicable a los sistemas solares térmicos para producción de ACS, frío solar y calefacción. La filosofía modular de TRNSYS proporciona al programa una gran flexibilidad, sencillez, y la capacidad de crear componentes no incluidos en la librería estándar del programa.

Con la simulación se reproduce de forma teórica el funcionamiento de un sistema, y se obtiene información con gran detalle del comportamiento de cada uno de los componentes del mismo. En algunos sistemas simulados en TRNSYS se han obtenido errores menores del 1% comparado los resultados de la simulación con el funcionamiento real de estos sistemas. El programa TRNSYS es un software de reconocido prestigio a nivel mundial en el campo de la investigación, la docencia y la ingeniería aplicada. Fue desarrollado en el SEL (Solar Energy Laboratory) de la Universidad de Wisconsin Madison. La primera versión pública fue la 6.0 en Marzo 1975 y fue inicialmente desarrollado para la simulación de sistemas solares térmicos.

TRNSYS adopta una estructura modular para la resolución de sistemas con varios componentes, donde cada uno de los componentes se describe mediante una subrutina que, en la nomenclatura que emplea TRNSYS, se designa como TYPE. Esta técnica modular permite analizar un sistema complejo como la suma de componentes o sistemas individuales más sencillos conectados entre ellos.

Cada Type o subrutina contiene un modelo matemático de un componente del sistema. Para construir el modelo de un sistema energético TRNSYS con varios componentes, las subrutinas o Types de TRNSYS funcionan como cajas negras. Se necesita especificar los parámetros del componente en sí y las variables de entrada. Las variables de entrada de un componente pueden ser introducidas mediante un archivo exterior (como puede ser un archivo meteorológico) o pueden ser variables de salida de otro componente del sistema. Por tanto, los Types relacionados se unen mediante conexiones. En estas conexiones, se define qué variables de salida de un componente son las variables de entrada de otro componente.

La librería de TRNSYS incluye una gran variedad de componentes comúnmente encontrados en los sistemas termo energéticos (equipamientos HVAC, simulación energética de edificios, componentes para sistemas basados en el hidrógeno, fotovoltaica, geotermia, controladores y sistemas de regulación, colectores solares,...), así como subrutinas de componentes que permiten tratar datos meteorológicos, y otras funciones matemáticas para transformar y operar datos.

Las simulaciones son de carácter transitorio y se pueden realizar en los rangos de espacio y tiempo especificados por el usuario: desde varias horas hasta minutos, dependiendo del tipo de proceso estudiado.

En esta Tesis se ha empleado la versión de TRNSYS 16.1.

### 1.3. Los elementos empleados en el modelo (TYPES)

En este apartado se describen de forma breve los principales Types que se han empleado en el modelo del edificio.

#### Type 56: Building Model

Este componente simula el comportamiento de un edificio dividido en diferentes espacios térmicos. Para emplear este componente es necesario ejecutar un programa primero, el TRNBuild. Este pre-procesador lee y procesa los datos que contienen la descripción física del edificio (geometría) y las características definidas para los materiales del mismo. El TRNBuild funciona como un programa externo a TNSYS donde, como se ha indicado, se especifican las características geométricas, envolvente, cargas, consignas, ...etc.



Building

#### Type 109: Data Reader

Este componente lee archivos de datos meteorológicos a intervalos de tiempo regular, convirtiéndolos en el formato y sistema de unidades deseado, haciendo disponible que puedan ser utilizados por otros componentes del modelo TRNSYS. También cabe resaltar que este type, además de leer archivo meteorológico procesa la radiación solar sobre una o múltiples superficies.



Type109-TMY2

#### Type 69: Sky Temperature

Este componente determina la temperatura efectiva del cielo, que es empleada para calcular la radiación entre una superficie externa y la atmósfera.



Type69

#### Type 33: Psychrometrics

Este componente tiene de entrada la temperatura de bulbo seco y el punto del rocío y calcula las propiedades del aire húmedo.



type33

### Type 2: Differential Controller

Este componente funciona como un control diferencial que funciona con valores de 0 o 1 en función del valor de consigna. Se emplea para el control de la iluminación y toldos en función de la radiación solar y la temperatura.



Type2

### Type 14: Forcing function

Este componente se emplea para crear una función dependiente del tiempo que tiene un comportamiento caracterizado por un patrón que se repite. En el modelo, se emplea en la distribución horaria y mensual del consumo de ACS.



Type14h

### Type 55: Periodic Integrator

Este componente contabiliza una variable (o un conjunto) y calcula algunos datos estadísticos de la misma en un rango de tiempo especificado. En el modelo, se emplea para conocer los máximos y mínimos de la demanda y el tiempo en el que ocurren.



Type55

### Type 25: Printer

Este componente sirve para extraer en un fichero cualquier variable de interés. Se le debe especificar que formato de salida se desea obtener (xls, txt). En el modelo, se emplea para crear el archivo de la demanda del DHC y para analizar valores de salida en los componentes.



Type25

### Type 65: Plotter

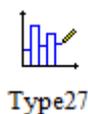
Este componente se emplea para visualizar en pantalla una o varias variables en función del tiempo.



Type 65

### Type 27: Histogram Plotter:

Este componente crea distribuciones de frecuencia de una serie (input) en el rango especificado por el usuario.



### Calculator Tool

Este componente simula una calculadora. Se puede generar variables de salida (outputs) formadas mediante variables introducidas (inputs) y funciones que operan con estos inputs.



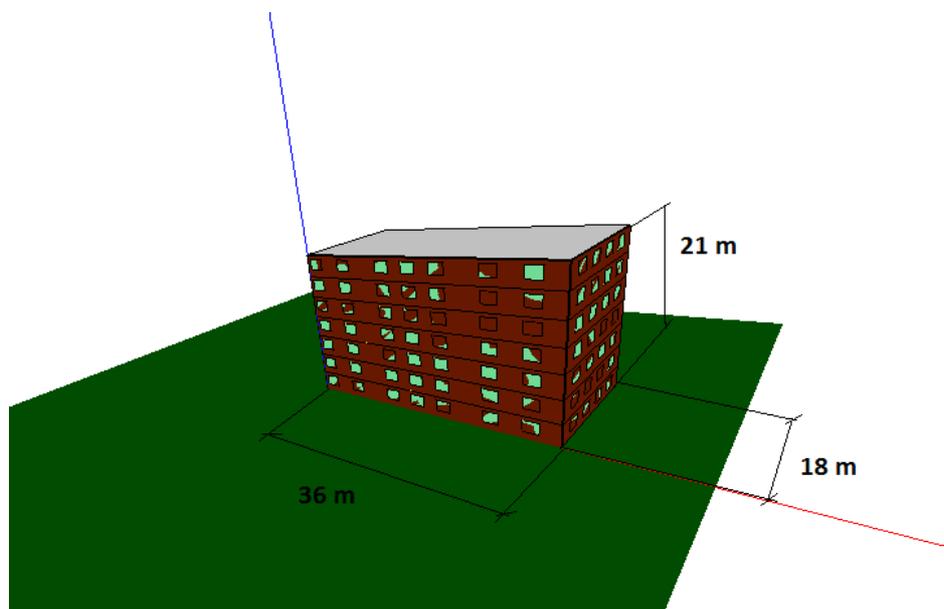
Calculator tool

## 1.4. Descripción del Edificio Tipo.

### 1.4.1. Geometría

Se ha definido un edificio tipo de geometría simple. El edificio es un bloque rectangular con altura entre plantas constante y una relación frente-fondo 2:1. Dispone de un sótano para garaje y trasteros y las demás plantas se dedicarían al escalera, ascensor, rellano y viviendas. La simplicidad de los espacios y el edificio tiene como objetivo plantear el edificio de la forma más general posible.

El edificio tiene un frente de 36 m y 7 plantas de altura. Hay una altura de 3 m entre cada planta. Las dimensiones exteriores del edificio se pueden ver en la figura siguiente. Las ventanas del edificio se han distribuido para asegurar una buena iluminación natural y aprovechamiento de la radiación solar. Se ha ocupado el 25% de la fachada Sur con ventanas para aprovechar la mayor porción solar en esta orientación, un 20% de la fachada Este y Oeste y el 15% de la fachada Norte.



*Ilustración 1.4-1. Dimensiones exteriores del edificio tipo*

En la figura siguiente se muestra la distribución de cada planta. Cada planta está formada por 6 espacios habitables y un espacio no habitable, donde se ubica el ascensor, las escaleras y la zona común para comunicar las viviendas. Todos los espacios habitables tienen las mismas características de calefacción, refrigeración, cargas internas y ventilación. Los espacios no habitables únicamente se ventilan.

Los espacios se identifican como espacio  $x,y$  donde “x” representa el número de planta e “y” representa el número del espacio de la planta. Los espacios 1 a 6 de cada planta son viviendas individuales, 2 de 84 m<sup>2</sup> y 4 de 108 m<sup>2</sup>. excepto en la primera planta, en la que se ha destinado el espacio<sub>1,5</sub> a la entrada del edificio (zaguan).

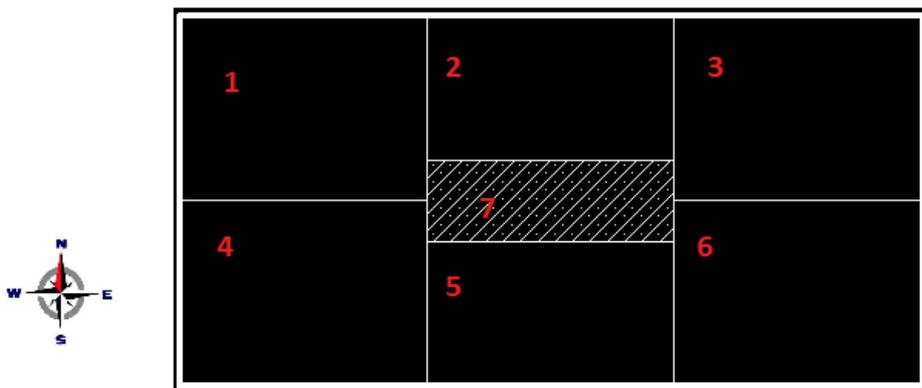


Ilustración 1.4-2. Espacios de cada planta.

### 1.4.2. Cerramientos

Para realizar el cálculo de las pérdidas de calor al exterior a través de los cerramientos de la envolvente del edificio y con los cerramientos en contacto con espacios no acondicionados del en el mismo, es necesario definir las características térmicas de los mismos en cada espacio.

Las exigencias mínimas de transmitancia térmica en los cerramientos de edificios de nueva construcción en España, se definen en el documento básico DB-HE1 del CTE sobre limitación energética [17]. Para ello, el CTE clasifica en cinco zonas geográficas según la severidad climática en invierno (de menor a mayor: A, B, C, D y E) y cuatro zonas geográficas en función de la severidad climática en verano (de menor a mayor: 1, 2, 3 y 4). Las localidades españolas se reparten en 12 de estas combinaciones que se pueden observar en la tabla siguiente.

SCV/SCI	A	B	C	D	E
1			Bilbao	Vitoria	Burgos
2			Barcelona	Salamanca	
3	Cádiz	Valencia	Granada	Madrid	
4	Almería	Sevilla	Toledo		

Tabla 1.4-1. Ciudades ejemplo de las distintas zonas climáticas del CTE

Cada zona climática tiene definidas unas exigencias mínimas de transmisión de calor a través de los diferentes cerramientos y huecos. En la tabla siguiente se muestra la transmitancia límite de fachada, suelo y cubierta. La transmitancia límite de los huecos es diferente en función de la zona climática, orientación y porcentaje de huecos en la superficie (se ha añadido la condición más desfavorable en la tabla).

Zona Climática	A	B	C	D	E
Transmitancia límite fachada y elementos en contacto con el terreno $W/(m^2 \cdot K)$	0.94	0.82	0.73	0.66	0,57
Transmitancia límite cubiertas $W/(m^2 \cdot K)$	0,5	0,45	0,41	0,38	0,35
Transmitancia límite suelos $W/(m^2 \cdot K)$	0,53	0,52	0,5	0,49	0,48
Transmitancia límite de huecos $W/(m^2 \cdot K)$	5,7	5.4	4.4	3.5	3.1

Ilustración 1.4-3 Transmitancia límite en cerramientos y huecos según zona climática.

Cada espacio del edificio es adyacente al ambiente exterior y a otros espacios del edificio. En la herramienta TRNBuild se define el volumen de la zona, las fronteras entre espacios y las características de los muros que los separan. En la figura siguiente se muestra en planta los intercambios de calor del espacio 1.

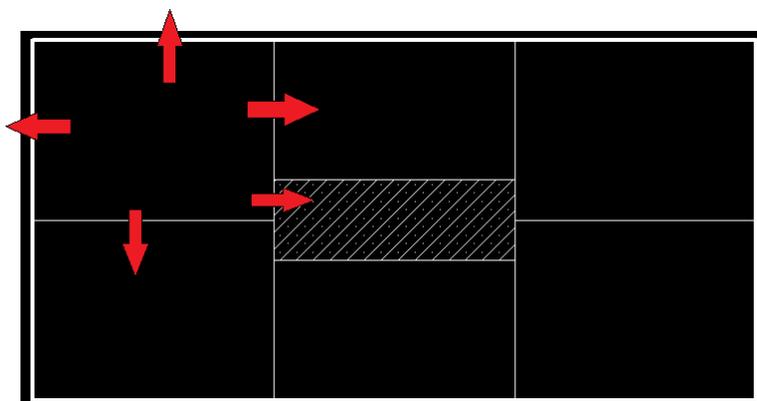


Ilustración 1.4-4. Transferencia de calor de La zona 1

La transferencia de calor de un espacio depende de las características de sus cerramientos, del área de transferencia y el gradiente de temperatura. En la tabla siguiente se detalla el área de la superficie de contacto entre los distintos espacios de una misma planta, el área de las superficies en contacto con el exterior y su orientación.

m2	Espacio1	Espacio2	Espacio3	Espacio4	Espacio5	Espacio6	Espacio7	S	N	E	O
Espacio1	-	21	0	36	0	0	6	0	36	0	27
Espacio2	21	-	21	0	0	0	36	0	36	0	0
Espacio3	0	21	-	0	0	36	6	0	36	27	0
Espacio4	36	0	0	-	21	0	6	36	0	0	27
Espacio5	0	0	0	21	-	21	36	36	0	0	0
Espacio6	0	0	36	0	21	-	6	36	0	27	0
Espacio7	6	36	6	6	36	6	-	0	0	0	0

Ilustración 1.4-5. Superficies en contacto entre espacios y el exterior de una misma planta

Además de las superficies de la tabla anterior, desde la última planta se transfiere calor al exterior a través de una cubierta plana. Se transfiere calor entre plantas, así como la primera planta con el sótano. También los muros y el forjado del sótano están en contacto con el terreno. Se emplea la temperatura media del terreno durante todo el año, que se obtiene de la Guía Técnica de Condiciones Climáticas Exteriores de Proyecto, del IDAE. Para la localidad de Valencia se ha empleado una temperatura del terreno constante durante todo el año de 15 °C.

En el Type TRNBuild cada cerramiento de una zona se define por el tipo de muro y la categoría. El tipo de muro indica la composición material (los elementos que lo componen, su espesor y propiedades). La categoría indica la función (externo, interno, adyacente) y la situación (orientación o zona contigua).

Los tipos de muros utilizados en el modelo son los siguientes:

- Muro externo: Muros exteriores del edificio.
- Muro tabique: Muros que separan espacios térmicos y muros internos dentro de los espacios (viviendas). Los muros internos de las viviendas solo aportan inercia térmica a la zona.
- Forjado plantas: Forjado entre plantas del edificio.
- Forjado terreno: Muro que separa el edificio del terreno.
- Cubierta: Cubierta plana del edificio.

Como se ha comentado, para cada zona hay que definir todas las superficies con el tipo de muro que las componen y la categoría. En la siguiente tabla y figura se muestra como ejemplo la definición en TRNBuild de los muros del espacio<sub>1,1</sub> del edificio. Para tener en cuenta los efectos de la inercia térmica, se ha añadido una superficie de muro interno de 80 m<sup>2</sup> en las viviendas pequeñas y de 100 m<sup>2</sup> en las más grandes, y una capacidad térmica de 1.2 kJ/K·m<sup>3</sup> en cada zona, que corresponde con la capacidad térmica del aire.

A modo de ejemplo se muestran a continuación los datos de superficies correspondientes al espacio 11 y la pantalla de introducción de datos en TRNBUILD.

	Tipo	Superficie (m2)	Categoría	Descripción	Huecos (m2)
Muro 1	Muro externo	36	Externo	Norte	5.4
Muro 2	Muro externo	27	Externo	Oeste	5.4
Muro 3	Forjado entre plantas	108	Adyacente	Adyacente a SOTANO	
Muro 4	Forjado entre plantas	108	Adyacente	Adyacente a 2,1	
Muro 5	Muro tabique	21	Adyacente	Adyacente a 1,2	
Muro 6	Muro tabique	36	Adyacente	Adyacente a 1,4	
Muro 7	Muro tabique	6	Adyacente	Adyacente a 1,7	
Muro 8	Muro tabique	100	Interno	Interno	

*Ilustración 1.4-6 Descripción de los muros del espacio<sub>1,1</sub>*

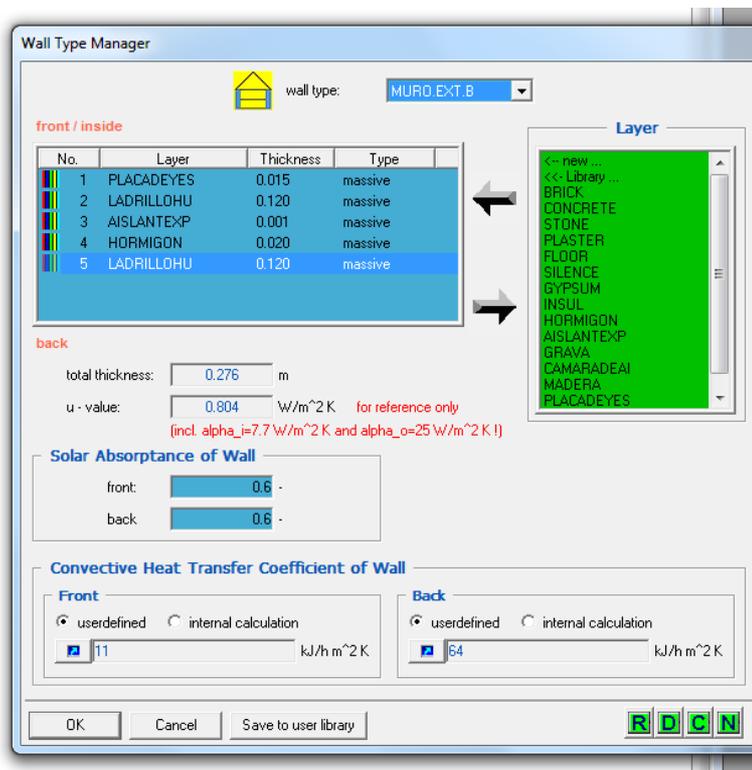


Ilustración 1.4-7. Pantalla correspondiente al muro tipo MURO EXTERNO B

En la tabla siguiente se presenta la descripción de los cerramientos propuestos para el edificio tipo del plan de Moreras (Valencia), que cumple con los requisitos de la zona climática B, del CTE. Cada muro, cubierta o forjado viene descrito por las capas que lo forman, su espesor y las propiedades termo físicas de los materiales que componen al muro. La conductividad final del muro se calcula como suma de la resistencia térmica de las capas y los coeficientes de transferencia de calor por convección entre los cerramientos y el ambiente: 11 KJ/(m<sup>2</sup> K) interior y 64 KJ/ (m<sup>2</sup> K) exterior.

Nombre	Material capas	Resistencia (h·m·K/kJ)	Conductancia (kJ/h·m·K)	Calor específico (kJ/(kg·K))	Densidad (kg/m <sup>3</sup> )	Espesor (cm)
Forjado terreno	Aislante (XPS)		0,1	1,47	30	4
	Hormigón		4,068	1	1400	5
	Camara de aire	0,032				--
	Hormigón		4,068	1	1400	20
	TOTAL: 29 cm W/(m <sup>2</sup> ·K) 0.514					
Forjado Plantas	Madera		0,504	0,9	530	5
	Cámara de aire	0,032				--
	Hormigón		4,068	1	1400	40
	TOTAL: 45 cm W/(m <sup>2</sup> ·K) 1.01					
Cubierta	Grava		7,2	1	1800	10
	Hormigón		4,068	1	1400	10
	Aislante (XPS)		0,1	1,47	30	5
	Hormigón		4,068	1	1400	18
	TOTAL: 43 cm W/(m <sup>2</sup> ·K) 0,441					
Muro tabique	Ladrillo hueco		0,9	0,84	750	12
	Hormigón		4,068	1	1400	6
	Ladrillo hueco		0,9	0,84	750	12
	TOTAL: 30 cm					

		W/(m2·K) 0.845			
Muro exterior	Ladrillo hueco	0,9	0,84	750	12
	Hormigón	4,068	1	1400	2
	Aislante (XPS)	0,1	1,47	30	0.1
	Ladrillo hueco	0,9	0,84	750	12
	Placa de yeso	0,9	0,84	750	0.15
	TOTAL: 27.6 cm				
		W/(m2·K): 0.804			

Ilustración 1.4-8. Propiedades termo físicas de los cerramientos empleados en el edificio tipo

Las propiedades de los materiales utilizados en los muros se han obtenido de la librería española de TRNBuild sobre materiales de construcción estándar. A modo de ejemplo, la figura siguiente muestra la pantalla de introducción de datos correspondiente al muro exterior.

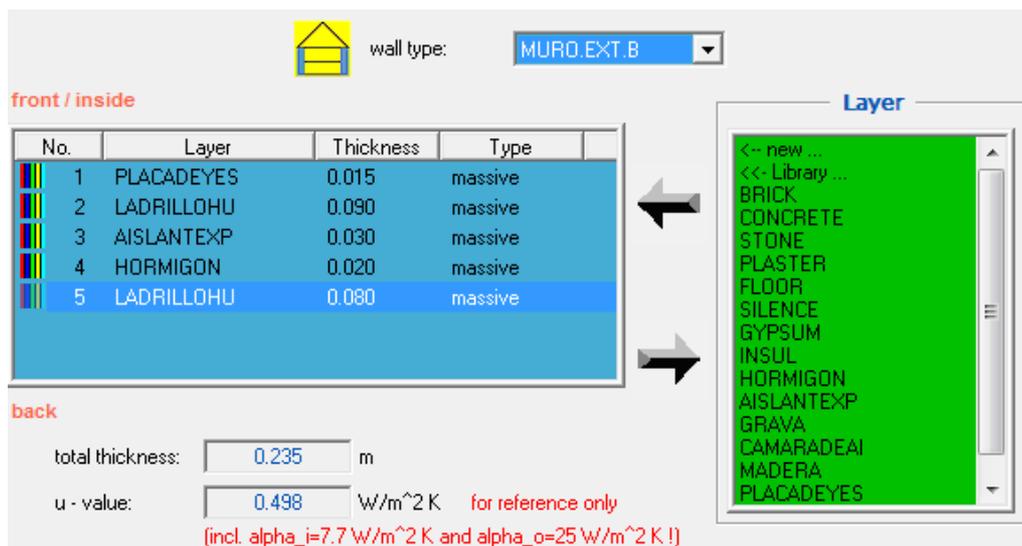


Ilustración 1.4-9. Ficha descriptiva del muro exterior de la zona climática B

El CTE distingue entre varias transmitancias límite de los huecos según la zona climática, orientación y porcentaje de huecos en el muro. Debido a la falta de ventanas de conductancia media, y ya que los futuros edificios deberían garantizar altos estándares de eficiencia energética, se emplea una ventana aislada con doble acristalamiento para todas la ventanas del edificio, cuyas propiedades aparecen en la tabla siguiente.

Descripción ventana	Conductancia cristal W/(m2·K)	g ventana (%)	Área marco (%)	Conductancia marco W/(m2·K)
Doble acristalamiento aislado	2,83	75,5	15	8,17

g: transmitancia óptica de la ventana, porcentaje de radiación que atraviesa la ventana

Ilustración 1.4-10 Especificaciones técnicas de las ventanas

### 1.4.3. Cargas internas

Las cargas internas corresponden a las distintas fuentes de calor dentro de un edificio. Las principales cargas internas a considerar en un edificio de viviendas son: la iluminación, los electrodomésticos y el calor que desprenden los ocupantes. Las cargas internas seleccionadas se han basado en los perfiles normalizados de uso del CTE DB-HE1 apéndice C. En esta Tesis solo se ha considerado la ganancia de calor sensible de

ocupantes. En cada vivienda se ha considerado una ocupación de 3 personas (máx). Una persona genera una carga de 100 W de acuerdo a la norma ISO 7730 (tipo nº1, persona sentada en reposo). El perfil de ocupación se define mediante un factor de ocupación (en tanto por uno) [0-1] estimado a lo largo de cada día de la semana. El perfil se considera válido para todo el año. Si el ratio es 0 la vivienda está vacía y si la ratio es 1 la vivienda está completamente ocupada, en este caso tres personas (ver tabla siguiente).

	0:00-7:00	7:00-9:00	9:00-16:00	16:00-22:00	20:00-24:00
Lunes	1,0	0,3	0,3	0,5	1,0
Martes	1,0	0,3	0,3	0,5	1,0
Miércoles	1,0	0,3	0,3	0,5	1,0
Jueves	1,0	0,3	0,3	0,5	1,0
Viernes	1,0	0,3	0,3	0,5	1,0
Sábado	1,0	1	0,5	0,5	1,0
Domingo	1,0	1	0,5	0,5	1,0

*Ilustración 1.4-11. Ratio de Ocupación de la vivienda*

Se han estimado cargas variables de iluminación y electrodomésticos en el edificio de 5 W/m<sup>2</sup> de acuerdo a un perfil de uso. De forma similar al perfil de ocupantes, el perfil se define mediante un factor de uso (en tanto por uno) [0-1] estimado a lo largo de cada hora del día. El perfil se considera válido para todo el año. Además, se ha considerado una carga constante de 140 W para tener en cuenta el efecto de electrodomésticos de consumo fijo (nevera, pilotos). En la tabla siguiente se muestra el perfil considerado de iluminación y operación de los electrodomésticos.

	0:00-7:00	7:00-9:00	9:00-16:00	16:00-22:00	22:00-24:00
Lunes	0,1	0,2	0,2	0,3	1,0
Martes	0,1	0,2	0,2	0,3	1,0
Miércoles	0,1	0,2	0,2	0,3	1,0
Jueves	0,1	0,2	0,2	0,3	1,0
Viernes	0,1	0,2	0,2	0,3	1,0
Sábado	0,1	0,2	0,2	0,3	1,0
Domingo	0,1	0,2	0,2	0,3	1,0

*Ilustración 1.4-12 Horario de iluminación y operación de electrodomésticos en la vivienda*

#### **1.4.4. Sistema de climatización y ventilación**

Los sistemas de climatización y ventilación son estrictamente necesarios para asegurar el confort y garantizar la salud de los ocupantes de una vivienda. En España, los requerimientos de ventilación los marca el Código Técnico de la Edificación, CTE, en su documento básico de calidad del aire interior (DB-HS3). Este documento establece unos límites de ventilación mínima, que se pueden ver en la tabla siguiente, e indica como calcular los requerimientos de ventilación de un espacio.

El DB-HS3 establece que, primero se debe calcular el caudal total de impulsión de los cuartos secos y el caudal total de extracción de los cuartos húmedos (cocina y baños). En segundo lugar, el máximo de estos caudales es el empleado como caudal de ventilación de la vivienda, y se distribuiría por cada local para que cada uno cumpla sus

requerimientos. El cociente del caudal de ventilación en un espacio cada hora entre el volumen del mismo se denomina N<sup>o</sup> de renovaciones hora.

Locales	Caudal de ventilación mínimo exigido qv en l/s		
	Por ocupante	Por m <sup>2</sup> útil	En función de otros parámetros
Dormitorios	5		
Salas de estar y comedores	3		
Aseos y baños			15 por local
Cocinas		2	50 por local(*)
Trasteros y sus zonas comunes		0,7	
Aparcamientos y garajes			120 por local
Almacenes de residuos		10	

\*Caudal correspondiente a la ventilación adicional

#### Ilustración 1.4-13 Requerimientos mínimos de ventilación

Si se toma un tamaño de vivienda del edificio, 100 m<sup>2</sup> ocupados por tres personas; se requiere un caudal de extracción de 50 l/s (2 baños 30 l/s y una cocina de 10m<sup>2</sup> 20 l/s) y un caudal de impulsión de 29 l/s (habitación doble 10 l/s, dos habitaciones simples 10 l/s y salón 9 l/s). Si calculamos el cociente entre los 50 l/s (en m<sup>3</sup>/h) y el volumen de la vivienda obtenemos 0.6 renov/hora. En el garaje se considera que la mitad del espacio se dedica a plazas de garaje de 2.5 x 5 m<sup>2</sup> y la otra mitad a trasteros y zonas comunes (26 plazas de garaje, 3120 l/s y 324m<sup>2</sup> de trasteros 226 l/s). Se obtienen 6.2 renov/hora para el sótano.

Se ha considerado para los meses de invierno una ventilación constante de 0.6 renovaciones a la hora en cada vivienda habitable además de unas infiltraciones también constantes equivalentes a 0.07 renovaciones hora. En la época de verano, de Junio a Septiembre el ratio de ventilación aumenta a 3 renovaciones hora de 0:00 a 8:00 para tener en cuenta el efecto de enfriamiento gratuito (free cooling) al abrir las ventanas.

El sistema de climatización tiene un control independiente en cada espacio. Este control garantiza una temperatura de entre 21 y 26° C. Si la temperatura aumenta a 26°C se activa el sistema de refrigeración y si disminuye de 21°C se activa el sistema de calefacción. Por la noche (de 0:00 a 8:00 h) la temperatura de consigna serán 19°C. En la tabla siguiente se muestran los parámetros generales de climatización y ventilación del edificio.

Ratio de infiltración (1/h)	0,07	
Ratio de ventilación espacios habitables(1/h)	0,6	
	3,0	De Junio a Septiembre de 0:00 a 8:00
Ratio de ventilación sótano(1/h)	6.2	
Temperatura control calefacción	21°C	
Temperatura control refrigeración	26°C	De Mayo a Octubre

#### Ilustración 1.4-14 Resumen parámetros de diseño calefacción refrigeración y ventilación

### 1.5. Cálculo de la demanda de calefacción y refrigeración del edificio tipo.

Se muestra en la figura siguiente el modelo en TRNSYS del edificio tipo. Al crear un Project building (un proyecto de simulación de espacios térmicos) el programa inserta automáticamente types como el lector y procesador de radiación, y controles de iluminación o ventilación, cuyos parámetros básicos se introducen en primer lugar en la creación del modelo. Se añaden dos impresoras (type 25a) para exportar los datos a Excel y crear el archivo de texto con el que se generara la demanda del DHC. También ha sido añadida una gráfica (type 65) para visualizar los resultados.

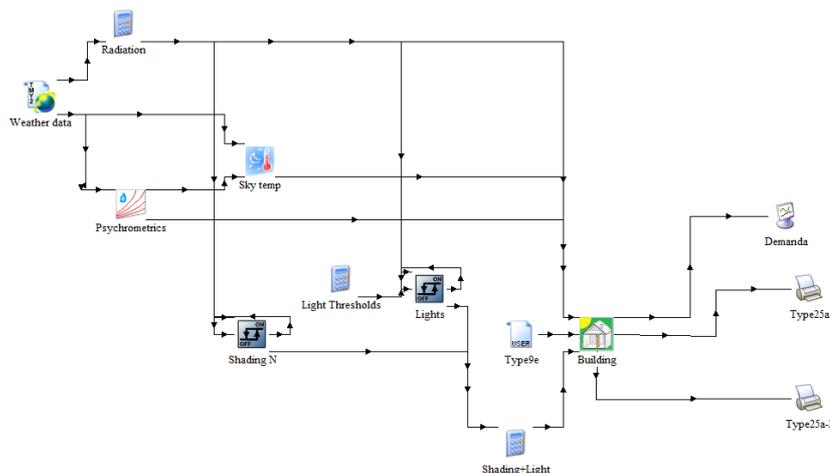


Ilustración 1.5-1. Modelo en TRNSYS del edificio

El type 56, TRNBuild permite definir los datos de salida que se deseen analizar. En la figura siguiente se muestran los outputs seleccionados. Se han exportado los outputs por defecto, que son la temperatura y cargas necesarias para mantener el confort en cada espacio térmico definido. Además se utilizan los Types 32 y 33 (Types específicos del TRNBuild) que son las demandas sumadas de cada uno de los espacios térmicos, es decir, la demanda de refrigeración y calefacción del edificio.

La interfaz muestra 'Calculate Transfer Functions' con 'Timebase' en 1. El panel 'Outputs' contiene una tabla con los siguientes datos:

No	Zones/Nodes/Airlinks	NTypes
1	DEFAULT	
2	1.1 1.4 1.2 1.3 1.6 1.5 2.1 2.2 2.3 2.4 2.5 2.6 3.1 3.2 3.3 3.4 3.5 3.6 3.7 4.1 4.2 ...	32 33

Ilustración 1.5-2 Outputs de TRNBuild

Las demandas obtenidas por simulación para el edificio se muestran en la siguiente tabla

	Qcal KWh	Qcal KWh/m <sup>2</sup>	Qref KWh	Qref KWh/m <sup>2</sup>
Enero	24.078	5,83	0	0
Febrero	15.553	3,77	0	0
Marzo	10.217	2,48	0	0
Abril	2.978	0,72	68	0,02
Mayo	300	0,07	876	0,21
Junio	34	0,01	3.261	0,79
Julio	0	0,00	16.272	3,94
Agosto	0	0,00	18.483	4,48
Septiembre	12	0,00	8.628	2,09
Octubre	41	0,01	2.546	0,62
Noviembre	8.983	2,18	16	0,00
Diciembre	23.433	5,68	0	0
<b>Total anual</b>	<b>85.628</b>	<b>20,75</b>	<b>50.150</b>	<b>12,15</b>

\* Valor específico referido a la superficie de viviendas en el edificio.

#### Ilustración 1.5-3 Demandas anuales obtenidas por simulación para el edificio

Los resultados para el edificio parecen razonables, teniendo en cuenta que los valores anuales de referencia CALENER para Valencia en edificios nuevos es de 21.3 KWh/m<sup>2</sup> para calefacción y 12.6 KWh/m<sup>2</sup> para refrigeración.

Si se considera la superficie útil del edificio (excluyendo el sótano), los valores de referencia serían 18.87 KWh/m<sup>2</sup> para calefacción y 11.05 KWh/m<sup>2</sup> Valores que, una vez contada la demanda de ACS (ver más adelante), satisfacen los requisitos del DB-HE1 del Código Técnico de la Edificación [17] que limita la demanda de edificios de nueva construcción a 45 kWh/(m<sup>2</sup>·año) a las viviendas de la zona climática B.

## 1.6. Modelo del cálculo de la demanda de ACS del edificio

Para el cálculo de la demanda de ACS primero se ha calculado la demanda mensual y anual del edificio según la metodología propuesta en el apartado en el capítulo 3. Para realizar este cálculo se ha empleado el ratio de 22 litros/persona-día que indica el Pliego de Condiciones Técnicas de Instalaciones de Baja Temperatura, PET-REV [49]. Se han definido 3 usuarios por vivienda, es decir, un total de 123 usuarios. La temperatura media de red y la de referencia de ACS (60°C) han sido definidas con los valores que marca el CTE. Para las propiedades del agua se han tomado valores de 1.000 kg/m<sup>3</sup> para la densidad y 4.18 kJ/(K·kg) de calor específico. No se han considerado el factor de reducción por simultaneidad por el número de viviendas como compensación por haber considerado 3 personas (promedio) en viviendas de 3 dormitorios (según la norma deben considerarse 4). En la tabla siguiente se presenta la demanda mensual de ACS estimada del edificio tipo.

	dm	T° red (°C)	Q <sub>ACS,m</sub> (kWh)	F <sub>m</sub>	f <sub>m</sub>
Enero	31	10	4870.05	0.0933	0.00301
Febrero	29	11	4464.73	0.0855	0.00295
Marzo	31	12	4675.25	0.0895	0.00289

Abril	30	13	4430.17	0.0848	0.00283
Mayo	31	15	4383.04	0.0839	0.00271
Junio	30	17	4053.14	0.0776	0.00259
Julio	31	19	3993.44	0.0765	0.00247
Agosto	31	20	3896.04	0.0746	0.00241
Septiembre	30	18	3958.88	0.0758	0.00253
Octubre	31	16	4285.64	0.0821	0.00265
Noviembre	30	13	4430.17	0.0848	0.00283
Diciembre	31	11	4772.65	0.0914	0.00295
<b>TOTAL</b>			<b>52.213.202</b>	<b>kWh</b>	
			<b>12.685</b>	<b>kwh/m2</b>	

Ilustración 1.6-1. Demanda de ACS del edificio

Una vez determinada la demanda anual y los factores  $F_m$  (proporción de la demanda anual de un mes) y  $f_m$  (proporción de la demanda anual para un día medio del mes) se procede a calcular la demanda horaria. Para ello, se emplean dos type14 (forcing function). En uno se introduce el factor diario de consumo  $f_m$  de cada mes y en el otro el perfil horario de la demanda ACS especificado en la tabla siguiente. En las figuras siguientes se muestran los valores en el interfaz gráfico del type.

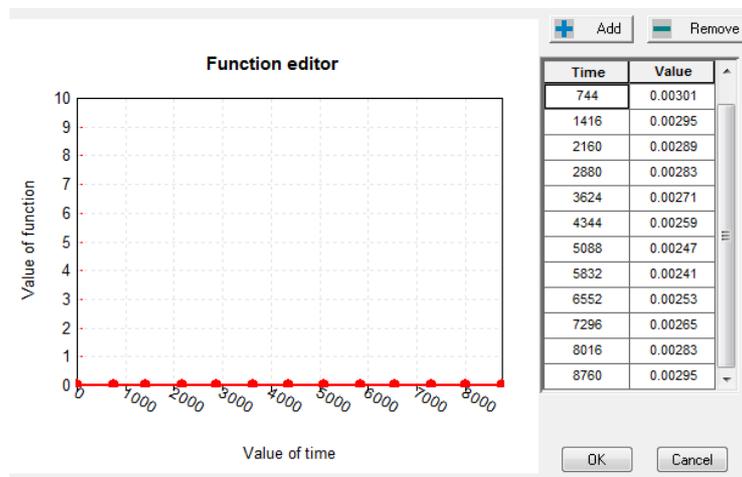


Ilustración 1.6-2 Valores de  $f_m$  introducidos en el type14

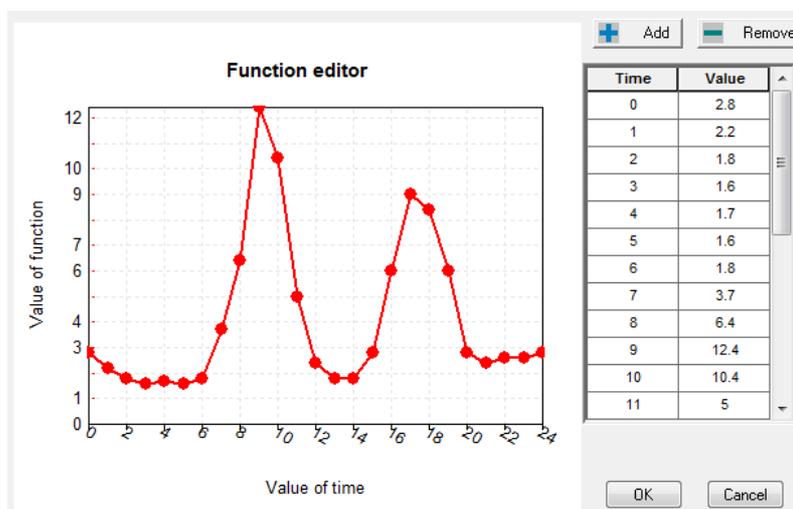


Ilustración 1.6-3 Perfil horario introducido en el type14

Para cada hora una calculadora (calculator tool) multiplica el factor  $f_m$  y el perfil horario por la demanda anual de ACS (52.213.202 kWh). Mediante este procedimiento la calculadora genera la demanda horaria de ACS del edificio. En la figura siguiente se puede apreciar el modelo en TRNSYS para el cálculo de ACS. Se han añadido, como en todos los modelos, una impresora y un plotter (type 25 y 65) para extraer y analizar los datos.

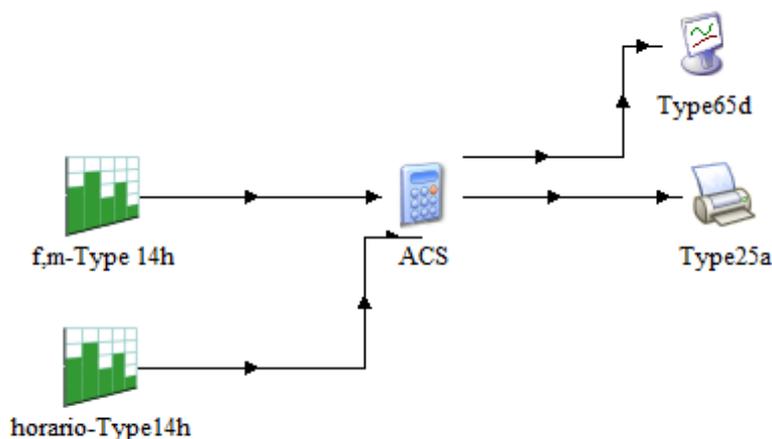


Ilustración 1.6-4. Modelo en TRNSYS del cálculo de la demanda de ACS

Los resultados para el edificio parecen razonables teniendo en cuenta que los valores anuales de referencia CALENER para Valencia en edificios nuevos es de 12.5 kWh/m<sup>2</sup> para ACS.

Si se considera la superficie útil del edificio (excluyendo el sótano), el valor específico para el ACS sería 11.51 kWh/m<sup>2</sup>. Como ya se ha comentado, sumando los valores específicos por superficie útil anteriormente obtenidos para calefacción y refrigeración con el obtenido para ACS, se comprueba que el edificio satisface el DB-HE1 del Código Técnico de la Edificación [17] que limita la demanda de edificios de nueva construcción a 45 kWh / (m<sup>2</sup>·útil año) a las viviendas de la zona climática B

## 1.7. Modelo para el cálculo de la demanda del DHC

Una vez determinadas las demandas horarias de ACS y climatización del edificio, se procede al cálculo de la demanda de frío y calor (conjunta de calefacción y ACS) para el DHC Moreras. Para ello se construye un nuevo modelo TRNSYS que incluye lectores de datos (type 9) que procesan las demandas del edificio en una calculadora para obtener multiplicando por un factor de escala la demanda horaria del DHC. Este factor divide cada valor de la demanda horaria por la superficie de viviendas del edificio y la multiplica por la superficie de las viviendas del plan de Moreras 200.565 m<sup>2</sup> (2.228 viviendas de 90 m<sup>2</sup>). Este factor también incluye una estimación para las pérdidas de distribución del 7% (tanto alzado) de la demanda instantánea tanto para frío como para calor.

Tras calcular la demanda del DHC se generan los archivos de texto en las impresoras (type 25) que se emplearan en el modelo del DHC. Para obtener más información sobre la demanda se emplea el integrador periódico (type 55), este calcula los máximos y mínimos de la demanda, que serán de gran utilidad para dimensionar el sistema de generación. Por último se ha añadido el "histogram plotter" (type 27). Se le

define intervalos de potencia y el componente proporciona el tiempo en el que la demanda se sitúa en esos intervalos. Se han definido 24 intervalos (los máximos permitidos). Con los intervalos se procederá a la construcción de la curva potencia-tiempo en que se registra esa potencia de frío y calor. En la figura siguiente se puede observar el modelo TRNSYS para la demanda del DHC.

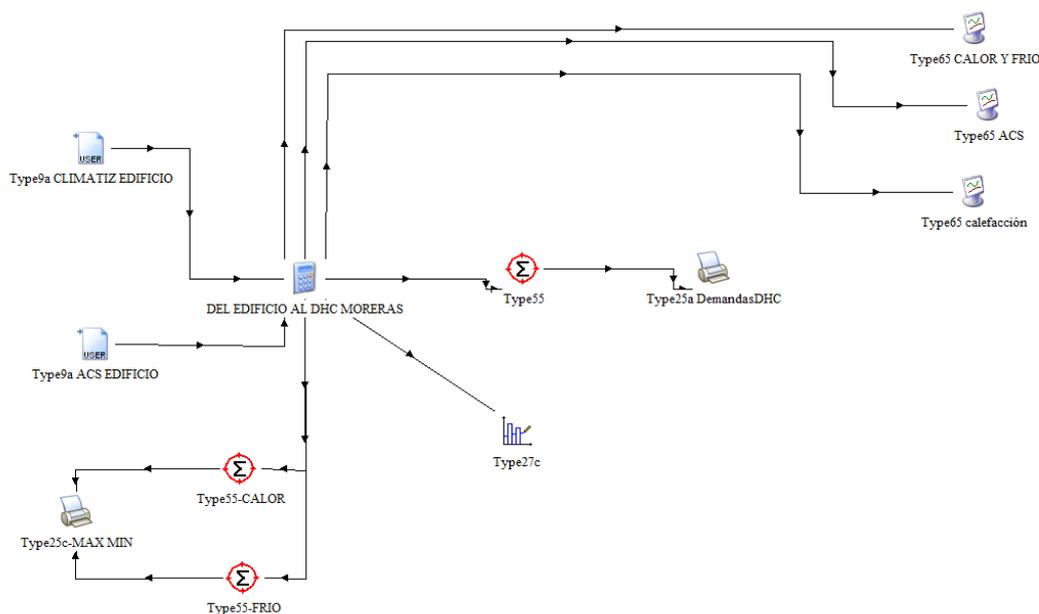


Ilustración 1.7-1. Modelo en TRNSYS de la demanda del DHC

### 1.8. Demandas para el DHC Moreras

De acuerdo al procedimiento expuesto, las demandas para el DHC Moreras se resumen en la siguiente tabla.

	Qcal MWh	QACS MWh	QCAL MWh	Qref MWh
Enero	1.228,0	246,1	1.474,1	-
Febrero	793,6	222,3	1.015,9	-
Marzo	521,3	241,1	762,4	0,6
Abril	151,9	228,5	380,4	3,4
Mayo	15,3	228,7	244,0	44,5
Junio	1,7	211,8	213,5	166,4
Julio	-	208,9	208,9	830,4
Agosto	-	201,5	201,5	943,2
Septiembre	0,6	197,4	198,0	440,3
Octubre	2,0	213,9	215,9	129,9
Noviembre	458,4	219,0	677,4	-
Diciembre	1.195,0	238,0	1.433,0	-
Total anual	4.367,8	2.657,2	7.025,0	2.558,7

Ilustración 1.8-1. Demanda anual del DHC Moreras

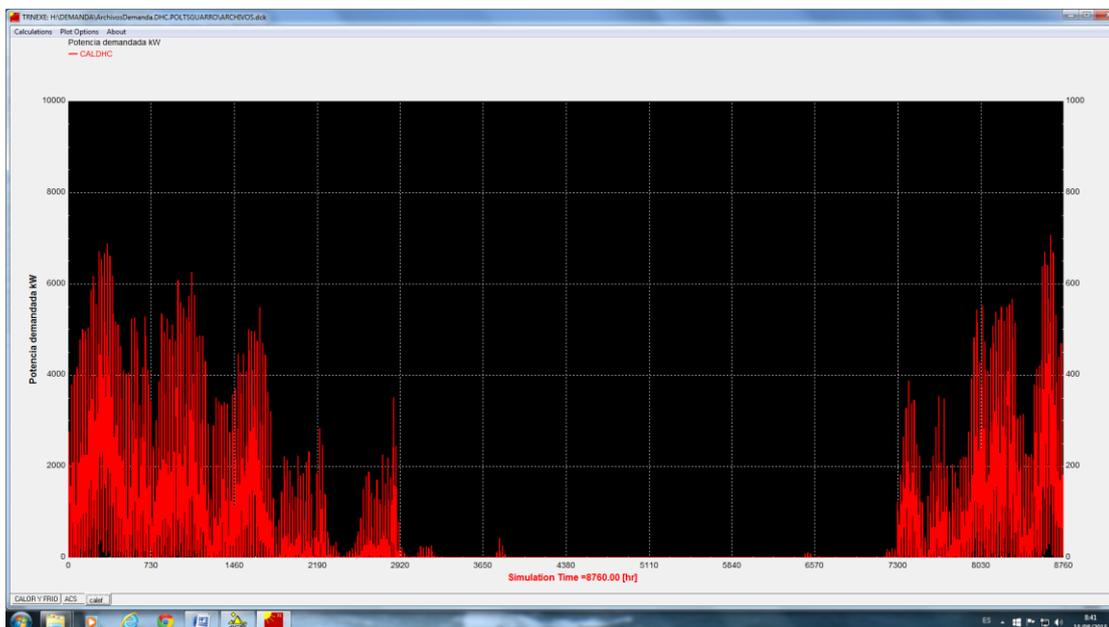
Las potencias máximas y mínimas para Calor son

- Max 7.446 KW en la hora 8.649 (Diciembre).
- Min 1.027 KW en la hora 5.835 (Septiembre).

La potencia máxima para Frío son

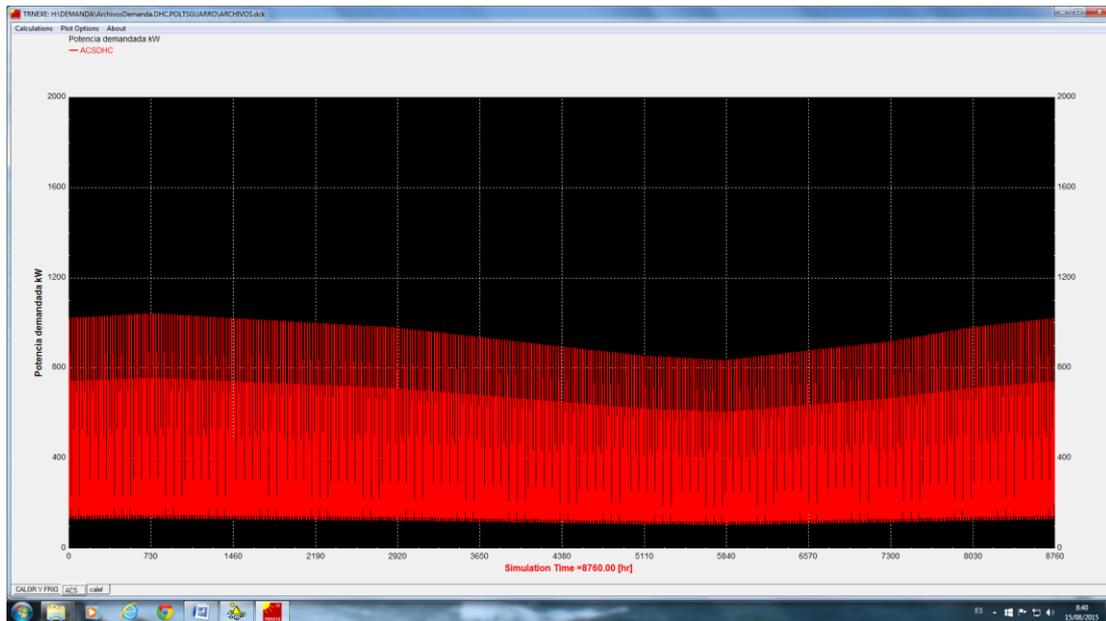
- Max 4.321 KW en la hora 5.537 (Agosto).

La figura siguiente muestra la distribución horaria de la demanda de Calefacción del DHC



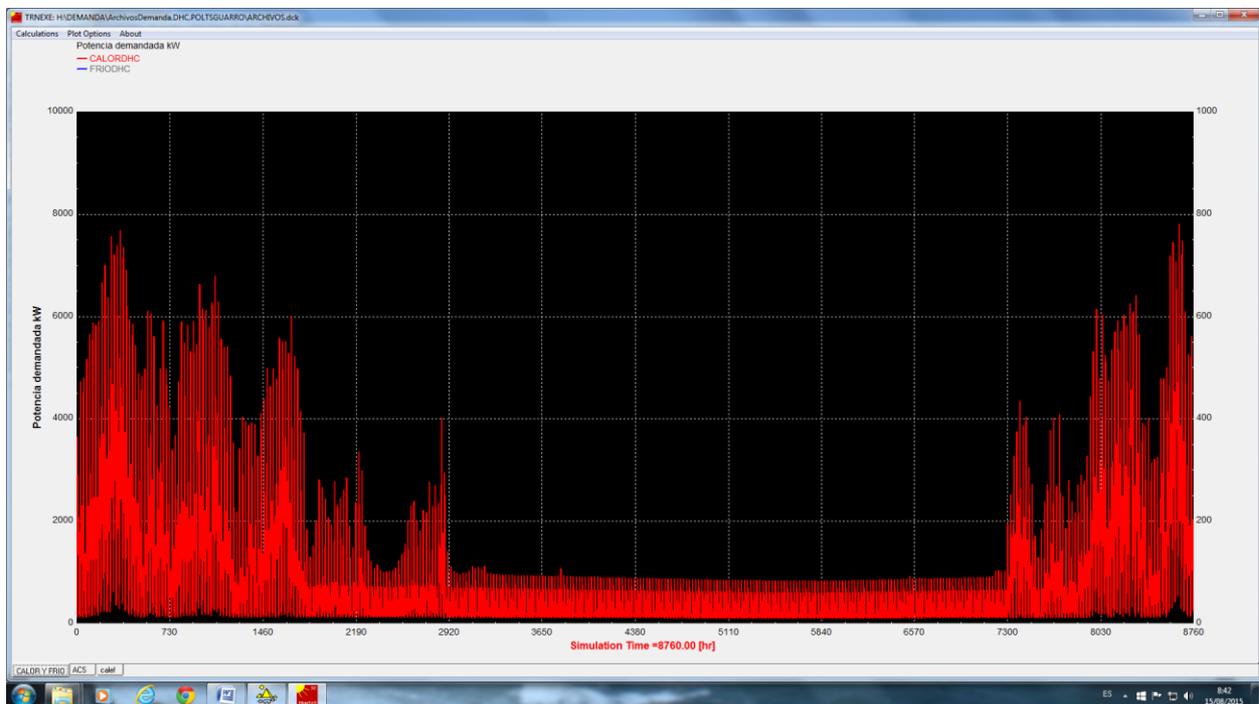
*Ilustración 1.8-2. Demanda horaria de ACS del DHC Moreras*

La figura siguiente muestra la distribución horaria de la demanda de ACS del DHC.



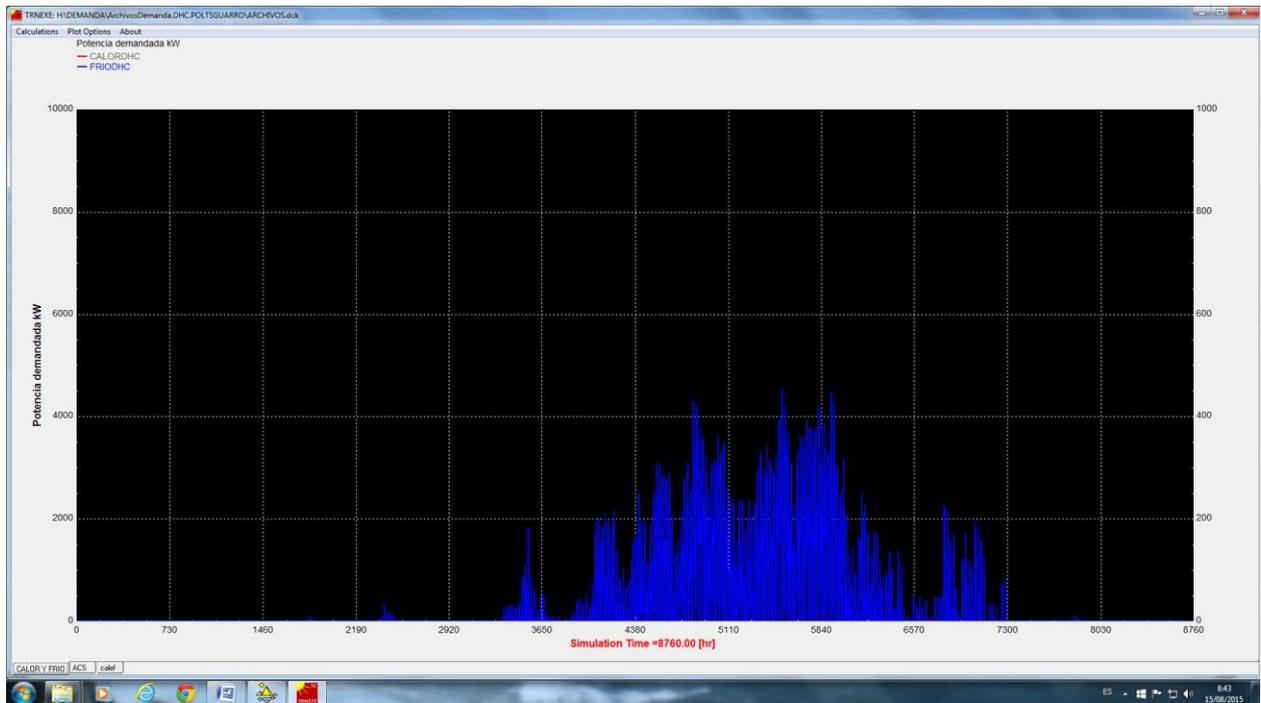
*Ilustración 1.8-3 Potencia demandada de ACS del DHC*

La figura siguiente muestra la distribución horaria de la demanda de Calor (CAL+ACS).



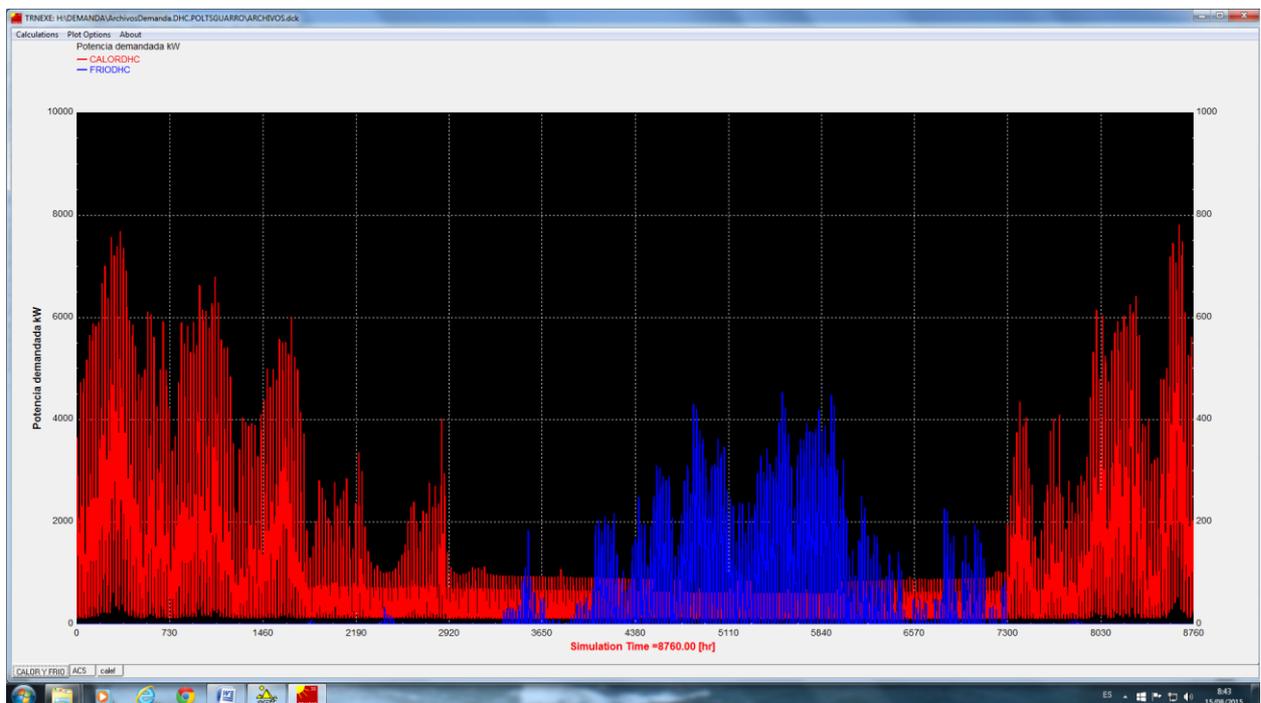
*Ilustración 1.8-4 Potencia demandada de Calor del DHC*

La figura siguiente muestra la distribución horaria de la demanda de Frío del DHC.



*Ilustración 1.8-5 Potencia demandada de Calor del DHC*

La figura siguiente muestra las distribuciones horarias de la demanda de Frío y de Calor del DHC superpuestas en el mismo gráfico.



*Ilustración 1.8-6. Demanda de Frío y de Calor del DHC (superpuestas)*

Una vez determinada la distribución horaria, y cuantificadas las potencias máximas y mínimas, como ya se ha comentado, es interesante obtener las curvas potencia – nº de horas en que se registra esa potencia de frío y calor de la red. El type 27 nos proporciona el tiempo que la demanda se sitúa en ciertos intervalos de potencia.

Se han definido 24 intervalos (los máximos permitidos). Los intervalos son de 387.5 kW en calor y 212.5 kW en frío. Mediante estos intervalos han sido construidas las siguientes figuras, curvas potencia-nº de horas para esa potencia de frío y calor.

Tiempo (h)	POT (KW)
6.661	450
926	1.350
529	2.250
260	3.150
181	4.050
110	4.950
64	5.850
25	6.750
4	7.650

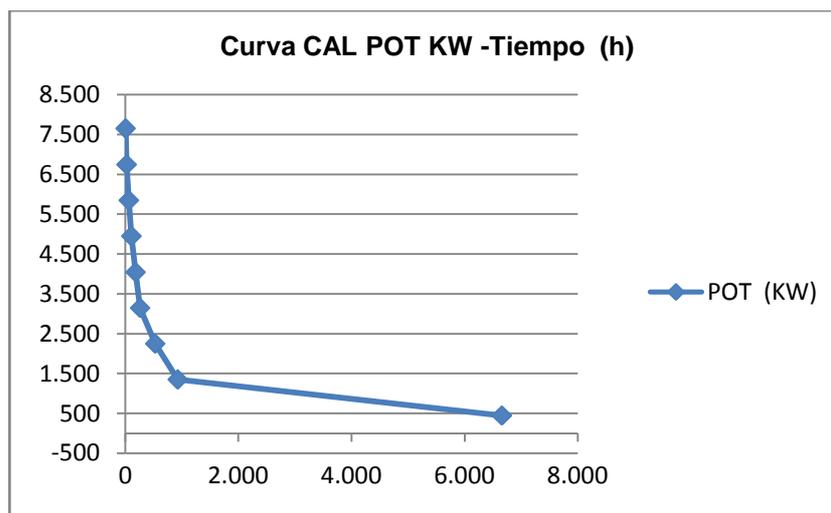


Ilustración 1.8-7. Curva Potencia-nº de horas para dicha potencia de calor del DHC

Tiempo (h)	POT (KW)
1.469	250
340	750
327	1.250
272	1.750
182	2.250
140	2.750
77	3.250
50	3.750
13	4.250
0	4.750

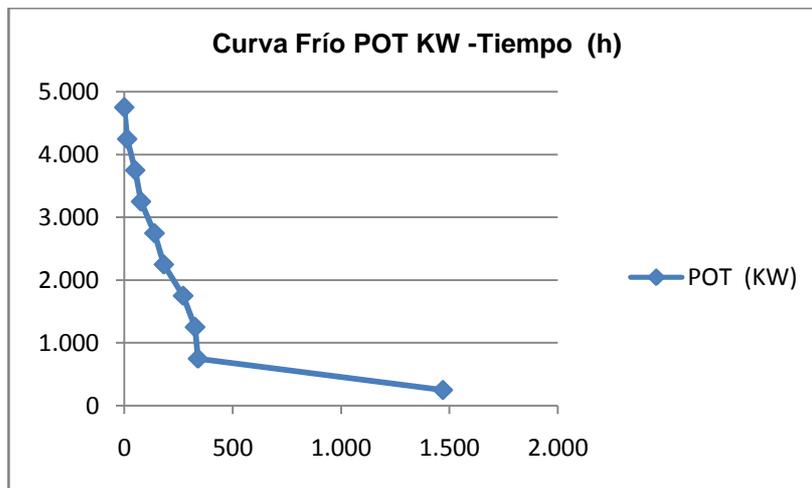


Ilustración 1.8-8. Tabla y Curva Potencia-nº de horas para dicha potencia de frío del DHC

## **ANEXO 2.**

# **Modelo TRNSYS del DHC Caso de Estudio**

## ANEXO 2. Modelo TRNSYS del DHC. Caso de estudio.

### 1. Objeto del anexo

Para facilitar la exposición, se presenta en este anexo de forma separada el detalle del modelo TRNSYS propuesto para la red DHC. En primer lugar se relacionan los componentes (TYPES) incluidos en el modelo con algunos datos relevantes para los valores de sus parámetros. En segundo lugar, se presenta el modelo completo y los resultados obtenidos para distintas combinaciones de las variables de estudio consideradas (estudio paramétrico). Por último, se analizan los resultados del análisis que justifican la configuración adoptada.

### 2. El simulador energético TRNSYS

#### 2.1. Características generales

Las características generales del simulador TRNSYS ya se expusieron en el anexo 1 para el cálculo de la demanda. Se remite al lector al mencionado anexo y a la bibliografía [57].

#### 2.2. Módulos TRNSYS empleados. TYPES

TRNSYS adopta una estructura modular, donde cada uno de los componentes se denomina TYPE. El programa tiene en cuenta cada uno de estos componentes individuales así como las interconexiones entre ellos. De esta forma, la simulación no se lleva a cabo como un sistema de gran tamaño sino como un conjunto de sistemas más pequeños que están interconectados.

Cada TYPE simula un componente del sistema y, en general, requieren que se especifiquen unas variables de entrada y unos parámetros. Algunos también necesitan ficheros de bases de datos externos al programa. Por ejemplo, el TYPE 71 representa un colector solar de tubos de vacío que, en una de sus variantes, utiliza un fichero externo con los modificadores del ángulo de incidencia IAM (longitudinales y transversales) adoptados. La siguiente figura muestra la pantalla de parámetros del TYPE 71.

Parameter	Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files	Comment
1	Number in series	1	-	More...		
2	Collector area	2.0	m <sup>2</sup>	More...		
3	Fluid specific heat	4.190	kJ/kg.K	More...		
4	Efficiency mode	1	-	More...		
5	Flow rate at test conditions	3.0	kg/hr.m <sup>2</sup>	More...		
6	Intercept efficiency	0.7	-	More...		
7	Negative of first order efficiency coefficient	10	kJ/hr.m <sup>2</sup> .K	More...		
8	Negative of second order efficiency coefficient	0.03	kJ/hr.m <sup>2</sup> .K <sup>2</sup>	More...		
9	Logical unit of file containing hiaxial	20				

Ilustración 2.2-1 Parámetros del type71.

Las variables de entrada como temperatura del agua que entra en el colector y el caudal pueden ser constantes que hay que introducir, o ser variables en cada paso de simulación y que son las variables de salida de otro componente en el paso anterior. Para ello debe establecerse el correspondiente enlace (link) entre los componentes. A modo de ejemplo, en la siguientes figuras se ilustra cómo se interconectan un colector solar de tubos de vacío (TYPE 71) con un lector de datos de radiación solar (TYPE 15-3).



Ilustración 2.2-2 Interconexión entre dos TYPES

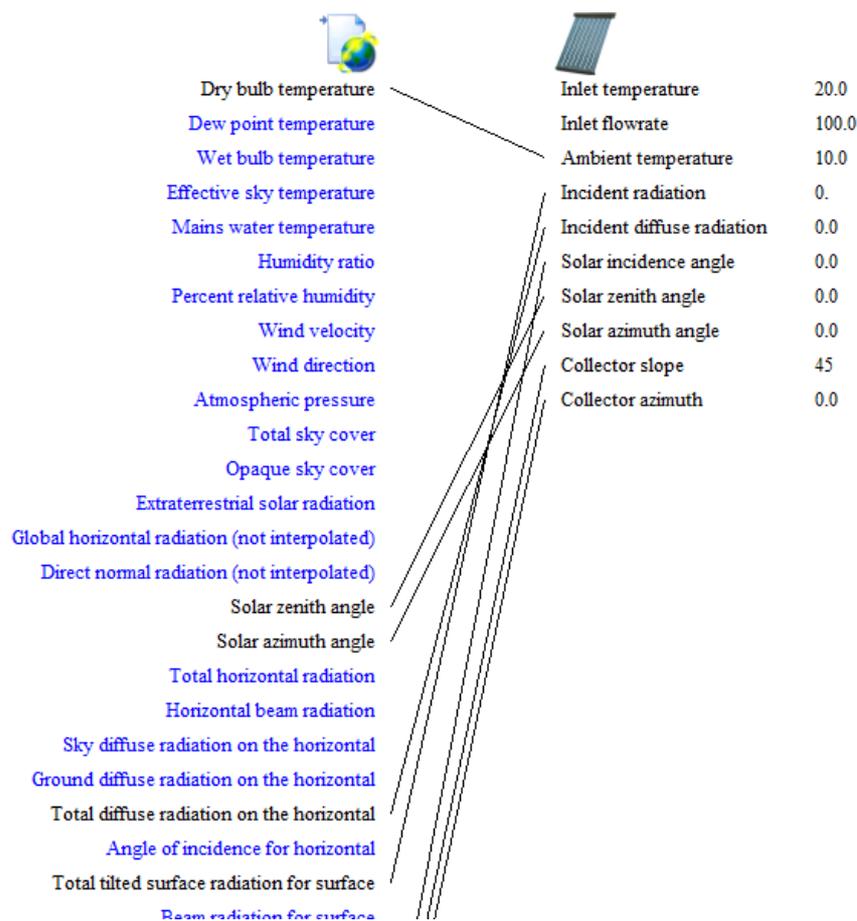


Ilustración 2.2-3. Conexión de variables entre dos TYPES.

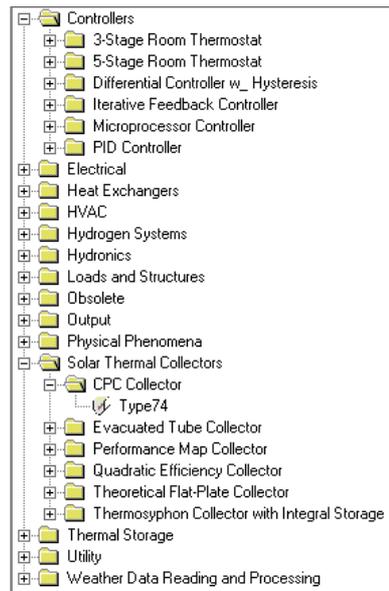
TRNSYS cuenta con una amplia librería de TYPES que incluye muchos componentes encontrados en los sistemas termo-energéticos de interés práctico. Cabe citar: colectores solares, componentes basados en hidrogeno, geotermia, células fotovoltaicas, equipamientos HVAC, enfriadoras, calderas de biomasa, elementos de control, etc. Asimismo, TRNSYS también cuenta con TYPES input/output para leer

ficheros externos, trasladar datos a aplicaciones como Excel, generar gráficas sobre la pantalla, archivos de resultados, etc.

Los TYPES estándar del software se encuentran clasificados en carpetas dependiendo de su función: La clasificación inicial estándar es:

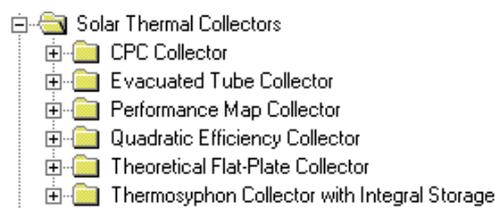
- Controladores (Controllers): Aquí se encuentran los types que son capaces de controlar al resto de componentes. El controlador diferencial que utilizamos en el modelo (type 2b) se encuentra en esta carpeta.
- Componentes eléctricos (Electrical): Aquí se encuentran types con funciones eléctricas como paneles fotovoltaicos o baterías. En nuestro modelo no se utiliza ningún componente de este tipo.
- Intercambiadores de calor (HeatExchangers): En esta carpeta se pueden encontrar todos los tipos de intercambiadores de calor disponibles, incluyendo el tipo utilizado en el modelo.
- Sistemas de calor, frío y ventilación (HVAC): En esta carpeta se encuentran los elementos principales de cualquier instalación de frío y calor. Podemos encontrar calderas, enfriadoras, máquinas de absorción, etc.
- Sistemas de hidrógeno (HydrogenSystems): En esta carpeta se encuentran los componentes necesarios para construir un sistema que funcione con hidrógeno.
- Sistemas hidráulicos (Hydronics): En esta carpeta se encuentran todos los componentes básicos de una instalación hidráulica, como las bombas y válvulas utilizadas en el modelo.
- Cargas y estructuras (Loads and Structures): En esta carpeta se encuentran todos los elementos para simular estructuras y cargas mecánicas.
- Componentes obsoletos (Obsolete): En esta carpeta se encuentran los types que ya no son utilizados.
- Salidas (Output): En esta carpeta se encuentran los types que son utilizados para obtener resultados en forma de gráficas, ficheros, etc.
- Fenómenos físicos (PhysicalPhenomena): En esta carpeta se encuentran types que simulan algunos de los fenómenos físicos que afectan a los sistemas, como la temperatura del cielo, la temperatura terrestre, las sombras, etc.
- Colectores solares térmicos (Solar ThermalCollectors): En esta carpeta encontramos los elementos principales del programa TRNSYS, que cuenta con una gran variedad de tipos de colectores solares térmicos.
- Almacenamiento térmico (Thermal Storage): En esta carpeta encontramos diferentes tipos de depósitos y otros elementos capaces de almacenar energía térmica.
- Utilidades (Utility): En esta carpeta encontramos elementos que ayudan a modelar el sistema y los resultados. Para nuestro modelo utilizamos integradores y lectores de datos que se encuentran en esta carpeta.
- Lectores de datos meteorológicos (Weather Data Reading and Processing): Se encargan de leer bases de datos meteorológicas. Encontramos una gran variedad de lectores que se diferencian en el tipo de archivo que son capaces de leer. Para

la construcción del modelo utilizaremos un lector que sea capaz de leer las bases de datos de Energy+ (type 15-3).



*Ilustración 2.2-4 Disposición de los TYPES estándar en el programa TRNSYS*

En un segundo nivel encontramos subcarpetas que realizan una clasificación más concreta. En la figura siguiente se muestra un ejemplo



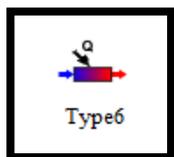
*Ilustración 2.2-5. Figura 1: Clasificación de los colectores solares térmicos.*

Las TYPES estándar pueden ampliarse con librerías externas como la denominada TESS o incluso, dado su carácter de software abierto, crear nuevos TYPES por parte del de usuario.

A continuación se citan los componentes y algunas características relevantes de los TYPES utilizados en el modelo DHC.

### **Type 6: Generador de calor en línea**

En el modelo del DHC simulará una caldera auxiliar, diseñada para elevar la temperatura del flujo hasta la temperatura de consigna (set point) de 70 °C. Con una potencia máxima lo suficientemente grande, el generador suministra la energía necesaria para garantizar una salida como mínimo igual que a la temperatura de consigna.



### Parámetros

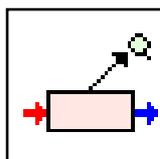
- Máximo flujo de calor (kJ/kg): Máxima cantidad de energía que puede ser transmitida por el generador al fluido.
- Calor específico del fluido 4.18 kJ/kg·K
- Eficiencia del generador (-)

### VARIABLES DE ENTRADA

- Temperatura de entrada del fluido (°C)
- Caudal de entrada (kg/hr)
- Temperatura de referencia 70 °C

### Type92: Enfriadora en línea

En el modelo del DHC simulará una máquina de absorción de doble efecto COP 1.2 como enfriadora auxiliar, diseñada para disminuir la temperatura del flujo hasta la temperatura de set point 7 °C. Con una potencia máxima lo suficientemente grande, si la temperatura de flujo es mayor que la consigna, la enfriadora retira la energía necesaria para garantizar una salida a la temperatura prefijada.



### Parámetros

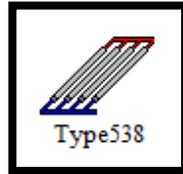
- Máximo flujo de calor (kJ/kg): Máxima cantidad de energía que puede ser retirada por la enfriadora del fluido.
- Calor específico del fluido (kJ/kg·K)
- Eficiencia de la enfriadora (-).

### VARIABLES DE ENTRADA

- Temperatura de entrada del fluido (°C)
- Caudal de entrada (kg/hr)
- Función de control: Puede ser 1 (enfriadora operativa) o 0 (caldera apagada).
- Temperatura de referencia (°C):
- Temperatura ambiente (°C)

## Type 538 Colector solar de tubos de vacío

Este type reproduce varios colectores solares de tubos de vacío utilizando una curva de eficiencia cuadrática y un IAM biaxial (Incidence Angle Modifiers).



### Parámetros

- Área del colector 4000 m<sup>2</sup>.
- Calor específico del fluido. Agua glicolada 30 % 3.84 Kj/kg·K.
- Modo de eficiencia: La eficiencia del colector expresada como función de la temperatura media en el colector.
- Coeficientes de la ecuación de rendimiento. En este caso son:  $a_0 = 0,8$ ,  $a_1 = 1.25 \text{ w/K} \cdot \text{m}^2$  y  $a_2 = 0,008 \text{ w/K}^2 \cdot \text{m}^2$ .

$$\text{Rendimiento} = a_0 - a_1 * \frac{T_c - T_{amb}}{\text{Rad}} - a_2 * \frac{(T_c - T_{amb})^2}{\text{Rad}}$$

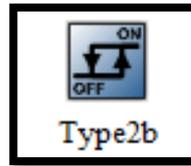
Donde  $T_c$  es la temperatura de entrada, la temperatura media o la temperatura de salida, en función del modo de eficiencia elegido;  $T_{amb}$  es la temperatura ambiente y Rad es la radiación incidente sobre la superficie del colector.

### Valores de entrada:

- Temperatura de entrada (°C):
- Caudal de entrada (kg/h).
- Radiación incidente (kJ/h·m<sup>2</sup>): Radiación incidente total (directa y difusa) en el plano del colector solar por unidad de superficie.
- Ángulo de inclinación del colector: Es el ángulo formado entre el plano del colector y la horizontal 45 °C.
- Acimut del colector: Es el ángulo formado entre el meridiano local y la proyección de la normal a la superficie sobre el plano horizontal. 0°C (Sur)

## Type 2b Controlador Diferencial

Este controlador genera una función binaria 0 o 1. El valor de salida depende de una función que es diferencia entre dos temperaturas seleccionadas. ( $T_h$  y  $T_l$  respectivamente) con un efecto de de "histéresis". En este caso la diferencia de temperatura a la salida de colectores y en la parte baja del depósito de acumulación min será de 1°C y la max de 3.



### **Parámetros**

- Número de oscilaciones: Número de oscilaciones permitidas por cada paso del controlador.
- Límite superior de desconexión: La temperatura a la cual el controlador se desconecta. 150 °C

### **VARIABLES DE ENTRADA**

- Temperatura superior de entrada,  $T_h = 3$  °C
- Temperatura inferior de entrada,  $T_i = 1$  °C
- Temperatura de monitorización,  $T_{in} = 150$ °C

### **Type 3b: Bomba de caudal constante.**

En consumo eléctrico también será proporcional al caudal.



### **Parámetros:**

- Caudal máximo.
- Calor específico del fluido 4.18 kJ/kg·K.
- Máxima potencia (kJ/hr): Es el consumo máximo de la bomba. El valor real de la potencia será la máxima potencia multiplicada por una función de control externa.
- Coeficiente de conversión: La fracción de la potencia de la bomba que es transformada a energía térmica en el fluido.

### **VARIABLES DE ENTRADA:**

- Temperatura del fluido de entrada (°C).
- Caudal de entrada (kg/hr): Caudal de fluido que entra en la bomba.

### **Type 743: Bomba de velocidad variable con caudal como input**

En este caso modelizan las bombas de impulsión a la red de calor y frío. El caudal será en ambos casos proporcional a la demanda. En consumo eléctrico también será proporcional al caudal. Este TYPE no se encuentra en la librería estándar de TRNSYS, ha sido

obtenido a partir de la librería TESS. A diferencia delTYPE 3b el caudal de la bomba puede en una variable de entrada.



#### **Parámetros:**

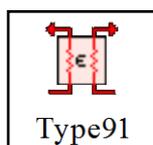
- Caudal nominal (kg/hr): Es el máximo caudal que puede impulsar la bomba. 213.760 kg/hr en calor y 531.633 kg/hr en frío.
- Calor específico del fluido (kJ/kg·K).
- Potencia nominal (kJ/hr): Es el consumo máximo de la bomba.

#### **VARIABLES DE ENTRADA:**

- Temperatura del fluido de entrada (°C): Temperatura del fluido antes de entrar a la bomba.
- Caudal de entrada (kg/hr): Caudal de fluido que entra en la bomba.
- Eficiencia total de la bomba: Porcentaje de energía que es entregada directamente al fluido.
- Eficiencia del motor.

#### **Type 5b: Intercambiadores de calor.**

Este type genera un intercambiador de calor que puede tener diferentes configuraciones en cuanto al flujo (paralelo, cruzado...) y en cuanto a los tubos y la carcasa. En este caso se adopta un cambiador de placas con eficiencia constante de 0,95.



#### **Parámetros**

- Calor específico del fluido caliente (kJ/kg·K): Calor específico del fluido que atraviesa el intercambiador de calor por la parte caliente.
- Calor específico del fluido frío (kJ/kg·K): Calor específico del fluido que atraviesa el intercambiador de calor por la parte fría.

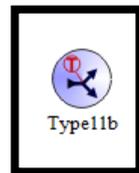
#### **VARIABLES DE ENTRADA**

- Temperatura de entrada del lado caliente (°C): Temperatura a la que se encuentra el fluido antes de entrar en la parte caliente del intercambiador de calor.
- Temperatura de entrada del lado frío (°C): Temperatura a la que se encuentra el fluido antes de entrar en la parte fría del intercambiador de calor.
- Caudal lado caliente (kg/hr): Caudal que entra por el lado caliente del intercambiador de calor.

- Caudal lado frío (kg/hr): Caudal que entra por el lado frío del intercambiador de calor.
- Coeficiente de transferencia de calor del intercambiador (kJ/hr·K). Constante 0,95

### **Type 11b: Válvula de tres vías atemperadora**

Este componente trata de simular una válvula de tres vías con control externo. En este caso controla la impulsión a temperatura constante de 70 °C a la red de calor.



#### **Parámetros**

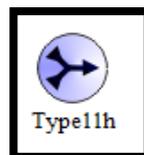
- Número de oscilaciones permitidas.

#### **VARIABLES DE ENTRADA**

- Temperatura de la fuente de calor (°C): Temperatura del fluido que sale de la fuente de calor que va a enfriarse al mezclarse con el fluido frío.
- Temperatura de referencia (°C).

### **Type 11h: Válvula de by-pass**

Simula una T de convergencia (mezcla) en varios puntos del modelo.



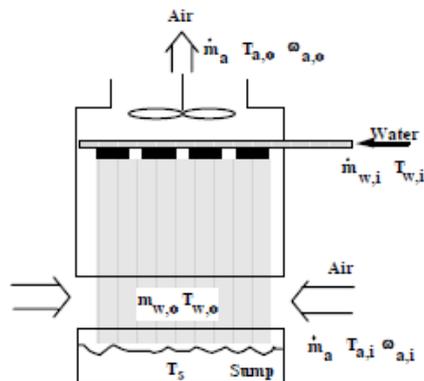
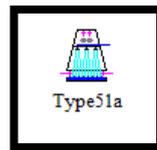
#### **Parámetros**

#### **VARIABLES DE ENTRADA**

- Temperatura de entrada del fluido (°C)
- Caudal de entrada (kg/hr)

### **Type 51: Torre de refrigeración**

Este TYPE simula la torre de refrigeración acoplada a la máquina de absorción de simple efecto (TYPE 107). El modelo tiene en cuenta la reposición al sumidero del el agua evaporada. La torre se opera a caudales constantes con señal todo nada enclavados con el funcionamiento de la máquina de absorción.



*Ilustración 2.2-6: Esquema de funcionamiento torre de refrigeración.*

### Parámetros

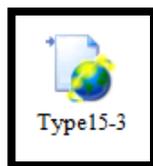
- Número de células: Con este parámetro definimos el número de células que componen la torre de refrigeración. En este caso una.
- Máximo caudal por célula ( $\text{m}^3/\text{hr}$ ): Máximo caudal de aire que circula por cada una de las células.
- Potencia del ventilador para máximo caudal (kW): Potencia por célula consumida por el ventilador para impulsar el máximo caudal de aire.
- Mínimo caudal por célula ( $\text{m}^3/\text{hr}$ ): Mínimo caudal de aire que circula por cada una de las células.
- Volumen de sumidero ( $\text{m}^3$ ): Volumen de agua máximo almacenable en el sumidero.
- Temperatura inicial del agua del sumidero  $24\text{ }^\circ\text{C}$ .

### Variables de entrada

- Temperatura de entrada ( $^\circ\text{C}$ )
- Caudal de agua de entrada (kg/hr)
- Temperatura de bulbo seco ( $^\circ\text{C}$ )
- Temperatura de bulbo húmedo ( $^\circ\text{C}$ )

### Type 15: Procesador de datos meteorológicos

Este componente se encarga de leer los ficheros de datos meteorológicos. En este caso se ha utilizado el fichero para Valencia de la base Energy+. Este type también es capaz de calcular a partir del fichero la cantidad de radiación incidente sobre los captadores.



### Parámetros

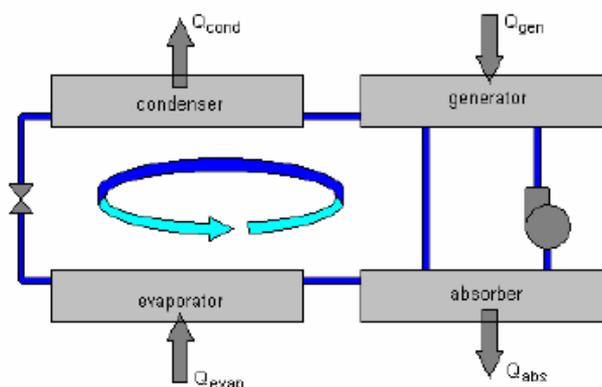
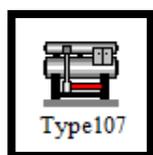
- Tipo de archivo: Se selecciona el formato del archivo a leer (3 para Energy+)
- Reflectancia del suelo (sin nieve)
- Reflectancia del suelo (cubierto de nieve)
- Número de superficies: Número de superficies para las cuales se ha de hacer el cálculo.
- Modo de cálculo: Varía en función del tipo de superficie sobre la que se realiza el cálculo (superficie fija, superficie rotatoria sobre eje fijo, superficie rotatoria sobre eje móvil, etc.).
- Pendiente de la superficie 45 °C
- Azimut de la superficie 0 °C

### Variables de entrada

No es necesario seleccionar las variables manualmente si no que basta con proporcionarle el fichero que contiene los datos meteorológicos.

### Type 107: Enfriadora de simple efecto de absorción alimentada con agua caliente

Este componente se encarga de simular el efecto de una enfriadora de simple efecto de absorción que se alimenta con agua caliente solar.



*Ilustración 2.2-7 Esquema de funcionamiento de enfriadora de simple efecto alimentada con agua caliente.*

**Parámetros**

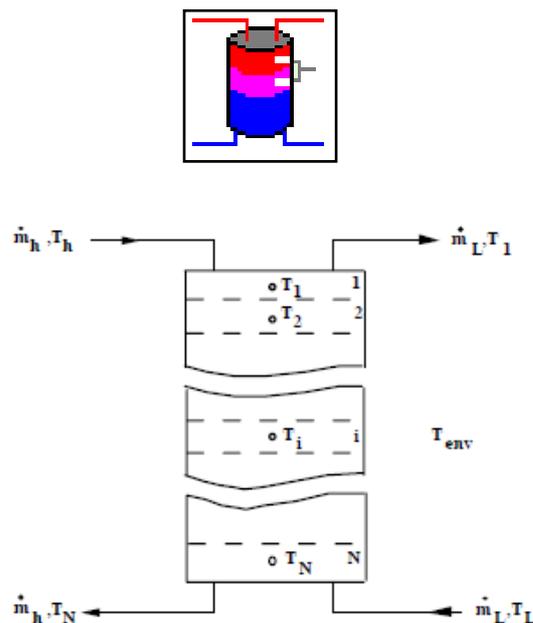
- Capacidad nominal 422 KW (kJ/hr)
- COP 0.75 nominal
- Potencia eléctrica auxiliar (kJ/hr): Potencia eléctrica necesaria para que la enfriadora opere.

**Variables de entrada**

- Temperatura de entrada de agua fría (°C)
- Caudal de agua fría (kg/hr)
- Temperatura de entrada de agua de refrigeración (°C)
- Caudal de agua de refrigeración (kg/hr)
- Temperatura de entrada de agua caliente (°C)
- Caudal de agua caliente (kg/hr)
- Punto de funcionamiento de la enfriadora (°C): Es la temperatura de consigna de la corriente de agua fría. En este caso 6 °C.
- Señal de control.

**Type 4a: Tanque estratificado con pérdidas uniformes**

Este componente se encarga de simular el funcionamiento de un tanque estratificado con pérdidas de calor. Se han considerado 3 estratos diferentes de temperatura que el programa denomina Nodos.



*Ilustración 2.2-8: Esquema de funcionamiento de un tanque estratificado. Fuente: TRNSYS.*

**Parámetros**

- Volumen del tanque (m<sup>3</sup>).
- Densidad del fluido (kg/m<sup>3</sup>).
- Coeficiente de pérdidas del tanque 0,06 W/(m<sup>2</sup>·K)

- Altura de cada nodo (m): Es lo que mide cada uno de los estratos en los que se subdivide el tanque.

#### **Variables de entrada**

- Temperatura del lado caliente (°C)
- Caudal del lado caliente (kg/hr)
- Temperatura del lado frío (°C)
- Caudal del lado frío (kg/hr)
- Temperatura ambiente (°C)

#### **Type 25: Impresora**

Este componente se encarga de almacenar resultados en un fichero. Admite ficheros de texto tipo txt y de hojas de cálculo tipo xls.



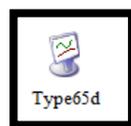
#### **Parámetros**

##### **Variables de entrada**

Cualquier variable puede ser seleccionada para ser impresa. La impresora tiene la capacidad de imprimir hasta un máximo de 500 variables.

#### **Type 65: Impresora de pantalla (Online plotter)**

Este componente es el encargado de representar en pantalla la evolución temporal de un conjunto de variables que seleccionadas.



#### **Parámetros**

- Número de variables en el eje izquierdo
- Número de variables en el eje derecho
- Máximo en el eje derecho
- Mínimo en el eje derecho
- Máximo en el eje izquierdo
- Mínimo en el eje izquierdo
- Número de gráficas por simulación
- Número de partes en las que está dividido el eje X
- Otros parámetros para escoger preferencias

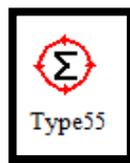
### **Variables de entrada**

- Variable eje izquierdo-n
- Variable eje derecho-n

Siendo n el número de variables en cada eje seleccionado en parámetros.

### **Type 55: Integrador de cantidades**

Este componente realiza la tarea de integrar una serie de variables durante un período de tiempo determinado. Siempre que queramos saber un valor durante una simulación deberemos usar este componente. El TYPE 55 es capaz de calcular medias, máximos, mínimos, varianzas y todo tipo de parámetros matemáticos relevantes.



### **Parámetros**

- Período de Integración (hr)
- Tiempo absoluto o relativo (0 ó 1): 0 para tiempo relativo y 1 para tiempo absoluto.
- Tiempo de inicio.
- Tiempo de finalización.
- Tiempo de reinicio.

### **Variables de entrada**

- Variable/s a ser integrada

### **Type 55: Integrador**

Este componente también realiza la tarea de integrar (o suma) una serie de variables durante un período de tiempo determinado. A diferencia del anterior no genera cálculos adicionales.



Type24

### **Parámetros**

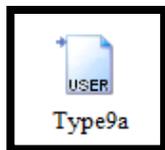
- Período de Integración (hr)
- Tiempo absoluto o relativo (0 ó 1): 0 para tiempo relativo y 1 para tiempo absoluto.
- Tiempo de inicio.
- Tiempo de finalización
- Tiempo de reinicio

### **Variables de entrada**

- Variable a ser integrada

## Type 9a: Lector de datos

Este componente se encarga de leer datos de archivos externos, es decir, es capaz de traspasar los datos de un fichero externo a los TYPES del modelo TRNSYS. En este caso los datos no necesitan formato específico (basta separar por espacios) aunque si deben respetar un orden prefijado para la lectura.



### Parámetros

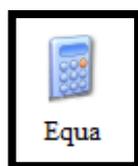
- Modo de lectura: El programa nos permite elegir entre varios modos de lectura.
- Número de líneas a saltar: Debemos indicar cuantas líneas del fichero se ha de saltar el Type para comenzar a leer. Si queremos que empiece por la primera, en
- Número de valores a leer: Con este parámetro indicamos el número de valores a leer en cada línea de fichero.
- Tiempo transcurrido entre cada dato (hr): Con este parámetro indicamos el tiempo que dura cada dato.
- Interpolación: Colocaremos 0 si queremos que el Type interpole y 1 si no lo deseamos.
- Factor de multiplicación: Valor por el que queremos multiplicar cada uno de los datos del fichero. Si queremos el valor de los datos del fichero introduciremos un 1.
- Factor de suma: Valor que queremos añadir a cada uno de los datos del fichero. Si no queremos modificar el valor de los datos del fichero introduciremos un 0.

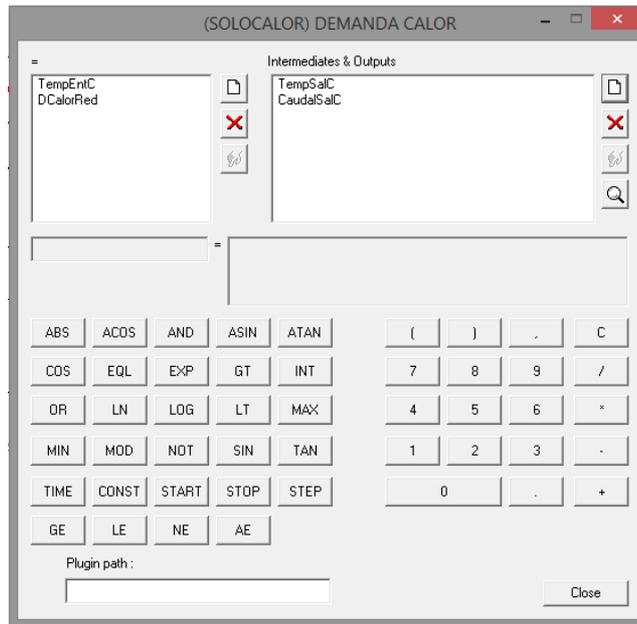
### Variables de entrada

- Las variables de entrada se introducen a través del fichero de datos externo.

### Ecuaciones

El programa TRNSYS permite la introducción de ecuaciones para su uso en la simulación. Esto se considera un type “especial” donde podemos crear variables de entrada, intermedias y de salida, no obstante el funcionamiento es similar al de un TYPE convencional. Dentro de este elemento podemos relacionar cualquier variable con todo tipo de relaciones matemáticas desde el uso de puertas lógicas hasta ecuaciones de alta complejidad.





**Ilustración 2.2-9: Pantalla de de ecuación TRNSYS**

### 3. Modelo completo TRNSYS del DHC

#### 3.1. Descripción general del sistema

La solución técnica adoptada (que se justifica más adelante) para generación en el DHC es:

- a) En el caso de calor, solar térmica de baja temperatura con colectores de tubos de vacío. La energía auxiliar se genera mediante caldera de biomasa de baja temperatura apoyada en invierno con una de agua sobrecalentada también de biomasa, y que en verano sirve a una máquina de absorción de doble efecto (ver más adelante). El circuito de calefacción dispone de by-pass para impulsar al DHC a temperatura constante de 70 °C.
- b) Para generación de frío se utiliza una máquina de absorción de simple efecto de agua caliente solar sin apoyo auxiliar. El sistema auxiliar de frío será una máquina de absorción de doble efecto alimentada con agua sobrecalentada de caldera de biomasa (compartida en invierno con la producción de calor) en línea con la impulsión. El circuito de frío impulsa a temperatura constante de 7 °C configurando el set point de la máquina de absorción y del sistema de frío de apoyo en línea a la misma temperatura de 7°C.

El primario solar por el que circula agua glicolada al 30 % está aislado mediante cambiador de placas. El depósito de se diseña para alcanzar un nivel apreciable estratificación (relación de aspecto H/D =0.8).

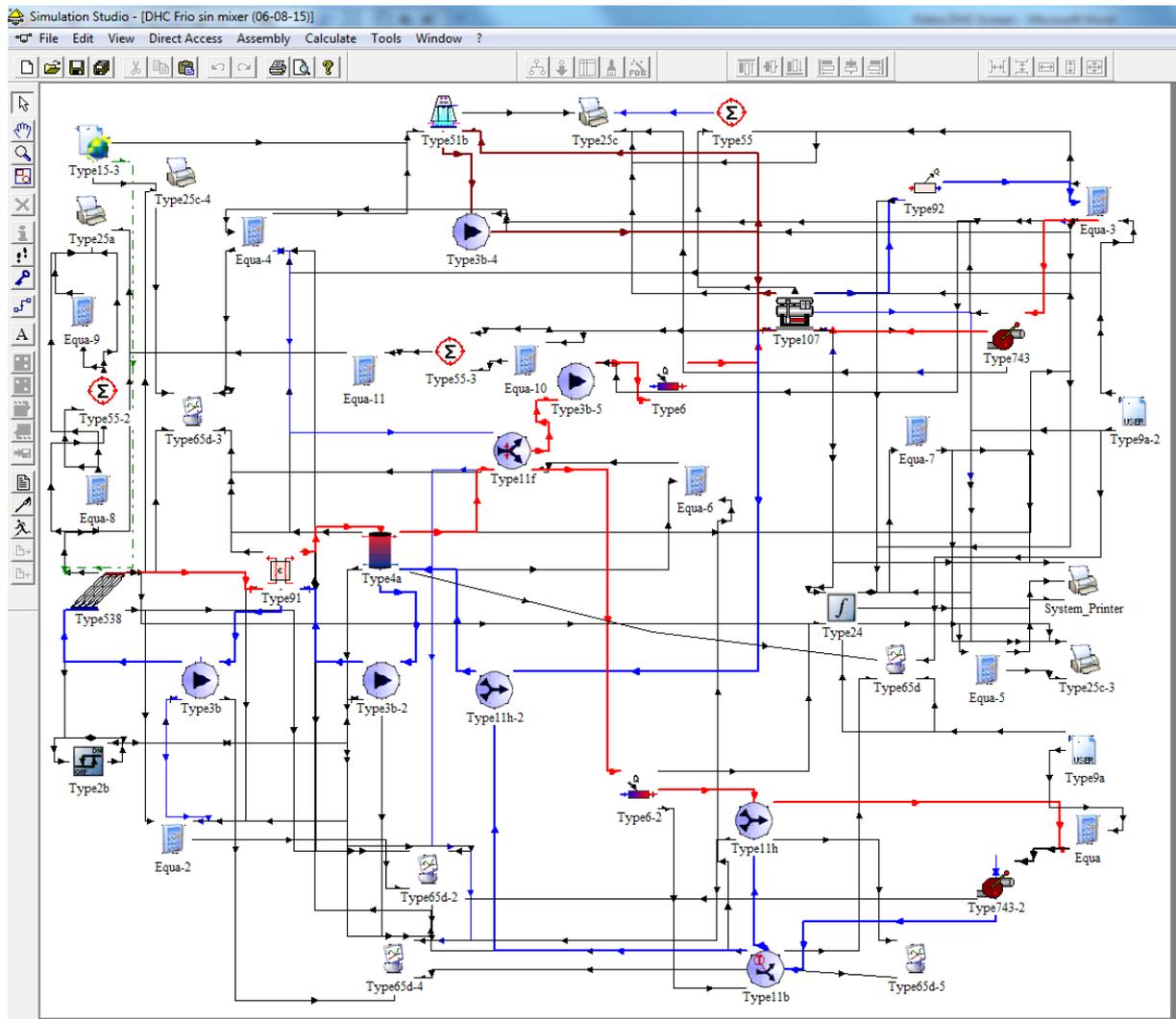
Las bombas en circuito solar y en alimentación de agua caliente y refrigeración de la torre se diseñan a caudal constante. El ventilador de la torre también se diseña a velocidad constante. Las bombas de red de frío y calor serán de caudal variable (proporcional a la demanda).

Como se aprecia en el esquema TRNSYS (ver siguiente figura), la descripción básica de funcionamiento se explica a continuación. Los datos de los equipos corresponden a la configuración seleccionada (y que se justifica más adelante).

- a) Bucle solar: El control arranca las bombas por control diferencial de temperaturas entre salida de captadores y la parte baja del acumulador de 3 °C y para cuando sea menor que 1°C. El control incorpora una componente de histéresis y una de paro incondicional si se superan los 150 °C en la parte alta del acumulador. Este funcionamiento es independiente de las condiciones de funcionamiento del resto de bucles.

- b) Bucle de calefacción: La bomba DHC de calefacción de caudal variable extrae energía del acumulador a través de su ramal en la válvula diversora a la salida del tanque. En línea se dispone un generador auxiliar de agua caliente de 4,5 MW con un set point de 70 °C. Como ya se ha comentado, el circuito de calor dispone de by-pass para impulsar a temperatura constante de 70 °C. El retorno también se considera constante a 40 °C (salto térmico de 30 °C).
- c) Bucle de alimentación del generador de la máquina de absorción: La bomba de caudal constante (enclavada en funcionamiento con la de la torre y con la activación de la máquina de absorción) arranca si existe demanda de frío y la temperatura de la parte superior del tanque es mayor o igual a 85 °C, alimentado a través de su ramal en válvula diversora al generador de la máquina de absorción de simple efecto.
- d) Bucle de torre de refrigeración: Alimenta al circuito de refrigeración de la máquina de absorción de simple efecto.
- e) Bucle de frío: La bomba DHC de frío de caudal variable lo hace pasar por la máquina de absorción de 422 KW que, en función de si está conectada o no, satisface una parte de la carga (demanda). En línea con la impulsión se tiene una máquina de absorción de doble efecto de 4,5 MW acoplada a una caldera de biomasa de 4,5 MW de agua sobrepresionada 140 °C que garantiza una salida a la impulsión de 7°C. El retorno también se considera constante a 14 °C (salto térmico de 7 °C).

En la siguiente figura se muestra el esquema TRNSYS del sistema completo. Las líneas rojas indican que se trata de agua caliente (a mayor temperatura) y las líneas azules que se trata de agua fría (a menor temperatura). Las líneas negras son enlaces de mando y control. Las flechas sobre las líneas indican el sentido del flujo. Como excepción, las del circuito de la torre son de color marrón.



**Ilustración 3.1-1 Esquema del modelo TRNSYS del DistrictHeating and Cooling.**

Es conveniente señalar aquí que, salvo el consumo eléctrico de los equipos y consumos menores, muy reducido respecto de la solución convencional (ver más adelante), el sistema propuesto utiliza únicamente energías renovables (sol y biomasa).

### 3.2. Análisis Paramétrico

Para el dimensionamiento de los equipos principales, el criterio básico de diseño será alcanzar una fracción solar de calor para el DHC igual o superior al 45 %. La fracción solar de frío será la que resulte de posibilitar el objetivo anterior, sin excesos de temperatura en el sistema (lo que equivale a minimizar las pérdidas respecto al potencial en captación de energía solar).

Un gran número de simulaciones previas (no incluidas en el presente documento) muestran como cuestión relevante, que las características de la demanda (curva potencia en la demanda – tiempo) exige un volumen mínimo de acumulación para no alcanzar sobretemperaturas en los periodos de entretiempo (primavera y otoño) y que, además, en verano se necesitan altas temperaturas en la parte de salida del acumulador para alcanzar fracciones solares significativas de frío (lo que equivale nuevamente a minimizar las pérdidas en el potencial de captación de energía solar).

En este apartado se mostrarán los resultados obtenidos para las distintas combinaciones consideradas de las variables principales.

VARIABLES CONSIDERADAS EN EL ANÁLISIS PARAMÉTRICO SON:

- Temperatura máxima del campo solar,  $T_M$  (°C)
- Superficie colectores,  $A$  (m<sup>2</sup>)
- Potencia absorción simple efecto PABS (KW)
- Caudal del campo solar,  $Q$  (Kg/h)
- Volumen de acumulación,  $V$  (m<sup>3</sup>)

De forma más concreta, las simulaciones previas muestran que:

- a) Los objetivos de diseño no se pueden alcanzar con una temperatura permitida de trabajo inferior a 145 °C (4.1 Bar). Aunque los captadores utilizados tienen una PN de 8 Bar, no parece prudente superar los 150 °C (4.7 Bar). Se han considerado únicamente estos dos niveles de temperatura. Como muestran las simulaciones (ver más adelante), se alcanzan estas las puntas de temperatura en muy contadas ocasiones (aproximadamente 10-15 horas año).
- b) Si tenemos en cuenta el condicionante de temperatura máxima de trabajo, se necesita un volumen mínimo de acumulación de 400 m<sup>3</sup>. Se han considerado en el análisis volúmenes de 400, 450, 500 y 550 m<sup>3</sup>.
- c) Como es previsible, la superficie del campo solar influye decisivamente en la fracción solar (de calor y frío) y que superficies inferiores a 4.000 m<sup>2</sup> no permiten alcanzar los objetivos de diseño. Con objeto de minimizar la inversión, se ha seleccionado el área mínima 4.000 m<sup>2</sup>. Se aportan más adelante los resultados de tres simulaciones adicionales para una superficie de 4.500 m<sup>2</sup> para contrastar esta cuestión.
- d) Que la potencia de la máquina de absorción alimentada con agua caliente solar tiene limitada su potencia, pues debe ser acorde al volumen de acumulación seleccionado (ya que debe alimentarse con una temperatura mínima de 85 °C). De los catálogos del fabricante y teniendo en cuenta los saltos discretos entre modelos, se han considerado dos potencias: 352 y 422 KW.
- d) Se necesita un caudal mínimo en el bucle solar en cada configuración ensayada para evitar sobretemperaturas.

En las siguientes tablas y gráficas se exponen los resultados anuales de (rendimiento de colectores, fracción solar de calor, de frío y COP) del análisis paramétrico. Las simulaciones son anuales (7.860 horas/año) y con pasos de tiempo 0.25 h (15 min).

Temperatura máxima del campo solar	145	°C
Superficie colectores	4000	m <sup>2</sup>
Potencia absorción simple efecto	422	KW

Caudal kg/h	Volacum m <sup>3</sup>	Potabs Kw	Rend col %	FSc %	FSf %	COP medio (x 10)
230000	450	422	56,58	47,35	22,01	7,86
240000	450	422	56,64	47,27	21,81	7,85
250000	450	422	56,77	47,21	21,56	7,84
260000	450	422	56,88	47,14	21,36	7,83
270000	450	422	56,93	47,1	21,11	7,82

Caudal kg/h	Volacum m <sup>3</sup>	Potabs Kw	Rend col %	FSc %	FSf %	COP medio (x 10)
220000	500	422	56,75	47,36	21,21	7,83
230000	500	422	56,79	47,33	21,19	7,82
240000	500	422	56,86	47,28	21,28	7,81
250000	500	422	56,92	47,21	21,67	7,81
260000	500	422	56,96	47,16	21,5	7,8

Caudal kg/h	Volacum m <sup>3</sup>	Potabs Kw	Rend col %	FSc %	FSf %	COP medio (x 10)
190000	550	422	56,72	47,39	22,82	7,83
200000	550	422	56,8	47,35	22,61	7,82
210000	550	422	56,84	47,33	22,43	7,81
220000	550	422	56,89	47,29	22,08	7,8
230000	550	422	56,93	47,25	22,03	7,79

Tabla 3.2-1 Resultados para 140 °C – 4000 m<sup>2</sup> y 422 KW

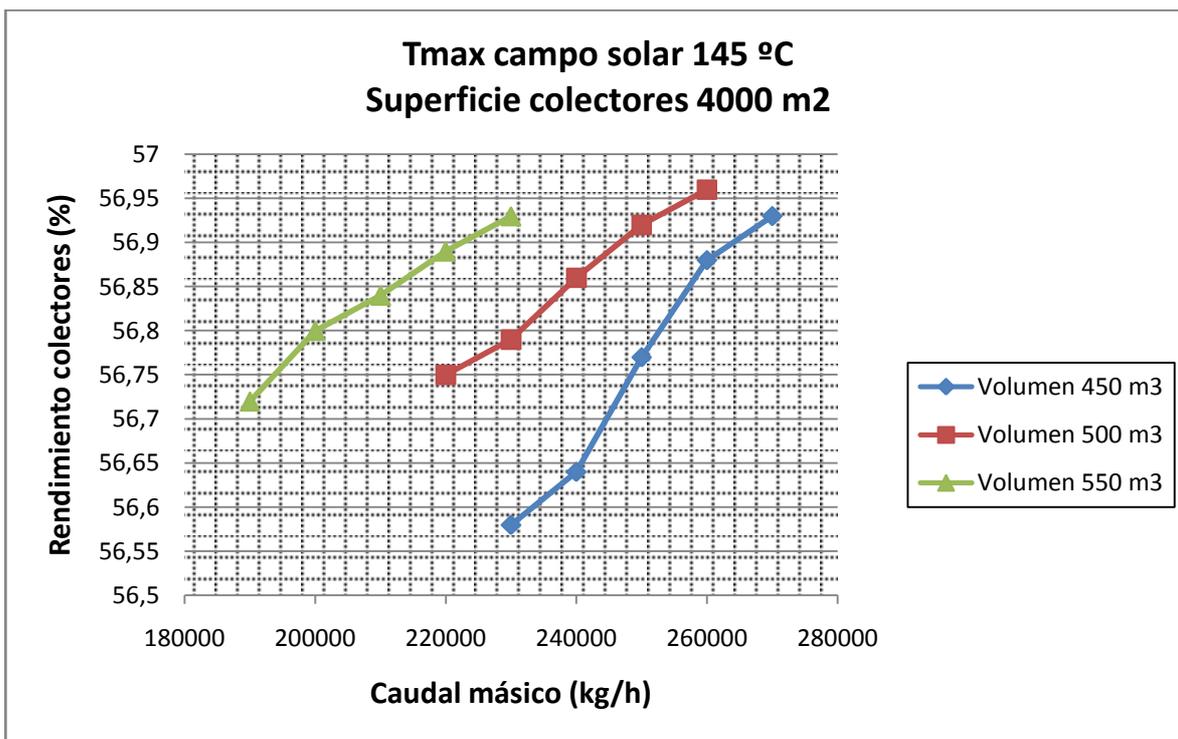


Ilustración 3.2-1 Rendimiento colectores vs caudal y volumen (140 °C 4000 m2 y 422 KW)

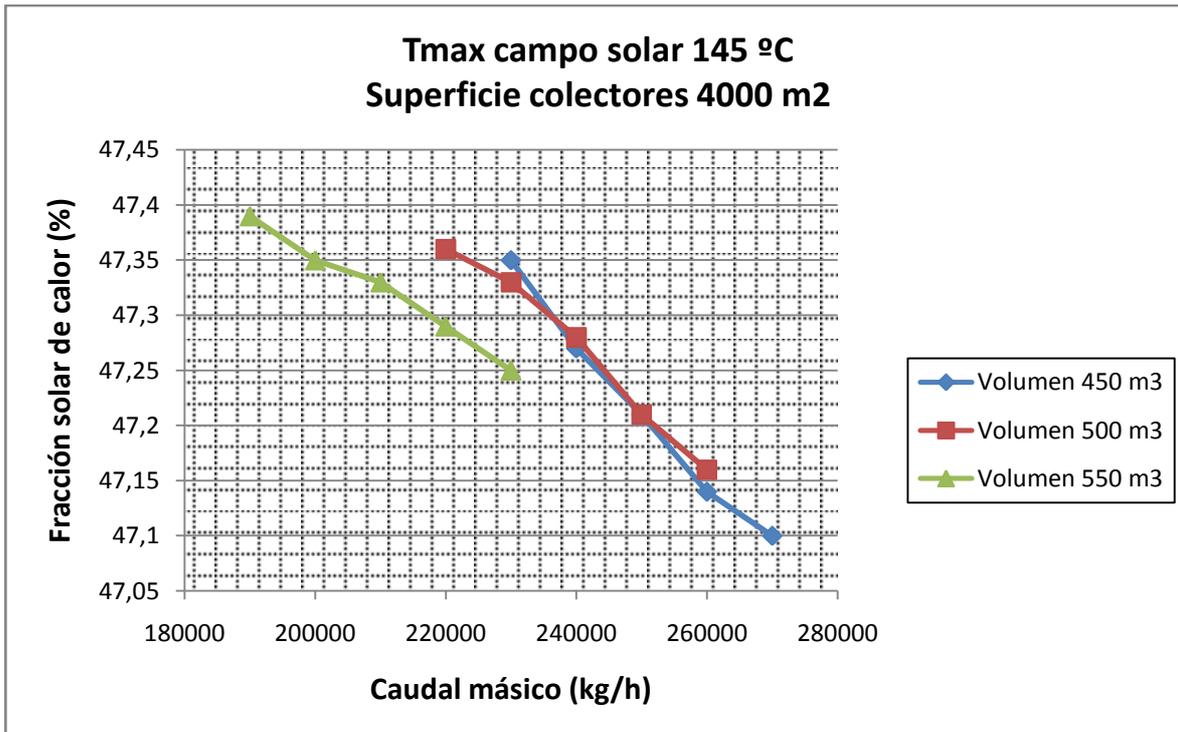


Ilustración 3.2-2 Fracción solar de calor vs caudal y volumen (140 °C 4000 m2 y 422 KW)

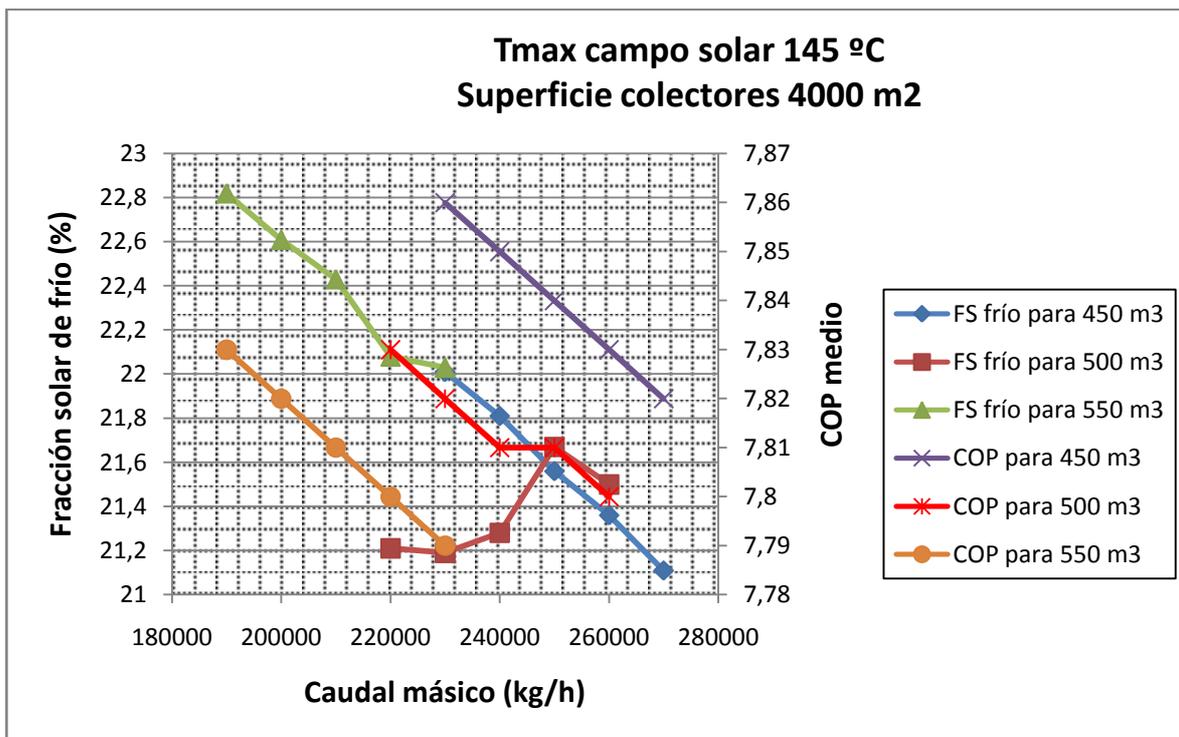


Ilustración 3.2-3 Fracción solar de frío y COP vs caudal y volumen (140 °C 4000 m2 y 422 KW)

Temperatura máxima del campo solar	150	°C
Superficie colectores	4000	m <sup>2</sup>
Potencia absorción simple efecto	422	KW

Caudal kg/h	Volacum m <sup>3</sup>	Potabs Kw	Rend col %	FSc %	FSf %	COP medio (x 10)
210000	400	422	56,13	47,44	22,97	7,96
220000	400	422	56,25	47,39	22,77	7,95
230000	400	422	56,31	47,33	22,25	7,93
240000	400	422	56,46	47,28	22,23	7,92
250000	400	422	56,52	47,22	22,04	7,91

Caudal kg/h	Volacum m <sup>3</sup>	Potabs Kw	Rend col %	FSc %	FSf %	COP medio (x 10)
190000	450	422	56,3	47,51	22,74	7,91
200000	450	422	56,32	47,49	22,61	7,89
210000	450	422	56,42	47,45	22,43	7,88
220000	450	422	56,52	47,41	22,2	7,87
230000	450	422	56,58	47,35	22	7,86

Caudal kg/h	Volacum m <sup>3</sup>	Potabs Kw	Rend col %	FSc %	FSf %	COP medio (x 10)
190000	500	422	56,49	47,52	22,96	7,87
200000	500	422	56,57	47,47	22,73	7,86
210000	500	422	56,65	47,44	22,53	7,85
220000	500	422	56,68	47,41	22,34	7,84
230000	500	422	56,71	47,39	22,2	7,83

**Tabla 3.2-2 Resultados para 150 °C – 4000 m<sup>2</sup> y 422 KW**

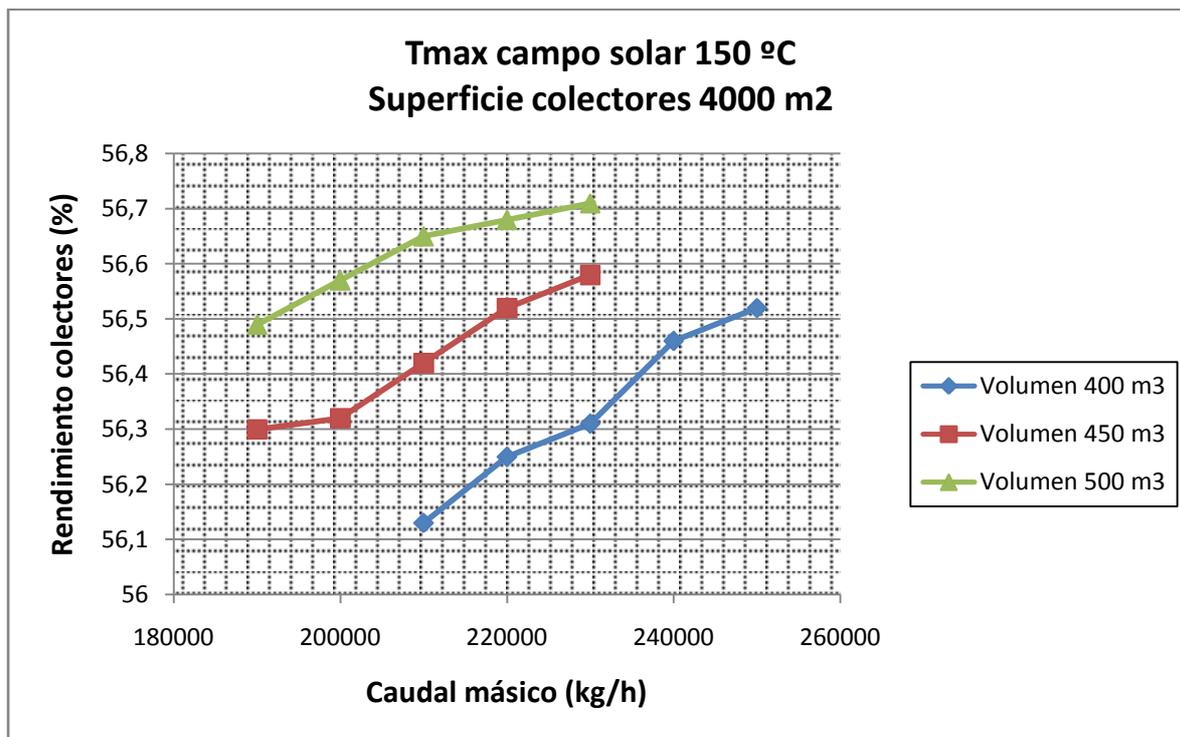


Ilustración 3.2-4 Rendimiento de colectores vs caudal y volumen (150 °C 4000 m<sup>2</sup> y 422 KW)

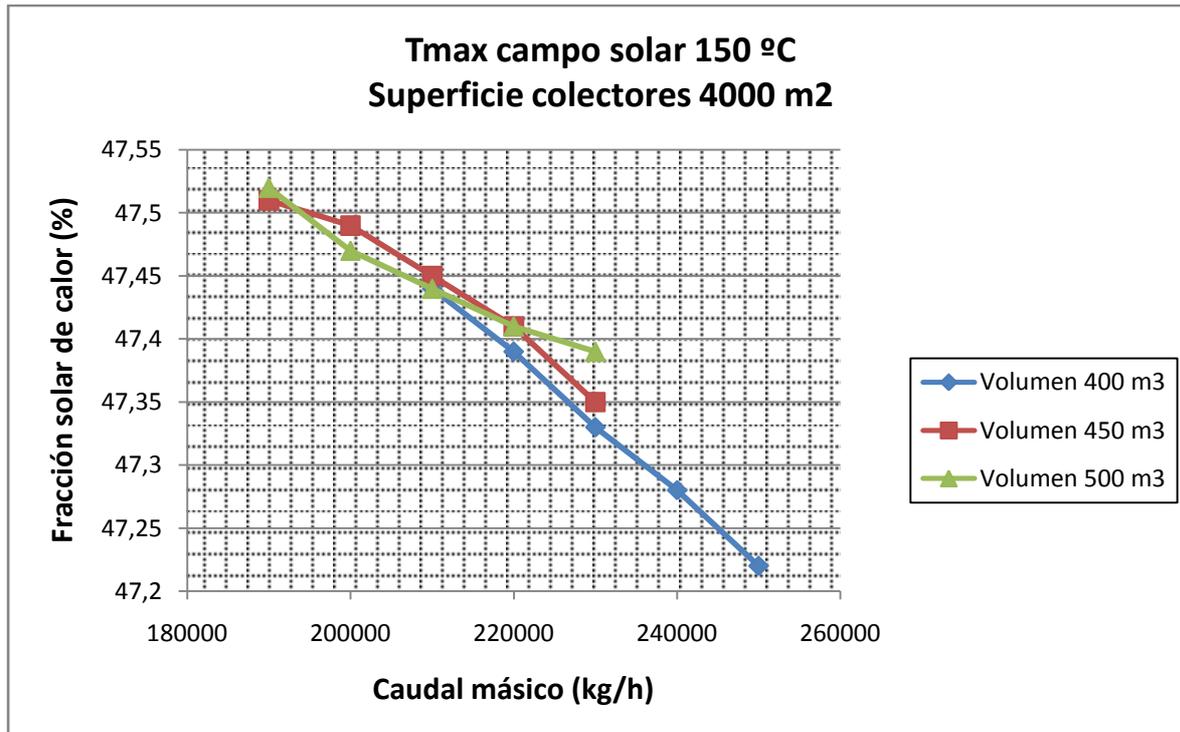


Ilustración 3.2-5 Rendimiento de colectores vs caudal y volumen (150 °C 4000 m<sup>2</sup> y 422 KW)

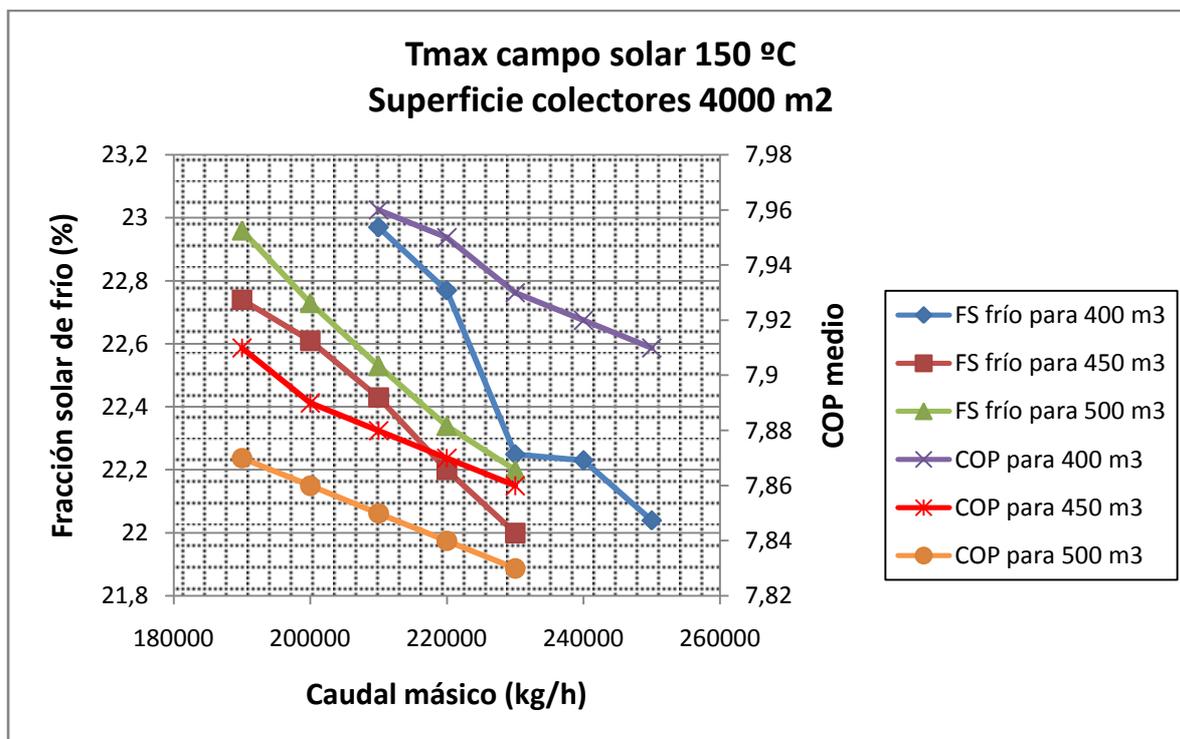


Ilustración 3.2-6 Fracción solar de frío y COP vs caudal y volumen (150 °C 4000 m<sup>2</sup> y 422 KW)

Temperatura máxima del campo solar	150	°C
Superficie colectores	4000	m <sup>2</sup>
Potencia absorción simple efecto	352	KW

Caudal kg/h	Volacum m <sup>3</sup>	Potabs Kw	Rend col %	FSc %	FSf %	COP medio (x 10)
200000	400	352	55,7	47,48	22,67	8,26
210000	400	352	55,85	47,45	22,48	8,24

Caudal kg/h	Volacum m <sup>3</sup>	PotabsKw	Rend col	FSc	FSf	COP medio
200000	450	352	55,97	47,52	22,65	8,2
210000	450	352	56,05	47,49	22,4	8,17

Tabla 3.2-3 Resultados para 150 °C – 4000 m<sup>2</sup> y 352 KW

Adicionalmente, para una superficie de 4.500 m<sup>2</sup> se realizaron las siguientes simulaciones:

Temperatura máxima del campo solar	150	°C
Superficie colectores	4500	m <sup>2</sup>
Potencia absorción simple efecto	422	KW

Caudal kg/h	Volacum m <sup>3</sup>	Potabs Kw	Rend col %	FSc %	FSf %	COP medio (x 10)
250000	600	422	55,7	50,37	26,73	7,99
260000	600	422	55,81	50,33	26,52	7,97
270000	600	422	55,91	50,28	26,34	7,96

Caudal kg/h	Volacum m <sup>3</sup>	Potabs Kw	Rend col %	FSc %	FSf %	COP medio (x 10)
200000	450	352	55,97	47,52	22,65	8,2
210000	450	352	56,05	47,49	22,4	8,17

*Tabla 3.2-4 Resultados para 150 °C – 4500 m<sup>2</sup> y 422 KW*

### 3.3. Justificación de los equipos de bombeo

La potencia de las bombas se estima mediante la conocida expresión

$$P_{\text{bomba}} = H * \rho * g * C$$

Donde

- $P_{\text{bomba}}$  Potencia mecánica de la bomba (SI W)
- $H$  Altura manométrica de la bomba (SI m)
- $\rho$  Densidad del fluido (agua 1000 Kg/m<sup>3</sup>) (SI Kg/m<sup>3</sup>)
- $g$  Aceleración de la gravedad (SI 9,8 m/s<sup>2</sup>)
- $C$  Caudal (SI m<sup>3</sup>/s)

Y la potencia eléctrica de entrada será

$$P_{\text{elec}} = \frac{P_{\text{bomba}}}{\eta_{\text{electro-mecánico}}}$$

Donde

$\eta_{\text{electro-mecánico}}$  Es el rendimiento conjunto bomba- motor eléctrico, que supondremos igual a 0,85.

En forma de tabla se dan las características de las bombas adoptadas en la simulación.

Bomba 1	Primario solar		
Caudal máx		0,061	m3/s
Pérdida de carga unitaria lineal máx		0,04	mca/m
Longitud (ida+retorno)		600	m
% Accesorios		20	
P Lineal		24	mca
P Accesorios		4,8	mca
Singularidades			
Colectores		0,01	mca
Cambiador Solar		0,5	mca
		-----	
T Singularidades		0,51	mca
		-----	
Total pérdida e carga		29,31	mca
Potencia útil		17.522	W
% Rendimiento		85	
Potencia de entrada		20.614	W
Caudal constante			
Alta temperatura	150	°C	

Bomba 2	Secundario solar		
Caudal máx		0,061	m3/s
Pérdida de carga unitaria lineal máx		0,04	mca/m
Longitud (ida+retorno)		150	m
% Accesorios		20	
P Lineal		6	mca
P Accesorios		1,2	mca
Singularidades			
Colectores			mca
Cambiador Solar			mca
-----			
T Singularidades		0,00	mca
-----			
Total pérdida e carga		7,20	mca
Potencia útil		4304,16	W
% Rendimiento		85	
Potencia de entrada		5.064	W
Caudal constante			
Alta temperatura	150	°C	

Bomba 3	DHC Calor		
Caudal máx		0,06	m3/s
Pérdida de carga unitaria lineal máx		0,02	mca/m
Longitud (ida+retorno)		1379	m
% Accesorios		20	
P Lineal		27,58	mca
P Accesorios		5,516	mca
Singularidades			
Colectores			mca
Cambiador Subestación		0,50	mca
-----			
T Singularidades		0,50	mca
-----			
Total pérdida e carga		33,60	mca
Potencia útil		19.754	W
% Rendimiento		85	
Potencia de entrada		23.241	W
Caudal variable			
Baja temperatura	90	°C	

Bomba 4		DHC Frío		
Caudal máx		0,147		m3/s
Pérdida de carga unitaria lineal máx		0,02		mca/m
Longitud (ida+retorno)		1379		m
% Accesorios		20		
P Lineal		27,58		mca
P Accesorios		5,52		mca
Singularidades				
Maq abs lado enfriado		0,5		mca
				mca
		-----		
T Singularidades		0,50		mca
		-----		
Total pérdida e carga		33,60		mca
Potencia útil		48.398		W
% Rendimiento		85		
Potencia de entrada		56.939		W
Caudal variable				
Baja temperatura		90	°C	

Bomba 5		Torre refrigeración		
Caudal máx		0,033		m3/s
Pérdida de carga unitaria lineal máx		0,04		mca/m
Longitud (ida+retorno)		150		m
% Accesorios		20		
P Lineal		6		mca
P Accesorios		1,2		mca
Singularidades				
Maq abs lado cool		0,5		mca
				mca
		-----		
T Singularidades		0,5		mca
		-----		
Total pérdida e carga		7,7		mca
Potencia útil		2490,18		W
% Rendimiento		85		
Potencia de entrada		2929,62353		W
Caudal constante				
Baja temperatura		90	°C	

Bomba 6	Alimentación solar absorción		
Caudal máx		0,025	m3/s
Pérdida de carga unitaria lineal máx		0,04	mca/m
Longitud (ida+retorno)		150	m
% Accesorios		20	
P Lineal		6	mca
P Accesorios		1,2	mca
Singularidades			
Maq abs lado cool		0,5	mca
			mca
		-----	
T Singularidades		0,50	mca
		-----	
Total pérdida e carga		7,70	mca
Potencia útil		1.887	W
% Rendimiento		85	
Potencia de entrada		2.219	W
Caudal constante			
Alta temperatura		150	°C

Como a diferencia del modelo, en la práctica se dispondrá una bomba para cada ramal (3 para frío y 3 para calor), y teniendo en cuenta la pequeña diferencia de longitudes y caudales entre los ramales, escogiendo la más desfavorable de los tres ramales (para frío y para calor) se obtienen que las bombas presupuestadas en la inversión serán

3X

Bombas	DHC Calor	Esta es la más desfavorable		3x
Caudal máx		0,021	m3/s	
Pérdida de carga unitaria lineal máx		0,02	mca/m	
Longitud (ida+retorno)		1379	m	
% Accesorios		20		
P Lineal		27,58	mca	
P Accesorios		5,516	mca	
Singularidades				
Maq abs lado enfriado		0,5	mca	
			mca	
		-----		
T Singularidades		0,50	mca	
		-----		
Total pérdida e carga		33,60	mca	
Potencia útil		6.914	W	
% Rendimiento		85		
Potencia de entrada		8.134	W	
Caudal variable				
Baja temperatura		90	°C	

3X

Bombas	DHC Frío	Esta es la más desfavorable	
Caudal máx		0,055	m3/s
Pérdida de carga unitaria lineal máx		0,02	mca/m
Longitud (ida+retorno)		1379	m
% Accesorios		20	
P Lineal		27,58	mca
P Accesorios		5,516	mca
Singularidades			
Colectores			mca
Cambiador Subestación		0,50	mca
		-----	
T Singularidades		0,50	mca
		-----	
Total pérdida e carga		33,60	mca
Potencia útil		18.108	W
% Rendimiento		85	
Potencia de entrada		21.304	W
Caudal variable			
Baja temperatura	90	°C	

### 3.4. Análisis de resultados. Configuración adoptada

Teniendo en cuenta las consideraciones expuestas en el apartado anterior para los criterios de diseño, y de los datos obtenidos en las simulaciones cabe destacar que:

- Una vez se han cubierto los requisitos mínimos de las variables temperatura mínima, volumen y caudal, el sistema se muestra muy estable en cuanto a resultados con la variación de las mismas en el rango considerado. Este comportamiento corrobora las primeras conclusiones que se obtienen de las simulaciones previas que, como ya se ha comentado, apuntan a que las características de la demanda del DHC ( curva potencia – tiempo) determinan de forma primaria los rendimientos energéticos del sistema.
- Teniendo en cuenta adicionalmente el criterio de minimizar la inversión, parece claro que la opción a considerar es la que minimice el volumen del depósito. En efecto, basta considerar que el depósito es la partida con mayor peso específico en el presupuesto (exceptuando los colectores solares).

De lo anterior, la configuración seleccionada es:

- Temperatura máxima del campo solar,  $T_M = 150 \text{ }^\circ\text{C}$
- Superficie colectores,  $A = 4.000 \text{ m}^2$
- Potencia en absorción simple efecto PABS = 422 KW
- Caudal del campo solar,  $Q = 220.000 \text{ Kg/h}$
- Volumen de acumulación,  $V = 400 \text{ m}^3$

con los siguientes resultados en los índices

Caudal kg/h	Volacum m <sup>3</sup>	Potabs Kw	Rend col %	FSc %	FSf %	COP medio (x 10)
220.000	400	422	56,25	47,39	22,77	7,95

Es interesante con objeto de fijar criterios de diseño replicables, analizar la solución adoptada en términos específicos. Así tomando como referencia la demanda del DHC calor  $D= 7.025$  MWh/año y la superficie de colectores  $A= 4.000$  m<sup>2</sup> se obtiene los siguientes ratios:

$$\begin{aligned}
 - \quad RA/D &= \frac{4000 \text{ m}^2}{7025 \text{ MWh / año}} = 0.57 \frac{\text{m}^2}{\text{MWh / año}} \\
 - \quad RPABS/D &= \frac{422 \text{ KW}}{7025 \text{ MWh / año}} = 0.1 \frac{\text{KW}}{\text{MWh / año}} \\
 - \quad RQ/A &= \frac{220.000 \text{ Kg/h}}{4.000 \text{ m}^2} = 55 \frac{\text{Kg/h}}{\text{m}^2} \\
 - \quad RV/D &= \frac{400 \text{ m}^3}{7025 \text{ MWh / año}} = 0.56 \frac{\text{m}^3}{\text{MWh / año}} \\
 - \quad RV/A &= \frac{400 \text{ m}^3}{4.000 \text{ m}^2} = 0.1 \frac{\text{m}^3}{\text{m}^2}
 \end{aligned}$$

En las figuras siguientes se muestra la evolución de las temperaturas en el tanque (rojo parte superior y morado parte inferior) en distintos periodos del año (Pantallas de resultados simulación TRNSYS). En último lugar, también se incluye la distribución anual de caudal por el tanque al circuito de calor (Morado) y por el bypass de calor (verde).

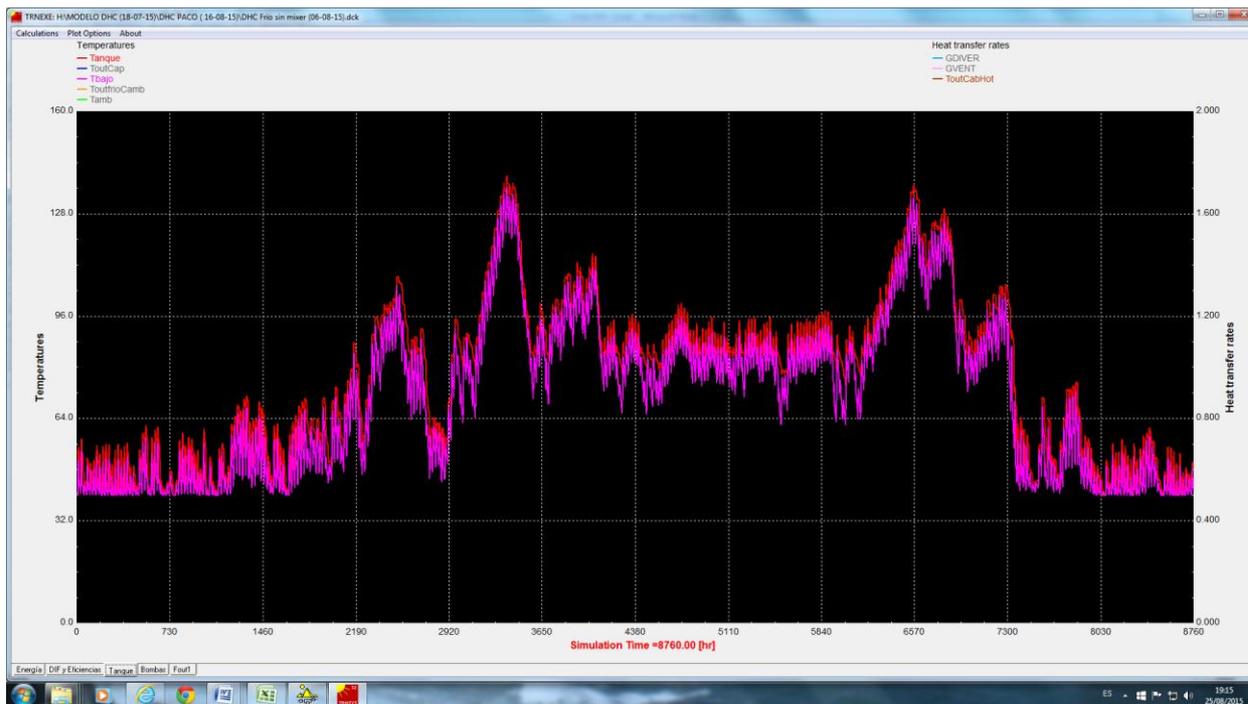


Ilustración 3.4-1 Evolución anual de temperaturas en el tanque (rojo superior rosa inferior)

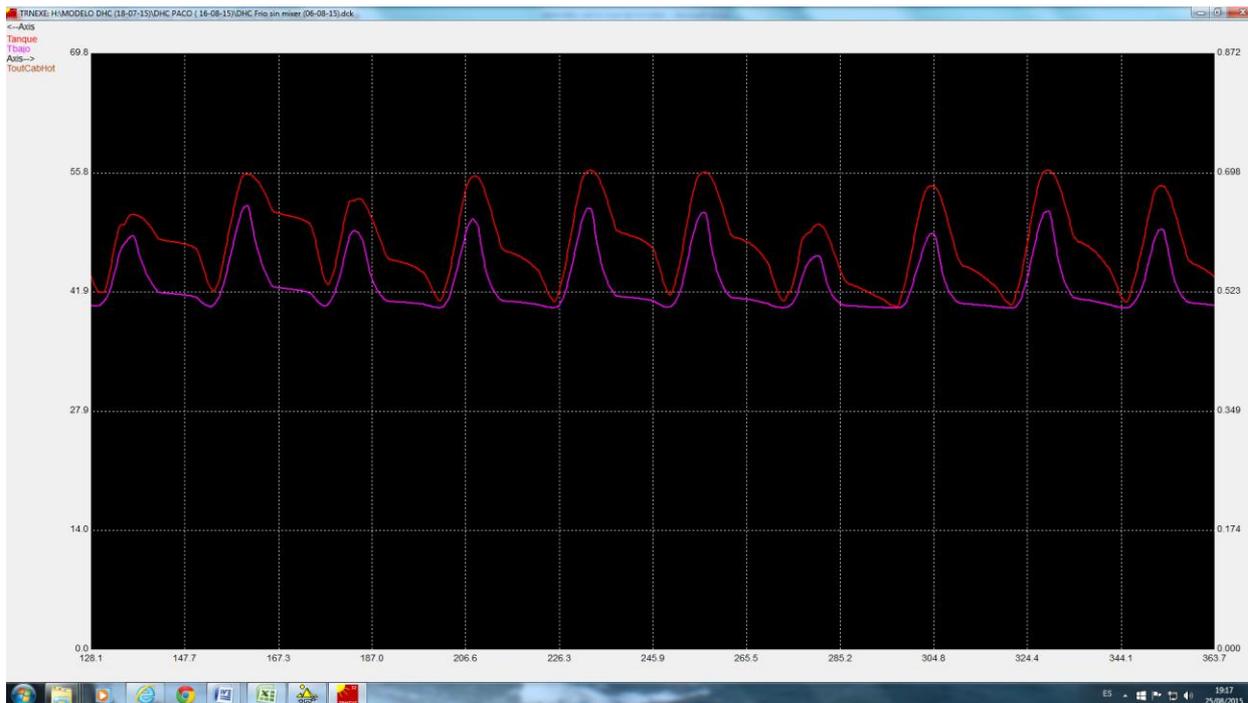


Ilustración 3.4-2 Evolución invierno de temperaturas en el tanque (rojo superior rosa inferior)

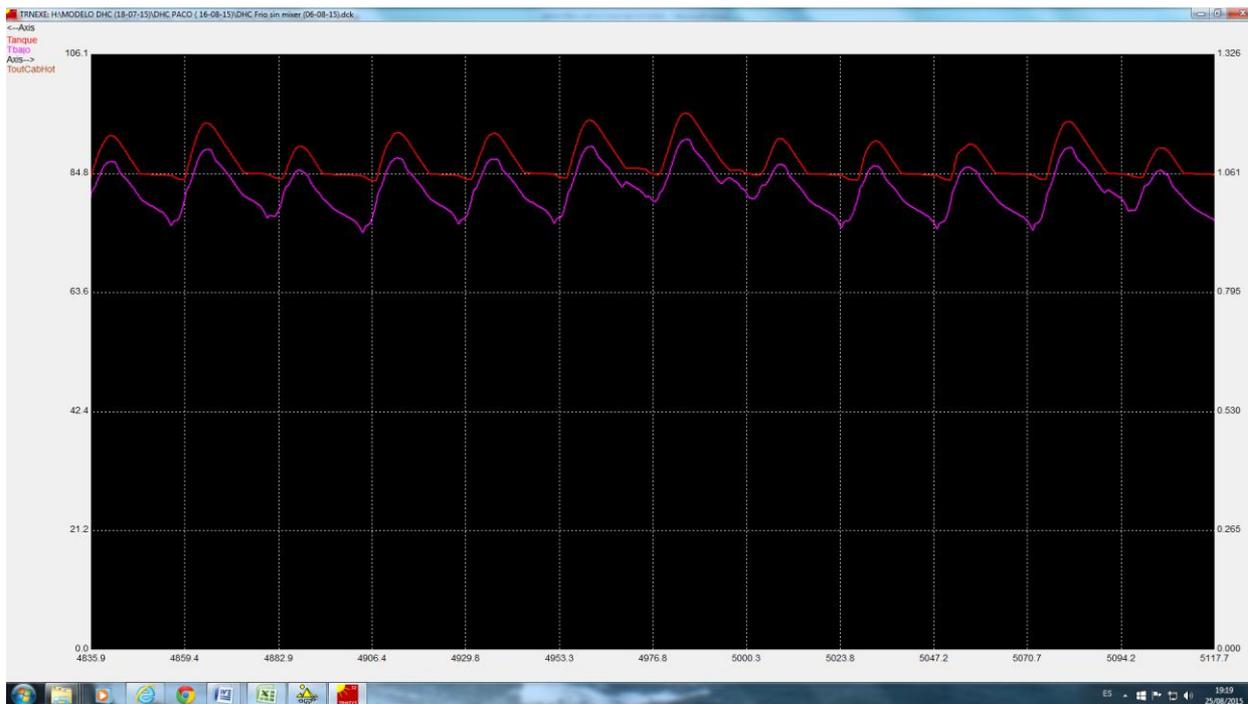


Ilustración 3.4-3 Evolución verano de temperaturas en el tanque (rojo superior rosa inferior)

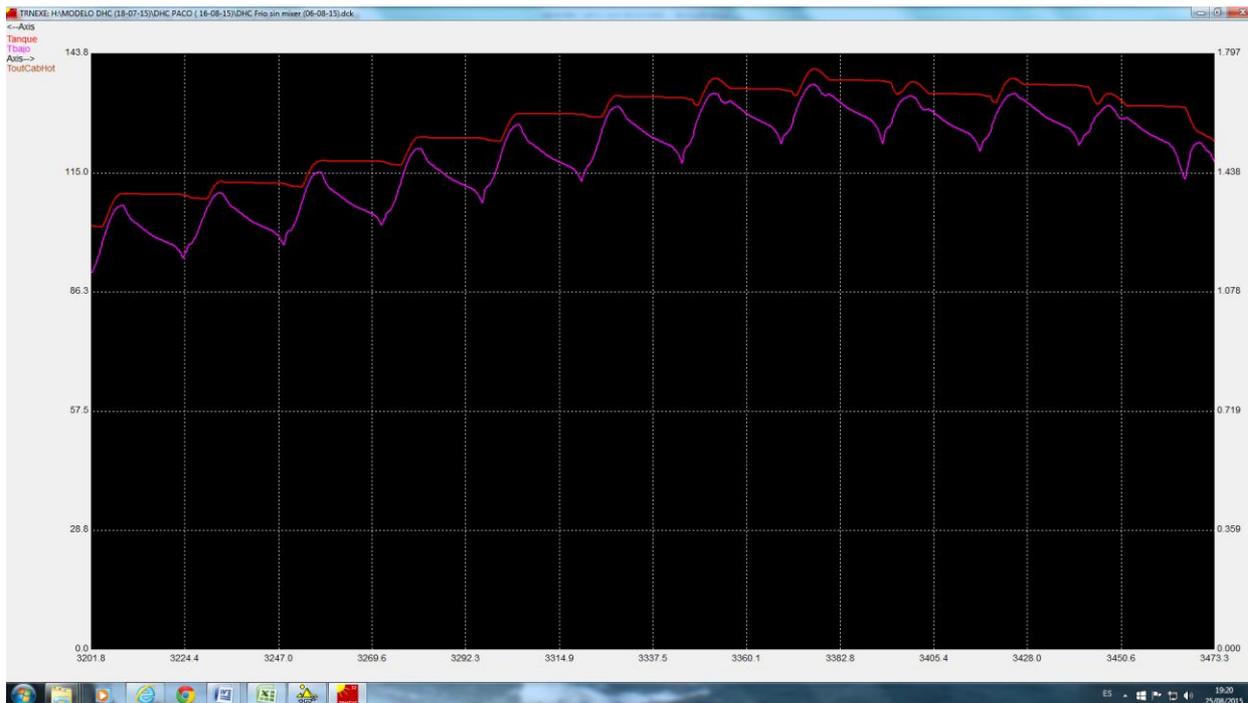


Ilustración 3.4-4 Evolución en un pico de temperaturas entretiempo en el tanque (rojo superior rosa inferior)

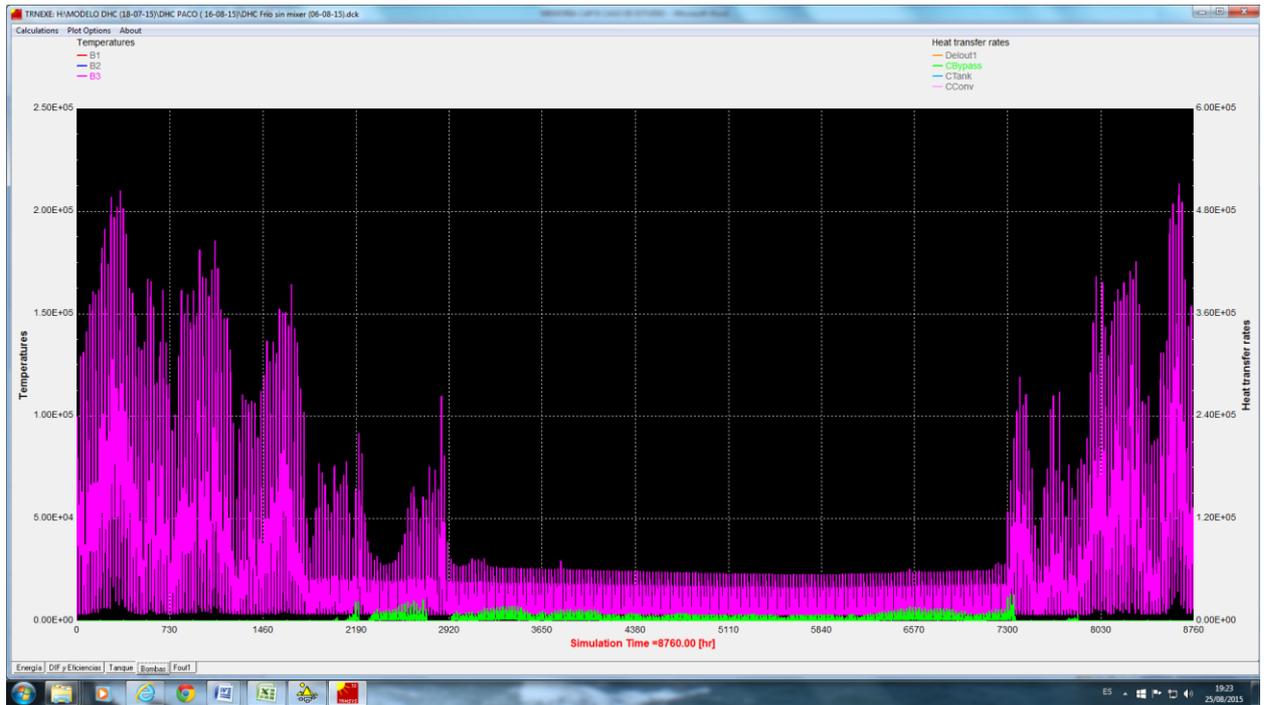


Ilustración 3.4-5 Perfil anual de caudales en el DHC Calor (Rosa por el tanque – Verde por el by-pass)