



industriales
etsii

Escuela Técnica
Superior
de Ingeniería
Industrial

PROYECTO FIN DE GRADO
GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

DESARROLLO DE UN MODELO DE SIMULACIÓN DINÁMICA DE UNA RED
DE REFRIGERACIÓN Y CALEFACCIÓN URBANA PARA EL BARRIO DE
EMPRENDEDORES DE CARTAGENA.



Universidad
Politécnica
de Cartagena

Rafael Molina Valverde

Director: Fernando Illán Gómez

Septiembre de 2016

Justificación y objetivo.

El objetivo de este proyecto es desarrollar un modelo de simulación dinámica de una red de distribución urbana de calor y frío, en el que se incluyan los edificios que integran la Universidad Politécnica de Cartagena así como el Barrio de Emprendedores de Cartagena. En este proyecto se busca dimensionar los componentes de esta red, así como el análisis económico de la propuesta adoptada.

Las redes de distribución de frío y calor permiten reducir el consumo energético de un conjunto de edificios debido principalmente al uso de equipos de gran potencia que ofrecen rendimientos muy superiores a los que brindarían otros de potencia inferior que se instalan de manera individual en cada edificio. De esta manera, el consumo energético de la red es inferior a la suma de consumos individuales.

El rendimiento de un equipo se ven afectado por diversos factores, entre ellos la temperatura a la que impulsan el fluido en la red y la carga parcial a la que opera. En una red formada por varios edificios, cada uno demanda una cantidad diferente de energía, además de que ésta va variando según la hora del día y también la época del año. Esto da como resultado un transitorio en el que la eficiencia de los equipos va variando a lo largo del tiempo, y por consiguiente también el consumo energético.

La simulación dinámica del modelo se realizará mediante el software TRNSYS, que permite realizar simulaciones de transitorios en intervalos de tiempo determinados por el usuario. Este programa se utilizará para evaluar el consumo energético de la red y obtener su eficiencia global para después realizar el estudio económico.

Resumen.

El trabajo fin de grado propuesto se enmarca dentro del acuerdo de colaboración suscrito entre la Universidad Politécnica de Cartagena, el Ayuntamiento de Cartagena y otras entidades para el lanzamiento del proyecto CTracción, con el objeto de la creación de un Centro de Innovación Urbana.

El proyecto CTracción se articula en torno a cuatro áreas de conocimiento, para cada una de las cuales se ha planteado un objetivo global. El trabajo que aquí se propone está relacionado con el área de Eficiencia Energética, para la que se ha planteado como objetivo el desarrollo de un modelo para la simulación dinámica del funcionamiento de una red urbana para la refrigeración y calefacción del Barrio de Emprendedores.

Partiendo de los datos de demanda térmica de todos los edificios que se van a alimentar de esa red urbana, se desarrollará empleando el software TRNSYS un modelo dinámico de la red urbana en el que se integrarán todos los componentes de la misma, incluyendo los equipos de producción de frío y calor, los sistemas de acumulación, la propia red de distribución y los puntos de demanda. Se analizarán distintas propuestas para la red de urbana de refrigeración y calefacción, que serán analizadas mediante TRNSYS con el fin de determinar la solución óptima. Como resultados del trabajo se obtendrá tanto el dimensionamiento como el análisis económico de la propuesta adoptada como solución óptima.

Tabla de contenidos.

Justificación y objetivo.....	i
Resumen.....	iii
Tabla de contenidos.....	v
Tabla de tablas.....	ix
Tabla de figuras.....	xi
1 Introducción.....	1
1.1 Motivación y justificación del proyecto.....	3
1.2 Ejemplos existentes.....	5
2 Características de las redes de distribución urbanas.....	9
2.1 Clasificación de las redes de distribución.....	10
2.1.1 Según el tipo de trazado.....	10
2.1.2 Según los circuitos.....	12
2.1.3 Según los sectores abastecidos.....	12
2.1.4 Según la demanda cubierta.....	13
2.2 Modos de operación.....	13
3 Alcance y objetivos del proyecto.....	15
4 Metodología.....	17
4.1 Uso de TRNSYS.....	17
4.2 Uso de Calener GT.....	17
4.3 Hipótesis consideradas.....	17
5 Datos de partida.....	19
5.1 Demanda de los edificios implicados.....	19
5.2 Parámetros de la red.....	19
5.2.1 Temperaturas de la red.....	20
5.2.2 Caudales de la red.....	29

DESARROLLO DE UN MODELO DE SIMULACIÓN DINÁMICA DE UNA RED DE REFRIGERACIÓN Y CALEFACCIÓN URBANA PARA EL BARRIO DE EMPRENDEDORES DE CARTAGENA.

6	Modelizado de la red de distribución.....	31
6.1	Modelizado de los sistemas secundarios.....	31
6.1.1	Objetivos.	31
6.1.2	Esquema del subsistema.	31
6.1.3	Implementación del modelo.....	37
6.2	Modelizado de la red general de transporte.....	43
6.2.1	Esquema general de la red.	43
6.2.2	Dimensionado de tuberías de transporte.....	50
6.3	Modelizado del sistema de generación de frío.....	59
6.3.1	Alternativas.....	59
6.3.2	Modelo de la máquina enfriadora.	60
6.3.3	Obtención de parámetros de funcionamiento en función de la temperatura.....	64
6.3.4	Obtención de parámetros de funcionamiento a carga parcial.	66
6.4	Modelizado del sistema de generación de calor.	71
6.4.1	Alternativas.....	71
6.4.2	Modelo de la caldera.	72
6.4.3	Obtención de parámetros.	73
6.5	Modelizado del sistema de impulsión.....	75
6.5.1	Impulsión de la red de frío.	76
6.5.2	Impulsión en la red de calor.	88
7	Alternativas y posibles mejoras de la red.....	97
8	Resultados.	99
8.1	Resultados de la red de frío.....	99
8.2	Resultados de la red de calor.	110
9	Conclusiones.....	117
	Bibliografía.	119

Tabla de tablas.

Tabla 5.1 Parámetros recomendados de funcionamiento de red de distrito	20
Tabla 5.2 Temperatura máxima de agua entrante a fancoil en carga parcial (C.P.)	22
Tabla 5.3 Horario diario de temperatura de impulsión.....	24
Tabla 5.4 Temperatura de impulsión variable en función de la carga parcial...	25
Tabla 5.5 Medias mensuales de la temperatura del agua del mar 2013-2015.	28
Tabla 6.1 Valores adoptados en el secundario en refrigeración.....	41
Tabla 6.2 Valores adoptados en el secundario en red de calor.....	41
Tabla 6.3 Diámetros de tuberías para distintos tramos de la red de frío.	52
Tabla 6.4 Diámetros de tuberías para distintos tramos de la red de calor.	53
Tabla 6.5 Coeficientes de transmisión de calor para tuberías empleadas.	57
Tabla 6.6 Valores del EER para las condiciones de cálculo del ESEER.....	68
Tabla 6.7 Factor de Carga Parcial de la enfriadora Carrier 30XW-V.....	69
Tabla 6.8 Factor de carga parcial para la caldera Vitomax 200-LW-M64A.	74
Tabla 6.9 Caída de presión en los circuitos de la red de frío.....	76
Tabla 6.10 Valores aplicados en ecuación (6.18) en la red de frío.....	77
Tabla 6.11 Parámetros del modelo de las bombas en la red de frío.	81
Tabla 6.12 Potencia las bombas para distintos regímenes de giro en la red de frío.....	86
Tabla 6.13 Caída de presión en los circuitos de la red de calor.....	89
Tabla 6.14 Valores aplicados en ecuación (6.18) en la red de calor.....	89
Tabla 6.15 Parámetros de bombas en red de calor.	92
Tabla 6.16 Potencia de bomba para distintos regímenes de giro.....	94
Tabla 8.1 Resultados de la simulación de la red de frío con caudal constante.	99
Tabla 8.2 Resultados de la simulación de la red de frío con caudal variable.	103
Tabla 8.3 Resultados de la simulación de la red de calor con caudal fijo.	110
Tabla 8.4 Resultados de la simulación de la red de calor con variación de caudal.	113

Tabla de figuras.

Fig. 1.1 Distribución geográfica de las redes (Absoluta y porcentaje).....	2
Fig. 1.2 Esquema de red urbana de distribución de calor y frío	3
Fig. 1.3 Tipos de redes y potencia instaladas en España.	5
Fig. 1.4 Red Districlima 2012	6
Fig. 1.5 Red Ecoenergías Barcelona.....	7
Fig. 2.1 Ejemplo de red ramificada.....	11
Fig. 2.2 Ejemplo de red mallada.....	11
Fig. 2.3 Ejemplo de red mixta.....	11
Fig. 5.1 Evolución diaria de la demanda.	23
Fig. 5.2 Evolución carga parcial compensada con horario tipo.	24
Fig. 5.3 Evolución de la demanda durante el mes de Julio y Agosto.	26
Fig. 5.4 Medias mensuales de la temperatura del agua del mar 2013-2014... ..	28
Fig. 6.1 Regulación de instalaciones interiores con válvulas de 3 vías.	31
Fig. 6.2 Modelo básico del subsistema.	32
Fig. 6.3 Esquema del type 91 (Secundario y Terminal).....	33
Fig. 6.4 Esquema de sistema secundario en refrigeración.....	35
Fig. 6.5 Esquema de sistema secundario en calefacción.....	36
Fig. 6.6 Modelo del sistema secundario.	36
Fig. 6.7 Modelo particularizado para la facultad de Ciencias de la Empresa ..	38
Fig. 6.8 Resultados para el modelo de la facultad de Ciencias de la Empresa: a) Señal de control b) Entrada y salida de la red c) Entrada y salida de aire	39
Fig. 6.9 Resultados para el modelo de la facultad de Ciencias de la Empresa: a) Señal de control b) Entrada y salida de la red c) Entrada y salida de aire	40
Fig. 6.10 Trazado propuesto para el modelo.....	44
Fig. 6.11 Esquema del trazado del modelo.	45
Fig. 6.12 Modelo de red de distribución.	46
Fig. 6.13 Ramificación al Campus Alfonso XIII.....	46
Fig. 6.14 Ramificación al Campus Muralla del Mar.	47
Fig. 6.15 Ramificación a la residencia Caballero, Barrio de Emprendedores y Rectorado.....	47
Fig. 6.16 Esquema de derivación a consumo.....	48

Fig. 6.17 Ejemplo de derivación de red a consumo.....	48
Fig. 6.18 Ejemplo de derivación a consumo (macro expandido).....	49
Fig. 6.19 Red troncal, Central de generación y grupo de bombeo en el modelo.	50
Fig. 6.20 Espesores disponibles aislamiento de conductos.	55
Fig. 6.21 Ejemplo de uso de AISLAM para DN250.	56
Fig. 6.22 Enfriadora Carrier 30XW-V.....	60
Fig. 6.23. Modelo de máquina enfriadora individual agua-agua.....	61
Fig. 6.24 Horario de temperatura de salida en el evaporador en TRNSYS.....	62
Fig. 6.25 Señal de control para el funcionamiento de las enfriadoras.....	62
Fig. 6.26 Modelo de conjunto de máquinas enfriadoras agua-agua.....	64
Fig. 6.27 Valores de funcionamiento de Carrier 30XW-V 1710.....	65
Fig. 6.28. Archivo de texto para type 42.....	66
Fig. 6.29 Gráfica del factor de carga parcial en el type 43.....	67
Fig. 6.30 Parámetros de cálculo del ESEER.....	67
Fig. 6.31 ESEER de Carrier 30XW-V.....	68
Fig. 6.32 Valores del EER para las condiciones de cálculo del ESEER.....	69
Fig. 6.33 Factor de carga parcial de la enfriadora Carrier 30XW-V.....	70
Fig. 6.34 Archivo de texto correspondiente al type 43.....	70
Fig. 6.35 Caldera Vitomax 200-LW-M64A.....	72
Fig. 6.36 Modelo de caldera.....	73
Fig. 6.37 Variación del rendimiento en la caldera Vitomax 200-LW-M64A.....	74
Fig. 6.38 Caída de presión en el evaporador de la enfriadora Carrier 30XW-V.	77
Fig. 6.39 Curva de caída de presión en el evaporador.....	78
Fig. 6.40 Diagrama combinado del catálogo Grundfos.	79
Fig. 6.41 Curvas características de la familia de bombas 250-400.	80
Fig. 6.42 Curvas características de la red y punto de funcionamiento.	81
Fig. 6.43 Modelo del grupo de bombeo.....	82
Fig. 6.44 Evolución de las temperaturas de impulsión y retorno.	82
Fig. 6.45 Evolución de las temperaturas de impulsión y retorno en el mes de Julio.....	83
Fig. 6.46 Demanda y consumo energético a lo largo del periodo de refrigeración.	84

Fig. 6.47 Regulación mediante variación de régimen de giro.....	85
Fig. 6.48 Coeficientes para type 110 de la red de frío.....	86
Fig. 6.49 Modelo de grupo de bombeo de velocidad variable.	87
Fig. 6.50 Caída de presión en la caldera Vitomax 200-LW-M64A.....	90
Fig. 6.51 Curvas características de la familia de bombas 250-400 (Red de calor).	91
Fig. 6.52 Curvas características de la red de calor y punto de funcionamiento.	92
Fig. 6.53 Bomba de impulsión en red de calor.	93
Fig. 6.54 Salto de temperaturas en la red de calor con caudal fijo.....	93
Fig. 6.55 Coeficientes para type 114 de la red de calor.	94
Fig. 6.56 Bomba de impulsión de velocidad variable (red de calor).	95
Fig. 8.1 Resultados de la simulación de la red de frío con caudal constante. .	99
Fig. 8.2 Potencia suministrada y máxima en una enfriadora con caudal constante.....	100
Fig. 8.3 Evolución del EER en la red de frío.....	101
Fig. 8.4 Temperatura de impulsión y retorno en la red de frío con caudal constante.....	102
Fig. 8.5 Evolución de las temperaturas de impulsión y retorno en el mes de Julio.	102
Fig. 8.6 Resultados de la simulación de la red de frío con caudal variable. ..	103
Fig. 8.7 Potencia suministrada y máxima en una enfriadora con caudal variable.	104
Fig. 8.8 Evolución de la temperatura de impulsión y retorno en la red de frío con caudal variable.	105
Fig. 8.9 Evolución de las temperaturas de impulsión y retorno en el mes de Julio con caudal variable.	106
Fig. 8.10 Evolución del caudal impulsado en la red de frío.	107
Fig. 8.11 Señales de control en los secundarios en la red de frío con caudal variable.....	108
Fig. 8.12 Comparación de consumo anual entre redes de frío con caudal fijo y variable.....	109
Fig. 8.13 Comparación de la potencia suministrada a baja demanda entre la de a caudal constante (superior) y variable (inferior).	109

DESARROLLO DE UN MODELO DE SIMULACIÓN DINÁMICA DE UNA RED DE REFRIGERACIÓN Y CALEFACCIÓN URBANA PARA EL BARRIO DE EMPRENDEDORES DE CARTAGENA.

Fig. 8.14 Resultados de la simulación de la red de calor con caudal fijo.	110
Fig. 8.15 Comparación de la demanda y potencia suministrada en algunos secundarios el mes de octubre.....	111
Fig. 8.16 Evolución de las temperaturas de impulsión y retorno en la red de calor con caudal constante.....	112
Fig. 8.17 Evolución de las temperaturas de impulsión y retorno en la red de calor con caudal variable.....	113
Fig. 8.18 Señal de control en los secundarios en la red de calor con caudal variable.....	114
Fig. 8.19 Detalle de válvulas de control en secundario.	115
Fig. 8.20 Comparación de consumo anual entre redes de calor con caudal fijo y variable.....	115

1 Introducción.

La demanda de energía en el sector de la edificación ha crecido de forma continua hasta 2010, año en el que se estancó e incluso ha descendido ligeramente. Sin embargo esta ruptura en la tendencia es consecuencia de la crisis económica que afecta al país y no de una mejora en la eficiencia energética del sector, lo que unido a la dependencia de recursos energéticos procedentes del exterior, ha motivado la necesidad de un uso más eficiente de la energía que se ha materializado en nuevas exigencias en la edificación.

El consumo energético de los edificios supone una fracción importante de la demanda energética de los países desarrollados, siendo tanto la climatización como el agua caliente sanitaria (ACS) una parte importante de este consumo. Este hecho ha dado lugar a la aprobación en España durante los últimos años de diversa normativa relacionada con el consumo de energía en los edificios, entre la que cabe destacar el documento de Ahorro de Energía (HE) del Código Técnico de la Edificación, cuyo objetivo es el desarrollo de edificios más eficientes energéticamente, así como el Real Decreto 235/2013 que exige la certificación de la eficiencia energética de edificios de nueva construcción y aquellos existentes que sean vendidos o alquilados.

Si bien esta normativa busca reducir considerablemente la demanda térmica de las nuevas construcciones junto con el desarrollo de equipos de climatización más eficientes va a permitir una reducción importante del consumo energético. La eficiencia de los equipos de climatización aumenta en equipos de mayor capacidad que en los de menor potencia, por lo que resulta interesante analizar la posibilidad de instalar sistemas de climatización centralizados capaces de suministrar energía a varios edificios.

Esta técnica se ha implantado principalmente en países del norte de Europa debido a la alta demanda de calefacción por las bajas temperaturas a las que soportan en invierno. En España las redes de distrito han experimentado un impulso estos últimos años, especialmente en Barcelona.

DESARROLLO DE UN MODELO DE SIMULACIÓN DINÁMICA DE UNA RED DE REFRIGERACIÓN Y CALEFACCIÓN URBANA PARA EL BARRIO DE EMPRENDEDORES DE CARTAGENA.

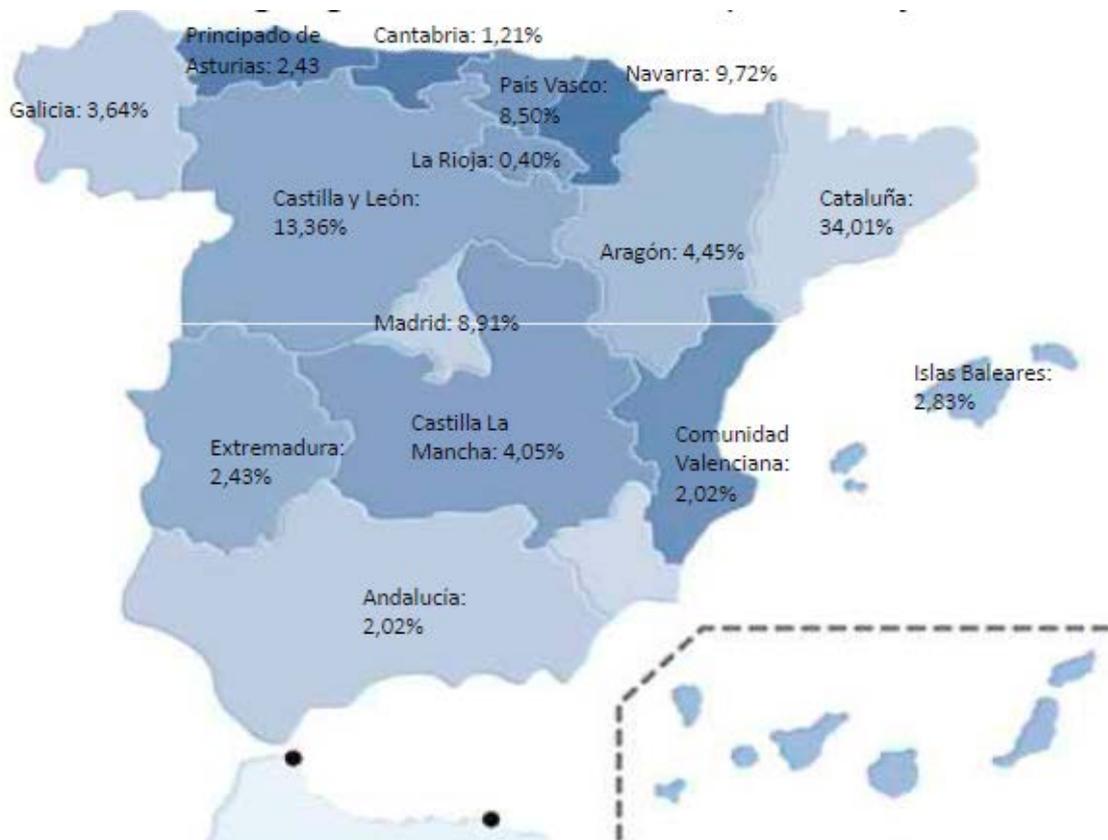
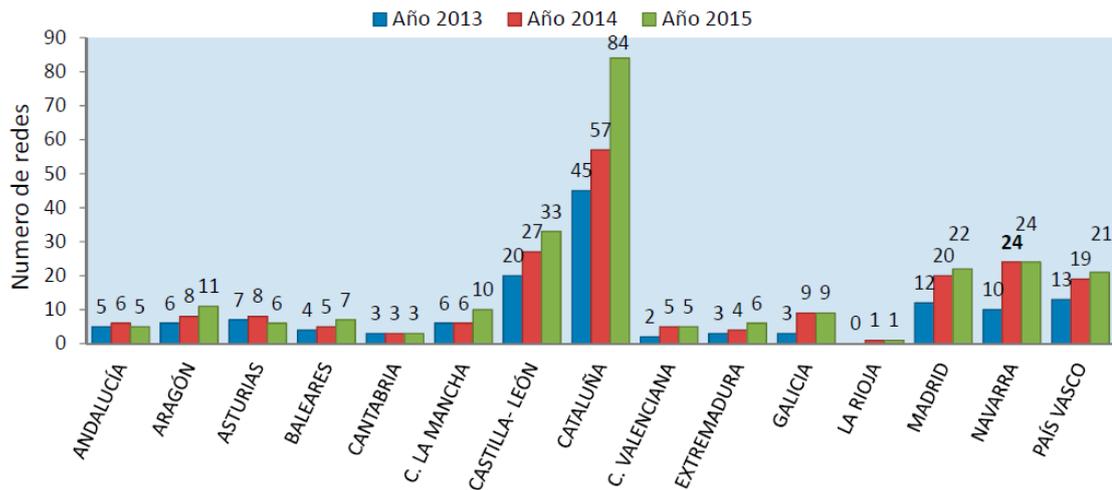


Fig. 1.1 Distribución geográfica de las redes (Absoluta y porcentaje)¹

Es destacable que, como se puede observar en esta figura, la Región de Murcia es la única comunidad autónoma de la península que no dispone de redes de distribución, algo que dentro de España sólo se produce además en las Islas Canarias, cuyo clima especialmente suave justificaría la excepción.

¹ Fuente: <http://www.adhac.es/>

1.1 Motivación y justificación del proyecto.

Las redes de refrigeración y calefacción urbanas son sistemas que permiten ofrecer un servicio de climatización (frío y calor) y agua caliente sanitaria a diversos edificios de una zona.

Estas redes son en esencia un conjunto de conductos que permiten distribuir energía térmica desde una central de generación a múltiples puntos de consumo, garantizado de esta forma una mayor eficiencia energética que la que se puede obtener con instalaciones individuales y reducir así el consumo energético y la emisión de CO₂.

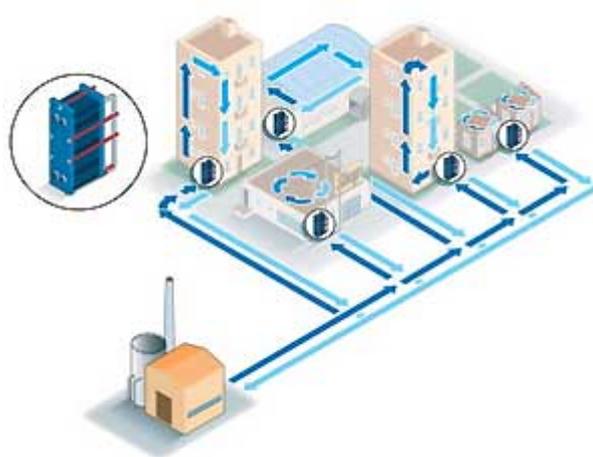


Fig. 1.2 Esquema de red urbana de distribución de calor y frío

La mejora de eficiencia y emisiones de estas redes depende de varios factores, como las fuentes de energía a las que se tiene acceso. En general, se produce una mejora respecto a instalaciones individuales debido al uso de equipos de mayor potencia, los cuales tienen eficiencias muy por encima de los que tienen los equipos individuales. Este hecho se produce especialmente en las redes de refrigeración si se tiene acceso a masas de agua que permitan refrigerar los equipos de producción de frío. Esto, unido a una gestión y mantenimiento profesional de los equipos, permite que la eficiencia de estas instalaciones, a pesar de las pérdidas energéticas en la distribución del calor y frío, sea un sistema globalmente más eficiente.

DESARROLLO DE UN MODELO DE SIMULACIÓN DINÁMICA DE UNA RED DE REFRIGERACIÓN Y CALEFACCIÓN URBANA PARA EL BARRIO DE EMPRENDEDORES DE CARTAGENA.

Además de las ventajas que conlleva un sistema más eficiente, también hay una reducción de los ruidos y vibraciones, así como del impacto visual producido por los equipos presentes en fachadas y cubiertas de edificios.

Estas redes pueden utilizar diversas fuentes de energía para producir calor, desde combustibles fósiles hasta energías renovables o residuales. Dentro de los combustibles convencionales lo más común es usar gas natural debido a su facilidad para ser transportado y las menores emisiones en comparación con el resto de combustibles fósiles. Si en la zona existen industrias que generan calor residual éste puede usarse como fuente de energía ya sea total o parcialmente, al igual que la biomasa, siempre que el suministro esté garantizado. Estas últimas fuentes de energía ayudan a reducir considerablemente las emisiones de CO₂.

En el caso de producción de frío la fuente de energía se reduce a la energía eléctrica, ya que lo más común es emplear refrigeradoras por compresión. También existe la posibilidad de enfriar mediante absorción y adsorción en el caso de existir fuentes de calor residual.

Si además la central de producción se encuentra cerca del mar o de un río, se puede considerar el uso del agua para refrigerar el condensador de la enfriadora, mejorando el rendimiento de estos equipos si la temperatura es suficientemente baja. De igual forma se prescinde de la necesidad de instalar torres de refrigeración, lo que elimina posibles problemas de legionelosis.

Las alternativas que se presentan por el uso de múltiples combustibles, la posibilidad de combinar renovables o residuales con convencionales, o la disponibilidad de masas de agua para refrigerar dan lugar a un amplio abanico de posibilidades de las cuales habrá que ofrezcan una mayor ahorro energético y reducción de CO₂. Combinado con la escasez de proyectos similares, se producen una serie de dificultades que se tendrán de resolver:

- Dependiendo de la potencia de la red se necesitará más o menos espacio para instalar la central de generación, por lo que se tendrá que disponer de una parcela en la que se pueda instalar los equipos y toda la infraestructura

necesaria. Esta además deberá encontrarse cerca de los recursos necesarios para su correcto funcionamiento.

- La instalación de la red conllevará la necesidad de realizar una obra civil de mayor o menor envergadura, por lo que resulta interesante instalarla en el momento de la urbanización de barrios nuevos para reducir los costes.
- Tanto para la obra civil como para la central de generación son necesarias grandes inversiones iniciales de capital, produciendo un retorno a largo plazo.

1.2 Ejemplos existentes.

En España existen actualmente 247 redes instaladas [1], de las cuales 220 son redes de calor, 3 de frío y 24 redes de calor y frío, con una longitud total de más de 310km. Entre todas acumulan una potencia instalada de 1138,94MW, de los cuales las redes de calor y frío son las que mayor potencia tienen instalada, 713,45MW, frente a los 418,59MW de la red de calor y 6,9MW de las redes de frío.

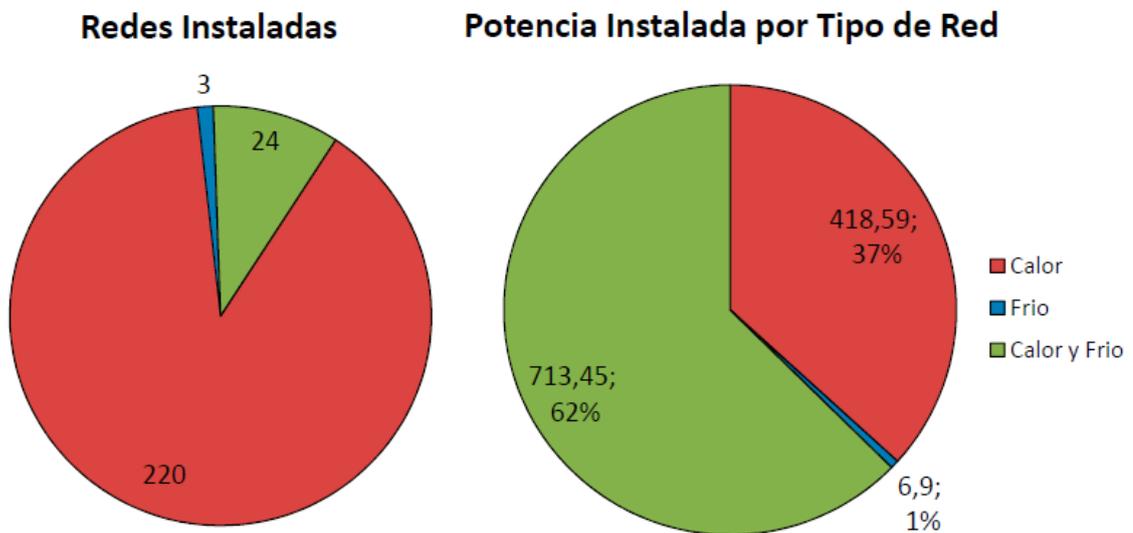


Fig. 1.3 Tipos de redes y potencia instaladas en España.

Entre todas ellas destaca la red de distribución de calor y frío Districlima, ubicada en Barcelona. Esta tiene una longitud de 13,4 km y abastece con climatización y ACS a 68 edificios, tanto a viviendas como edificios del sector terciario (hoteles, centros docentes, oficinas, etc.).

DESARROLLO DE UN MODELO DE SIMULACIÓN DINÁMICA DE UNA RED DE REFRIGERACIÓN Y CALEFACCIÓN URBANA PARA EL BARRIO DE EMPRENEDORES DE CARTAGENA.

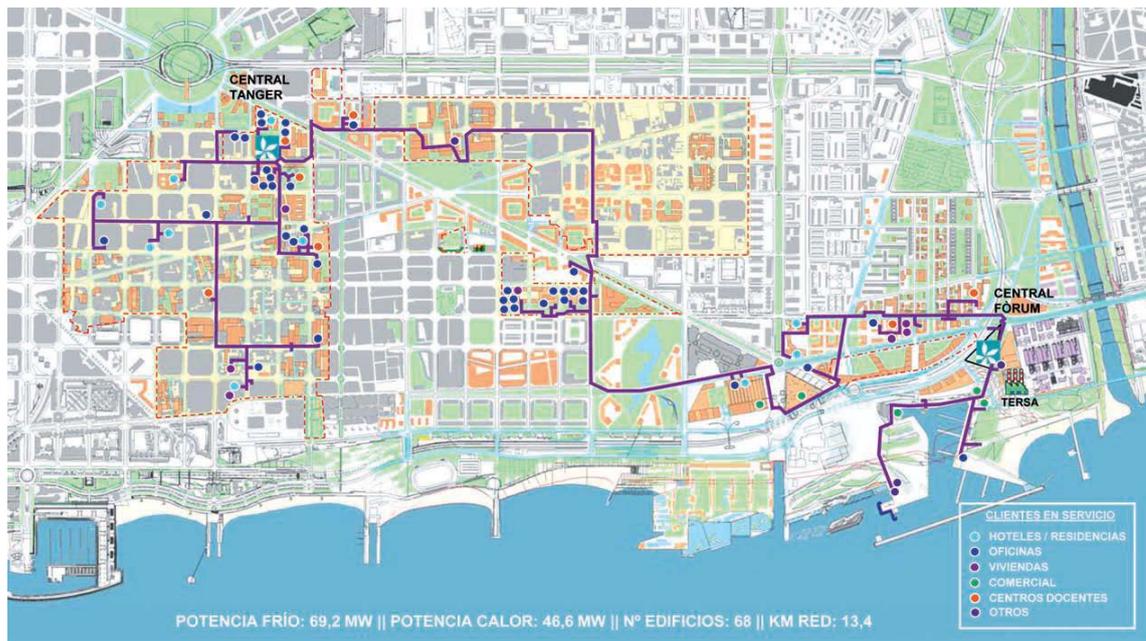


Fig. 1.4 Red Districlima 2012

Esta red de distribución urbana está constituida por dos centrales de generación, Fórum y Tánger, con una potencia instalada total de 69,2 MW de frío y 46,6 MW de calor. Estas centrales de generación incluyen 4 enfriadoras refrigeradas por agua y 2 máquinas de absorción para la producción de frío, y 2 calderas de gas natural para la generación de calor. [2]

En la misma ciudad se está proyectando otra red, la red Ecoenergías, cuyo principal objetivo es proporcionar un servicio preservando el medio ambiente, por lo que su intención es usar biomasa procedente de residuos vegetales de parques y biomasa forestal para la producción de calor, y el frío residual procedente de la regasificadora ubicada en el Puerto, con una capacidad de refrigeración de hasta 30 MW.²

² <http://www.ecoenergias.cat/>

Trazado de la red



Trazado futuro de la red en amarillo. Delimitación de la zona de operación en blanco.
 1: Central de la Zona Franca, 2: Central de la Marina, 3: Central del Puerto

DATOS DE LA RED		Actual
Potencia contratada	Calor	13 MW
	Frío	16 MW
	Frío industrial	1 MW
Metros de red		5.753m

DEMANDA PREVISTA 2014	
Calor	4,4 MWh
Frío	7.000 MWh
Frío industrial	2.000 MWh

Fig. 1.5 Red Ecoenergías Barcelona.

2 Características de las redes de distribución urbanas.

Las redes de distribución urbana están formadas principalmente por cuatro componentes:

- Central de generación.
- Red de tuberías de distribución.
- Grupos de bombeo.
- Subestaciones de conexión con los usuarios finales.

La central de generación es la encargada de abastecer la totalidad de demanda de calefacción y refrigeración. La producción de calor y frío se hace de manera centralizada en un único edificio diseñado para tal fin. En este edificio se incluyen los grupos de bombeo que permiten impulsar el fluido hasta los puntos de consumo. Para generar calor se pueden disponer de varias fuentes, ya sean combustibles fósiles, renovables o residuales. El uso de un combustible u otro dependerá de la disponibilidad en las cercanías de la central. En el caso de la generación de frío, se usa principalmente enfriadoras eléctricas cuya ventaja radica en ser más eficientes que las de menor tamaño, o máquinas de absorción total o parcialmente en caso de disponer de una fuente de calor residual. Las centrales de generación suelen estar formadas por las máquinas de generación (enfriadoras y calderas) y las estaciones de bombeo concentradas en un único edificio.

La red de tuberías consiste en un entramado de conductos aislados térmicamente que permiten distribuir el calor o frío desde la central de generación hasta los puntos de consumo. La red de tuberías se puede dividir en tres grupos: la red troncal, que distribuye el calor o frío desde las centrales de generación hasta los ramales; los ramales, que lo distribuyen desde la red troncal hasta las tuberías de servicio habitualmente siguiendo la dirección de las calles; y las acometidas, que conectan la red de distribución con las subestaciones o edificios. La viabilidad de una red de distribución depende principalmente del trazado de esta red, ya que es la instalación y distribución de tuberías el principal factor que afecta al coste de creación de la red. En caso de zonas urbanizadas es necesario realizar obra civil para instalar las tuberías, mientras que en el caso

DESARROLLO DE UN MODELO DE SIMULACIÓN DINÁMICA DE UNA RED DE REFRIGERACIÓN Y CALEFACCIÓN URBANA PARA EL BARRIO DE EMPRENEDORES DE CARTAGENA.

de urbanizaciones o barrios nuevos incluir esta red durante su construcción permite reducir los costes de instalación en comparación con un barrio construido.

Las subestaciones son los elementos de la red de distribución que permiten unir la propia red con los consumidores. Estas subestaciones permiten adecuar las presiones y temperaturas del circuito primario a las condiciones necesarias del consumidor. Existen dos tipos de subestaciones: de conexión directa e indirecta. La conexión directa permite emplear el agua del circuito primario en el circuito de climatización del edificio lo que implica equipos simples y económicos, no obstante al producirse cambios de presión y temperatura en el primario también los sufrirá el secundario al no existir separación entre estos. La conexión indirecta se realiza mediante un intercambiador de calor que separa ambos circuitos y aunque es más costoso económicamente, el sistema secundario es más estable y su funcionamiento no está condicionado al sistema primario.

2.1 Clasificación de las redes de distribución.

Las redes de distribución se pueden clasificar según distintos puntos de vista:

2.1.1 Según el tipo de trazado.

Las redes de distribución de calor pueden clasificarse según el tipo de trazado que tengan:

- Trazado ramificado: Son redes en las que cada subestación se conecta de manera independiente mediante una ramificación procedente de un ramal de la red. Este trazado es simple y económico, pero presenta dificultades a la hora de realizar ampliaciones y baja capacidad de respuesta en caso de que se produzca una avería.

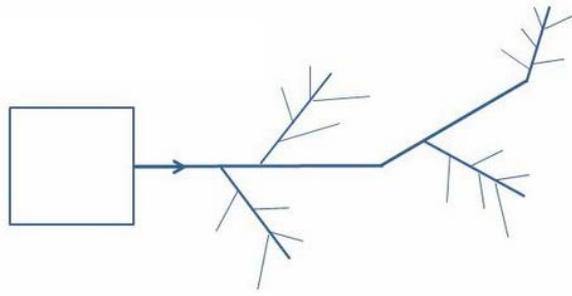


Fig. 2.1 Ejemplo de red ramificada.

- Trazado en malla: En este tipo de red, los puntos de consumo están conectados a la central de generación mediante varias vías alternativas, lo que garantiza el suministro en caso de avería en un tramo y facilita su ampliación en caso de ser necesario. Sin embargo el trazado de este tipo de red es más complejo y costoso, por lo que su uso sólo se justifica en caso de que se indispensable garantizar el suministro.

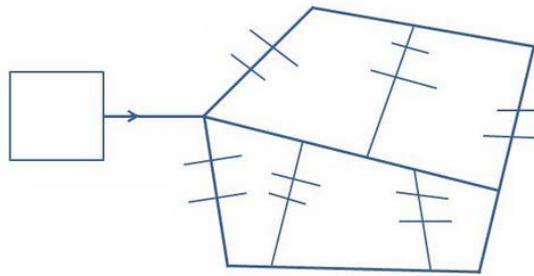


Fig. 2.2 Ejemplo de red mallada.

- Trazado mixto: Es una combinación de las dos anteriores, compuesta por una red mallada principal de la que se derivan ramificaciones que van a parar a distintos puntos de consumo.

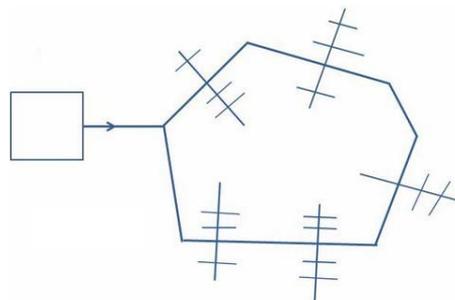


Fig. 2.3 Ejemplo de red mixta.

2.1.2 Según los circuitos.

- **Sistemas de dos tubos:** Estos sistemas consisten en una tubería de impulsión hacia los puntos de consumo y otra de retorno a la central de generación. Sólo permiten el suministro de calor o frío individualmente por lo que se usan en redes pequeñas o en las que no hay que suministrar ambos simultáneamente.
- **Sistemas de tres tubos:** Consisten en un conducto para suministrar calor al cliente, otro para el abastecimiento de frío y un retorno común. Son sistemas poco usados por la reducción de eficiencia que produce la mezcla de fluido en el retorno.
- **Sistemas de cuatro tubos:** Permiten el suministro simultáneo de calor y frío en los que cada servicio utiliza dos conductos, uno para la impulsión y otro para el retorno. Este sistema es el que tiene un coste más elevado y su empleo se justifica en caso de que sea necesario suministrar calor y frío a la vez.

2.1.3 Según los sectores abastecidos.

- **Residencial:** Se caracteriza por tener gran cantidad de puntos de consumo de poca demanda.
- **Terciario:** El suministro se realiza a oficinas y comercios. Normalmente las redes de distrito suministran tanto a viviendas como a locales terciarios ya que las curvas de consumo de cada uno son complementarias, lo que da lugar a una curva de demanda diaria más estable.
- **Industrial:** Este tipo de redes se encuentran en polígonos industriales. Habitualmente, además de calefacción y refrigeración se suelen utilizar para el suministro de calor o frío a procesos industriales por lo que pueden tener características distintas a las redes urbanas en cuanto a temperatura y presión de suministro.

2.1.4 Según la demanda cubierta.

- Demanda abierta: La demanda de energía es variable. Se produce en zonas urbanas donde los consumidores no tienen la obligación de estar conectados a la red.
- Demanda cerrada: Se conoce a priori el número de edificios a los que va a suministrar la red. En este caso es necesario conocer la demanda de cada uno.

2.2 Modos de operación.

Las redes de distribución se dimensionan para suministrar la máxima demanda de calor o frío que pueda producirse en un instante determinado, pero también debe satisfacer una demanda variable, por lo que siempre debe de poder suministrar la energía demandada. Para regular la energía que se aporta a la red existen dos métodos de regulación:

- Variación de la temperatura de impulsión y caudal constante.
- Variación del caudal y temperatura de impulsión constante.

Aunque es posible una variación de ambas simultáneamente, esta resulta compleja de llevar a la práctica debido a las dificultades de regulación.

3 Alcance y objetivos del proyecto.

La red de distribución urbana de frío y calor va a incluir los centros pertenecientes a la Universidad Politécnica de Cartagena además de los edificios del Barrio de Emprendedores de Cartagena.

Este barrio va a edificarse en el monte Sacro, con un total de 315 residencias conectadas a esta red, así como un colegio y un centro cultural. Aunque aún no se disponen de modelos definitivos de los edificios, se va a tomar como referencia la demanda del modelo de uno de estos edificios de 21 viviendas, a partir de su geometría y orientación. Se considerará que el resto de residencias formarán parte de edificios similares, por lo que se extenderá la demanda del modelo disponible a las demás en el modelo de TRNSYS.

Los edificios pertenecientes a la Universidad Politécnica de Cartagena que van a ser incluidos en la red de distribución urbana de calor y frío son los siguientes:

- Escuela Técnica Superior de Ingeniería Agronómica (Campus Alfonso XIII).
- Escuela Técnica Superior de Ingeniería Industrial (Campus Muralla del Mar).
- Escuela Técnica Superior de Ingeniería Naval y Oceánica (Campus Alfonso XIII).
- Escuela Técnica Superior de Ingeniería de Telecomunicación (Campus Muralla del Mar).
- Facultad de Ciencias de la Empresa.
- Escuela Técnica Superior de Ingeniería de Caminos, Canales y Puertos y de Ingeniería de Minas (Campus Alfonso XIII).
- Escuela Técnica Superior de Arquitectura y Edificación (Campus Alfonso XIII).
- Edificio I+D+I (Campus Muralla del Mar).
- Casa del estudiante (Campus Muralla del Mar).
- Edificio de Investigación ELDI (Campus Muralla del Mar).
- Residencia Alberto Colao.
- Residencia Caballero.
- Rectorado.

4 Metodología.

4.1 Uso de TRNSYS.

TRNSYS es un software que permite realizar simulaciones de transitorios durante periodos de tiempo determinado. Su funcionamiento se basa en tipos, que son modelos matemáticos de elementos como bombas, conductos, colectores solares... etc, que permiten interconectarse entre sí para formar el conjunto objeto de estudio.

Este software permite la simulación dinámica de la red de distrito, cuyo cálculo se llevará a cabo en intervalos de una hora durante el período de un año.

4.2 Uso de Calener GT.

Calener GT es un software de calificación de eficiencia energética de edificios del sector terciario. Este software permite obtener la demanda de un edificio a partir de su geometría, cerramientos, orientación, ocupación y demás parámetros incluidos en el modelo de un edificio, al mismo tiempo que permite obtener su consumo energético a partir de sus equipos de climatización, lo que permite obtener la calificación de eficiencia energética de este.

Calener GT se ha usado para obtener la demanda energética de los modelos disponibles de los edificios que van a formar la red, enumerados en la sección 3 Alcance y objetivos del proyecto. Esta demanda se ha conseguido a partir de una modificación en el archivo del modelo que permite obtener la demanda hora a hora del modelo y se ha introducido en un archivo de texto para ser utilizada en la simulación dinámica de TRNSYS.

4.3 Hipótesis consideradas.

Para el desarrollo de este modelo, se van a considerar las siguientes hipótesis:

- La red será de tipo ramificada.

DESARROLLO DE UN MODELO DE SIMULACIÓN DINÁMICA DE UNA RED DE REFRIGERACIÓN Y CALEFACCIÓN URBANA PARA EL BARRIO DE EMPRENDEDORES DE CARTAGENA.

- La red será de 4 tubos, por lo que el caudal de frío y calor circularán por circuitos independientes.
- La red de calor funcionará los meses de octubre a mayo.
- La red de frío funcionará los meses de abril a septiembre.
- La temperatura de impulsión en la red de frío será variable.
- La temperatura de impulsión en la red de calor será constante.
- El caudal de la red se mantendrá constante, tanto en la red de frío como en la de calor.
- La caída de presión de diseño en los intercambiadores de placas del primario será de 25 kPa.

5 Datos de partida.

En esta sección se van a enumerar y definir los datos de partida utilizados para modelizar la red de distribución de calor, explicando los procedimientos utilizados para determinarlos en caso de ser necesario.

5.1 Demanda de los edificios implicados.

La demanda de los edificios implicados en la red de distribución de calor se ha obtenido mediante la simulación dinámica de modelos existentes para Calener GT. Este software permite obtener un listado horario de las cargas térmicas de un modelo a lo largo de un periodo de un año. El cálculo se realiza a teniendo en cuenta varios factores como el aislamiento, orientación, ocupación, horarios, etc. Aunque en principio no se muestra la demanda horaria, se puede modificar el archivo del modelo añadiendo un pequeño código que permite obtener este listado horario de demanda. Estos cálculos se hacen para una temperatura de climatización determinada, por lo que es necesario realizar la simulación de este modelo dos veces: una para obtener la carga de refrigeración, que en este caso se realiza a 25 °C, y otra para obtener la carga de calefacción, a 21 °C.

Estas cargas se han guardado en un archivo de texto con dos columnas, la primera para calefacción y la segunda para refrigeración.

5.2 Parámetros de la red.

Los parámetros de funcionamiento de la red se han establecido a partir de las recomendaciones de la Guía Integral de Desarrollo de Redes de Distrito de Calor y Frío [3], resumidas en la siguiente tabla:

Tabla 5.1 Parámetros recomendados de funcionamiento de red de distrito

Parámetros técnicos	DH	DC
Temperatura de impulsión	80 °C	5 °C
Salto térmico	35 K	8 K
Temperatura ambiente	5 °C	33 °C
Presión de control	75 kPa	75 kPa
Presión de retorno	150 kPa	150 kPa
Criterio de dimensionado	100 Pa/m	100 Pa/m
Criterio dimensionado subestaciones	250 Pa/m	250 Pa/m

5.2.1 Temperaturas de la red.

La actuación más común es mantener la temperatura de impulsión constante y variar el caudal para adaptarse a la demanda energética. No obstante, se va a analizar la posibilidad de realizar una regulación de esta temperatura, manteniendo el caudal impulsado constante. Esto permitirá aumentar la eficiencia de los equipos de generación de frío o calor, especialmente en el caso de los primeros ya que, al aumentar la temperatura de impulsión, se produce una mejora en el rendimiento de las enfriadoras que dará lugar a un menor consumo eléctrico.

5.2.1.1 Temperaturas de refrigeración.

La temperatura a la que se impulse el fluido dependerá de la carga parcial a la que se encuentre sometida la red de distribución. Estas temperaturas de impulsión deben ser suficientes para compensar la carga térmica en los terminales de cada edificio.

En el caso de refrigeración, se va a mantener una temperatura de impulsión que va a oscilar entre 5 y 12 °C dependiendo de la demanda energética. El salto térmico será de 8 K cuando la demanda sea máxima, de manera que, a demandas inferiores, al reducirse el salto térmico, se pueda impulsar a una temperatura superior y que de este modo la temperatura de retorno no sea excesivamente baja.

En condiciones de carga máxima la temperatura de impulsión será de 5 °C, que es la correspondiente a la salida del evaporador, mientras que la

temperatura de retorno teórica será de 13°C. En el *fancoil* la temperatura de entrada del aire será de 25 °C y la de salida de 14 °C. En estas condiciones, la diferencia de temperatura logarítmica media (en adelante DTLM) en la enfriadora es de 10,43 °C, obtenida con la siguiente ecuación:

$$\begin{aligned} DTLM &= \frac{\Delta T_A - \Delta T_B}{\ln \frac{\Delta T_A}{\Delta T_B}} = \\ &= \frac{(T_{aire_e} - T_{ag_s}) - (T_{aire_s} - T_{ag_e})}{\ln \frac{T_{aire_e} - T_{ag_s}}{T_{aire_s} - T_{ag_e}}} \end{aligned} \quad (5.1)$$

Donde A y B son los dos puntos de entrada y salida de fluido en el *fancoil*, a contracorriente. Los subíndices e y s indican entrada y salida. El salto térmico es:

$$\Delta T_{agua} = T_{agua_s} - T_{agua_e} \quad (5.2)$$

$$\Delta T_{aire} = T_{aire_s} - T_{aire_e} \quad (5.3)$$

Introduciendo las ecuaciones (5.2) y (5.3) en la ecuación (5.1), esta queda de la siguiente manera:

$$\begin{aligned} DTLM &= \frac{(T_{aire_e} - (T_{ag_e} + \Delta T_{ag})) - ((T_{aire_e} - \Delta T_{air}) - T_{ag_e})}{\ln \frac{T_{aire_e} - T_{ag_s}}{T_{aire_s} - T_{ag_e}}} \\ \ln \frac{T_{aire_e} - T_{ag_s}}{T_{aire_s} - T_{ag_e}} &= \frac{\Delta T_{air} - \Delta T_{ag}}{DTML} \end{aligned} \quad (5.4)$$

Ahora bien, considerando que el *fancoil* actúa como un intercambiador de calor, la potencia de éste es:

$$Q = U \cdot A \cdot DTLM \quad (5.5)$$

Por lo tanto, una disminución de la potencia implica una disminución proporcional de la DTLM en el intercambiador ya que UA se mantiene constante. En el caso del agua, en la hipótesis de que los caudales son constantes, tanto el salto térmico del agua como del aire también disminuye de manera proporcional a esta potencia:

$$Q = \dot{m} \cdot Cp \cdot \Delta T \quad (5.6)$$

Esto implica que para distintos grados de carga parcial, el logaritmo de la ecuación (5.1) se mantiene constante, ya que tanto la DTLM como los saltos de temperatura en el agua y aire son proporcionales a la carga parcial. Este toma el valor de 0,2876:

$$\ln \frac{T_{aire_e} - T_{ag_s}}{T_{aire_s} - T_{ag_e}} = \frac{\Delta T_{air} + \Delta T_{ag}}{DTLM} = cte = 0,2876 \quad (5.7)$$

Despejando la temperatura de salida del evaporador de la ecuación anterior:

$$T_{agua_e} = \frac{T_{aire_e} - \Delta T_{ag} - e^{0,2876}(T_{aire_e} - \Delta T_{aire})}{1 - e^{0,2876}} \quad (5.8)$$

Aplicando este procedimiento se puede observar que con una temperatura de 12 °C se puede compensar hasta un 65 % de la carga del *fancoil*. Esta temperatura será la máxima a la que se impulse en condiciones de baja carga en la enfriadora de modo que un edificio, o parte de este, que esté trabajando por encima de la media sea capaz de suministrar la carga que se le demanda.

Tabla 5.2 Temperatura máxima de agua entrante a *fancoil* en carga parcial (C.P.)

C.P.	ΔT_{in}	ΔT_{aire}	ΔT_{agua}	Temperatura entrada de agua
100%	10,43	11,00	8,00	5,00
90%	9,39	9,90	7,20	7,00
80%	8,34	8,80	6,40	9,00
70%	7,30	7,70	5,60	11,00
65%	6,78	7,15	5,20	12,00
60%	6,26	6,60	4,80	13,00
50%	5,21	5,50	4,00	15,00
40%	4,17	4,40	3,20	17,00
30%	3,13	3,30	2,40	19,00
20%	2,09	2,20	1,60	21,00
10%	1,04	1,10	0,80	23,00

Inicialmente se ha planteado crear un horario tipo diario que vaya variando la temperatura de impulsión de manera que en las horas pico la temperatura sea la mínima y en las horas de menor demanda sea la máxima del rango establecido anteriormente. Para ello se van a analizar las alternativas comparando las cargas

parciales de cada edificio, obtenidas a partir de la demanda mediante Calener GT, con la carga parcial que es capaz de satisfacer con las distintas temperaturas de impulsión. El principal motivo de establecer este criterio se debe a que los principales edificios que forman parte de la red de distribución se comportan según un horario similar y por lo tanto la evolución diaria de la demanda es parecida, lo que permite establecer la temperatura de impulsión mediante esta evolución.

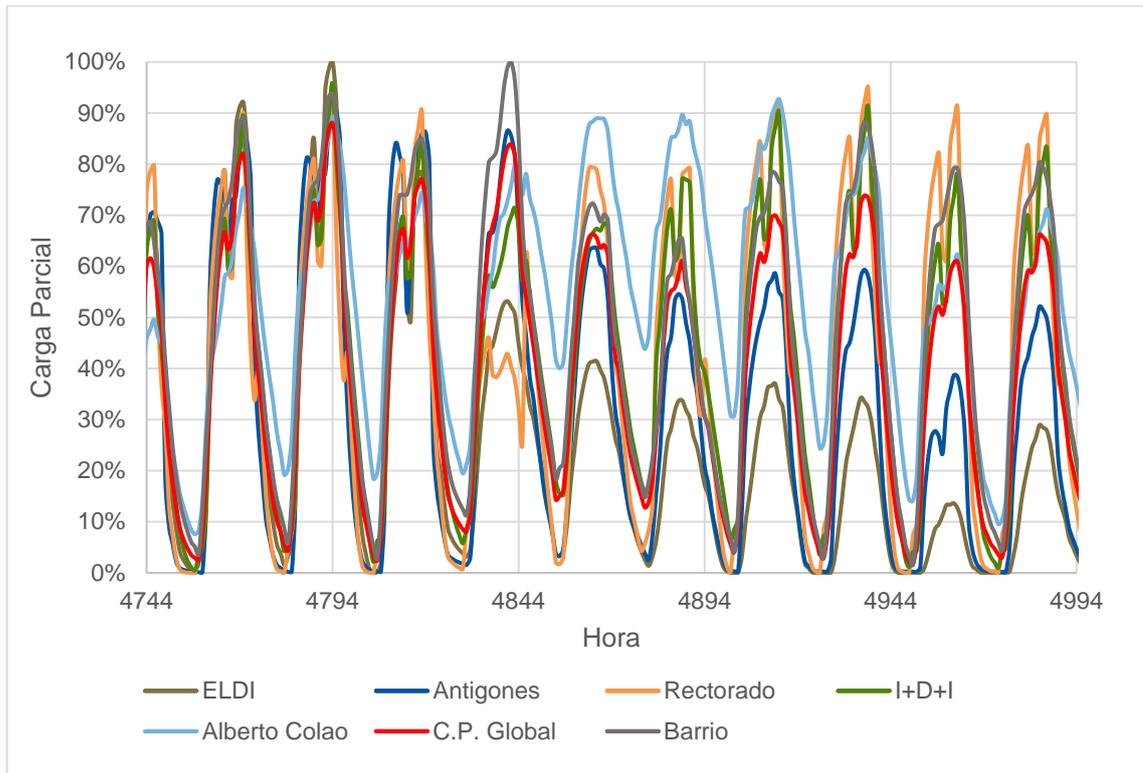


Fig. 5.1 Evolución diaria de la demanda.

En la figura anterior sólo se han incluido los edificios más representativos de su categoría (docencia, investigación, residencia, etc.) con el fin de no saturar la gráfica, ya que el resto de edificios de su categoría se comportan de una manera similar. El horario diario tipo adoptado es el siguiente:

DESARROLLO DE UN MODELO DE SIMULACIÓN DINÁMICA DE UNA RED DE REFRIGERACIÓN Y CALEFACCIÓN URBANA PARA EL BARRIO DE EMPRENDEDORES DE CARTAGENA.

Tabla 5.3 Horario diario de temperatura de impulsión.

Hora	Tª Impulsión	Hora	Tª Impulsión
00-08h	12 °C	15-16h	7 °C
08-09h	11 °C	16-18h	5 °C
09-10h	10 °C	18-19h	6 °C
10-11h	9 °C	19-20h	7 °C
11-12h	8 °C	20-21h	8 °C
12-13h	7 °C	21-22h	9 °C
13-14h	6 °C	22-23h	10 °C
14-15h	5 °C	23-24h	11 °C

Con este horario tipo la capacidad de suministrar frío siempre está por encima de la demanda:

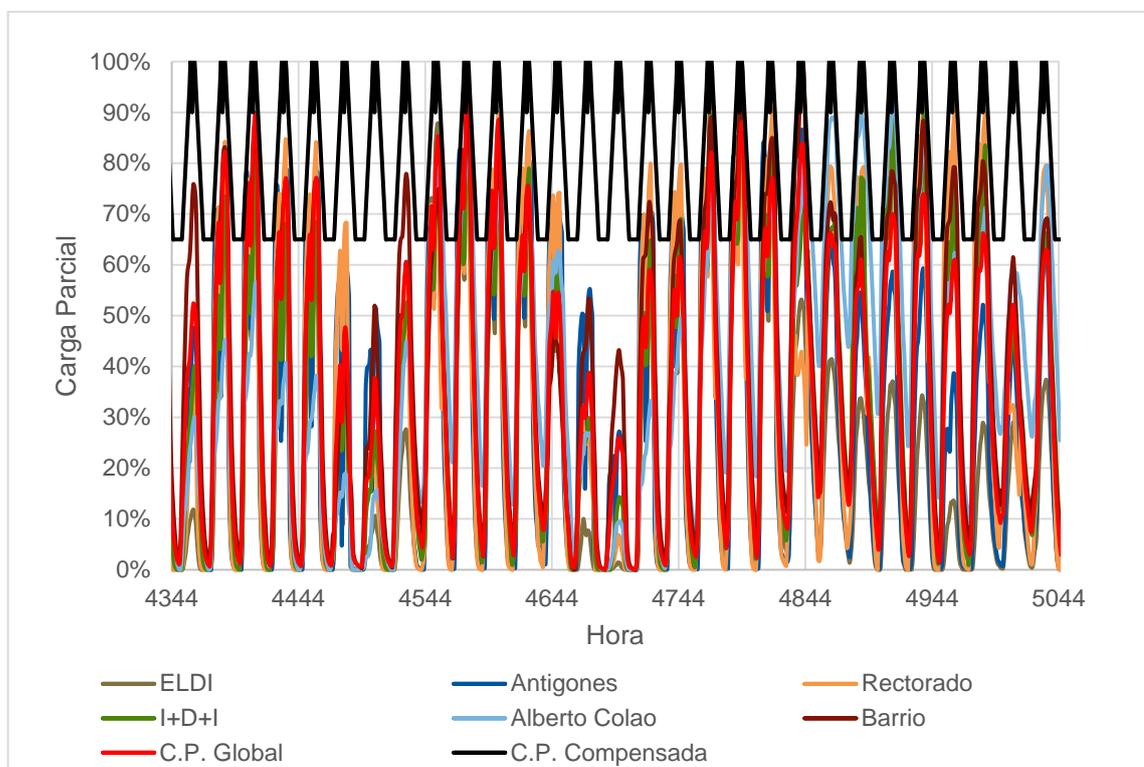


Fig. 5.2 Evolución carga parcial compensada con horario tipo.

Sin embargo, no todos los días se alcanza una carga parcial elevada en los edificios de la red, de modo que existen periodos en los que se podría impulsar a una temperatura superior que permitiese mejorar el rendimiento de las enfriadoras. Como mejora a la propuesta anterior se ha planteado crear un sistema que varíe la temperatura de impulsión de las enfriadoras en función de la carga parcial. Dado que las enfriadoras suministran a varios edificios, se ha

tomado la carga parcial del conjunto de estos como referencia para establecer la temperatura a la que se impulsará el agua. Este método tiene el inconveniente de que, si un edificio tiene una demanda muy superior a esta media, su capacidad de suministrar la carga necesaria puede quedar comprometida, por lo que se ha establecido el siguiente criterio:

Tabla 5.4 Temperatura de impulsión variable en función de la carga parcial.

C.P. Global	Temperatura de impulsión	C.P. Compensada por edificio individual
C.P.>75%	5 °C	100%
65%<C.P.<75%	6 °C	95%
55%<C.P.<65%	7 °C	90%
45%<C.P.<55%	8 °C	85%
35%<C.P.<45%	9 °C	80%
25%<C.P.<35%	10 °C	75%
15%<C.P.<25%	11 °C	70%
C.P.<15%	12 °C	65%

De esta manera a cargas globales muy bajas, un edificio individual puede suministrar hasta un 65 % de su carga total, y al aumentar la carga media también aumenta la carga que es capaz de compensar un edificio ya que disminuye la temperatura de impulsión.

Aunque a priori parece extraño que con una carga global baja un edificio pueda estar demandando casi su capacidad total, la realidad es que en ciertos periodos ocurre esto, especialmente en los periodos vacacionales en los que la mayoría de edificios permanecen cerrados. En estos casos, la demanda de los que permanecen abiertos supera muy por encima la media.

DESARROLLO DE UN MODELO DE SIMULACIÓN DINÁMICA DE UNA RED DE REFRIGERACIÓN Y CALEFACCIÓN URBANA PARA EL BARRIO DE EMPRENEDORES DE CARTAGENA.

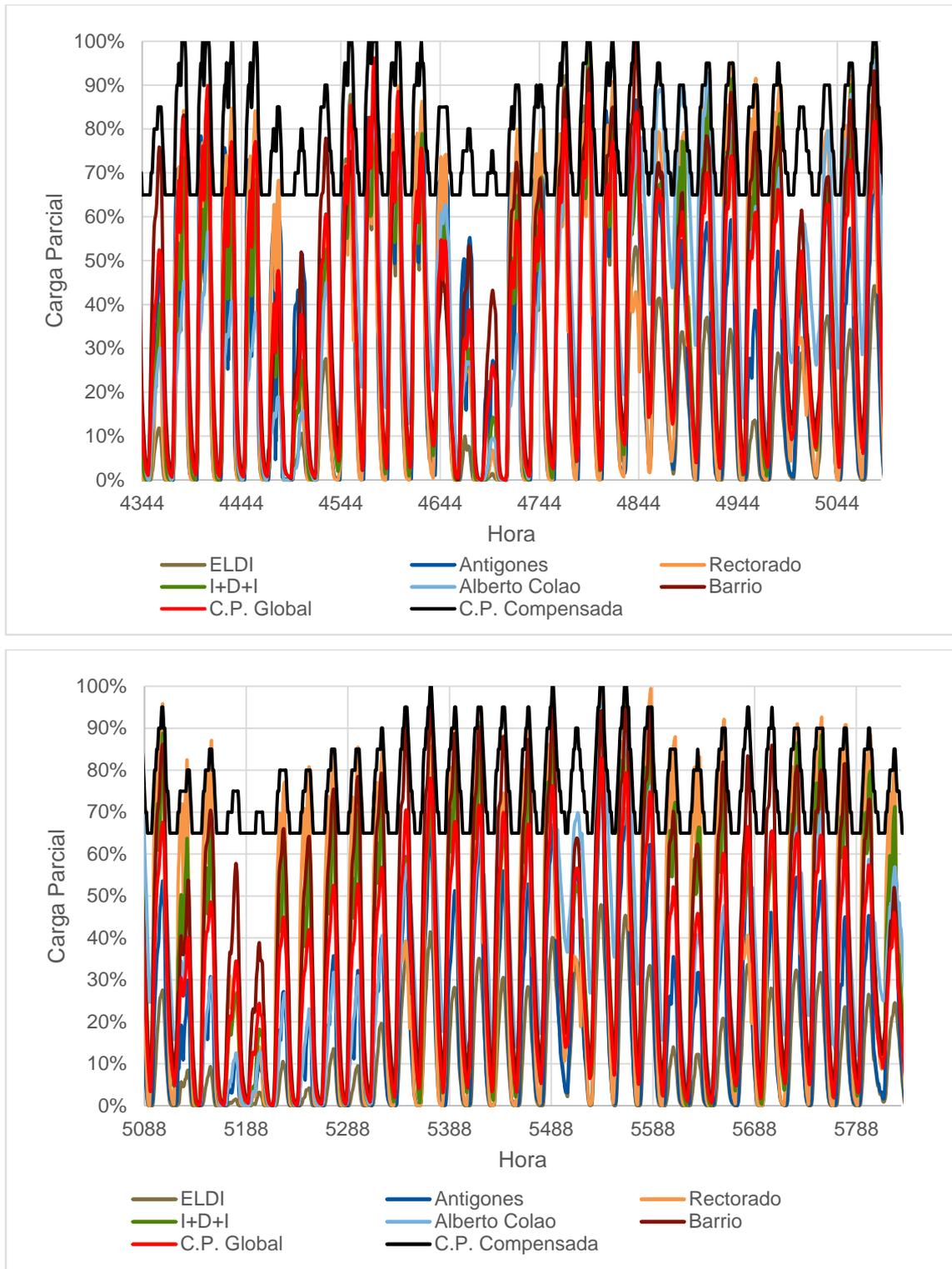


Fig. 5.3 Evolución de la demanda durante el mes de Julio y Agosto.

Como se puede observar esta regla es válida para edificios que en su conjunto sigan un comportamiento similar, ya que si existe un punto de consumo (o varios) que demandan muy por encima de la media, la capacidad de suministro podría quedar comprometida. Este hecho se produce especialmente

en el caso del rectorado, en el que los picos de demanda durante el mes de agosto superan la carga parcial capaz de ser compensada en instantes puntuales.

Este planteamiento podría optimizarse, adaptando las temperaturas a la demanda para que sean inferiores durante este mes y así poder satisfacer la demanda de estos edificios.

Comparando ambos métodos, el segundo ofrece un mejor comportamiento, ya que adaptar la temperatura de impulsión a la carga permite que se impulse a mayor temperatura durante mayor tiempo en comparación con el horario tipo, lo que implica mejor rendimiento de la enfriadora y un EER mayor, disminuyendo consumo eléctrico.

5.2.1.2 Temperaturas para calefacción.

La temperatura en la red de calor se va a mantener constante, con una temperatura de impulsión de 80 °C y un salto térmico de 20 K. A pesar de las recomendaciones de la *Tabla 5.1 Parámetros recomendados de funcionamiento de red de distrito*, la caldera utilizada en la sección 6.4 tiene una temperatura de retorno limitada a 55 °C, por lo que no se pueden cumplir la recomendación de un salto térmico de 35 K, como indica esta tabla.

5.2.1.3 Temperatura del agua marina.

El agua del mar se va a usar como medio para intercambiar calor del condensador de la enfriadora agua-agua. La temperatura de entrada al condensador afecta al rendimiento y potencia de la enfriadora, y por lo tanto es necesario conocer la temperatura aproximada a la que el agua del mar puede estar.

Como no existen datos relativos a la temperatura del agua en el puerto de Cartagena, se van a tomar valores de Cabo de Palos procedentes de datos históricos de la página web puertos.es. Dado que no están disponibles los datos horarios de dichas temperaturas, se van a tomar las temperaturas medias

DESARROLLO DE UN MODELO DE SIMULACIÓN DINÁMICA DE UNA RED DE REFRIGERACIÓN Y CALEFACCIÓN URBANA PARA EL BARRIO DE EMPRENDEDORES DE CARTAGENA.

mensuales de los tres años anteriores, 2013,2014 y 2015, y obtener una media mensual con la que simular en TRNSYS.

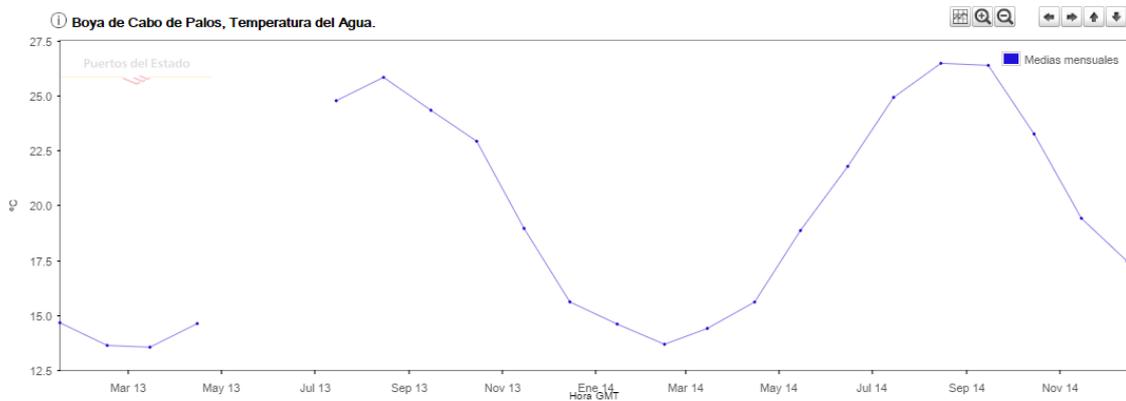


Fig. 5.4 Medias mensuales de la temperatura del agua del mar 2013-2014

Estas medias mensuales difieren muy poco en estos tres años, por lo que se va a tomar la media de estas, guardándolas como un archivo de texto en las que a cada 30 días le corresponderá un valor anteriormente calculado, y TRNSYS interpolará estos valores para días y horas intermedios. Estas medias quedan resumidas en la siguiente tabla:

Tabla 5.5 Medias mensuales de la temperatura del agua del mar 2013-2015.

	Temperatura Agua del Mar (°C)			
	2015	2014	2013	Media
Enero	-	14,61	14,67	14,64
Febrero	-	13,69	13,64	13,67
Marzo	14,07	14,41	13,56	14,01
Abril	16,00	15,62	14,63	15,42
Mayo	19,65	18,87	-	19,26
Junio	22,73	21,79	-	22,26
Julio	26,62	24,93	24,77	25,44
Agosto	27,63	26,48	25,84	26,65
Septiembre	24,83	26,38	24,34	25,18
Octubre	22,53	23,26	22,93	22,91
Noviembre	19,96	19,42	18,96	19,45
Diciembre	17,72	17,47	15,62	16,94

5.2.2 Caudales de la red.

5.2.2.1 Caudal en la red de frío.

El caudal que circula por la red se va a considerar constante. Este se va a estimar inicialmente como la suma de los caudales necesarios en cada enfriadora de manera que sea capaz de suministrar la potencia nominal para un salto de temperatura de 8 K. Este caudal se va a obtener a partir de la siguiente fórmula:

$$Q_{nom} = \dot{m}_{enf} \cdot C_{p_{agua}} \cdot \Delta T \quad (5.9)$$

Para la enfriadora definida en la sección 6.3 *Modelizado del sistema de generación de frío.*, de 1741 kW de potencia nominal y para un salto térmico de 8 K, se necesitan 52 kg/s por enfriadora. Dado que la demanda máxima de frío que se alcanza en la simulación es de 21680 kW, se necesitarán un total de 13 enfriadoras, por lo que el caudal total de la red asciende a 676 kg/s. Este caudal se tomará como parámetro inicial en el modelo. Sin embargo, este caudal podría variar debido a que el punto de funcionamiento de la bomba podría no coincidir con este valor.

En cuanto al caudal que circulará por el condensador también será constante, de manera que, en los casos de demanda máxima, el agua del mar retorne como mucho a 5 °C por encima de su temperatura de entrada.

El calor cedido por el condensador en condiciones nominales es:

$$Q_c = W_b + Q_e \quad (5.10)$$

Donde W_b es el trabajo de compresión realizado por la enfriadora, y Q_c y Q_e el calor intercambiado en el condensador y evaporador respectivamente. Aplicando la definición del EER, el calor cedido por el condensador es:

$$Q_c = \frac{Q_e}{EER} + Q_e \quad (5.11)$$

$$Q_c = \dot{m}_c \cdot C_p \cdot \Delta T \quad (5.12)$$

Combinando las ecuaciones (5.10), (5.11) y (5.12), se llega a la siguiente ecuación:

$$\dot{m}_c = \left(\frac{1}{EER} + 1 \right) \cdot \frac{\Delta T_{ev}}{\Delta T_c} \cdot \dot{m}_{ev} \quad (5.13)$$

Esta relación, para un EER nominal y un salto térmico en el evaporador de 8 K y en el condensador de 5 K. Esta relación se utilizará para modificar el caudal del condensador en caso de que sea necesario variar el caudal que circula por el evaporador.

5.2.2.2 Caudal en la red de calor.

En el caso de la red de calor, el caudal que circula viene determinado por la siguiente expresión:

$$Q_{nom} = \dot{m}_{cal} \cdot C_p \cdot \Delta T \quad (5.14)$$

En este caso la demanda pico es de 16300 kW, con un salto nominal de 20 K. Aplicando la ecuación anterior, el caudal que ha de circular por esta red es de 194,5 kg/s.

6 Modelizado de la red de distribución.

6.1 Modelizado de los sistemas secundarios.

6.1.1 Objetivos.

El motivo de modelizar los sistemas secundarios es obtener la temperatura de retorno a la red de distribución, así como determinar el caudal necesario en cada circuito para satisfacer la carga térmica.

6.1.2 Esquema del subsistema.

El esquema adoptado para el modelado del subsistema se basa en el siguiente esquema [3]:

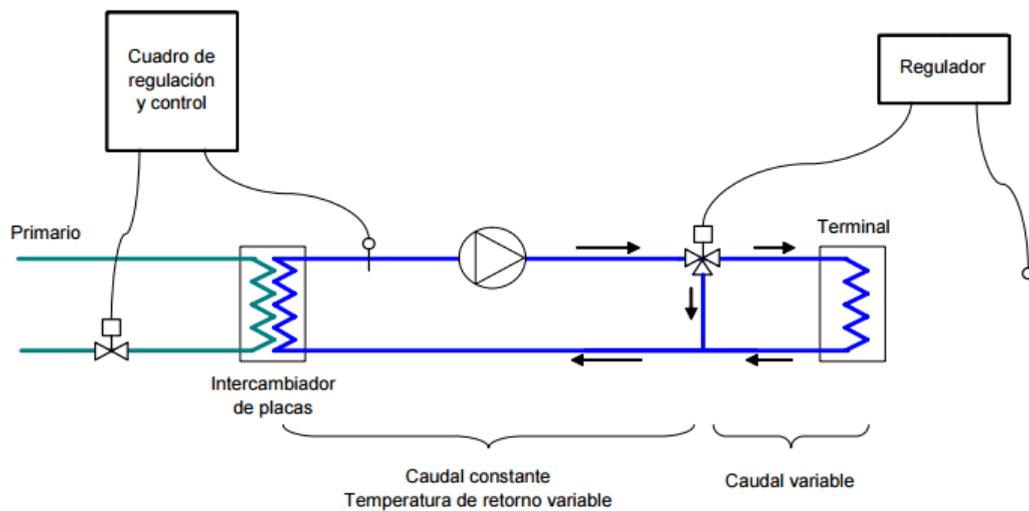


Fig. 6.1 Regulación de instalaciones interiores con válvulas de 3 vías.

El modelo de sistema secundario adoptado es el siguiente:

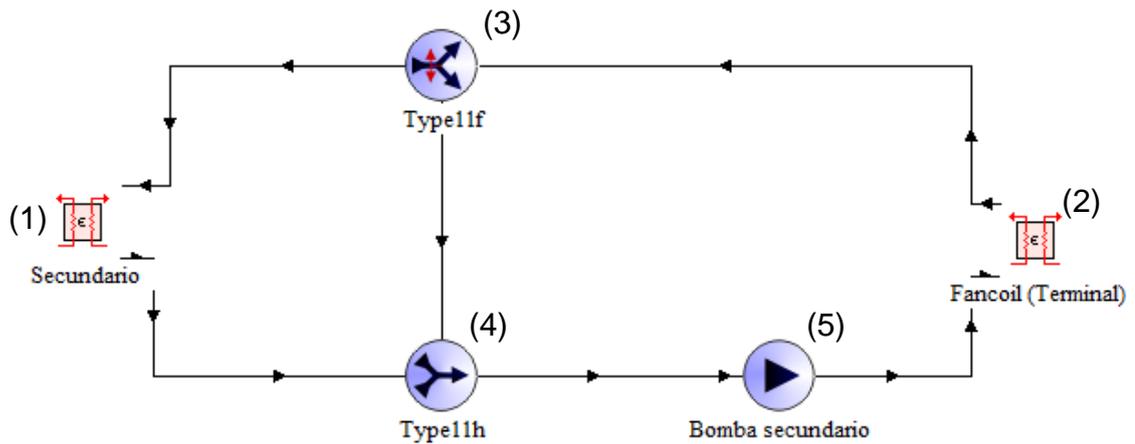


Fig. 6.2 Modelo básico del subsistema.

Este modelo se ha planteado en instalaciones basadas en *fancoils*. Se trata de un modelo en el que el caudal permanece constante y la regulación se consigue mediante recirculación del fluido de manera que a se pueda variar la temperatura de entrada del agua al *fancoil* al mezclar el caudal de entrada con parte del caudal de retorno actuando sobre la válvula (3).

Este modelo está formado por dos intercambiadores de calor: el primero (1) se encarga de transferir calor entre la red y circuito secundario, y el segundo (2) hace la función de *fancoil*, transfiriendo calor del circuito secundario a una masa de aire equivalente a la de todo el edificio simulado. Entre estos intercambiadores se encuentran una válvula de tres vías pilotada (3), que permite variar el caudal que circula desde el terminal (2) hasta el secundario (1), lo que permite regular la temperatura de entrada al terminal. En la T (4) que se encuentra antes de la bomba, el caudal que se recircula se mezcla con el que circula el intercambiador de la red primaria (1). La bomba (5) se encarga de permitir la circulación del fluido en este circuito.

Para los intercambiadores se ha utilizado el mismo componente de TRNSYS, aunque el terminal (2) desempeña la función de *fancoil*. Esto se debe a que el componente que modeliza los *fancoils* en TRNSYS está orientado a *fancoils* reales, en los que es necesario introducir valores como la longitud y diámetro de los conductos y otros parámetros como la humedad del aire que afectan a la potencia suministrada en el modelo. Para que la potencia que absorbe en *fancoil* en los secundarios se corresponda a la demanda del edificio, el *fancoil* (2) del

modelo se ha considerado como un intercambiador de calor en el que por un lado de éste circula aire. Este circuito podría haberse diseñado como un circuito intermedio entre el primario y el circuito de climatización del edificio usando agua en vez del aire directamente, pero se ha optado por realizarlo de esta manera para verificar que la temperatura que alcanza el aire es suficientemente baja para compensar la demanda del edificio.

Como punto de partida se dispone de las temperaturas de la red primaria, comentadas en la sección 5.2.1.1, así como de las temperaturas de entrada y salida del aire en un *fancoil*. El componente que se ha utilizado como intercambiador de calor en el modelo se caracteriza por tener como datos de entrada las temperaturas de entrada a cada uno de sus lados y sus caudales, y con estos calcula las temperaturas de salida de cada lado. Por lo tanto, para obtener los saltos de temperatura establecidos en el aire y en la red principal es necesario determinar los caudales que circularán en cada circuito, así como la efectividad de los intercambiadores que permitan obtener la temperatura de salida deseada.

El componente empleado para modelizar los intercambiadores sigue el siguiente esquema:

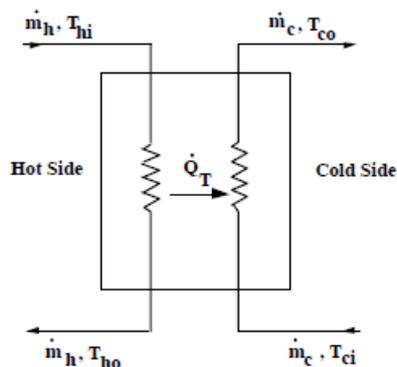


Fig. 6.3 Esquema del type 91 (Secundario y Terminal).

Para implementarlo en el modelo se ha tomado como referencia la demanda máxima del edificio, obtenida con Calener GT. En esta situación, la válvula de tres vías se mantiene totalmente abierta lo que implica que todo el caudal circula por ambos intercambiadores, de manera que cuando la demanda se reduzca, parte del caudal de agua que sale del *fancoil* (2) se mezcla con el que pasa por

el secundario (1) variando la temperatura de entrada al terminal, lo que implica una variación de la temperatura de impulsión del aire.

En el modelo, el lado frío del secundario (1) es la red principal mientras que el lado caliente es el circuito secundario. Por otro lado, en el terminal (2) el lado frío es el circuito secundario mientras que el lado caliente sería la masa de aire del edificio. Este componente tiene como valores de entrada los caudales y las temperaturas de entrada. El calor transferido se determina con las siguientes ecuaciones:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_c C p_c (T_{ci} - T_{co}) \quad (6.1)$$

$$\dot{Q}_h = \dot{m}_h C p_h (T_{hi} - T_{ho}) \quad (6.2)$$

$$\dot{Q}_{max} = \dot{m} C p (T_{hi} - T_{ci}) \quad (6.3)$$

$$\dot{Q}_T = \varepsilon \dot{Q}_{max} \quad (6.4)$$

Donde el subíndice c indica el lado frío del intercambiador, y el subíndice h el lado caliente. En la ecuación (6.3) el producto del caudal por el calor específico es el mínimo entre los dos lados.

Para obtener los parámetros necesarios en el modelo, se va a considerar que la válvula de tres vías (3) va a estar completamente abierta en el caso de máxima demanda, lo que significa que no existe recirculación de caudal en este instante y por lo tanto toda el agua que circula por el terminal (2) también lo hará por el intercambiador del secundario (1).

Conociendo las demandas pico de los edificios, obtenidas con Calener GT, y considerando un salto térmico de 11 K en el aire en refrigeración (se enfría desde 25 °C a 14 °C), y de 14 K en calefacción (se calienta desde 21 °C a 35 °C), se puede obtener el caudal de aire de los *fancoils* aplicando la ecuación (6.2) tanto para la refrigeración como calefacción.

En la red de frío el salto térmico deseado en el primario es de 8 K (en condiciones de máxima demanda, el agua se calienta de 5 °C a 13 °C). Suponiendo que en este intercambiador (1) las temperaturas de entrada y salida en el lado de la red son las mismas que la entrada y salida en el lado del

secundario, los dos caudales serán iguales. Por tanto, se tiene que en el lado del frío del *fancoil* (2) entrará agua a 5 °C y saldrá a 13 °C, mientras que en el lado caliente entrará aire a 25 °C y saldrá a 14 °C.

Como la potencia que absorbe o se extrae del aire proviene del agua, igualando las expresiones (6.1) y (6.2) se obtiene el caudal de agua que tiene que circular por el secundario.

Con la ecuación (6.4) se obtiene el valor de la efectividad que hay que introducir como dato en los intercambiadores, siendo esta el cociente entre el calor transferido mediante las ecuaciones (6.1) o (6.2) y el calor máximo (6.3). En el caso de los intercambiadores de los secundarios (1), al tener el mismo salto de temperaturas y caudal en ambos lados, la efectividad es de 1. En el caso del *fancoil* (2) esta efectividad vale 0,550 para todos los modelos de edificio, ya que el caudal del secundario es proporcional al de aire al ser sus saltos de temperatura también proporcionales. La siguiente figura muestra los valores usados en este circuito para una situación de máxima demanda, en la que la válvula de tres vías estará totalmente abierta:

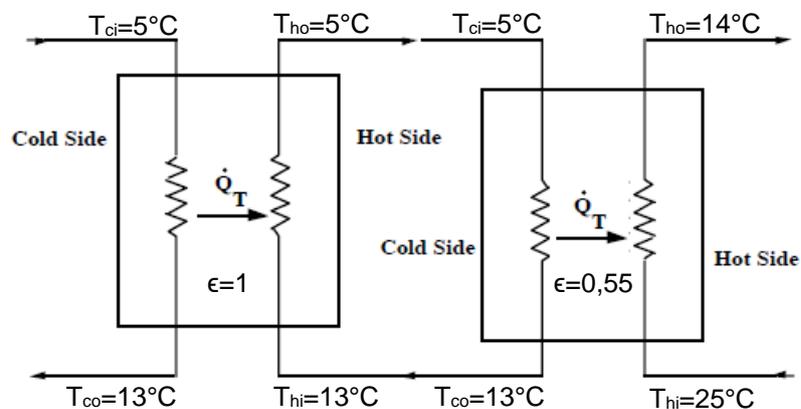


Fig. 6.4 Esquema de sistema secundario en refrigeración.

Para modelizar la carga en la red de calor se ha seguido el mismo esquema, modificando las temperaturas y caudales de la red. Para obtener el caudal de aire se ha considerado un salto térmico de 14 K, de manera que el aire entre a 21 °C al *fancoil* y salga a 35 °C. Como en la red primaria se ha establecido una temperatura de impulsión de 80 °C y una temperatura de retorno de 60 °C, se ha

DESARROLLO DE UN MODELO DE SIMULACIÓN DINÁMICA DE UNA RED DE REFRIGERACIÓN Y CALEFACCIÓN URBANA PARA EL BARRIO DE EMPRENEDORES DE CARTAGENA.

considerado unas temperaturas en el secundario que oscilen entre 60 y 40 °C.

El esquema es el siguiente:

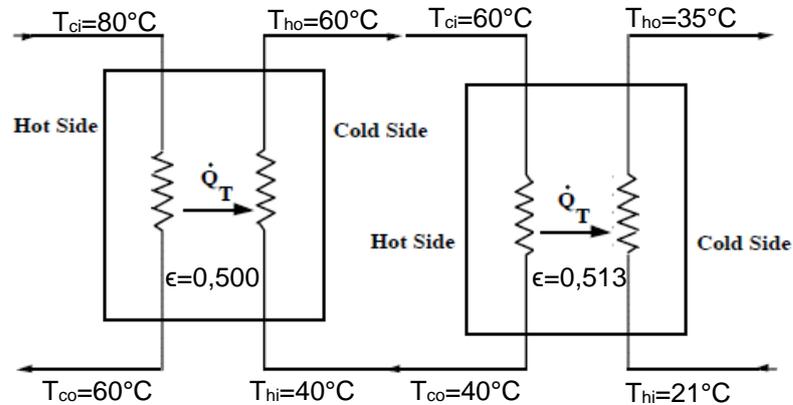


Fig. 6.5 Esquema de sistema secundario en calefacción.

Una vez obtenidos los caudales de agua y aire en las condiciones de máxima demanda, se ha añadido el sistema de control de la válvula de tres vías, mostrado en la siguiente imagen, que muestra el modelo del secundario totalmente desarrollado:

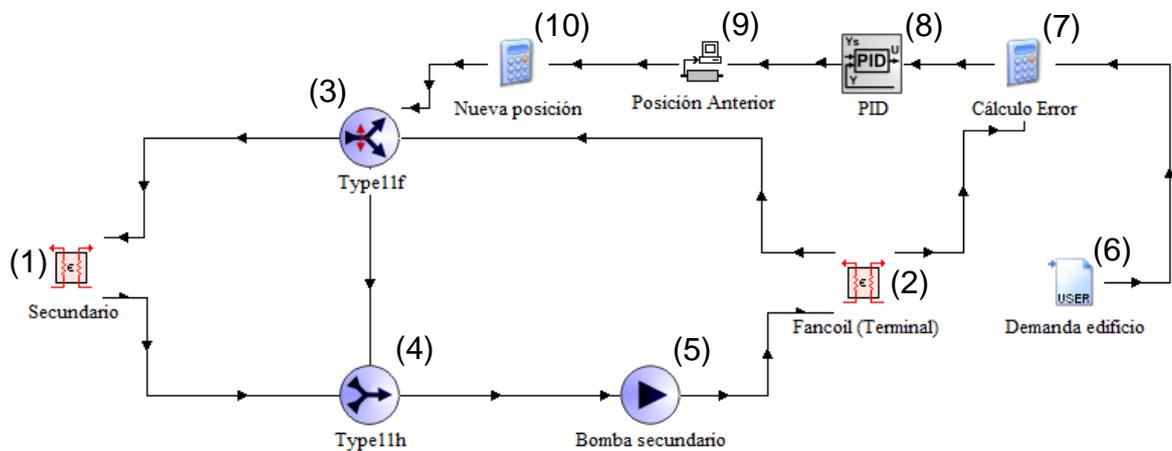


Fig. 6.6 Modelo del sistema secundario.

El sistema de regulación de la válvula de tres vías consiste en un PID que compara la potencia suministrada por el *fancoil* (2) al aire con la demanda del edificio, obtenida con Calener GT e introducida en un archivo de texto mediante el *type* 9a (6). Del *fancoil* (2) se obtiene el caudal de aire y la temperatura de salida de éste. Estos parámetros y la temperatura de entrada del aire, 25 °C (constante), se vinculan a la ecuación (6.2) introducida en el componente (7). Esta ecuación permite obtener la potencia suministrada al aire por el *fancoil*, que

se compara con la demanda del edificio (6) mediante una resta, de manera que se obtiene la diferencia entre la demanda del edificio y la potencia suministrada. Esta diferencia se envía al regulador PID (8), con el punto de consigna establecido en 0, de manera que se genera una señal de control diferencial que la envía al *type* 93 (9), capaz de almacenar los valores de variables en instantes anteriores. En este caso almacena el valor de señal de control en ese mismo instante y el valor de la señal en el instante anterior. Estas dos variables se envían al componente (10), que suma la señal de control del instante anterior y la señal de control diferencial obtenida en el PID. El resultado es la nueva señal de apertura de la válvula, que se envía a ésta (2).

Por último, destacar que el objetivo de este modelo es obtener la temperatura de retorno en el intercambiador de la red principal con el edificio (1) en función de la temperatura de entrada al mismo y la demanda del edificio. Por lo tanto, las temperaturas empleadas tanto en el secundario como en el aire se han conseguido condicionando los caudales y la efectividad de los intercambiadores, de manera que se podrían aplicar otro rango de temperaturas sin alterar el resultado de la temperatura de retorno de la red principal.

6.1.3 Implementación del modelo.

El esquema anterior es válido para todos los edificios que forman parte de la red de distribución. Sin embargo, es necesario obtener los parámetros que definen cada edificio en particular, como son los caudales de cada circuito, los valores del PID, así como cambiar el archivo con la demanda para que se corresponda con el modelo de edificio en cuestión.

En el caso de la facultad de Ciencias de la Empresa, la demanda máxima de refrigeración es de 1868 kW, y se produce la hora 4147, a la cual se está impulsado agua a 5 °C. En estas condiciones, aplicando la ecuación (6.1), el caudal de aire del modelo es de 169 kg/s. Aplicando la ecuación (6.2) el caudal de agua en el secundario debe ser de 57,3 kg/s. La siguiente figura muestra el modelo particularizado para la facultad de Ciencias de la Empresa:

DESARROLLO DE UN MODELO DE SIMULACIÓN DINÁMICA DE UNA RED DE REFRIGERACIÓN Y CALEFACCIÓN URBANA PARA EL BARRIO DE EMPRENDEDORES DE CARTAGENA.

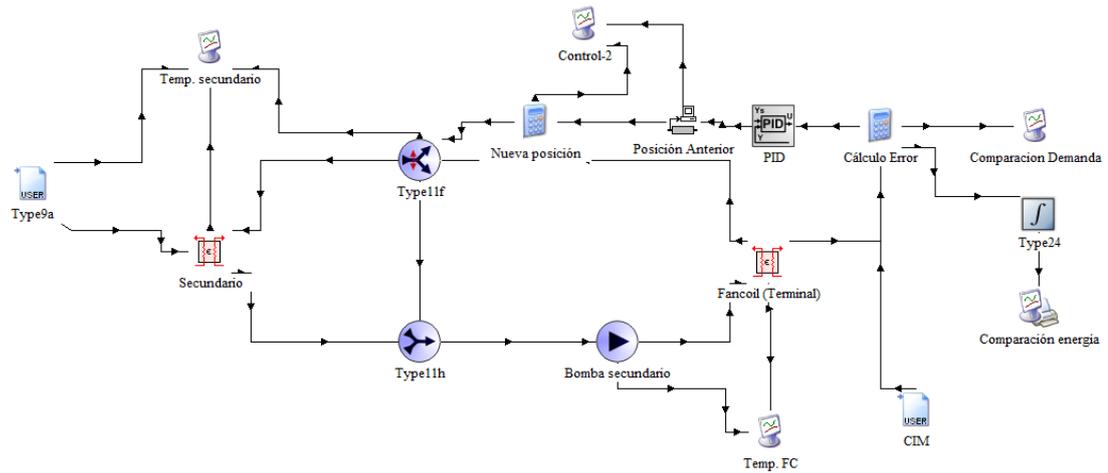


Fig. 6.7 Modelo particularizado para la facultad de Ciencias de la Empresa

En este modelo se han añadido varios *plotters* que permiten verificar el correcto funcionamiento del modelo y un archivo de texto que emula los cambios en la temperatura de impulsión de la red. Como se puede observar en la siguiente imagen, en los casos en la que la demanda es máxima la señal de control toma un valor próximo a 1, lo que significa que no se está recirculando caudal. También se puede observar como el salto de temperatura en la red principal es de 8 °C, de 5 a 13 °C; y en el aire de 11 °C, de 25 a 14 °C. En caso de demanda inferior, los saltos térmicos son menores.

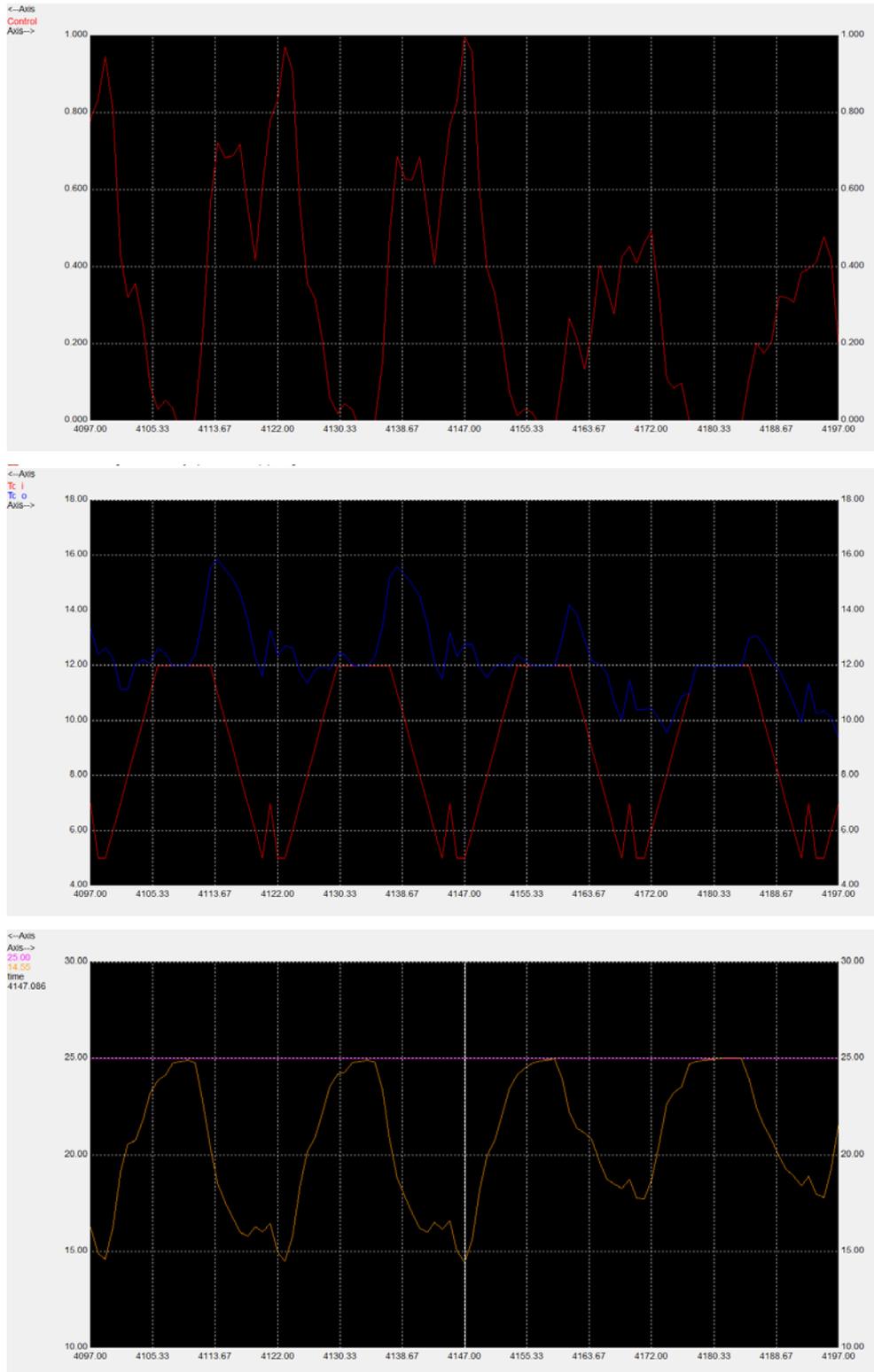


Fig. 6.8 Resultados para el modelo de la facultad de Ciencias de la Empresa:
 a) Señal de control b) Entrada y salida de la red c) Entrada y salida de aire

Para el modelo de calefacción, la demanda pico es de 1966 kW y se produce en la hora 1085. Aplicando la ecuación (6.1) se obtiene un caudal de aire de

DESARROLLO DE UN MODELO DE SIMULACIÓN DINÁMICA DE UNA RED DE REFRIGERACIÓN Y CALEFACCIÓN URBANA PARA EL BARRIO DE EMPRENDEDORES DE CARTAGENA.

139,7 kg/s, y con la ecuación (6.2) un caudal de agua en el secundario de 18,80 kg/s.

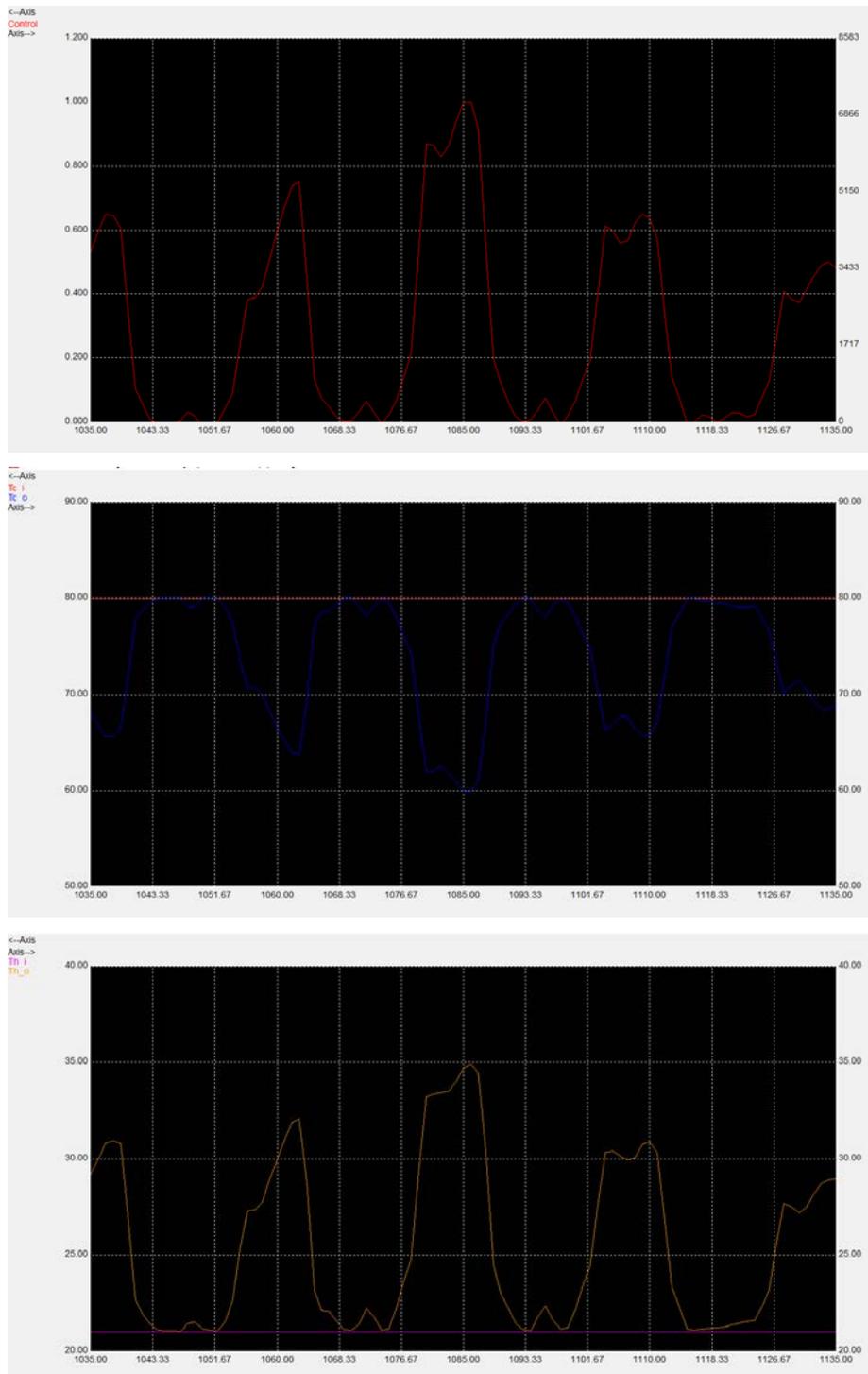


Fig. 6.9 Resultados para el modelo de la facultad de Ciencias de la Empresa:
a) Señal de control b) Entrada y salida de la red c) Entrada y salida de aire

Una vez verificado el modelo se ha realizado el mismo procedimiento para el resto de edificios, con los valores de la siguiente tabla:

Tabla 6.1 Valores adoptados en el secundario en refrigeración.

	Demanda máxima. (kW)	Hora (h)	Caudal secundario (kg/s)	Caudal Aire (kg/s)
Residencia Alberto Colao.	406	5920	12,1	36,72
Edificio de Antigones.	1363	6809	40,7	123,33
Casa del Estudiante.	117	4216	3,5	10,55
CIM.	1868	4147	55,7	168,98
ELDI.	2668	4794	79,6	241,33
ETSIA.	966	3547	28,8	87,4
ARQUIDE.	966	3547	28,8	87,4
EICM.	966	3547	28,8	87,4
ETSINO.	579	5917	17,3	52,42
Hospital de Marina.	1642	4218	49,0	148,5
I+D+I.	376	5562	11,2	34,04
Rectorado.	569	5537	17,0	51,44
Residencia Caballero.	133	4843	4,0	12,02
Barrio de Emprendedores.	10876	4842	324,5	983,82

Tabla 6.2 Valores adoptados en el secundario en red de calor.

	Demanda máxima. (kW)	Hora (h)	Caudal secundario (kg/s)	Caudal Aire (kg/s)
Residencia Alberto Colao.	529	8622	6,32	37,6
Edificio de Antigones.	1847	8624	22,04	131,3
Casa del Estudiante.	101	8625	1,21	7,2
CIM.	1966	1085	23,46	139,7
ELDI.	2446	8622	29,18	173,8
ETSIA.	602	8625	7,19	42,8
ARQUIDE.	602	8625	7,19	42,8
EICM.	602	8625	7,19	42,8
ETSINO.	355	8625	4,23	25,2
Hospital de Marina.	2007	8625	23,94	142,6
I+D+I.	365	8622	4,35	25,9
Rectorado.	808	1	9,64	57,4
Residencia Caballero.	86	1089	1,02	6,1
Barrio de Emprendedores.	4590	3198	54,78	326,3

6.2 Modelizado de la red general de transporte.

La disposición de la red de tuberías y sistemas de impulsión del fluido del circuito primario tiene una gran repercusión en el coste de una red de distribución. Existen diversas alternativas en el trazado de la red así como en la ubicación de las enfriadoras que podrían aumentar o disminuir el coste de esta red así como el ahorro energético, sin embargo estos factores están condicionados por la disponibilidad de espacios para instalar la central de generación y el trazado permitido para instalar los conductos.

Ante la falta de una ubicación concreta para la central de generación se han considerado dos opciones: colocar ésta en el Barrio de Emprendedores de Cartagena o ubicarla cerca del puerto de Cartagena.

En este modelo se decidió suponer una instalación cercana al puerto de Cartagena, de donde se extraerá el agua del mar necesaria para refrigerar el condensador. Esto permite reducir el coste que conllevaría bombear el agua del mar hasta el Barrio de Emprendedores para refrigerar el condensador de las máquinas enfriadoras. A partir de esta ubicación se ha propuesto un trazado de red que es el que se utilizará para llevar a cabo la simulación.

Aunque en un principio se había pensado realizar una red de dos tubos, finalmente se ha optado por una de cuatro tubos. Esto se debe a que el suministro de calor tiene una demanda pico menor, 16300 kW de calor frente a 21680 kW de frío, y un salto térmico nominal mayor, 20 K en la red de calor frente a 8 K en la red de frío. Como resultado el caudal que se debe impulsar en la red de calor es mucho menor que la red de frío, 676 kg/s en el caso de refrigeración frente a los 195 kg/s en calefacción.

6.2.1 Esquema general de la red.

Como no existe una ubicación determinada para establecer la central enfriadora, se va a considerar una distancia de 1 km desde la central de generación hasta la primera derivación de la red. Esta derivación creará dos ramas: una hacia el oeste, que suministrará al campus Muralla del Mar y a la Facultad de Ciencias de la Empresa, y otra hacia el norte de Cartagena, que

DESARROLLO DE UN MODELO DE SIMULACIÓN DINÁMICA DE UNA RED DE REFRIGERACIÓN Y CALEFACCIÓN URBANA PARA EL BARRIO DE EMPRENDEDORES DE CARTAGENA.

suministrará al resto de edificios. En la siguiente imagen se puede ver el trazado propuesto:



Fig. 6.10 Trazado propuesto para el modelo.

Este trazado propuesto permite obtener una aproximación de la longitud de la red, que se ha dividido en tramos que van de una derivación a otra modelizando cada tramo como un conducto en TRNSYS. Este trazado se ha esquematizado de la siguiente manera para dimensionar los conductos y modelizarlos en TRNSYS:

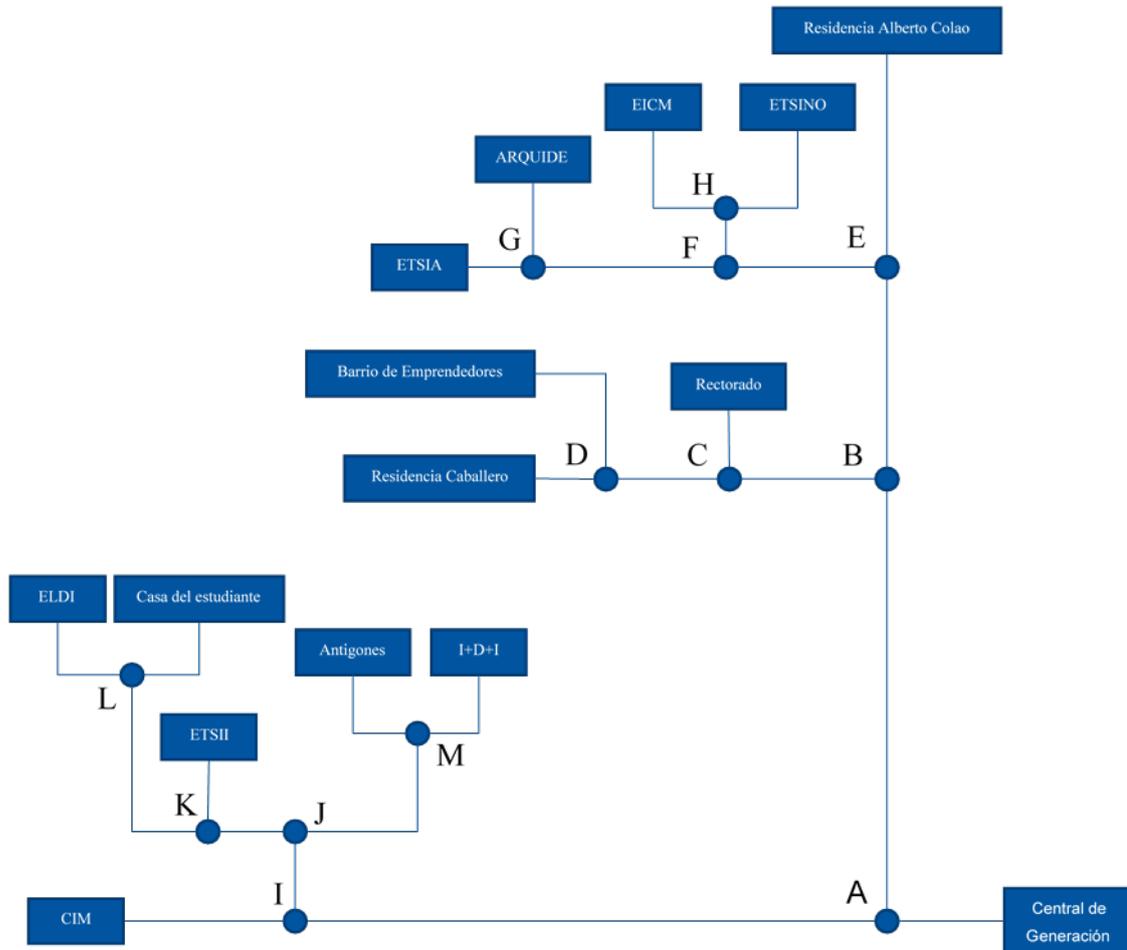


Fig. 6.11 Esquema del trazado del modelo.

Debido a las limitaciones de la zona de trabajo de TRNSYS ha sido necesario establecer partes del modelo de la red como un macro, con el fin de reducir los elementos visuales del modelo y que este se ajustara al espacio permitido en TRNSYS. Esos macros sustituyen a la ramificación de la red primaria que circula por los campus Alfonso XIII y Muralla del Mar, y a la ramificación que envía agua enfriada al Rectorado, Barrio de Emprendedores y la residencia Caballero.

Las siguientes imágenes muestran el modelo en TRNSYS trazado a partir del esquema anterior, así como los macros creados para reducir la cantidad de elementos visibles:

DESARROLLO DE UN MODELO DE SIMULACIÓN DINÁMICA DE UNA RED DE REFRIGERACIÓN Y CALEFACCIÓN URBANA PARA EL BARRIO DE EMPRENDEDORES DE CARTAGENA.

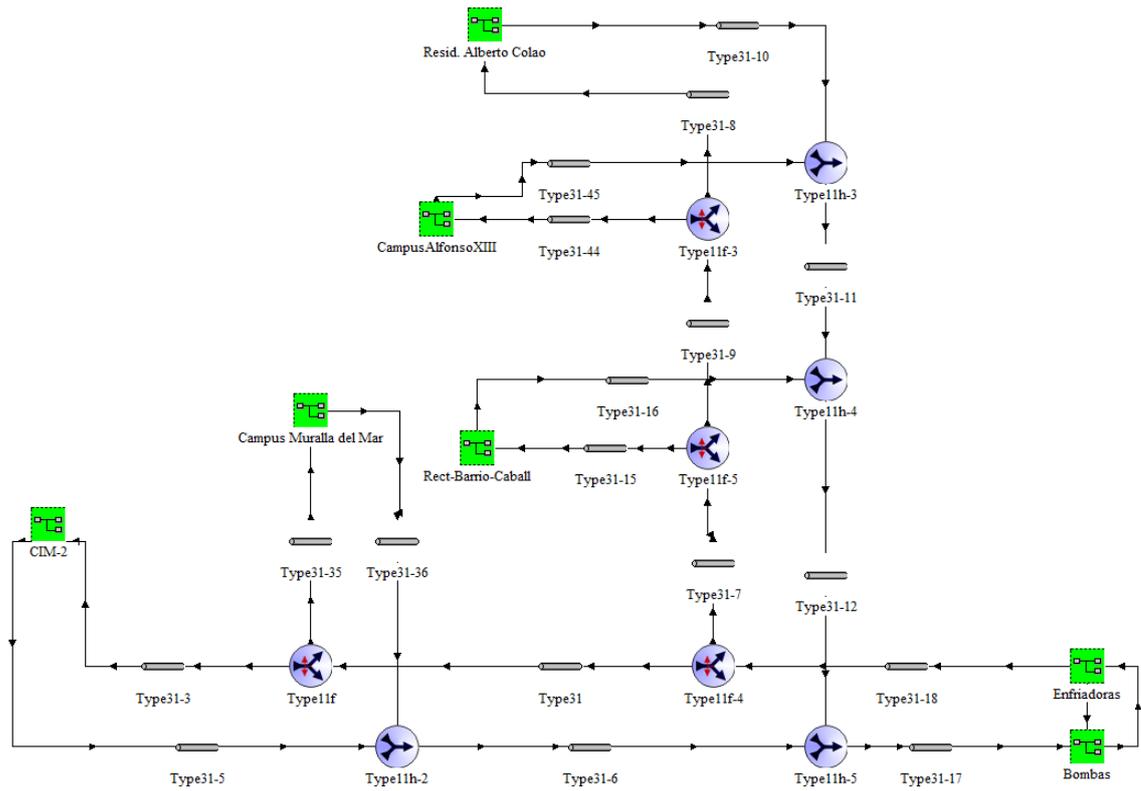


Fig. 6.12 Modelo de red de distribución.

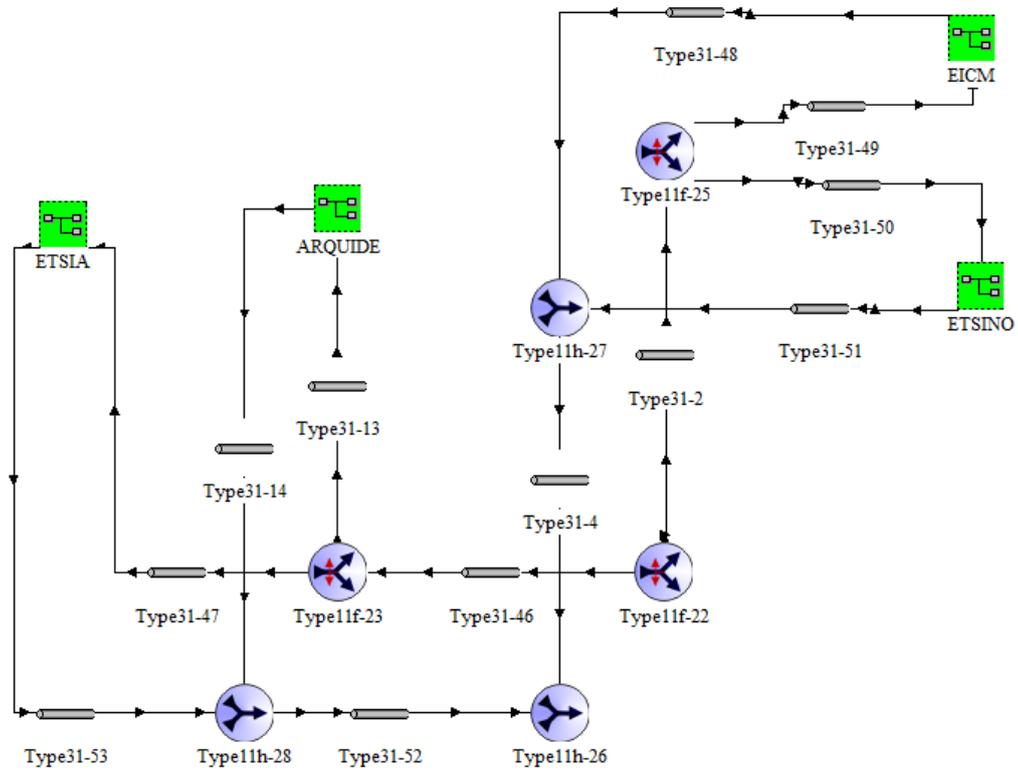


Fig. 6.13 Ramificación al Campus Alfonso XIII

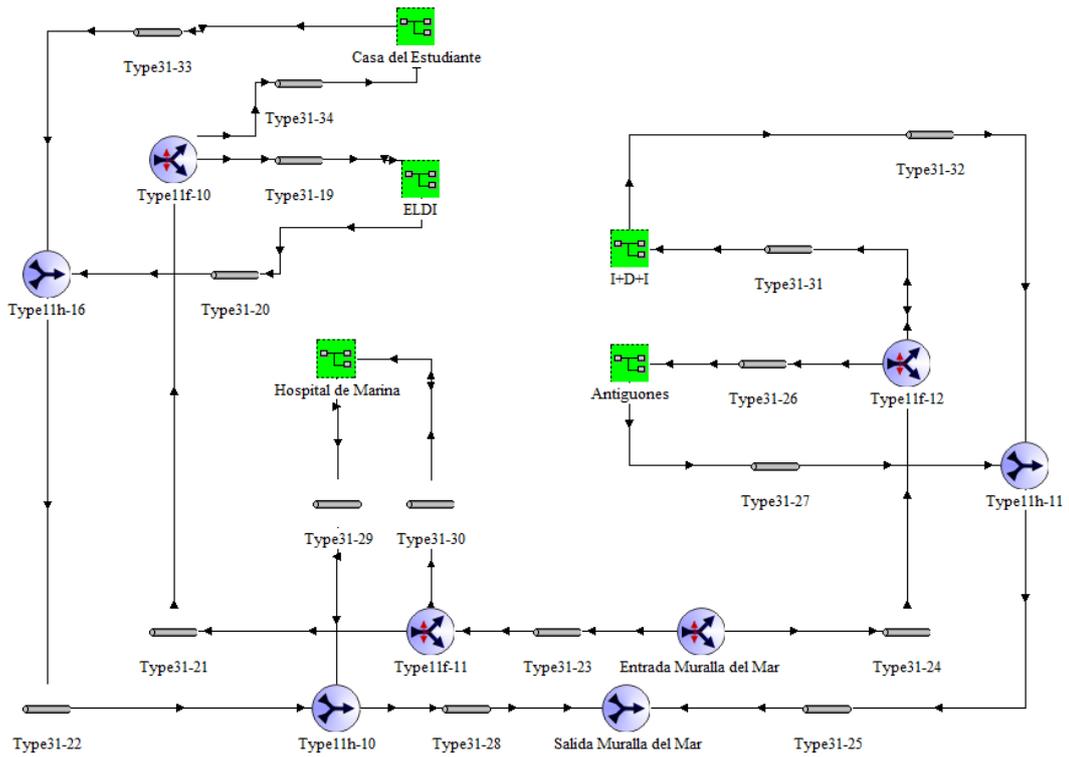


Fig. 6.14 Ramificación al Campus Muralla del Mar.

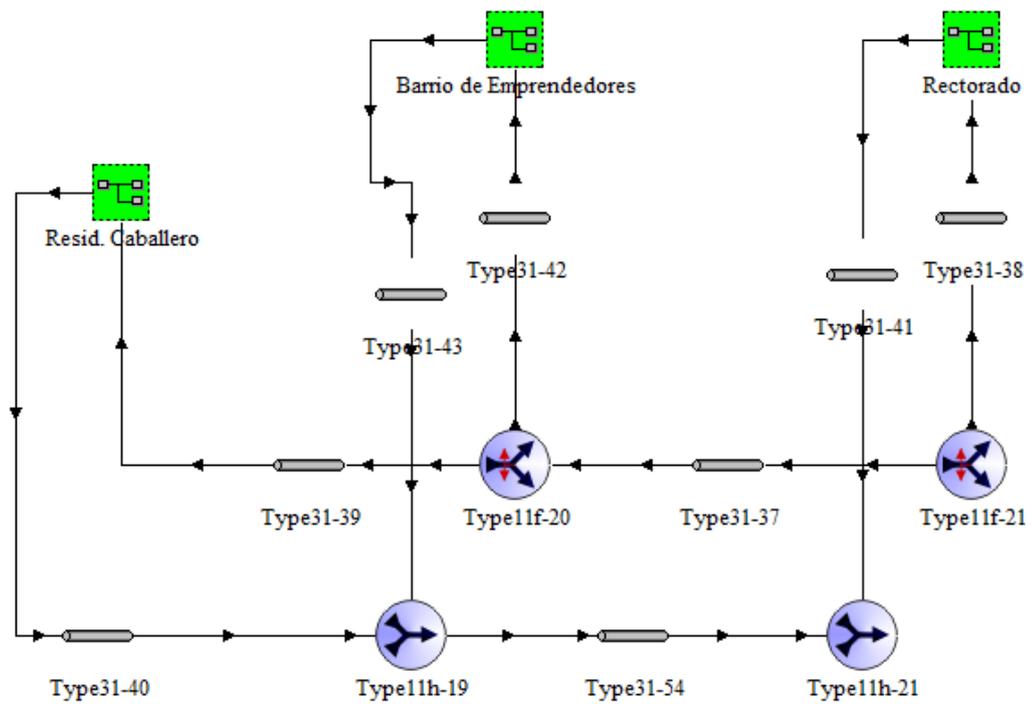


Fig. 6.15 Ramificación a la residencia Caballero, Barrio de Emprendedores y Rectorado.

DESARROLLO DE UN MODELO DE SIMULACIÓN DINÁMICA DE UNA RED DE REFRIGERACIÓN Y CALEFACCIÓN URBANA PARA EL BARRIO DE EMPRENEDORES DE CARTAGENA.

La red primaria está formada básicamente por tres *types*: las tuberías (*type* 31), las válvulas de tres vías desviadoras (*type* 11f) y mezcladoras (*type* 11h). Además, forman parte del modelo las macros que modelizan las máquinas enfriadoras, de calefacción y los sistemas secundarios, explicados en los apartados 6.3, 6.4, y 6.1 respectivamente.

Las derivaciones a los distintos puntos de consumo presentan el siguiente esquema:

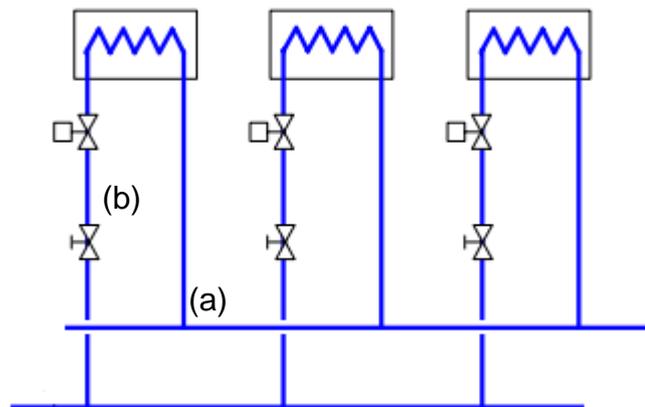


Fig. 6.16 Esquema de derivación a consumo.

Este esquema se establecido en el modelo de la siguiente manera:

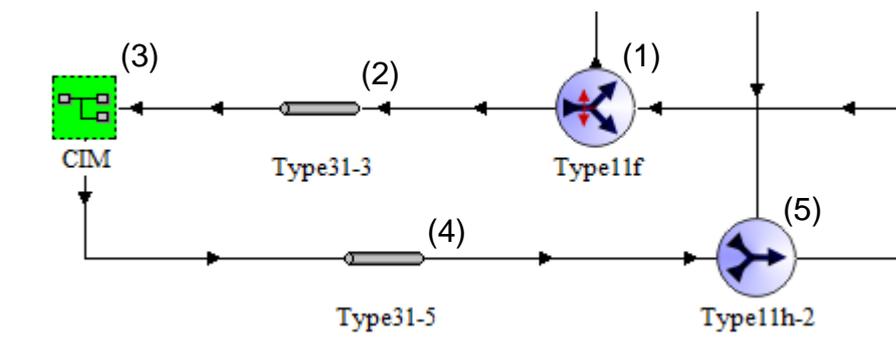


Fig. 6.17 Ejemplo de derivación de red a consumo.

Para modelizar las derivaciones al punto de consumo se han utilizado válvulas de tres vías (1) mostradas en la *figura* 6.17 para modelizar las derivaciones en T (a) y las válvulas de dos vías (b) de regulación de caudal mostrado en el esquema de la *figura* 6.16, ya que no existen componentes que simulen las válvulas de dos vías en TRNSYS. Al tratarse de un modelo de caudal

constante se ha establecido una señal de control fija que envía el caudal que se corresponde a cada tramo de modo constante. Estas válvulas de tres vías (1) también se han usado para modelizar las derivaciones en T simples, que no dan directamente a los consumos.

El caudal que sale en cada derivación de las válvulas (1) se envía a los conductos de impulsión (2) que lo transportan a los puntos de consumo, o hasta otras válvulas de tres vías. Estos puntos de consumo son macros (3) del modelo del sistema secundario modelizado en el apartado 6.1, que caracteriza la demanda del edificio. Los macros son elementos del modelo compactados en un único icono que permite reducir los elementos visuales del modelo. El macro de la figura, correspondiente al modelo del subsistema de la Facultad de Ciencias de la Empresa (numerado como 3 en la figura anterior) que, expandido, quedaría de la siguiente manera:

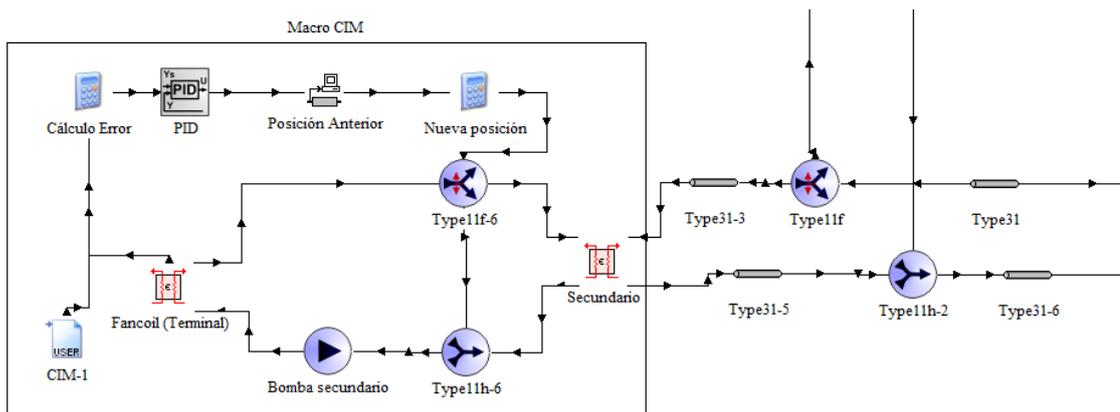


Fig. 6.18 Ejemplo de derivación a consumo (macro expandido).

Las tuberías de retorno (4) se encarga, de transportar el fluido de vuelta a la centros de generación. En su camino existen varias válvulas de tres vías (5) cuya función es mezclar el fluido procedente de varios edificios y obtener un retorno común. Tanto las tuberías de impulsión (2) como de retorno (5) se han modelizado en varios tramos, ya que cada vez que pasan por una válvula de tres vías el caudal que circula por éstas cambia, por lo que cada tramo tendrá un tamaño y aislamiento distinto, obtenidos en la sección 6.2.2 *Dimensionado de tuberías de transporte*.

Como se puede ver en la *figura 6.1*, el caudal de la red principal que entra al intercambiador del secundario debería de variar en el caso de una regulación con caudal variable. Esto se podría conseguir mediante un regulador PID que actuase sobre la señal de control de la válvula (1), sin embargo la complejidad deriva en que también se debería de controlar todas las válvulas que se encuentran aguas debajo de la que suministra al consumo para que el caudal coincidiese con el deseado.

En la siguiente imagen se pueden ver la central de generación (6) y el grupo de bombeo (11), que también se han creado como macros. La central de generación puede ser el modelo de las enfriadoras en la red de frío (sección 6.3) o la caldera en la red de calor (sección 6.4). El grupo de bombeo se comenta en la sección 6.5.

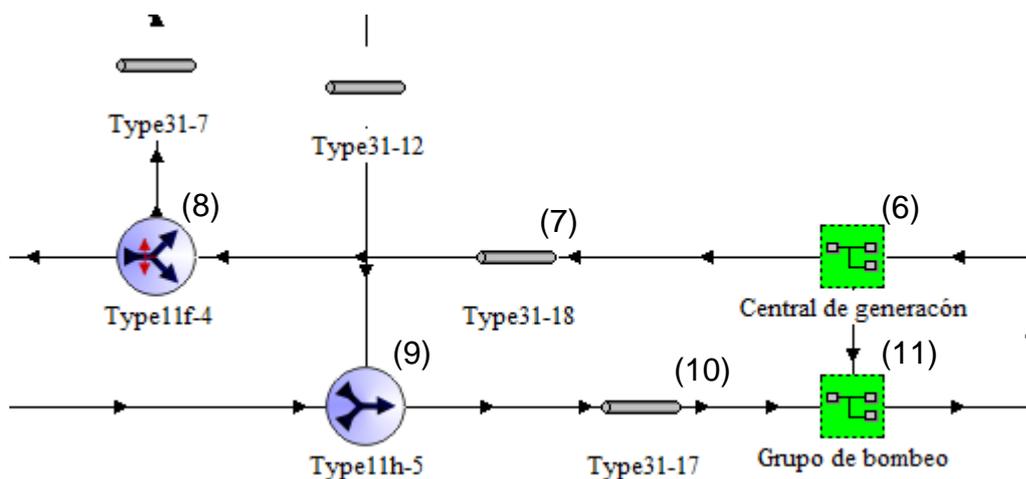


Fig. 6.19 Red troncal, Central de generación y grupo de bombeo en el modelo.

En esta figura se puede apreciar los conductos de impulsión (7) y retorno (10) de la red troncal. El conducto de impulsión acaba en la válvula (8), que deriva el caudal a las dos ramificaciones principales de la red.

6.2.2 Dimensionado de tuberías de transporte.

Tomando como referencia la *Tabla 5.1 Parámetros recomendados de funcionamiento de red de distrito*, el criterio de dimensionado de las tuberías de transporte es de 100 Pa/m de conducto. Conociendo la longitud de cada tramo y

el caudal que va a circular por éste, es posible determinar el diámetro nominal de cada tramo estableciendo como límite estos 100 Pa/m.

Para la obtención del diámetro nominal se ha utilizado la ecuación de Darcy-Weisbach:

$$\Delta P = \lambda \cdot \frac{L}{D} \cdot \rho \cdot \frac{U^2}{2} \quad (6.5)$$

Donde:

λ es el factor de fricción de Darcy (adimensional).

L la longitud de la tubería (m).

D el diámetro del tubo (m).

ρ la densidad del agua (kg/m³).

U la velocidad del fluido (m/s).

La velocidad del fluido se puede expresar como:

$$U = \frac{4 Q}{\pi D^2} \quad (6.6)$$

El factor de fricción se puede obtener a partir del diagrama de Moody, a partir de la rugosidad relativa y el número de Reynolds. La rugosidad relativa del acero es:

$$\epsilon = k/D \quad (6.7)$$

Siendo k la rugosidad absoluta del material.

Y el número de Reynolds:

$$Re = \frac{\rho U D}{\mu} \quad (6.8)$$

Las siguientes tablas resumen los diámetros empleados en cada tramo de la red de frío y calor:

DESARROLLO DE UN MODELO DE SIMULACIÓN DINÁMICA DE UNA RED DE REFRIGERACIÓN Y CALEFACCIÓN URBANA PARA EL BARRIO DE EMPRENDEDORES DE CARTAGENA.

Tabla 6.3 Diámetros de tuberías para distintos tramos de la red de frío.

Tramo	Longitud (m)	Caudal (kg/s)	ΔP_{adm} (kPa)	Diámetro comercial	ΔP (kPa)
Red Troncal	1000	676,0	100	DN600	65,74
A-B	470	445,0	47	DN500	38,45
B-C	190	333,0	19	DN450	14,77
C-Rectorado	20	17,0	1	DN150	0,86
C-D	310	317,0	31	DN450	21,84
D-Res. Caballero	260	4,0	26	DN80	20,13
D-Barrio	60	325,0	6	DN450	4,44
B-E	260	115,8	26	DN300	15,66
E-Alberto Colao	340	12,1	34	DN125	19,80
E-F	90	103,7	9	DN300	4,21
F-H	20	46,1	2	DN200	1,51
H-ETSINO	10	17,3	1	DN150	0,44
H-EICM	10	28,8	1	DN200	0,32
F-G	70	57,6	7	DN250	2,64
G-ARQUIDE	40	28,8	4	DN200	1,25
G-ETSIA	180	28,8	18	DN200	5,62
A-I	190	239,8	19	DN400	11,08
I-CIM	880	55,7	88	DN250	30,10
I-J	140	184,1	14	DN350	12,61
J-K	110	132,0	11	DN300	8,07
K-ETSII	10	49,0	1	DN200	0,83
K-L	200	83,1	20	DN250	14,77
L-ELDI	50	79,6	5	DN250	3,39
L-Casa Estudiante	70	3,5	7	DN80	3,95
J-M	90	52,0	9	DN200	8,39
M-Antigones	20	40,7	2	DN200	1,18
M-Edificio I+D+I	180	11,3	18	DN150	9,05

Tabla 6.4 Diámetros de tuberías para distintos tramos de la red de calor.

Tramo	Longitud (m)	Caudal (kg/s)	ΔP_{adm} (kPa)	Diámetro comercial	ΔP (kPa)
Red Troncal	1000	194,5	100	DN350	87,45
A-B	470	94,1	47	DN250	39,67
B-C	190	63,1	19	DN250	7,64
C-Rectorado	20	9,3	2	DN125	0,68
C-D	310	53,7	31	DN200	28,68
D-Res. Caballero	260	1,0	26	DN50	9,71
D-Barrio	60	52,8	6	DN200	5,26
B-E	260	31,0	26	DN200	8,45
E-Alberto Colao	340	6,1	34	DN100	14,44
E-F	90	24,9	9	DN150	7,40
F-H	20	11,1	2	DN125	0,93
H-ETSINO	10	4,1	1	DN80	0,78
H-EICM	10	6,9	1	DN100	0,53
F-G	70	13,9	7	DN125	4,96
G-ARQUIDE	40	6,9	4	DN100	2,10
G-ETSIA	180	6,9	18	DN100	9,46
A-I	190	100,4	19	DN300	7,79
I-CIM	880	22,6	88	DN150	59,60
I-J	140	77,8	14	DN250	8,40
J-K	110	52,4	11	DN200	9,50
K-ETSII	10	23,1	1	DN150	0,71
K-L	200	29,3	20	DN200	5,83
L-ELDI	50	28,1	5	DN200	1,34
L-Casa Estudiante	70	1,2	7	DN50	3,50
J-M	90	25,4	9	DN150	7,69
M-Antigones	20	21,2	2	DN150	1,21
M-Edificio I+D+I	180	4,2	18	DN80	14,61

Estas tuberías deben de ir aisladas para minimizar las pérdidas energéticas. Para este modelo se ha seleccionado la serie de tuberías preaisladas POLYURETUB, con un aislamiento de poliuretano.

Para tener en cuenta las pérdidas energéticas a través de los conductos en el modelo de TRNSYS, es necesario introducir el coeficiente de transmisión de calor U de la tubería, referido al diámetro interior de esta.

DESARROLLO DE UN MODELO DE SIMULACIÓN DINÁMICA DE UNA RED DE REFRIGERACIÓN Y CALEFACCIÓN URBANA PARA EL BARRIO DE EMPRENDEDORES DE CARTAGENA.

(ModelizadoRedCompleta_2.0.tpf) Type31-16

Parameter | Input | Output | Derivative | Special Cards | External Files | Comment

1	Inside diameter	0.4372	m	More...
2	Pipe length	190	m	More...
3	Loss coefficient	1.754	W/m ² .K	More...
4	Fluid density	1000.0	kg/m ³	More...
5	Fluid specific heat	4180	J/kg.K	More...
6	Initial fluid temperature	5	C	More...

Variable Detail

Name: Loss coefficient

Role: Parameter

Dimension: Heat Transfer Co

Unit: W/m².K

Default Unit: W/m².K

Type: real

Min: 0.0

Max: +Inf

Range: [:]

Default: 3.0

Value: 1.754

Comment: The heat transfer coefficient for thermal losses to the environment based on the inside pipe surface area.

Close

El inconveniente que presenta el catálogo es que sólo ofrece los espesores del aislamiento, por lo que se ha tenido que recurrir al software AISLAM para obtener el valor U de los distintos tramos, y así poder introducirlos en TRNSYS.

Estas tuberías preaisladas disponen de tres espesores de aislamiento distintos para cada diámetro nominal y se tomará en principio el más pequeño. La conductividad de este aislamiento se ha considerado de 0,025 W/mK [4]. La siguiente imagen muestra parte del catálogo del que se han extraído los datos del espesor.

Tubo Acero			Aislamiento estándar		Aislamiento ⊕		Aislamiento ⊕⊕	
			Funda ext.		Funda ext.		Funda ext.	
DN	Ø Ext.	Espesor	Ø Ext.	Espesor	Ø Ext.	Espesor	Ø Ext.	Espesor
mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm
20	26,9	2,0	90	3,0	110	3	125	3,0
25	33,7	2,6	90	3,0	110	3	125	3,0
32	42,4	2,6	110	3,0	125	3	140	3,0
40	48,3	2,6	110	3,0	125	3	140	3,0
50	60,3	2,9	125	3,0	140	3	160	3,0
65	76,1	2,9	140	3,0	160	3	180	3,0
80	88,9	3,2	160	3,0	180	3	200	3,2
100	114,3	3,6	180	3,0	225	3,5	250	3,6
100	114,3	3,6	200	3,2	225	3,5	250	3,6
125	139,7	3,6	200	3,2	250	3,6	280	4,4
125	139,7	3,6	225	3,5*	250	3,6	280	4,4
150	168,3	4,0	250	3,6*	280	4,4	315	4,5
200	219,1	4,5	315	4,5*	355	5,1	400	5,7
250	273,0	5,0	355	5,1*	450	7	500	7,8
250	273,0	5,0	400	5,7*	450	7	500	7,8
300	323,9	5,6	400	5,7*	500	7,8	560	8,8

Fig. 6.20 Espesores disponibles aislamiento de conductos.

Con los espesores y diámetros de los tubos y aislamiento es suficiente para obtener el coeficiente de pérdidas U, no obstante para obtener el resultado con AISLAM es necesario introducir valores del fluido que circula por el interior y del exterior, ya que además calcula otros valores como la temperatura al final de la tubería o el flujo de calor. En el caso del agua se va a suponer que circula a 5 °C a una velocidad de 1,5 m/s.

En el caso del exterior, estos conductos van soterrados aproximadamente a 1 metro de profundidad, rodeados de arena cuyo fin es rellenar la zanja en la que se encuentran. Como no se conoce exactamente el tipo de arena a emplear, se

DESARROLLO DE UN MODELO DE SIMULACIÓN DINÁMICA DE UNA RED DE REFRIGERACIÓN Y CALEFACCIÓN URBANA PARA EL BARRIO DE EMPRENDEDORES DE CARTAGENA.

va a considerar que es una arena estándar y que tiene una conductividad de 2 W/m·K [4], y la temperatura a la que se encuentra el terreno se ha tomado como 14,6 °C, la temperatura que se indica para Murcia [5], ya que no existen datos para la localidad de Cartagena.

Referencia Sin especificar

Calcular: Flujo de calor Espesor aislamiento

Al aire vertical Al aire horizontal Enterrada sin caja Enterrada con caja

Interior

Ti 5 °C

Coef. convección: Imponer Despreciar Calcular (agua)

hconv 2069 W/m²°C
hrad 0,00 W/m²°C
hint 2069 W/m²°C

Veloc. 1,045 m/s

Diametro interior 263 mm

Nº capas	Nombre	Espesor (mm)	Conductividad (W/m ² °C)	Resistencia térmica (m ² C/W)	Distribución Temperatura (°C)
2	Aislante Interior			0,001	5,01
	Acero DN250	5	40	0,000	5,01
	Poliuretano	5,7	0,025	0,260	10,32

Terreno 0,210

Terreno

Tsuelo 14,6 °C

Propiedades Terreno: Imponer Calcular

Profundidad 1 m
k (terreno) 2 W/m°C

Tuberías enterradas

Nivel suelo
Terreno
Tsuelo
Profundidad
Ti Di

La temperatura al final de la tubería es 5,075 °C
Resistencia térmica lineal 0,471 m²C/W
Densidad lineal 20,38 W/m Flujo calor total 17861 W

Fig. 6.21 Ejemplo de uso de AISLAM para DN250.

El dato que proporciona AISLAM es la resistencia térmica lineal del conducto, que es la inversa de la conductividad por metro lineal. El parámetro que hay que introducir en TRNSYS es el valor U, que se puede obtener dividiendo esta inversa por πD_i , siendo D_i el diámetro interior del conducto.

Tabla 6.5 Coeficientes de transmisión de calor para tuberías empleadas.

Diametro comercial	D_{interior} mm	U lineal W/m·K	U W/m ² ·K
DN600	595,8	2,681	1,432
DN500	495,4	2,457	1,609
DN450	444,4	2,410	1,754
DN400	393,8	2,410	1,948
DN350	344,4	2,160	2,024
DN300	312,7	2,132	2,191
DN250	263,0	2,110	2,579
DN200	210,1	2,053	3,153
DN150	160,3	1,923	3,843
DN125	136,1	1,805	4,363
DN100	107,9	1,585	4,675
DN80	82,5	1,399	5,396
DN50	54,5	1,073	6,267

6.3 Modelizado del sistema de generación de frío.

El objetivo de modelar estas enfriadoras es obtener la energía que se necesita para cubrir la demanda térmica en los edificios de manera que ésta se pueda usar como referencia para analizar distintas alternativas y encontrar el sistema de refrigeración óptimo para la red.

Aunque existen diversas alternativas para la red, en este modelo se ha optado por una serie de trece enfriadoras agua-agua en paralelo, cuyo funcionamiento y carga será idéntico en todas ellas. Las alternativas se han analizado en el apartado 6.3.1.

6.3.1 Alternativas.

6.3.1.1 Máquinas enfriadoras condensadas por aire.

Las enfriadoras aire-agua presentan la ventaja de que pueden ser instaladas en cualquier zona con las medidas adecuadas lo que facilita encontrar una ubicación conveniente para instalarlas, incluso posibilita descentralizar la generación de frío al poder disponer de varios espacios para ubicar las enfriadoras. Sin embargo, estas tienen EER inferiores a las enfriadoras condensadas por agua.

6.3.1.2 Máquinas enfriadoras condensadas por agua.

Las máquinas enfriadoras condensadas por agua tienen un rendimiento más alto en comparación con las condensadas por aire, como se ha comentado anteriormente. Sin embargo, su uso está condicionado a la instalación de torres de refrigeración, con los riesgos asociados que ello conlleva, o limita su ubicación a zonas cercanas al mar, puesto que la necesidad de bombear agua del mar hasta el condensador perjudica el rendimiento global de la red. Una ubicación alejada de la costa implica un coste de bombeo adicional que la eficiencia de la red ha de asumir.

La proximidad de la red urbana a la costa hace esta que esta opción sea posiblemente la que presente mayor viabilidad que el resto.

6.3.1.3 Máquinas de absorción.

Aunque las máquinas de absorción tienen un COP reducido en comparación con una enfriadora tradicional, típicamente entre 0,8 y 1,3, su funcionamiento podría llegar a ser viable si parte de la energía que se le aporta proceda de paneles solares o energía residual procedente de una industria cercana, aportando el resto de calor mediante la propia caldera usada para la red de calefacción durante el resto del año.

6.3.1.4 Frío residual.

La proximidad de la planta de regasificación de Escombreras a la ciudad de Cartagena permitiría aprovechar el frío residual resultante de sus procesos al igual que ocurre en la red de frío de Barcelona.

6.3.2 Modelo de la máquina enfriadora.

Para el modelizado del sistema de generación de frío se ha optado por una enfriadora Carrier 30XW-V 1710, con una capacidad nominal de 1742 kW y un EER nominal de 4,94.

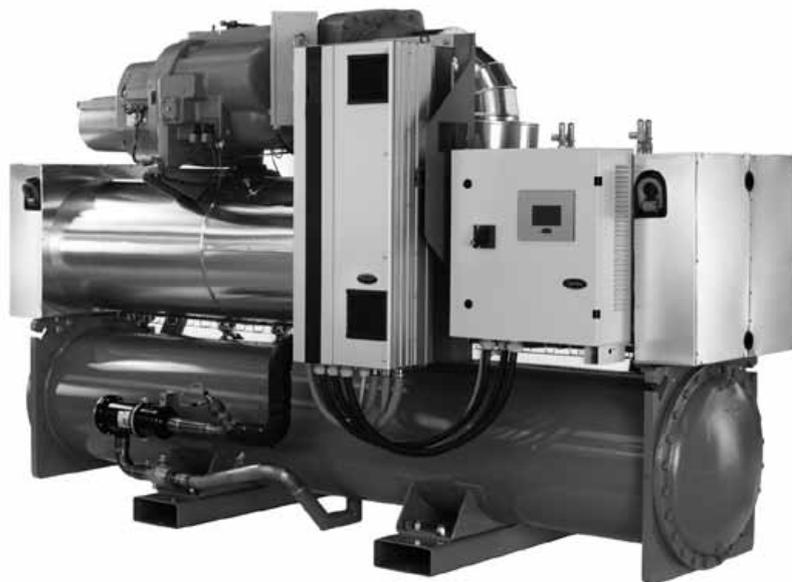


Fig. 6.22 Enfriadora Carrier 30XW-V.

TRNSYS no dispone de un modelo de enfriadora eléctrica, por lo que es necesario desarrollar un modelo para ésta. La *figura 6.23* muestra el modelo desarrollado.

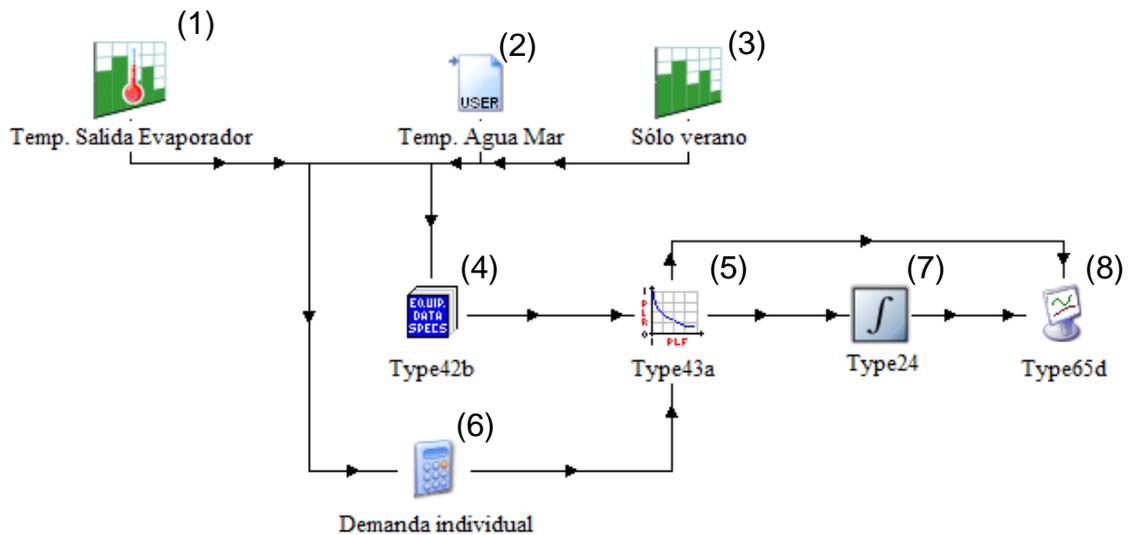


Fig. 6.23. Modelo de máquina enfriadora individual agua-agua.

Este modelo está formado por el *type 14* (1), que permite establecer el horario diario de temperaturas de impulsión de la *Tabla 5.3 Horario diario de temperatura de impulsión*, del apartado 5.2.1.1; el *type 9* (2), que permite acceder a un archivo de texto donde se encuentran las temperaturas medias mensuales del agua del mar (*Tabla 5.5 Medias mensuales de la temperatura del agua del mar 2013-2015*, del apartado 5.2.1.3); y otro *type 14* (3), que condiciona el funcionamiento de la enfriadora de Abril a Septiembre enviando una señal de control al *type 42* (4) que vale 1 en estos meses y 0 en el resto.

DESARROLLO DE UN MODELO DE SIMULACIÓN DINÁMICA DE UNA RED DE REFRIGERACIÓN Y CALEFACCIÓN URBANA PARA EL BARRIO DE EMPRENEDORES DE CARTAGENA.

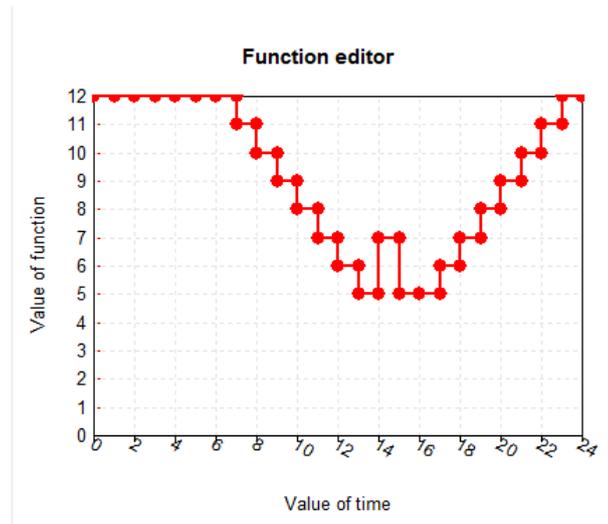


Fig. 6.24 Horario de temperatura de salida en el evaporador en TRNSYS.

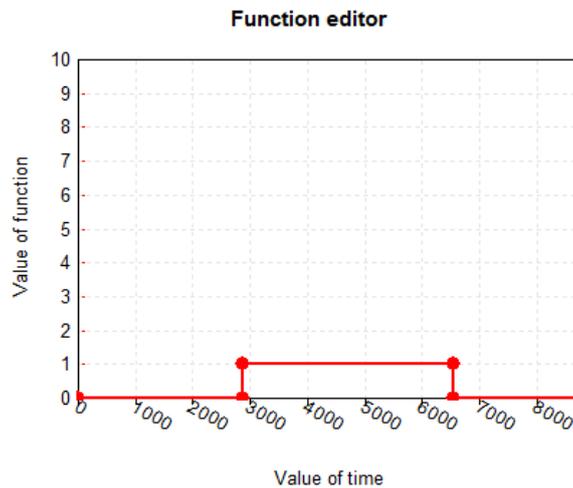


Fig. 6.25 Señal de control para el funcionamiento de las enfriadoras.

Estas variables se envían al *type 42: Conditioning Equipment (4)*, que permite obtener la potencia y el EER de la enfriadora a plena carga a partir de la temperatura de entrada del agua del mar en el condensador y la temperatura de salida en el evaporador. Su funcionamiento se explica más detalladamente en la sección 6.3.3. La salida de este componente, la potencia y EER a plena carga, se envían al *type 43: Part Load Performance (5)*. El *type 43 (5)* se encarga de obtener el rendimiento de la enfriadora y su consumo eléctrico a partir de estas dos variables y la potencia suministrada al fluido, obtenida en el componente (6) mediante la siguiente ecuación:

$$Q = \dot{m}_{enf} \cdot C p_{agua} \cdot (T_{retorno} - T_{impulsión}) \quad (6.9)$$

Donde la temperatura de impulsión se obtendrá del componente (1) y la de retorno de la propia red. El caudal será el utilizado en una única enfriadora, 52 kg/s, establecido en la sección 5.2.2.1 *Caudal en la red de frío*.

Con estas tres variables (potencia, EER a plena carga y demanda de la red), el *type 43* (5) permite obtener el EER instantáneo y la potencia eléctrica consumida en una enfriadora. Esta última se envía a un integrador (7) que permite obtener el consumo eléctrico de la enfriadora a lo largo de su periodo de funcionamiento. El funcionamiento y la obtención de los parámetros del *type 43* (5) se explica en la sección 6.3.4 *Obtención de parámetros de funcionamiento a carga parcial*.

Dado que la hipótesis considerada es que todas las enfriadoras funcionan en paralelo, en las mismas condiciones (mismo caudal y mismas temperaturas de entrada y salida), todas tendrán la misma potencia y funcionarán con la misma carga parcial, y por tanto tendrán el mismo EER. En este caso la potencia eléctrica se obtiene de la siguiente manera:

$$EER = \frac{Q}{P_{Elect}} \quad (6.10)$$

$$P_{Elect} = \frac{Q}{EER} \quad (6.11)$$

Con el fin de simplificar el modelo, y teniendo en cuenta la hipótesis anterior de que todas las enfriadoras funcionan en paralelo, la energía total consumida será la de una enfriadora multiplicada por el número de enfriadoras. En definitiva, el modelo del conjunto de las enfriadoras consiste en añadir un componente adicional (9), incluido en la *figura 6.26*, que multiplica el consumo eléctrico de una enfriadora por el número de enfriadoras funcionando en la red, que son trece; además de una ecuación en el componente (6) que divide el caudal total que circula en la red por el número de enfriadoras para que el caudal que se introduce en la ecuación (6.9) sea el de una única enfriadora.

En la siguiente imagen se muestra el modelo del conjunto de enfriadoras implementado en la red de frío:

DESARROLLO DE UN MODELO DE SIMULACIÓN DINÁMICA DE UNA RED DE REFRIGERACIÓN Y CALEFACCIÓN URBANA PARA EL BARRIO DE EMPRENDEDORES DE CARTAGENA.

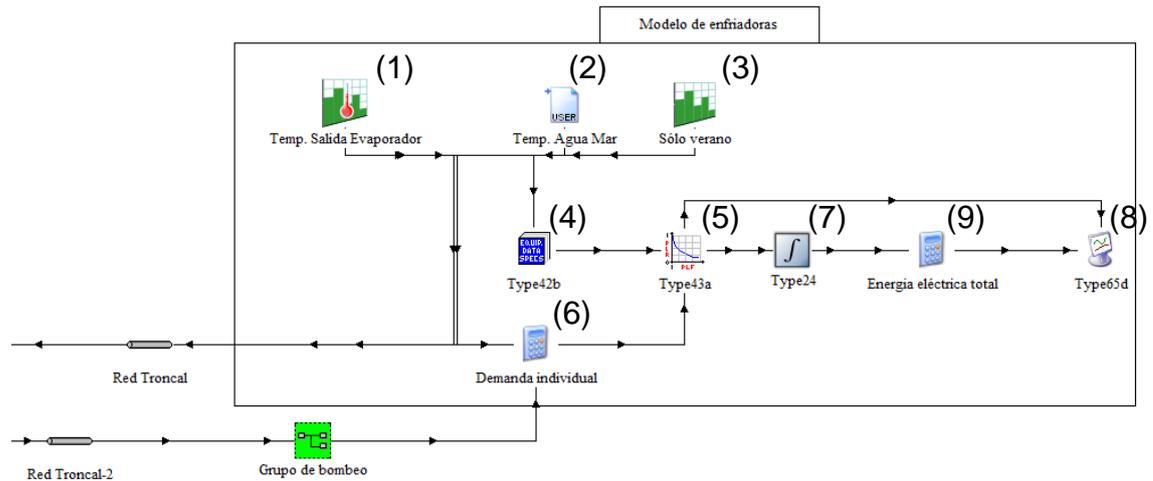


Fig. 6.26 Modelo de conjunto de máquinas enfriadoras agua-agua.

En los siguientes apartados se detalla la obtención de los parámetros de funcionamiento de la enfriadora.

6.3.3 Obtención de parámetros de funcionamiento en función de la temperatura.

El *type 42* permite modelizar el funcionamiento de equipos mediante hasta tres variables independientes, permitiendo obtener hasta cinco variables dependientes mediante interpolación lineal. En el modelo de enfriadora se han establecido dos variables independientes: la temperatura de entrada al condensador y la temperatura de salida del evaporador; puesto que la primera es la temperatura del agua del mar y la segunda va a estar condicionada por la carga parcial. La temperatura del condensador se ha introducido en un archivo de texto con las temperaturas medias mensuales, de manera que se interpolarán los valores para días y horas intermedias. La temperatura del evaporador se ha introducido mediante un *type 14* como un horario tipo diario. Los valores de estas temperaturas se han obtenido en el apartado 5.2.1.

Las variables dependientes serán la potencia y el EER. El catálogo de Carrier proporciona las relaciones entre las variables dependientes e independientes en forma de tabla, la imagen siguiente muestra esta relación para la enfriadora Carrier 30XW-V:

Cooling capacities in accordance with EN14511-3 : 2011

Standard-efficiency 30XW-V units

30XW-V		Condenser entering water temperature, °C																			
LWT °C	5	25				30				35				40				45			
		Qc kW	EER kW/ kW	q l/s	Δp kPa	Qc kW	EER kW/ kW	q l/s	Δp kPa	Qc kW	EER kW/ kW	q l/s	Δp kPa	Qc kW	EER kW/ kW	q l/s	Δp kPa	Qc kW	EER kW/ kW	q l/s	Δp kPa
580	5	570	5.95	27	33	540	5.03	26	30	509	4.22	24	27	478	3.51	23	24	447	2.88	21	21
630		634	5.80	30	41	601	4.88	29	37	565	4.09	27	33	527	3.39	25	29	486	2.76	23	25
810		791	5.72	38	37	749	4.86	36	33	703	4.09	34	30	654	3.41	31	26	603	2.81	29	22
880		810	5.50	39	38	812	4.82	39	38	762	4.03	36	34	711	3.32	34	30	658	2.89	31	26
1150		1110	5.99	53	52	1052	5.07	50	47	993	4.26	47	42	932	3.54	45	37	870	2.90	42	33
1280		1271	6.02	61	70	1206	5.09	58	63	1135	4.28	54	56	1060	3.56	51	49	979	2.91	47	42
1470		1425	5.87	68	87	1348	4.99	65	78	1268	4.22	61	69	1179	3.53	58	60	1089	2.90	52	52
1570		1567	5.50	75	103	1478	4.68	71	92	1385	3.97	66	81	1288	3.34	62	70	1186	2.75	57	60
1710		1702	5.46	82	121	1605	4.62	77	108	1505	3.87	72	95	1400	3.20	67	83	1293	2.59	62	71
580	7	613	6.33	29	37	581	5.35	28	34	549	4.50	26	30	516	3.75	25	27	482	3.09	23	24
630		680	6.18	33	46	645	5.21	31	42	608	4.37	29	37	568	3.64	27	33	525	2.96	25	29
810		829	5.95	40	39	805	5.18	39	37	756	4.37	36	33	704	3.66	34	29	651	3.04	31	25
880		835	5.63	40	39	854	5.01	41	41	819	4.27	39	38	765	3.54	37	33	709	2.89	34	29
1150		1193	6.35	57	60	1132	5.38	54	54	1070	4.54	51	48	1006	3.78	48	43	940	3.12	45	38
1280		1358	6.39	65	79	1294	5.42	62	72	1220	4.57	58	64	1142	3.81	55	56	1057	3.13	51	48
1470		1515	6.16	73	97	1447	5.30	69	89	1361	4.49	65	79	1270	3.78	61	69	1175	3.13	58	59
1570		1681	5.78	81	116	1587	4.96	76	104	1488	4.22	71	92	1385	3.55	66	80	1279	2.96	61	69
1710		1823	5.72	88	136	1721	4.85	83	122	1615	4.09	78	108	1505	3.39	72	94	1391	2.77	67	81
580	10	674	6.85	32	43	648	5.86	31	40	613	4.94	29	36	577	4.13	28	33	540	3.42	26	29
630		745	6.66	36	53	716	5.66	34	49	676	4.77	32	44	633	3.98	30	39	584	3.27	28	34
810		879	6.22	42	43	860	5.45	41	41	840	4.75	40	40	784	4.01	38	35	726	3.34	35	30
880		874	5.82	42	42	892	5.19	43	43	899	4.62	43	44	850	3.90	41	40	789	3.21	38	35
1150		1307	6.83	63	70	1260	5.87	60	65	1193	4.96	57	59	1124	4.16	54	52	1053	3.45	50	46
1280		1438	6.69	69	86	1435	5.87	69	86	1355	4.96	65	77	1270	4.16	61	68	1179	3.45	55	56
1470		1642	6.51	79	112	1591	5.67	76	105	1511	4.86	73	95	1413	4.11	68	83	1309	3.43	63	72
1570		1861	6.19	90	140	1759	5.33	85	125	1652	4.56	79	111	1540	3.86	74	97	1424	3.23	68	83
1710		2018	6.13	97	164	1906	5.25	92	146	1790	4.44	86	130	1670	3.71	80	113	1503	3.01	72	94
580	15	738	7.39	35	50	740	6.53	36	50	731	5.70	35	49	690	4.80	33	44	645	4.00	31	39
630		825	7.20	40	62	826	6.31	40	63	790	5.36	38	58	690	4.26	33	45	585	3.28	28	33
810		965	6.66	46	50	949	5.84	46	48	938	5.13	45	47	919	4.48	44	45	851	3.77	41	40
880		910	5.99	44	44	945	5.45	45	47	957	4.90	46	48	940	4.28	45	47	798	3.24	38	35
1150		1441	7.38	69	82	1421	6.44	68	80	1421	5.68	68	80	1341	4.80	64	72	1257	4.04	60	64
1280		1593	7.20	77	103	1588	6.31	76	102	1587	5.55	76	102	1400	4.58	76	102	1191	3.52	57	58
1470		1711	6.69	82	118	1707	5.93	82	117	1659	5.17	80	111	1655	4.58	80	111	1506	3.89	72	91
1570		2187	6.83	106	186	2055	5.80	99	165	1942	5.06	94	148	1809	4.32	87	129	1606	3.70	77	102
1710		2206	6.49	107	190	2182	5.79	106	186	2077	5.14	74	93	1788	4.06	85	125	1511	3.03	72	91
580	18	772	7.67	37	53	776	6.78	37	54	780	5.99	38	54	728	5.01	35	48	645	4.00	31	38
630		866	7.48	42	67	841	6.39	40	64	794	5.38	38	57	693	4.28	33	45	587	3.29	28	33
810		1009	6.88	49	53	1003	6.08	48	53	993	5.34	48	52	926	4.51	45	46	858	3.80	41	40
880		932	6.10	45	45	961	5.53	46	48	982	5.01	47	50	929	4.18	45	45	802	3.26	39	34
1150		1523	7.69	73	90	1512	6.75	73	89	1508	5.93	73	89	1421	5.12	68	80	1259	4.08	60	63
1280		1699	7.54	82	115	1674	6.54	81	111	1597	5.57	77	102	1406	4.57	67	78	1197	3.53	57	57
1470		1725	6.73	83	118	1706	5.93	82	115	1685	5.22	81	113	1654	4.58	80	109	1510	3.90	72	89
1570		2200	6.85	107	186	2078	5.91	101	166	1952	5.08	94	147	1820	4.33	88	128	1583	3.74	78	98
1710		2356	6.73	114	212	2255	5.91	109	195	2083	5.08	100	168	1788	4.03	86	125	1511	3.02	72	89

Fig. 6.27 Valores de funcionamiento de Carrier 30XW-V 1710.

Estos valores han sido suministrados en un archivo de texto de manera que puedan ser leídos por el *type* 42, que se puede ver en la *figura* 6.28. Para ello, en la primera fila se ha de colocar los valores de la segunda variable independiente, en este caso los valores de temperatura de salida del evaporador mostrados en la tabla anterior, y en la segunda fila los valores de la primera variable independiente: la temperatura de salida del evaporador. En la tercera fila y en adelante se han de colocar los valores de las variables dependientes (en este caso la potencia total y EER). La tercera fila corresponde a los valores que las variables dependientes toman para 5 °C en la salida del evaporador y 25 °C en la entrada del condensador, los valores de la cuarta fila son los valores de potencia total y EER para el caso de 5 °C en la salida del evaporador y 30 °C

DESARROLLO DE UN MODELO DE SIMULACIÓN DINÁMICA DE UNA RED DE REFRIGERACIÓN Y CALEFACCIÓN URBANA PARA EL BARRIO DE EMPRENEDORES DE CARTAGENA.

en la entrada del condensador. Los grupos de cinco filas corresponden a la misma temperatura del evaporador para las distintas temperaturas de entrada al condensador: las cinco primeras a 5 °C, las cinco siguientes a 7 °C, etc.

5	7	10	15	18
25	30	35	40	45
1702	5.46			
1605	4.62			
1505	3.87			
1400	3.20			
1293	2.59			
1823	5.72			
1721	4.85			
1615	4.09			
1505	3.39			
1391	2.77			
2018	6.13			
1906	5.25			
1790	4.44			
1670	3.71			
1503	3.01			
2206	6.49			
2182	5.79			
2077	5.14			
1788	4.06			
1511	3.03			
2356	6.73			
2255	5.91			
2083	5.08			
1788	4.03			
1511	3.02			

Fig. 6.28. Archivo de texto para type 42.

Estos valores se usarán en el type 43 para obtener la variación del EER en función de la carga parcial, comentado en el siguiente apartado.

6.3.4 Obtención de parámetros de funcionamiento a carga parcial.

El componente utilizado para modelar el funcionamiento a carga parcial de las enfriadoras es el type 43: *Part Load Performance*. Este componente permite

obtener la energía eléctrica necesaria y el EER cuando el equipo no está funcionando a capacidad total, situación que se da en la mayor parte del tiempo.

Este componente precisa un archivo de texto con los datos que caractericen el comportamiento de la enfriadora a diferentes niveles de carga, y suministrárselos según la siguiente figura:

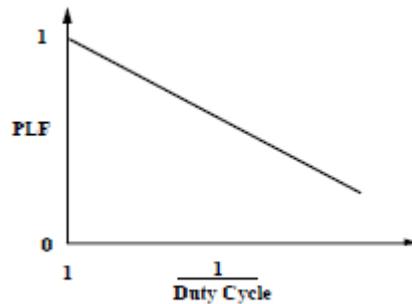


Fig. 6.29 Gráfica del factor de carga parcial en el type 43

En esta figura, el PLF (*Part Load Factor*) es la relación entre el EER a carga parcial y el EER a carga total, tal como se muestra en la ecuación (6.12). El *Duty Cycle* es la carga parcial, la relación entre la demanda y la potencia total. En el archivo de texto se tiene que introducir la inversa de la carga parcial.

El catálogo no proporciona valores del EER a carga parcial, por lo que se tienen que obtener a partir del ESEER (*European Seasonal Energy Efficiency Ratio*), que se obtiene mediante una combinación de diferentes valores tal como muestra la imagen siguiente:

ESEER (European seasonal energy efficiency ratio)			
Load %	Condenser entering water temperature, °C	Energy efficiency	Operating time, %
100	30	EER ₁	3
75	26	EER ₂	33
50	22	EER ₃	41
25	18	EER ₄	23
ESEER = EER ₁ x 3% + EER ₂ x 33% + EER ₃ x 41% + EER ₄ x 23%			
Note: Constant leaving water temperature: 7°C			

Fig. 6.30 Parámetros de cálculo del ESEER.

El ESEER de la enfriadora Carrier 30XW-V 1710 es de 6,85, obtenido del catálogo de dicha máquina:

DESARROLLO DE UN MODELO DE SIMULACIÓN DINÁMICA DE UNA RED DE REFRIGERACIÓN Y CALEFACCIÓN URBANA PARA EL BARRIO DE EMPRENEDORES DE CARTAGENA.

Part load performances

30XW-V 580 to 1710										
30XW-V		580	630	810	880	1150	1280	1470	1570	1710
IPLV	kW/kW	9.06	9.12	9.45	8.95	9.24	9.30	9.17	9.30	8.98
ESEER	kW/kW	7.80	7.60	8.04	7.76	7.79	7.59	7.30	7.15	6.85

Fig. 6.31 ESEER de Carrier 30XW-V.

El EER a carga parcial se puede considerar como un factor (el factor de carga parcial, PLF) que multiplica al EER en carga total, según la siguiente ecuación:

$$EER = PLF \cdot EER_{Q_{m\acute{a}x}} \quad (6.12)$$

Este EER a carga total no se puede obtener interpolando linealmente los valores del catálogo (*figura 6.27*) para las condiciones mostradas en la *figura 6.30*, ya que el rango del catálogo no incluye valores para interpolar a temperaturas más bajas de 25 °C a la entrada del condensador y tampoco sigue una relación lineal. Por ello, se han cogido varios valores de éste y se han ajustado a una ecuación cuadrática mediante Excel. La siguiente tabla resume los valores de EER a carga total para las distintas condiciones aplicadas para obtener el ESEER:

Tabla 6.6 Valores del EER para las condiciones de cálculo del ESEER.

Temperatura de entrada al condensador:	EER a carga total:	Designación
30 °C	4,85	EER _{máx.1}
26 °C	5,5384	EER _{máx.2}
22 °C	6,268	EER _{máx.3}
18 °C	7,0488	EER _{máx.4}
Temperatura salida evaporador: 7 °C		

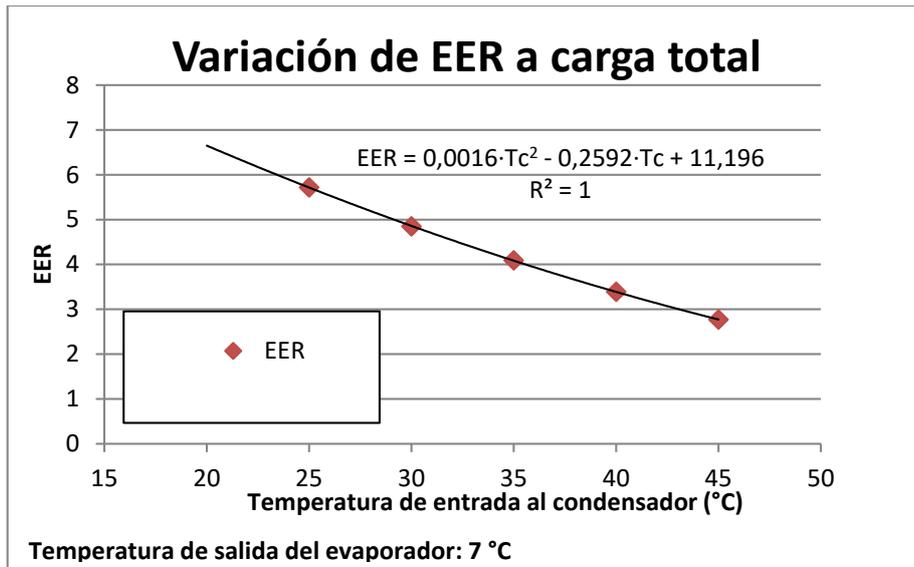


Fig. 6.32 Valores del EER para las condiciones de cálculo del ESEER.

Usando la ecuación de cálculo del ESEER de la figura 6.30, combinándola con la ecuación (6.12), se puede obtener el factor de carga parcial independientemente de las temperaturas, mediante la siguiente ecuación:

$$ESEER = EER_{m\acute{a}x1} \cdot 3\% + PLF_{75\%} \cdot EER_{m\acute{a}x2} \cdot 33\% + PLF_{50\%} \cdot EER_{m\acute{a}x3} \cdot 41\% + PLF_{25\%} \cdot EER_{m\acute{a}x4} \cdot 23\% \quad (6.13)$$

Mediante la herramienta *Solver* de Excel se han obtenido los coeficientes de carga parcial de la ecuación anterior y se han ajustado a una ecuación cúbica para obtener valores por debajo del 25%. La siguiente tabla muestra los coeficientes de carga parcial introducidos en el type 43:

Tabla 6.7 Factor de Carga Parcial de la enfriadora Carrier 30XW-V.

Carga Parcial.	Factor de Carga Parcial (PLF)
100%	1,0000
75%	1,0279
50%	1,0791
25%	1,2106
10%	1,3517
5%	1,4119

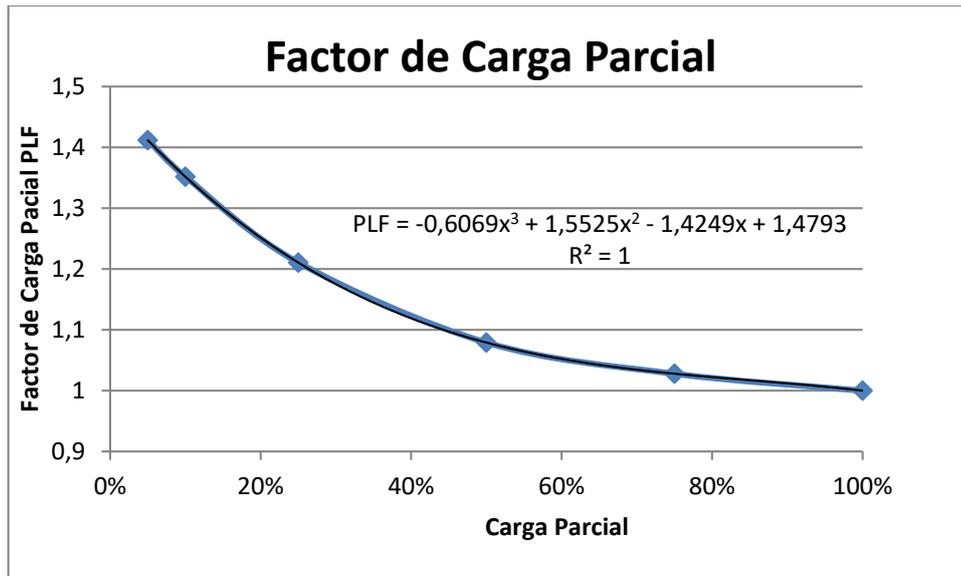


Fig. 6.33 Factor de carga parcial de la enfriadora Carrier 30XW-V.

Como se ha comentado anteriormente, la carga parcial se tiene que introducir como su inversa en el archivo de texto del *type 43* en orden ascendente, introduciendo estos valores a modo de vector fila, de manera que el primer valor será el que corresponda al caso de carga total, el segundo al 75%, y así en adelante. Los valores del factor de carga parcial se introducirán en forma de vector columna, empezando por el correspondiente a carga total, seguida por el correspondiente al 75% de carga parcial. El archivo de texto es el siguiente:

```
1 1.333 2 4 10 20
1
1.0279
1.0791
1.2106
1.3517
1.4119|
```

Fig. 6.34 Archivo de texto correspondiente al *type 43*

6.4 Modelizado del sistema de generación de calor.

El objetivo de modelar el sistema de generación de calor es obtener la energía que se necesita para cubrir la demanda térmica en los edificios de manera que ésta se pueda usar como referencia para analizar distintas alternativas y encontrar el sistema de refrigeración óptimo para la red.

Aunque existen diversas alternativas para la red, tanto de tipo de generación como de combustible empleado, se ha optado por una caldera de gas natural para realizar la simulación.

6.4.1 Alternativas.

6.4.1.1 *Caldera de Gas Natural.*

Emplear gas natural como combustible para generar calor presenta las ventajas de ser económico, garantizar un suministro continuo, ser un combustible limpio (no produce residuos, lo que reduce la necesidad de mantenimiento) y no presentar olores en su combustión.

6.4.1.2 *Caldera de biomasa.*

El uso de una caldera de biomasa en lugar de una de gas natural permitiría reducir la huella de carbono de la red, aunque habría que considerar la posibilidad de suministro de grandes cantidades de pellets, el espacio necesario para almacenar estos y el mantenimiento de estas calderas, que es mayor ya que los combustibles sólidos dejan residuos durante su combustión.

6.4.1.3 *Caldera de baja temperatura.*

En el clima de Cartagena, que se caracteriza por un invierno suave, podría llegar a ser factible una red de calor que use calderas de condensación, lo que permitiría aprovechar mejor el tipo de energía usado para generar calor.

6.4.1.4 Aporte de energía solar.

Emplear energía solar permitiría reducir el consumo de combustible necesario en el suministro de calor a la red. El calor aportado mediante energía solar dependerá de la superficie disponible para instalar los colectores.

6.4.2 Modelo de la caldera.

La caldera que se ha usado para el modelado y simulación de la red de calor es el modelo de caldera Vitomax 200-LW-M64A de gas natural, con una potencia nominal de 20 MW y un rendimiento a carga completa del 92 %.

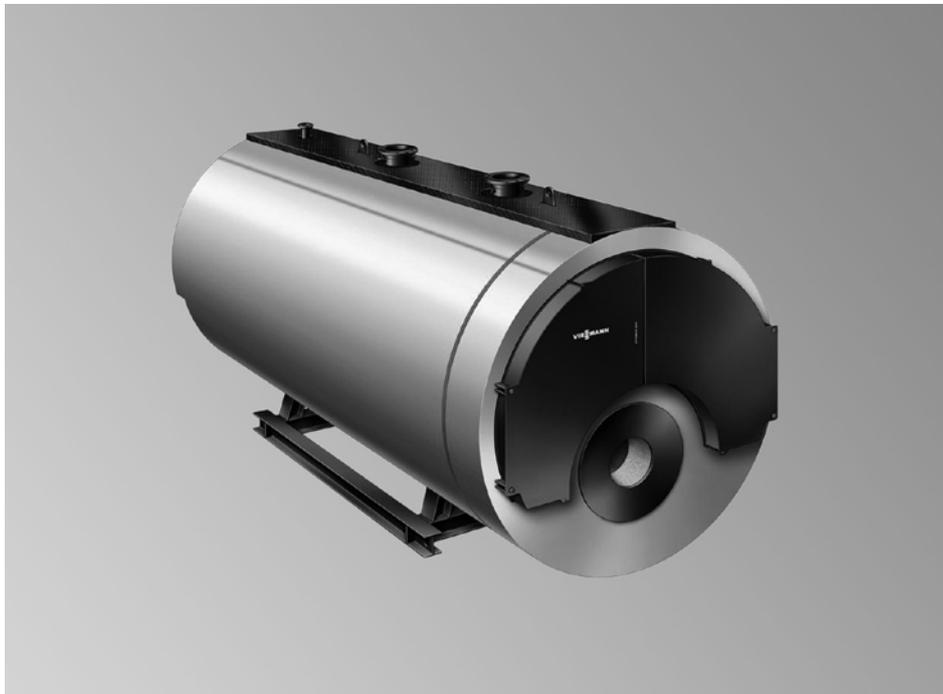


Fig. 6.35 Caldera Vitomax 200-LW-M64A.

TRNSYS dispone de un modelo de caldera, el *type 6: Auxiliary heater* (1), que permite obtener el consumo energético y pérdidas en la propia caldera asociadas a la producción de calor. Además, dispone de un *input* que permite establecer una temperatura consigna a la salida de la caldera, que es de 80 °C. Sin embargo, el rendimiento de este componente es un parámetro, por lo que es constante y no puede ser modificado en caso de que dependa de alguna variable.

Para tener en cuenta la variación del rendimiento se ha colocado a la salida del componente anterior el *type 43: Part Load Performance* (2), que permite tener en cuenta la variación del rendimiento a carga parcial debido a que el rendimiento de esta caldera varía desde del 92 % al 95 % y que el pico de demanda de calefacción es de 16300 kW, por lo que nunca se va a alcanzar la carga total es calefacción.

Tras este componente se ha colocado un integrador (3), el *type 24*, que permite obtener el consumo energético a lo largo del periodo de funcionamiento, de octubre a abril, y el *type 14* (4), que limita el funcionamiento de la caldera a estos meses enviando una señal de control a la caldera.

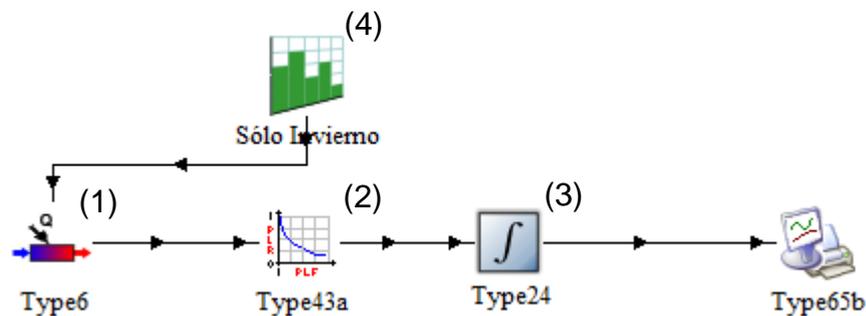


Fig. 6.36 Modelo de caldera.

6.4.3 Obtención de parámetros.

En este modelo el único parámetro es la variación de rendimiento en función de la carga parcial. Este se ha tenido en cuenta en el *type 43*, de la misma manera que en la sección 6.3.4. Para ello, es necesario introducir en un archivo varios puntos de funcionamiento para que se pueda interpolar entre ellos. El archivo debe incluir el factor de carga parcial, PLF, definido de la siguiente manera:

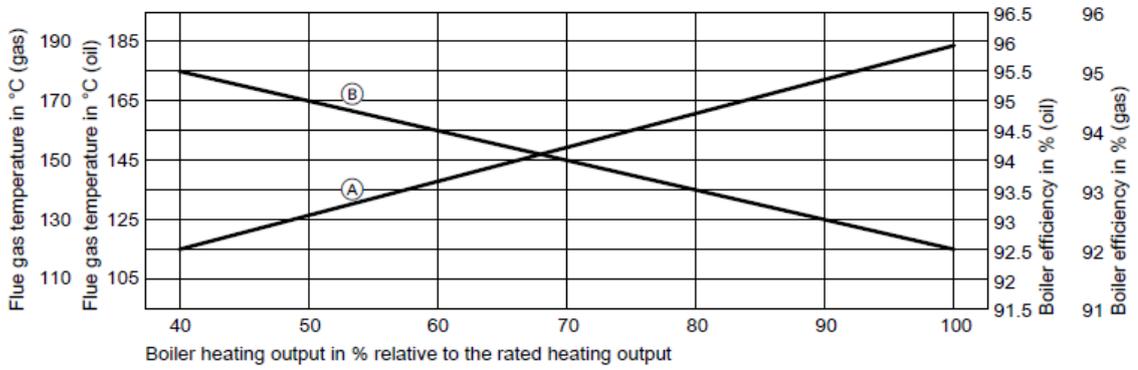
$$\eta = PLF \cdot \eta_{Qmax} \quad (6.14)$$

El rendimiento se ha obtenido de la siguiente figura del catálogo de la caldera:

DESARROLLO DE UN MODELO DE SIMULACIÓN DINÁMICA DE UNA RED DE REFRIGERACIÓN Y CALEFACCIÓN URBANA PARA EL BARRIO DE EMPRENDEDORES DE CARTAGENA.

Flue gas temperature and boiler efficiency

Depending on the boiler's heating output at a boiler water temperature of 80/60 °C and a residual oxygen content in the flue gas of 3 %.



- (A) Flue gas temperature in °C
- (B) Boiler efficiency in %

Fig. 6.37 Variación del rendimiento en la caldera Vitomax 200-LW-M64A.

Los puntos tomados se resumen en la siguiente tabla:

Tabla 6.8 Factor de carga parcial para la caldera Vitomax 200-LW-M64A.

Carga Parcial (%)	η (%)	PLF
100%	92%	1,00000000
80%	93%	1,010869565
60%	94%	1,021739130
40%	95%	1,032608696

6.5 Modelizado del sistema de impulsión.

El dimensionado de las bombas de impulsión es necesario para computar el consumo eléctrico del bombeo de la red primaria además del consumo de las enfriadoras y calderas.

El caudal de la red ya es conocido, y las caídas de presión en las tuberías se han obtenido en su dimensionado en el apartado 6.2.2 *Dimensionado de tuberías de transporte*. La ramificación en la que se produce la mayor caída de presión para el caudal estimado es la que llega hasta la residencia Caballero, tanto en la red de calor como de frío.

Esta ramificación está formada por los tramos A-B-C-D-Residencia (esquema en la *figura 6.11*). Al ser un circuito cerrado únicamente es necesario tener en cuenta las pérdidas hidráulicas de las tuberías y accesorios, que al no estar determinados en la red se van a considerar como una longitud equivalente adicional del 20 %.

Tanto las tuberías como las máquinas enfriadoras, accesorios e intercambiadores darán lugar a una curva característica de la instalación del tipo:

$$H = A Q^2 + B Q + C \quad (6.15)$$

La ecuación que determina el incremento de presión en este circuito es la siguiente:

$$\Delta P = \sum \frac{\lambda_D L_{eq}}{D} \cdot \frac{\rho U^2}{2} \quad (6.16)$$

En esta ecuación, la caída de presión en el ramal es la suma de las caídas de cada tramo, cada cual dispone de un longitud, diámetro y caudal diferente.

Expresado en unidades de altura manométrica, y aplicando la ecuación (6.6) para expresar la velocidad en función del caudal, la ecuación queda:

$$\Delta H = \frac{8}{g \pi^2} \sum \frac{\lambda_D L_{eq}}{D^5} Q_i^2 \quad (6.17)$$

Referenciando esta ecuación al caudal total que se va a impulsar queda de la siguiente manera:

$$\Delta H = \frac{8}{g \pi^2} \sum \frac{\lambda_D 2 L_{eq} \alpha^2}{D^5} Q_t^2 \quad (6.18)$$

Siendo α la fracción de caudal que circula en cada tramo respecto al caudal total que se impulsa en la red, y teniendo en cuenta que se considera el doble de la longitud debido a que hay dos conductos por tramo: uno de impulsión y otro de retorno.

6.5.1 Impulsión de la red de frío.

La mayor caída de presión se produce en el circuito que suministra a la residencia caballero. Las caídas de presión para el caudal de la red de frío en cada circuito son las siguientes:

Tabla 6.9 Caída de presión en los circuitos de la red de frío.

Circuito	L (m)	ΔP (kPa)
Rectorado	1680	239,63
Barrio	2030	290,49
Residencia Caballero	2230	321,85
Residencia Alberto Colao	2070	294,62
ETSINO	1850	252,03
EICM	1850	251,78
ARQUIDE	1930	255,89
ETSIA	2070	264,63
CIM	2070	213,82
I+D+I	1600	213,72
Antigones	1440	197,97
ETSII	1450	196,64
Casa del estudiante	1710	232,41
ELDI	1690	231,29

Los valores usados en cada tramo de la central de generación hasta la residencia Caballero se resumen en la tabla siguiente:

Tabla 6.10 Valores aplicados en ecuación 6.18 en la red de frío.

Tramo	L (m)	L _{eq} (m)	Caudal		α	Dc	Dc (mm)	λ _d
			(kg/s)	(m ³ /h)				
Inicial	1000	1200	676	2433,6	1,000	DN600	595,8	0,0135
A-B	470	564	445,0	1602,0	0,658	DN500	495,4	0,014
B-C	190	228	333,0	1198,8	0,493	DN450	444,4	0,014
C-D	310	372	317,0	1141,2	0,469	DN450	444,4	0,014
D-Res. Caballero	260	312	4,0	14,8	0,006	DN80	82,5	0,022

Con estos valores, la pérdida de carga en conductos y accesorios es:

$$H (m.c.a) = 87,07 Q_t^2 (m^3/s) \tag{6.19}$$

$$H (m.c.a) = 6,734 \cdot 10^{-6} Q_t^2 (m^3/h)$$

A estas pérdidas hay que sumarle la caída que se produce en el evaporador de las enfriadoras. El catálogo de la enfriadora utilizada, la Carrier 30XW-V, dispone de la siguiente curva:

Units with two evaporator passes (standard)

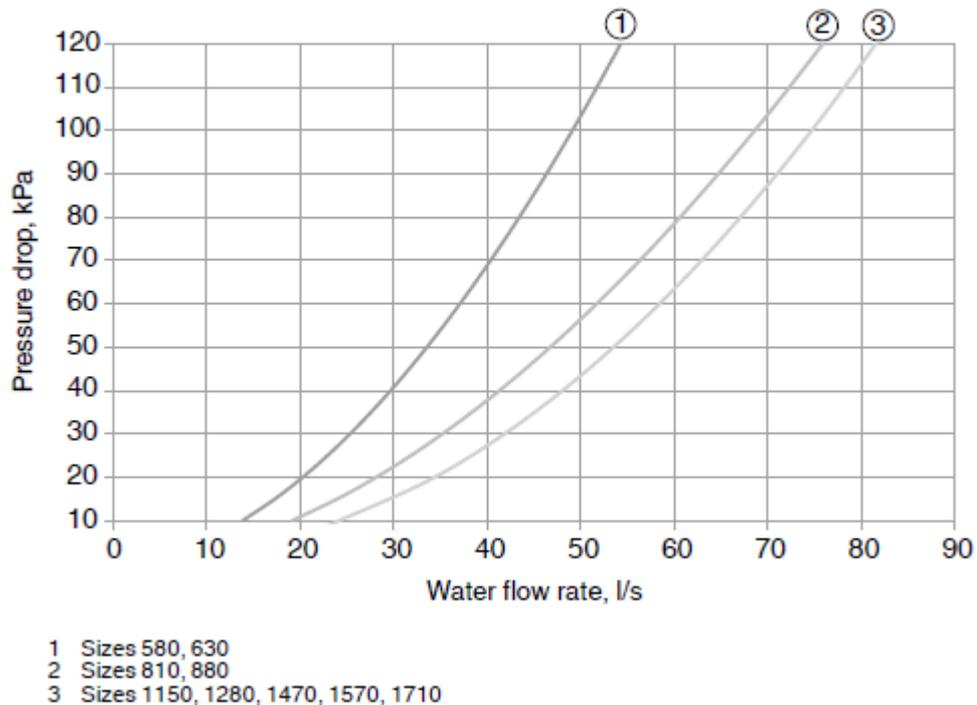


Fig. 6.38 Caída de presión en el evaporador de la enfriadora Carrier 30XW-V.

Tomando valores aproximados de esta curva se puede obtener la ecuación que caracteriza su caída de presión en función del caudal:

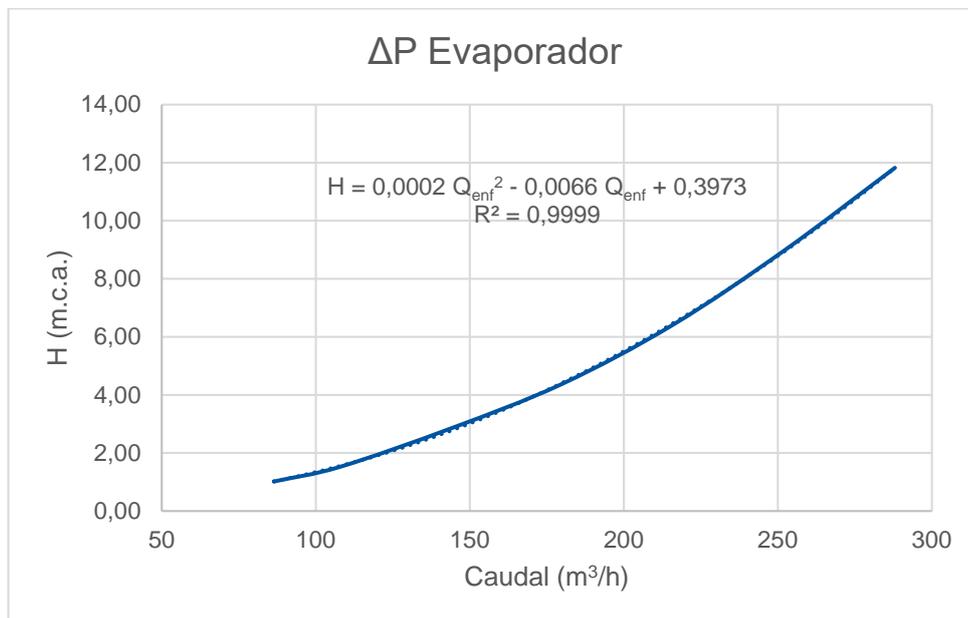


Fig. 6.39 Curva de caída de presión en el evaporador.

Esta ecuación de la caída de carga sólo es válida para una enfriadora. Al ser trece enfriadoras en paralelo, con la suposición de que a todas les entra el mismo caudal, esta ecuación se puede referenciar al caudal total, ya que la altura manométrica se mantiene constante en elementos en paralelo pero el caudal se divide:

$$Q_{enf} = Q_t / 13 \quad (6.20)$$

$$H = 9,519 \cdot 10^{-7} Q_t^2 - 5,111 \cdot 10^{-4} Q_t + 0,3973 \quad (6.21)$$

Sumando estas dos contribuciones (ecuaciones (6.21) y (6.19)), la curva resistente de la instalación es la siguiente:

$$H_r = 7,686 \cdot 10^{-6} \cdot Q_t^2 - 5,111 \cdot 10^{-4} \cdot Q_t + 2,95 \quad (6.22)$$

Para el caudal de diseño, el punto de funcionamiento es el siguiente:

$$Q_t = 2433,6 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$H = 47,2 \text{ m. c. a.}$$

No existe una única bomba capaz de impulsar este caudal a tanta presión, por lo que es necesario colocar varias bombas en paralelo. En el catálogo de

bombas Grundfos, las bombas que mejor se adaptan a esto requerimientos son las bombas de 4 polos, que giran a 1450 rpm.

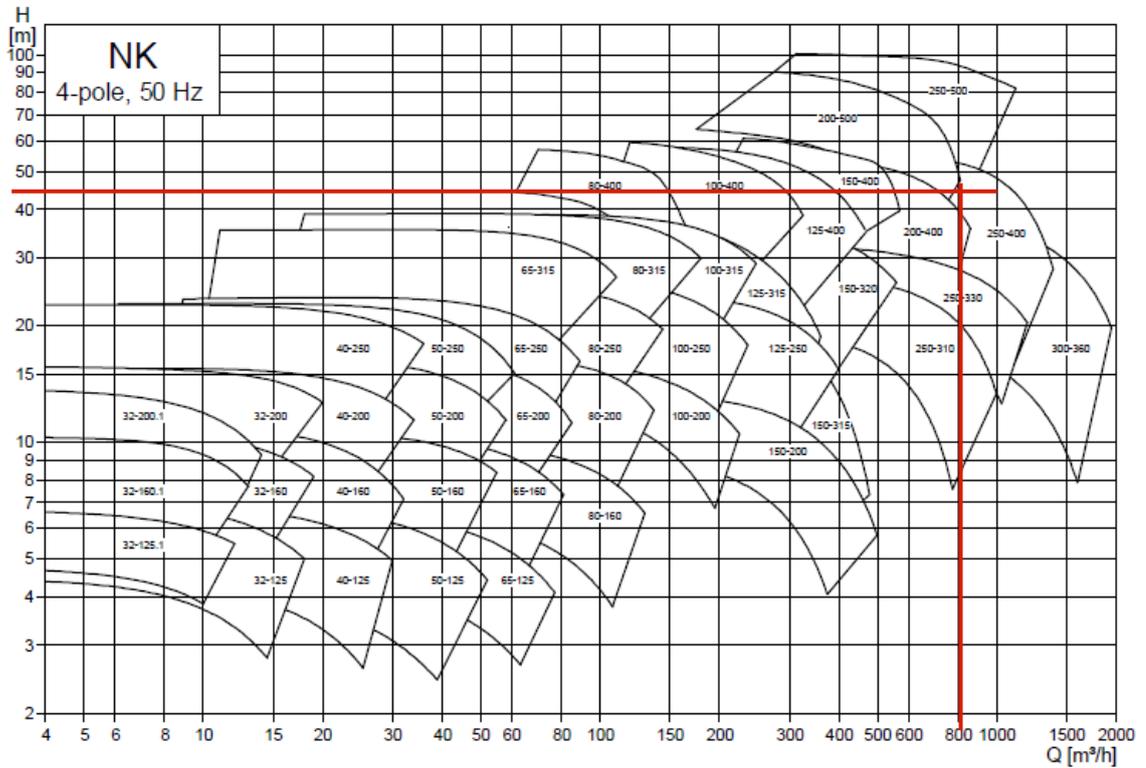


Fig. 6.40 Diagrama combinado del catálogo Grundfos.

Usando tres bombas en paralelo, con un caudal cada una de 811 m³/h, son válidas las bombas de la familia NK 250-400. En la siguiente figura se muestra las curvas detalladas de dicha familia, de las que se tomará la bomba NK 250-400 φ415.

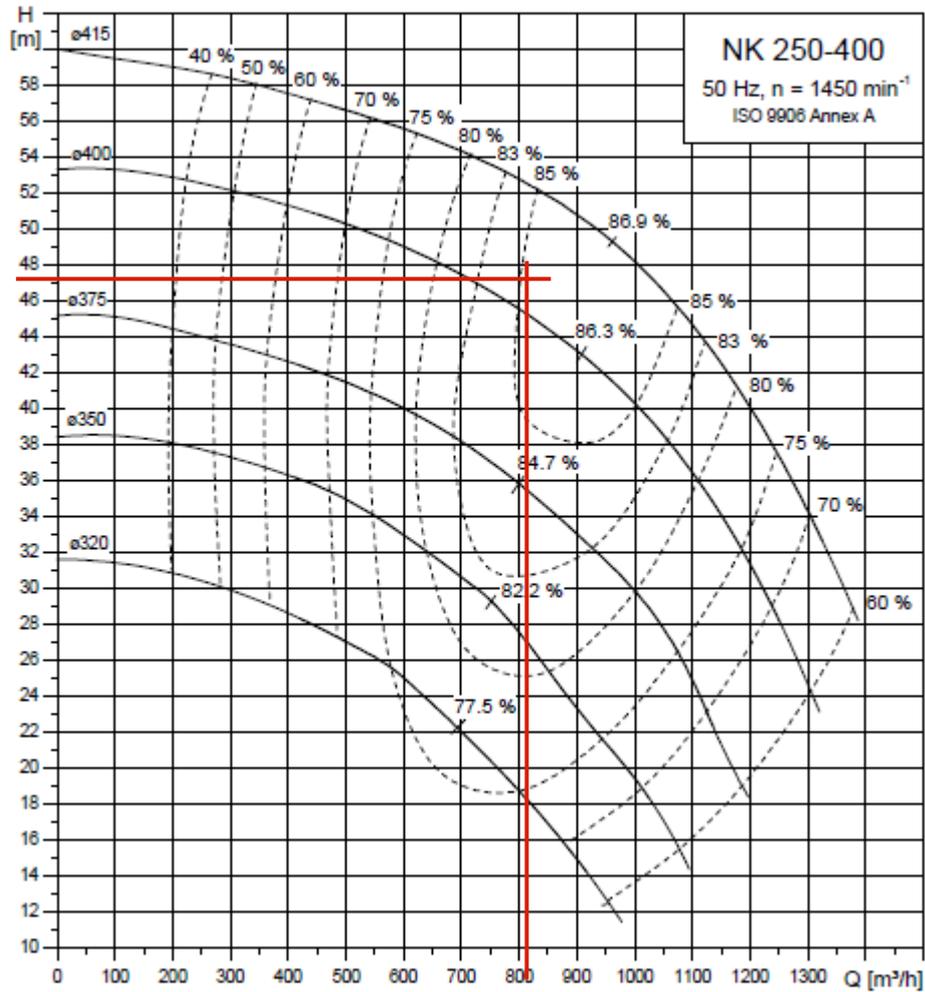


Fig. 6.41 Curvas características de la familia de bombas 250-400.

Tomando varios puntos de esta curva se ha obtenido una ecuación aproximada, que es la siguiente:

$$H_m = 60 + 0,0069 Q_B - 2 \cdot 10^{-5} Q_B^2 \quad (6.23)$$

Sabiendo que son tres bombas en paralelo, el caudal total se dividirá entre estas:

$$Q_B = Q_t/3 \quad (6.24)$$

Por lo que la ecuación (6.23) queda referenciada al caudal total impulsado:

$$H_m = 60 + 0,0023 Q_t - 6,67 \cdot 10^{-6} Q_t^2 \quad (6.25)$$

Igualando las curvas resistente y motora (ecuación (6.22) y (6.25)), la intersección de estas dará el punto de funcionamiento real de este grupo de bombas:

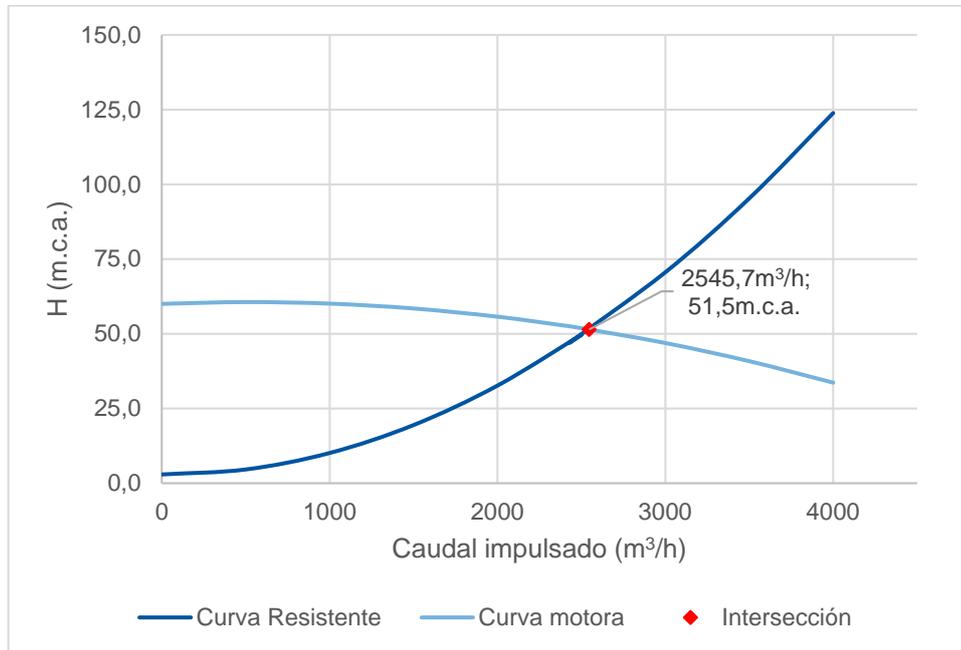


Fig. 6.42 Curvas características de la red y punto de funcionamiento.

La potencia consumida por la bomba viene dada por la siguiente expresión:

$$P_B = \frac{\rho g H Q_B}{\eta} \tag{6.26}$$

Y el rendimiento de éstas se puede obtener en la figura 6.41, para los valores obtenidos de caudal y altura manométrica, que en este caso es del 85%.

En este punto de funcionamiento, las bombas que forman el sistema de impulsión tienen los siguientes parámetros:

Tabla 6.11 Parámetros del modelo de las bombas en la red de frío.

Q= 848,5 m³/h	H=51,5 m.c.a
η = 86,1%	P= 138,2 kW

El modelo usado para estas bombas es el type 114, una bomba de caudal constante. En este sistema se ha dividido el caudal proporcionalmente y se ha

DESARROLLO DE UN MODELO DE SIMULACIÓN DINÁMICA DE UNA RED DE REFRIGERACIÓN Y CALEFACCIÓN URBANA PARA EL BARRIO DE EMPRENEDORES DE CARTAGENA.

añadido un integrador (*type 24*) que permite obtener el consumo eléctrico de estas bombas para sumarlo al consumo eléctrico de las enfriadoras.

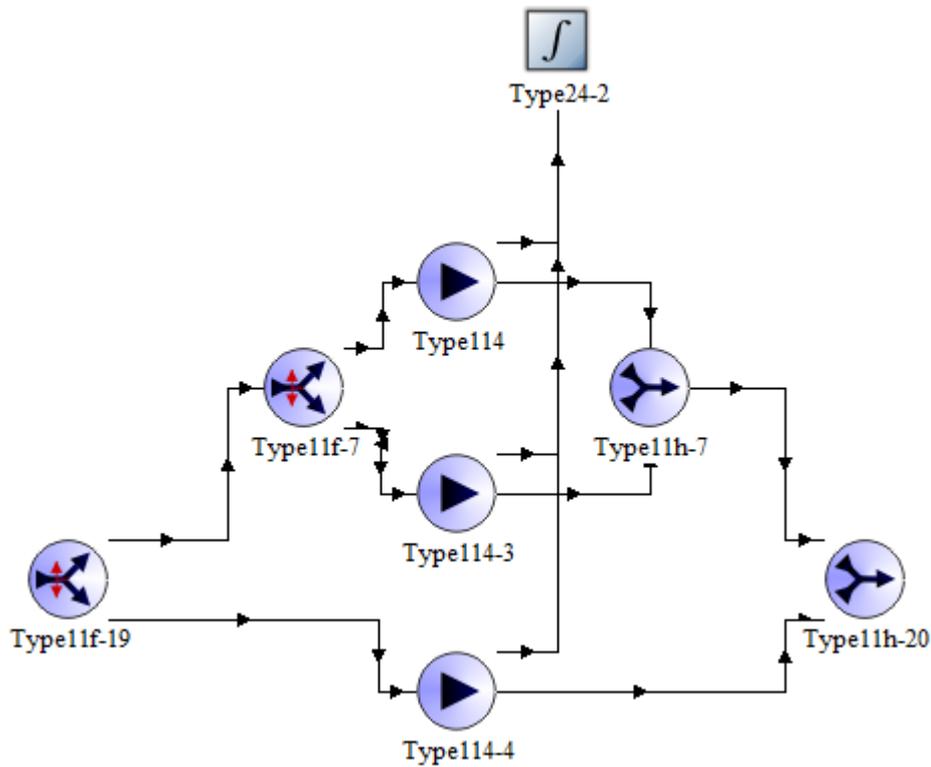


Fig. 6.43 Modelo del grupo de bombeo.

Realizando la simulación del modelo completo se han obtenido los siguientes resultados:

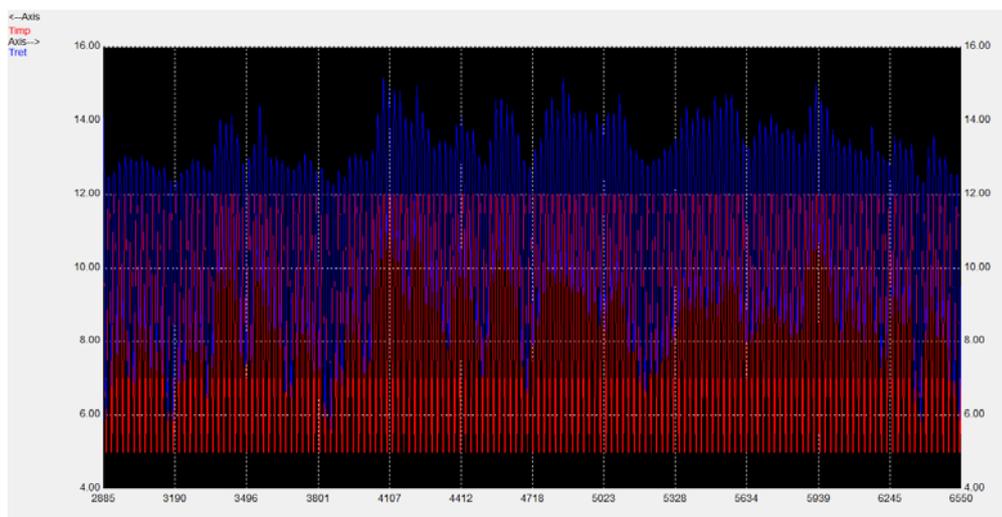


Fig. 6.44 Evolución de las temperaturas de impulsión y retorno.

Aunque la red se ha diseñado para un salto de temperaturas de 8 K en los secundarios en la mayor parte del tiempo esta diferencia de temperatura no supera los 5 K, especialmente cuando la demanda es baja. Esto se debe a que en pocas ocasiones se alcanza una demanda cercana a la máxima, en la que se ha aplicado el criterio de los 8 K, y al mantener el caudal constante es salto térmico es menor además de que cada edificio alcanza su demanda máxima en un instante de tiempo diferente. La siguiente figura muestra esta evolución para el mes de julio, en la que se ve con más detalle:

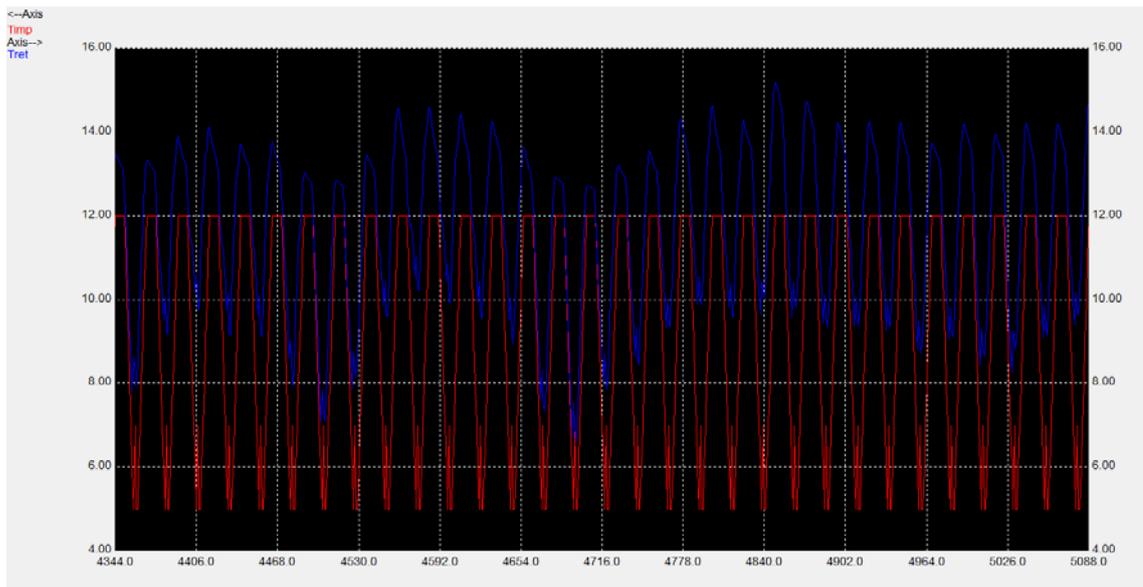


Fig. 6.45 Evolución de las temperaturas de impulsión y retorno en el mes de Julio.

En cuanto a la energía consumida a lo largo del periodo de funcionamiento de la red de frío, la siguiente figura muestra los resultados obtenidos con TRNSYS:

DESARROLLO DE UN MODELO DE SIMULACIÓN DINÁMICA DE UNA RED DE REFRIGERACIÓN Y CALEFACCIÓN URBANA PARA EL BARRIO DE EMPRENDEDORES DE CARTAGENA.

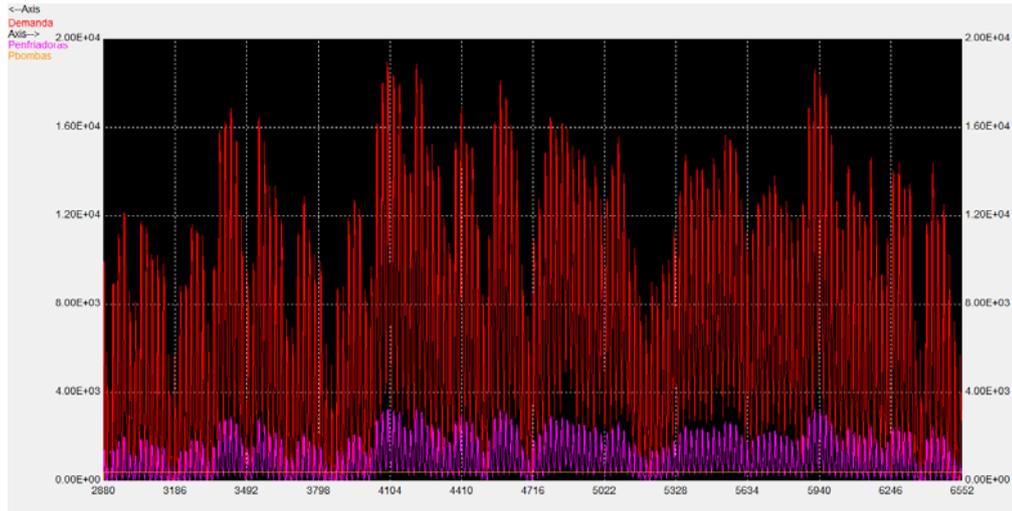


Fig. 6.46 Demanda y consumo energético a lo largo del periodo de refrigeración.

Este modelo tiene un consumo eléctrico total de 5151832 kWh al año y el consumo de las bombas es de 1522411 kWh, lo que representa un 29,55 % del total.

Para reducir este consumo se va a incorporar un sistema de regulación de caudal en el grupo de bombeo. De esta manera se va a controlar tanto la temperatura de impulsión como el caudal de la red en el modelo.

En el modelo se van a sustituir el modelo de bombas utilizadas, el *type 114*, por un modelo de bomba de velocidad variable, el *type 110*. Este componente regula el caudal en función de una señal de control que oscila de 0 a 1, siendo 1 el caudal nominal y para valores intermedios el caudal impulsado será proporcional a esta señal de control. La potencia absorbida por la bomba en el componente viene determinada por la siguiente ecuación:

$$P = P_{nom}(a_0 + a_1 \cdot \gamma + a_2 \cdot \gamma^2 + a_3 \cdot \gamma^3 + \dots) \quad (6.27)$$

Donde P_{nom} es la potencia cuando la señal de control es la unidad, y γ la señal de control. Para modelizar las bombas de velocidad variable es necesario obtener los parámetros a_i de la ecuación anterior e introducirlos en el componente. Estos se van a obtener ajustando la ecuación en Excel a partir de la potencia absorbida por estas bombas a distintos regímenes de giro.

Al modificar el régimen de giro la curva característica de la bomba se modifica, manteniendo el rendimiento prácticamente constante. Para obtener los

puntos de funcionamiento a velocidad distinta a la nominal, se pueden estimar a partir de las leyes de semejanza.

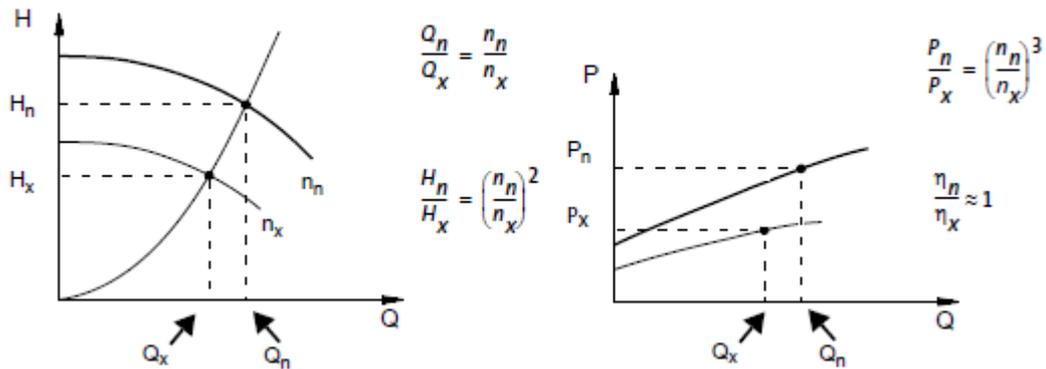


Fig. 6.47 Regulación mediante variación de régimen de giro.

La parábola que permite relacionar la curva característica a una velocidad dada con la curva a velocidad nominal se puede expresar como:

$$H = k \cdot Q^2 \quad (6.28)$$

Donde k es una constante, que se obtiene con la ecuación anterior para los valores deseados de caudal y caída de presión asociada a partir de la curva característica de la instalación.

Una vez obtenida la constante k, esta ecuación se iguala a la curva característica del grupo de bombas a régimen de giro nominal (ecuación (6.25)), lo que proporcionará los puntos homólogos de funcionamiento que permitirán obtener la potencia absorbida por la bomba:

$$k \cdot Q_t^{*2} = 60 + 0,0023Q_t^* - 6,67 \cdot 10^{-6}Q_t^{*2} \quad (6.29)$$

Una vez obtenido este caudal del punto homólogo, se puede obtener H^* de la ecuación (6.28). Con estos datos se puede obtener el régimen de giro, y con éste la potencia, con las ecuaciones de afinidad de la figura 6.47. La siguiente tabla muestra los valores obtenidos para varios puntos.

DESARROLLO DE UN MODELO DE SIMULACIÓN DINÁMICA DE UNA RED DE REFRIGERACIÓN Y CALEFACCIÓN URBANA PARA EL BARRIO DE EMPRENEDORES DE CARTAGENA.

Tabla 6.12 Potencia las bombas para distintos regímenes de giro en la red de frío.

Q_t (m ³ /h)	H(mca)	k	Q_t^*	Q_b^*	H*	η	n (rpm)	P(kW)
1250	14,3	9,16E-06	2399,08	799,69	52,74	0,840	755	19,55
1500	19,5	8,66E-06	2456,99	819,00	52,25	0,849	885	31,45
1750	25,6	8,36E-06	2493,03	831,01	51,94	0,853	1018	47,81
2000	32,7	8,17E-06	2516,65	838,88	51,73	0,857	1152	69,38
2250	40,7	8,04E-06	2532,80	844,27	51,58	0,860	1288	96,91
2500	49,7	7,95E-06	2544,23	848,08	51,48	0,861	1425	131,15
2545,5	51,4	7,94E-06	2545,94	848,65	51,47	0,861	1450	138,16

Dividiendo los caudales y la potencia de cada régimen por su caudal y potencia nominal, se pueden obtener los coeficientes que son necesarios introducir en el modelo de TRNSYS:

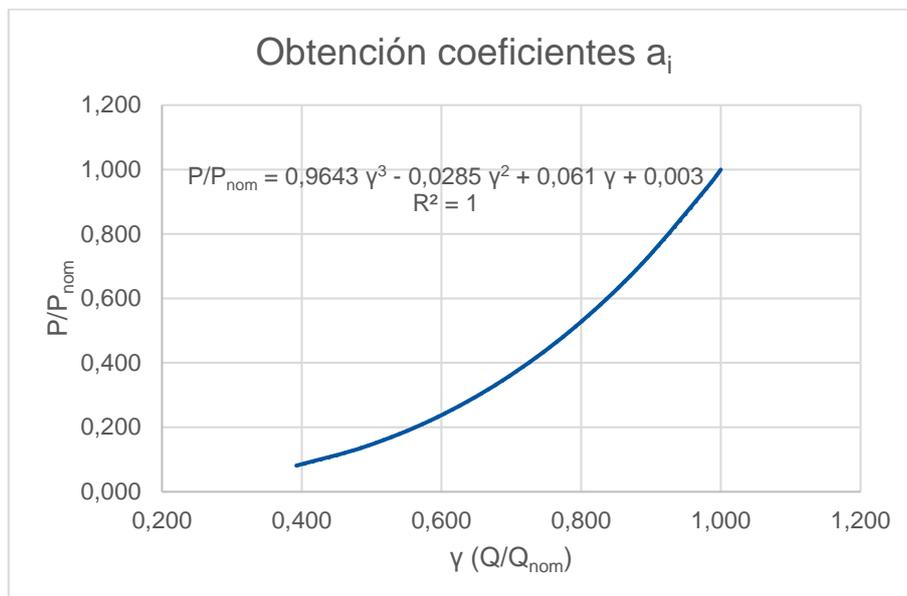


Fig. 6.48 Coeficientes para type 110 de la red de frío.

La regulación de señal de control de la bomba se va a realizar de una manera similar al de la válvula de los modelos de los sistemas secundarios. Por lo tanto se va a introducir un PID (type 23) que mande una señal en función de si el salto de temperatura es mayor o menor de 5 K (temperatura de impulsión menos retorno en las enfriadoras), de manera que si es menor se disminuirá el caudal impulsado, y si es mayor aumentará, produciendo un descenso de la temperatura de retorno.

Este PID (1) mandará una señal diferencial positiva si el salto de temperatura es mayor de 5 K y negativa si es menor. Esta señal se envía al componente (2), que se la suma a la señal de control de la posición anterior almacenada en el *type 93* (3).

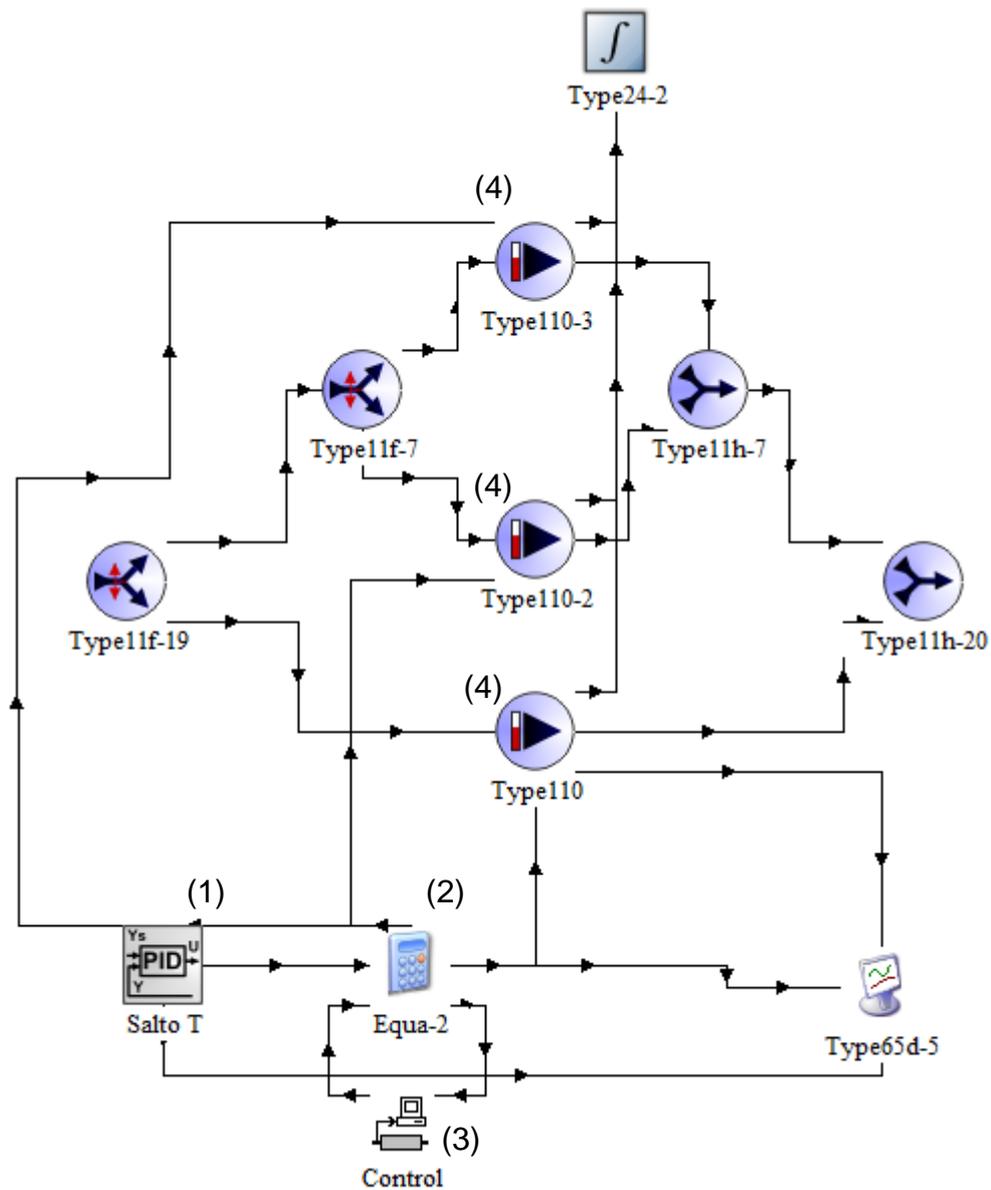


Fig. 6.49 Modelo de grupo de bombeo de velocidad variable.

Esta nueva señal de control se envía a las bombas, aumentando o disminuyendo el caudal. Sin embargo esta señal de control se ha limitado al 55 % del caudal nominal, de forma que no se pueda impulsar un valor inferior a este ya que el rango de funcionamiento recomendado por el fabricante de la bomba

utilizada es de aproximadamente 470 m³/h hasta 1300 m³/h. Además de que así la velocidad a la que circula el fluido en la red no disminuye excesivamente.

Que se haya limitado el salto de temperaturas en el regulador PID a 5 K en vez de los 8 K que se han utilizado en todos los cálculos se hace debido a que el regulador hace que el salto de temperaturas oscile en torno al valor de consigna, por lo que si se estableciera en estos 8 K podría llegar a superar este valor.

Al mismo tiempo, haber establecido un control de las válvulas de tres vías fijo en la red principal obliga a que el caudal varíe proporcionalmente en todos los edificios. Esto podría dar lugar a que un punto de consumo esté funcionando a alta carga mientras que los demás estén a demandando poca energía lo que provocaría un salto de temperaturas reducido en la enfriadora. En este caso se reduciría el caudal y, al disminuir proporcionalmente en todos los edificios, el edificio que tenga una demanda alta podría no obtener suficiente caudal.

Por este motivo se ha introducido una gráfica en la que se muestran las señales de control de las válvulas de tres vías de los secundarios (componente (3) de la *figura 6.6*), que se han diseñado para que se abrieran si la potencia suministrada al aire es menor que la demandada por el edificio. Si esta señal de control vale 1 en algún edificio, implica que la potencia suministrada por el *fancoil* es inferior a la demanda y por lo tanto no estaría recibiendo suficiente caudal de la red.

6.5.2 Impulsión en la red de calor.

En los circuitos de calor se producen las caídas de presión que se muestran a continuación para el caudal de diseño:

Tabla 6.13 Caída de presión en los circuitos de la red de calor.

Circuito	L (m)	ΔP (kPa)
Rectorado	1680	270,87
Barrio	2030	337,38
Residencia Caballero	2230	346,29
Residencia Alberto Colao	2070	300,00
ETSINO	1850	289,36
EICM	1850	288,85
ARQUIDE	1930	300,05
ETSIA	2070	314,77
CIM	2070	309,67
I+D+I	1600	270,88
Antigones	1440	244,09
ETSII	1450	227,69
Casa del estudiante	1710	244,93
ELDI	1690	240,62

El procedimiento que se ha seguido para dimensionar el sistema de bombeo en esta red es idéntico al usado en la red de frío. Los valores usados en los tramos del circuito de la residencia Caballero se resumen en la tabla siguiente:

Tabla 6.14 Valores aplicados en ecuación (6.18) en la red de calor

Tramo	L (m)	L_{eq} (m)	Caudal		α	Dc	Dc (mm)	λ_d
			(kg/s)	(m^3/h)				
Inicial	1000	1200	194,5	700,2	1,000	DN350	344,4	0,0140
A-B	470	564	94,1	338,7	0,484	DN250	263,0	0,0150
B-C	190	228	63,1	227,0	0,324	DN250	263,0	0,0159
C-D	310	372	53,7	193,4	0,276	DN200	210,1	0,0200
D-Res. Caballero	260	312	1,0	3,5	0,005	DN50	54,5	0,0164

La pérdida de carga en conductos y accesorios es:

$$H (m. c. a) = 1134,51 Q_f^2 (m^3/s) \quad (6.30)$$

$$H (m. c. a) = 8,754 \cdot 10^{-5} Q_f^2 (m^3/h)$$

A estas pérdidas hay que sumarles la caída de presión que se produce en la caldera. Estas vienen en el catálogo en el siguiente gráfico:

Pressure drop on the heating water side

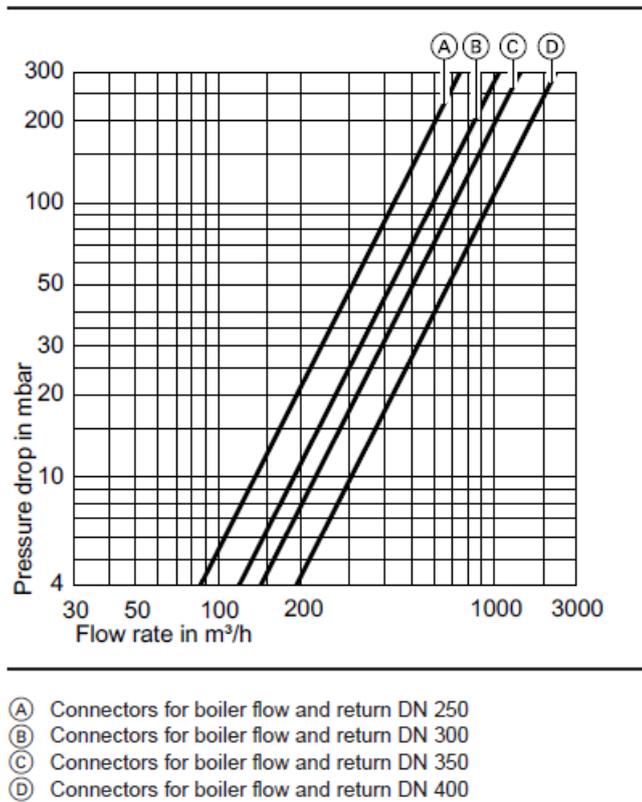


Fig. 6.50 Caída de presión en la caldera Vitomax 200-LW-M64A.

Esta caída de presión se puede parametrizar como una recta mediante la siguiente ecuación:

$$H = A \cdot Q + B \quad (6.31)$$

El conducto de la red troncal es un DN350 (Tabla 6.4 Diámetros de tuberías para distintos tramos de la red de calor.), por lo que tomando valores de la gráfica de su recta correspondiente (recta C), la caída de presión en la caldera es:

$$H(m.c.a.) = 2,55 \cdot 10^{-3} Q_t(m^3/h) - 0,765 \quad (6.32)$$

Sumando la caída de presión en los conductos más la caída de presión en la caldera (ecuaciones (6.30) y (6.32)), la curva resistente de la instalación es la siguiente:

$$H = 8,754 \cdot 10^{-5} Q_t^2 + 2,55 \cdot 10^{-3} Q_t + 1,785 \quad (6.33)$$

Para el caudal de diseño, el punto de funcionamiento es el siguiente:

$$Q_t = 700,2 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$H = 46,5 \text{ m.c.a.}$$

Usando estos valores en el diagrama combinado de selección de bombas (figura 6.40) la bomba válida es la misma que en la red de frío, la familia de bombas NK 250-400, sólo que en este caso con el diámetro del rodete de 400mm.

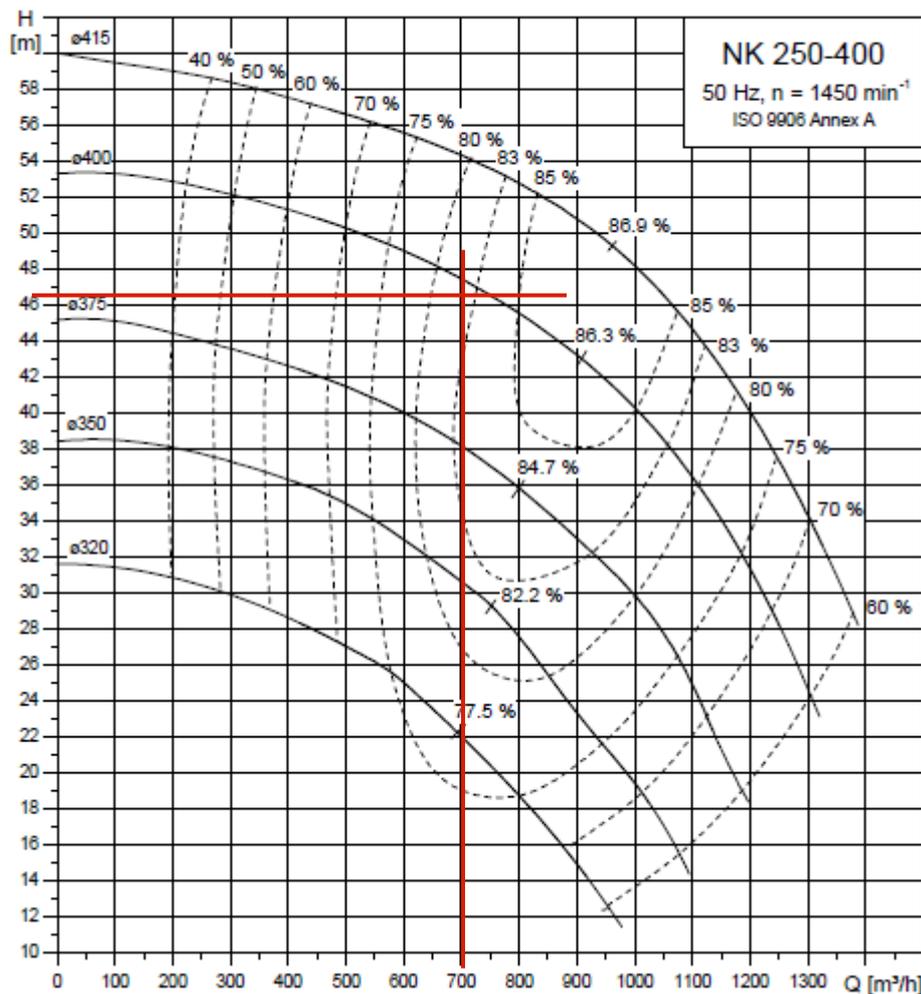


Fig. 6.51 Curvas características de la familia de bombas 250-400 (Red de calor).

Dado que para la red de frío son necesarias 3 bombas NK 250-400 φ415, interesa analizar la posibilidad de utilizar una de estas en la red de calor, con el ahorro que supone evitar adquirir más equipos de bombeo.

DESARROLLO DE UN MODELO DE SIMULACIÓN DINÁMICA DE UNA RED DE REFRIGERACIÓN Y CALEFACCIÓN URBANA PARA EL BARRIO DE EMPRENEDORES DE CARTAGENA.

La curva de la bomba de diámetro de 415mm ya se ha obtenido para la red de frío (6.23) mientras que, tomando varios puntos de la gráfica anterior, la curva de la bomba del rodete de 400mm es:

$$H = 52,92 + 0,00614 Q_t - 1,959 \cdot 10^{-5} Q_t^2 \quad (6.34)$$

Igualando la curva resistente de la red con las curvas de las bombas (ecuaciones (6.33) y (6.34) o (6.23)), se obtiene el punto de funcionamiento de la instalación:

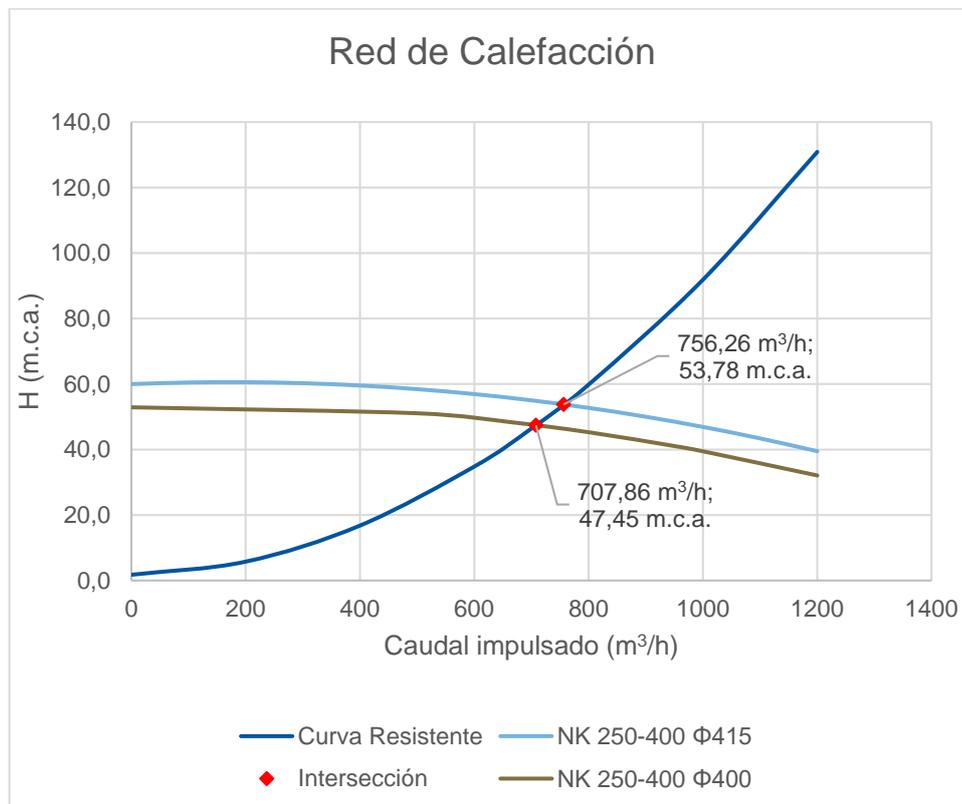


Fig. 6.52 Curvas características de la red de calor y punto de funcionamiento.

Con el punto de funcionamiento se puede obtener la potencia de las bombas a partir de la ecuación (6.26):

Tabla 6.15 Parámetros de bombas en red de calor.

NK 250-400 Φ400	NK 250-400 Φ415
Q = 707,8 m³/h	Q = 756,26 m³/h
H = 47,5 m.c.a.	H = 53,8 m.c.a.
η = 82%	η = 83%
P = 111,6kW	P = 133,5 kW

Usando una de las bombas de la red de refrigeración para la red de calefacción, se obtiene un consumo eléctrico un 20 % superior respecto a la otra bomba. Como la red de calor funciona durante 8 meses del año y estas redes se diseñan de modo que tengan una vida extensa por su coste de instalación, resulta rentable adquirir una bomba específica para esta red.

En el modelo de la red de calefacción, se ha sustituido el macro que modeliza el grupo de bombeo (*figura 6.43*) por una única bomba:

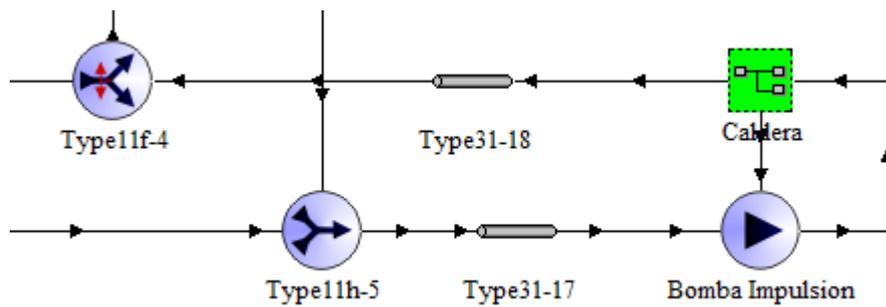


Fig. 6.53 Bomba de impulsión en red de calor.

Al igual que ocurre con la red de frío, la red no alcanza el salto de temperaturas de 20 K, aunque se queda cerca en cuando la demanda se acerca a la máxima:

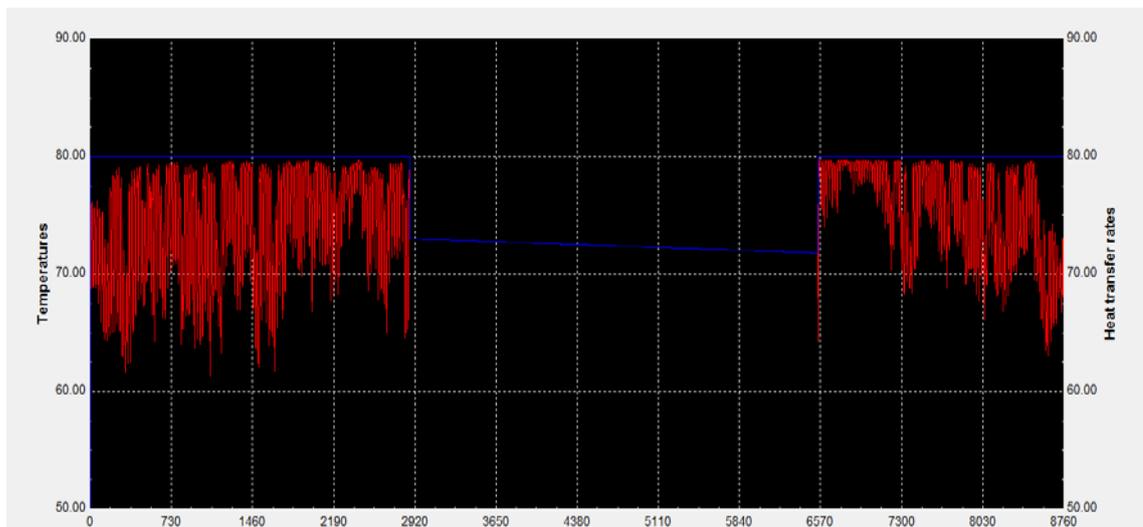


Fig. 6.54 Salto de temperaturas en la red de calor con caudal fijo.

DESARROLLO DE UN MODELO DE SIMULACIÓN DINÁMICA DE UNA RED DE REFRIGERACIÓN Y CALEFACCIÓN URBANA PARA EL BARRIO DE EMPRENEDORES DE CARTAGENA.

Por este motivo se va a realizar la regulación del régimen de giro, al igual que se realiza en la red de frío. El procedimiento a seguir es el mismo. La tabla siguiente resume los valores para la obtención de los coeficientes del *type* 114:

Tabla 6.16 Potencia de bomba para distintos regímenes de giro.

Q(m3/h)	γ	H (mca)	k	Q*	H*	η	n	P(kW)	P/P _{nom}
200	0,283	5,80	1,45E-04	586	49,8	0,840	495	4,43	0,040
400	0,565	16,81	1,05E-04	677	48,1	0,849	857	23,06	0,207
600	0,848	34,83	9,67E-05	701	47,6	0,853	1240	69,88	0,626
707,86	1,000	47,45	9,47E-05	708	47,5	0,865	1450	111,62	1,000

Los coeficientes a aplicar son los siguientes:

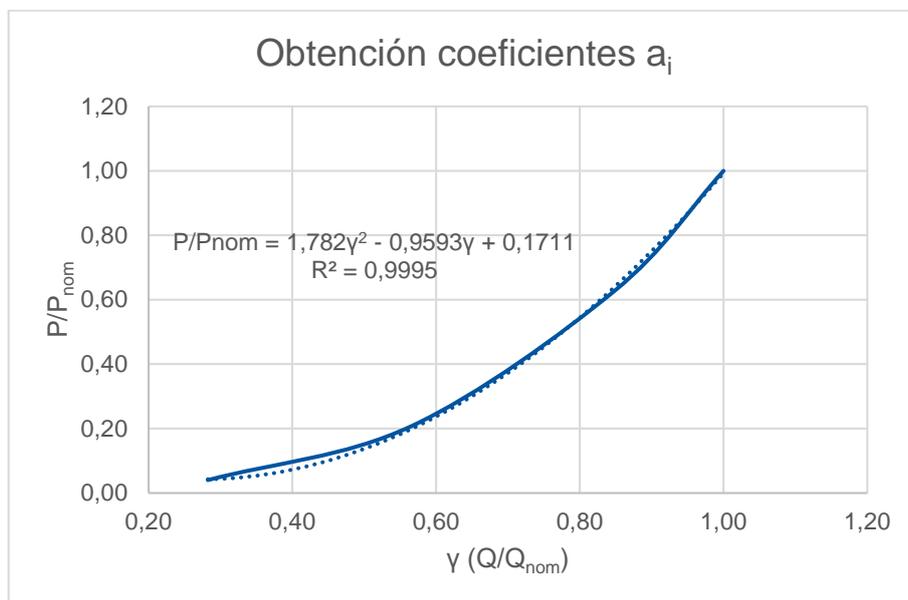


Fig. 6.55 Coeficientes para *type* 114 de la red de calor.

El modelo del sistema de bombeo con caudal variable en la red de calor queda de la siguiente manera:

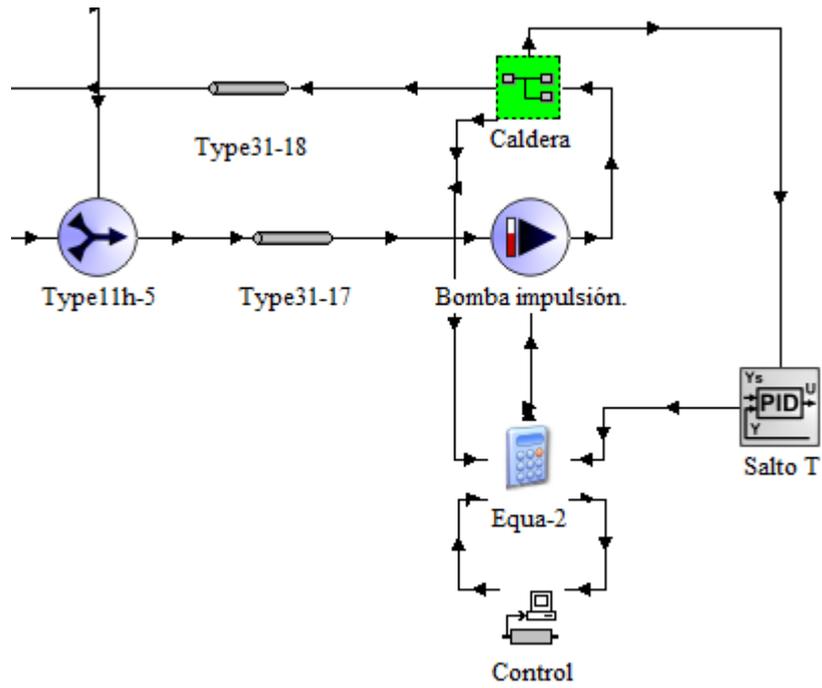


Fig. 6.56 Bomba de impulsión de velocidad variable (red de calor).

El sistema empleado para regular el caudal es el mismo que el empleado en la red de frío pero particularizado para una única bomba y un salto de temperatura de 20 K en el PID.

7 Alternativas y posibles mejoras de la red.

Las redes de calor y frío disponen de una amplio abanico de opciones que podrían mejorar o empeorar la viabilidad de estas, como distintos equipos de generación de calor y frío, trazados de red y sistemas secundarios.

Esta red se caracteriza por una demanda muy variable, ya que la mayoría de edificios que forman parte de estos son edificios terciarios que tienen un horario de servicio determinado y parecido. Esto da lugar a una transición de la demanda que obliga a instalar equipos con una potencia elevada que sólo llegan a funcionar a carga alta en determinados instantes de su periodo de funcionamiento.

Esto podría evitarse mediante el uso de tanques de almacenamiento térmico en los secundarios, de manera que acumulen energía en los periodos de baja demanda para después suministrarla durante las horas pico del día. Empleando estos dispositivos podría reducirse la potencia máxima a suministrar y se crearía una curva de consumo más estable lo que permitiría reducir el número de enfriadoras y la potencia de la enfriadora, así como el uso de calderas de menor potencia.

Sin embargo estos depósitos obligarían a tener en cuenta la variabilidad de la temperatura de impulsión en la red de frío, ya que de lo contrario podría producirse una la situación en la que el edificio se encuentre a plena carga y necesite una temperatura de impulsión baja mientras que en el secundario el depósito hubiera acumulado agua a una temperatura superior de la requerida.

Otra mejora consistiría implementar reguladores que permitieran controlar la apertura de las válvulas de tres vías usadas en la red principal de manera que se pudiera aumentar el caudal que circula hacia un edificio en particular, mejorando la red de caudal variable propuesto en la sección 6.5. De esta forma se solucionaría el problema de que un edificio que esté funcionando a una carga alta se vea perjudicado por que el resto estén en baja carga.

También se deberían analizar las alternativas para la generación de frío (apartado 6.3.1) y de calor (apartado 6.4.1). Especialmente en lo referente al

DESARROLLO DE UN MODELO DE SIMULACIÓN DINÁMICA DE UNA RED DE REFRIGERACIÓN Y CALEFACCIÓN URBANA PARA EL BARRIO DE EMPRENDEDORES DE CARTAGENA.

aprovechamiento de frío residual y captación de energía solar. Además de analizar enfriadoras de mayor potencia, que suelen tener eficiencias superiores.

En el aspecto económico se podría optimizar el trazado de la red, analizando distintas posibilidades que reduzcan la longitud de esta y el coste de la obra e instalación.

8 Resultados.

En total se tienen cuatro simulaciones para realizar: la red de frío y la red de calor con caudal constante, y la red de frío y la red de calor con caudal variable.

8.1 Resultados de la red de frío.

Empezando por la red con caudal constante, los resultados de la simulación son los siguientes:

Tabla 8.1 Resultados de la simulación de la red de frío con caudal constante.

Balance energético.			
Energía térmica		Energía eléctrica	
Total suministrada	23482563 kWh	Total	5183219 kWh
Demandada	22616938 kWh	Enfriadoras	3660808 kWh
Pérdidas	865625 kWh	Bombas	1522411 kWh

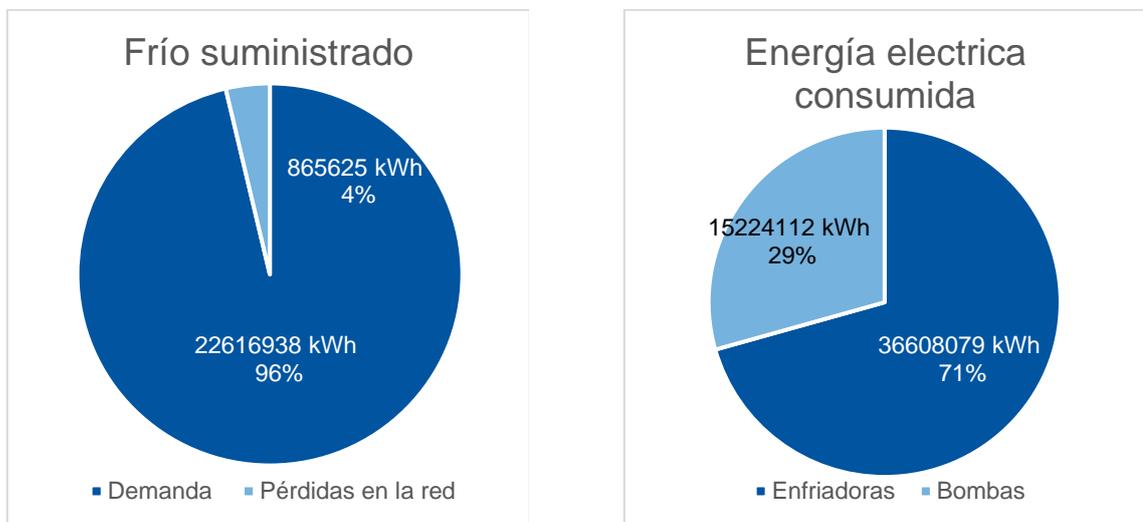


Fig. 8.1 Resultados de la simulación de la red de frío con caudal constante.

En cuanto al calor suministrado en la red, las pérdidas en la red son únicamente de un 3,7 %. En el caso de la electricidad, el consumo de las enfriadoras representa el 71 % del total, mientras que la energía consumida por las bombas representa aproximadamente el 29 % de la energía eléctrica consumida en la red de frío, lo que perjudica la eficiencia global de la red.

DESARROLLO DE UN MODELO DE SIMULACIÓN DINÁMICA DE UNA RED DE REFRIGERACIÓN Y CALEFACCIÓN URBANA PARA EL BARRIO DE EMPRENDEDORES DE CARTAGENA.

Las siguientes figuras muestran la potencia suministrada en cada instante en la enfriadora, así como la oscilación del EER a lo largo del periodo de funcionamiento de una enfriadora:

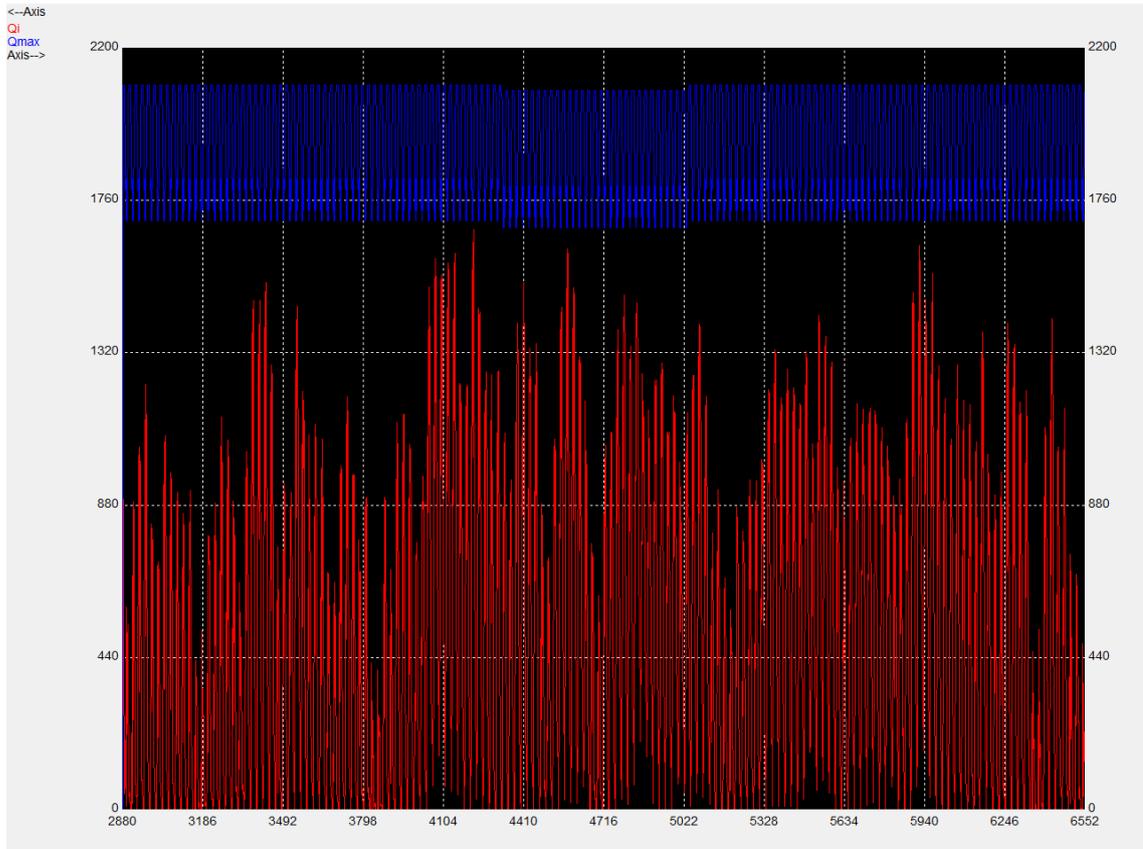


Fig. 8.2 Potencia suministrada y máxima en una enfriadora con caudal constante.

Como se puede observar, la potencia suministrada al fluido (rojo) no supera la potencia máxima de la enfriadora (azul). Sólo en determinados instantes se acerca a este máximo, que oscila entre 2093 kW y 1683 kW. Este límite inferior de potencia se produce en el mes de agosto, en el que la temperatura del agua del mar se encuentra en su máximo, y en los instantes en los que la temperatura de salida del evaporador coincide con la temperatura más baja, 5 °C.

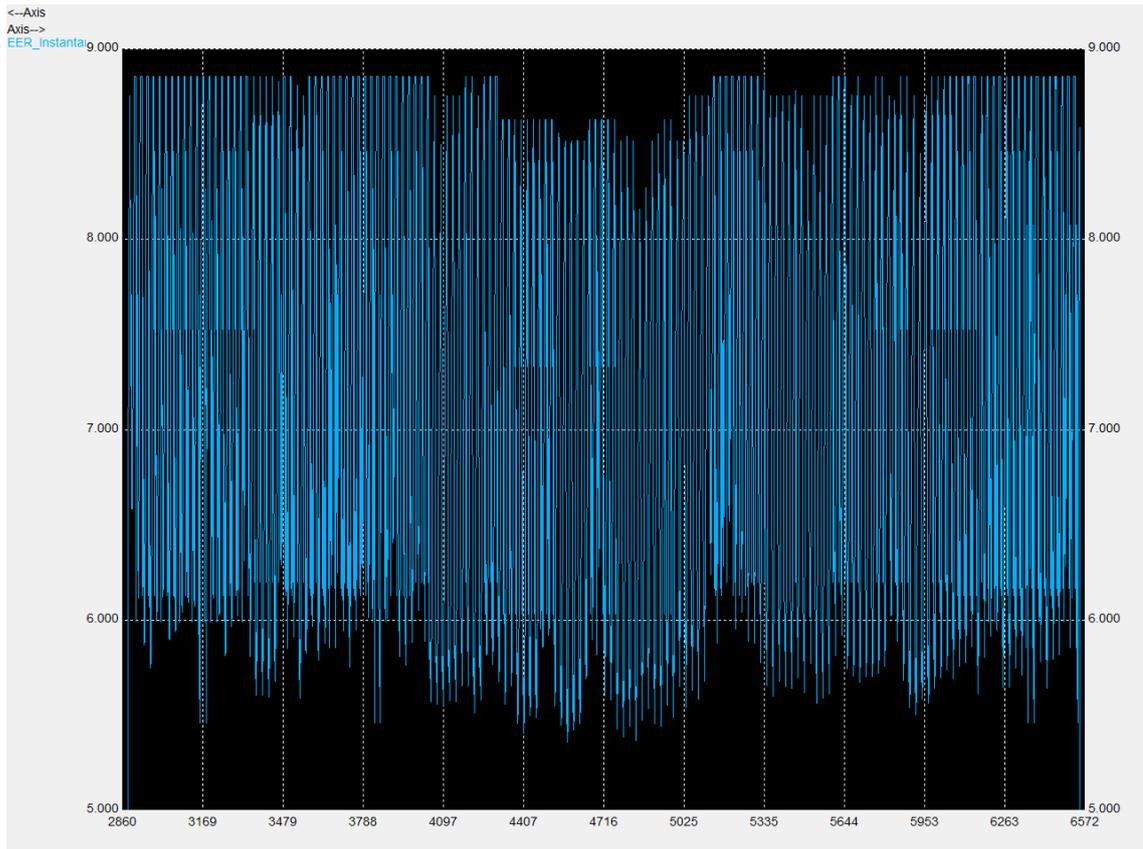


Fig. 8.3 Evolución del EER en la red de frío.

En cuanto al EER de la enfriadora, aunque el nominal es de 4,94, dado que la temperatura del agua de mar se encuentra por debajo de la temperatura usada para obtener las condiciones nominales, 30 °C, la eficiencia y la potencia de la enfriadora son superiores a los valores nominales en la mayoría de instantes. La combinación de temperaturas de impulsión, temperatura del agua de mar y la carga parcial hacen que el EER de las enfriadoras oscilen entre 8,85 y 5,36.

Las temperaturas de impulsión (azul) y retorno en la red (rojo) son las siguientes:

DESARROLLO DE UN MODELO DE SIMULACIÓN DINÁMICA DE UNA RED DE REFRIGERACIÓN Y CALEFACCIÓN URBANA PARA EL BARRIO DE EMPRENEDORES DE CARTAGENA.

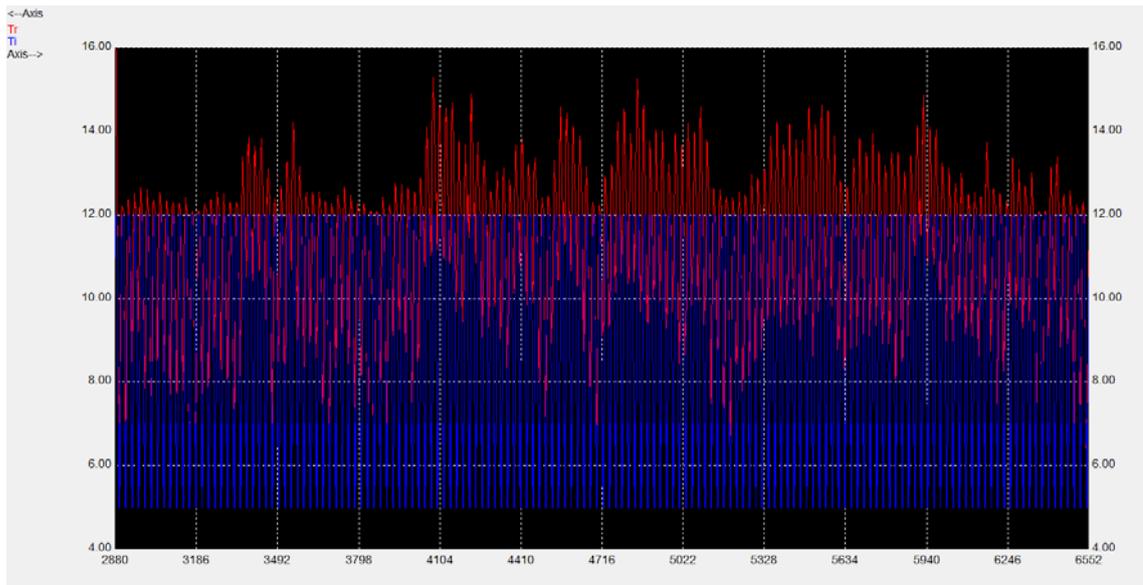


Fig. 8.4 Temperatura de impulsión y retorno en la red de frío con caudal constante.

Observando estas con más detalle se puede observar que los saltos de temperatura no alcanzan los 8 K. De hecho, el mayor salto térmico es de 5 K en las situaciones de mayor demanda, mientras que cuando la demanda es baja este salto térmico se sitúa entre 2-3K, como se puede ver con más detalle en la siguiente figura:

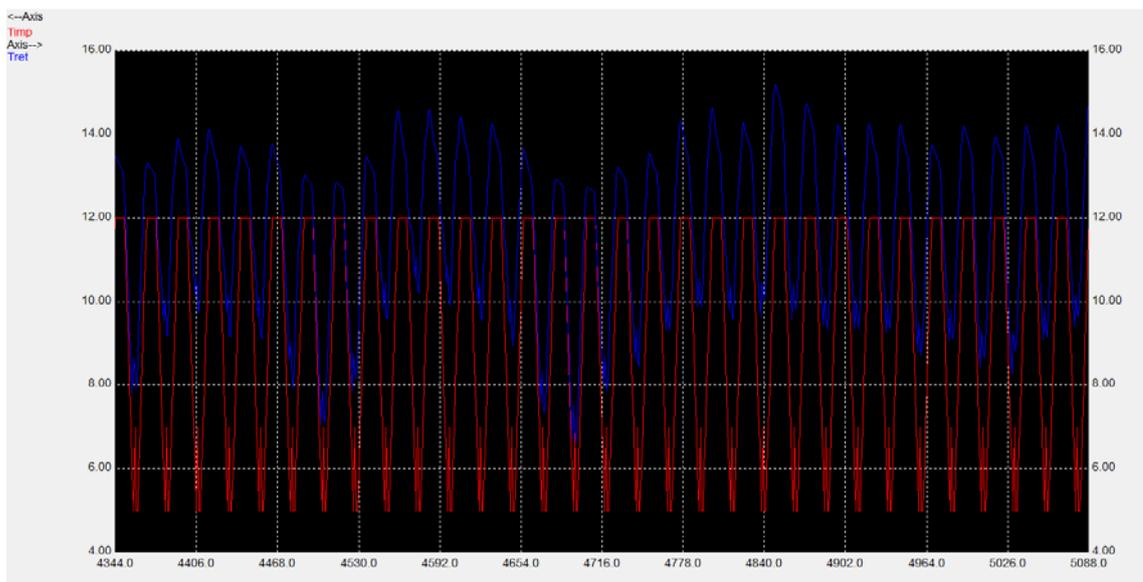


Fig. 8.5 Evolución de las temperaturas de impulsión y retorno en el mes de Julio.

Dado que el consumo eléctrico de las bombas permanece constante a lo largo de todo el periodo de funcionamiento de la red, resulta necesario analizar

la posibilidad instalar bombas de caudal variable para reducir el consumo eléctrico en las situaciones en las que el salto térmico es muy pequeño.

Utilizando las bombas de caudal variable modelizadas al final de la sección 6.5.1 los resultados son los siguientes:

Tabla 8.2 Resultados de la simulación de la red de frío con caudal variable.

Balance energético.			
Energía térmica		Energía eléctrica	
Total suministrada	23822084 kWh	Total	4201069 kWh
Demandada	22616960 kWh	Enfriadoras	3716505 kWh
Pérdidas	1205124 kWh	Bombas	484564 kWh

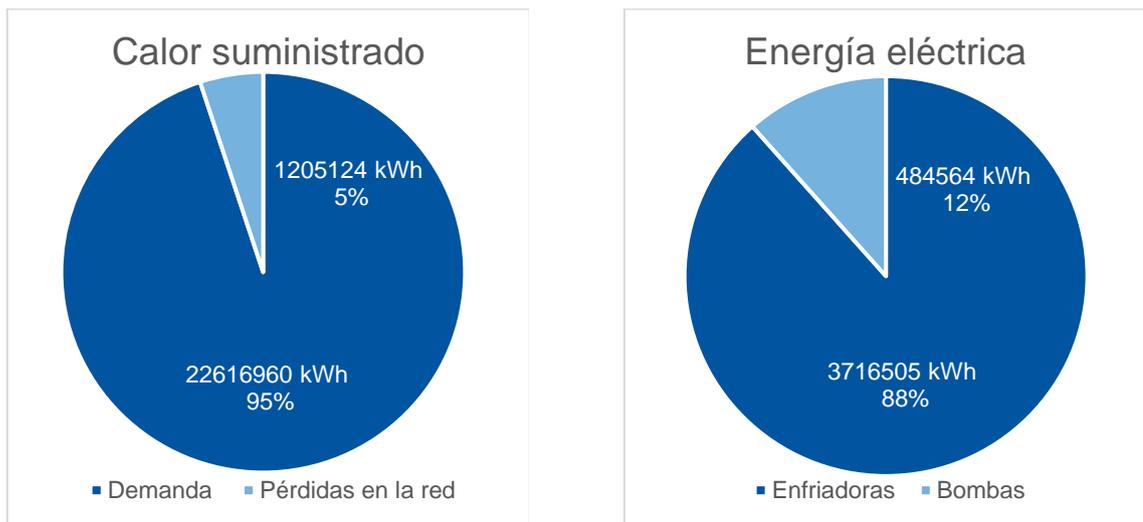


Fig. 8.6 Resultados de la simulación de la red de frío con caudal variable.

Al usar bombas de caudal variable el consumo eléctrico se reduce considerablemente, debido a que el caudal se reduce sobre todo en los momentos de mínima demanda. Generalmente la demanda mínima se produce por la noche, en los que la mayoría de edificios de la Universidad Politécnica de Cartagena se mantienen cerrados.

En esta situación el balance global de incluir con control del caudal es positivo, ya que la relación kWh térmico producido por kWh eléctrico consumido aumenta considerablemente, de 4,558 a 5,670.

DESARROLLO DE UN MODELO DE SIMULACIÓN DINÁMICA DE UNA RED DE REFRIGERACIÓN Y CALEFACCIÓN URBANA PARA EL BARRIO DE EMPRENDEDORES DE CARTAGENA.

La siguiente imagen muestra la potencia suministrada en esta simulación (al igual que la *figura 8.2*).

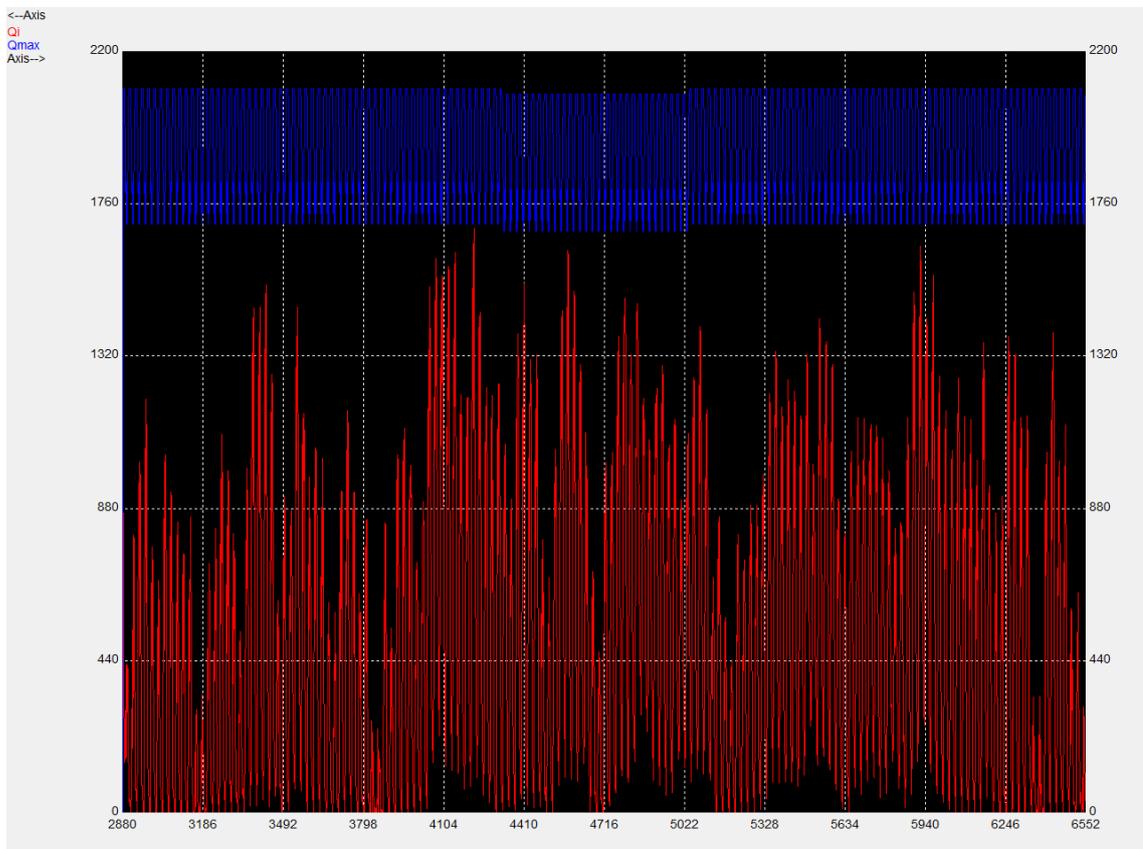


Fig. 8.7 Potencia suministrada y máxima en una enfriadora con caudal variable.

En cuanto a la temperatura de retorno, si se aprecia una diferencia considerable, especialmente en las situaciones de baja demanda:

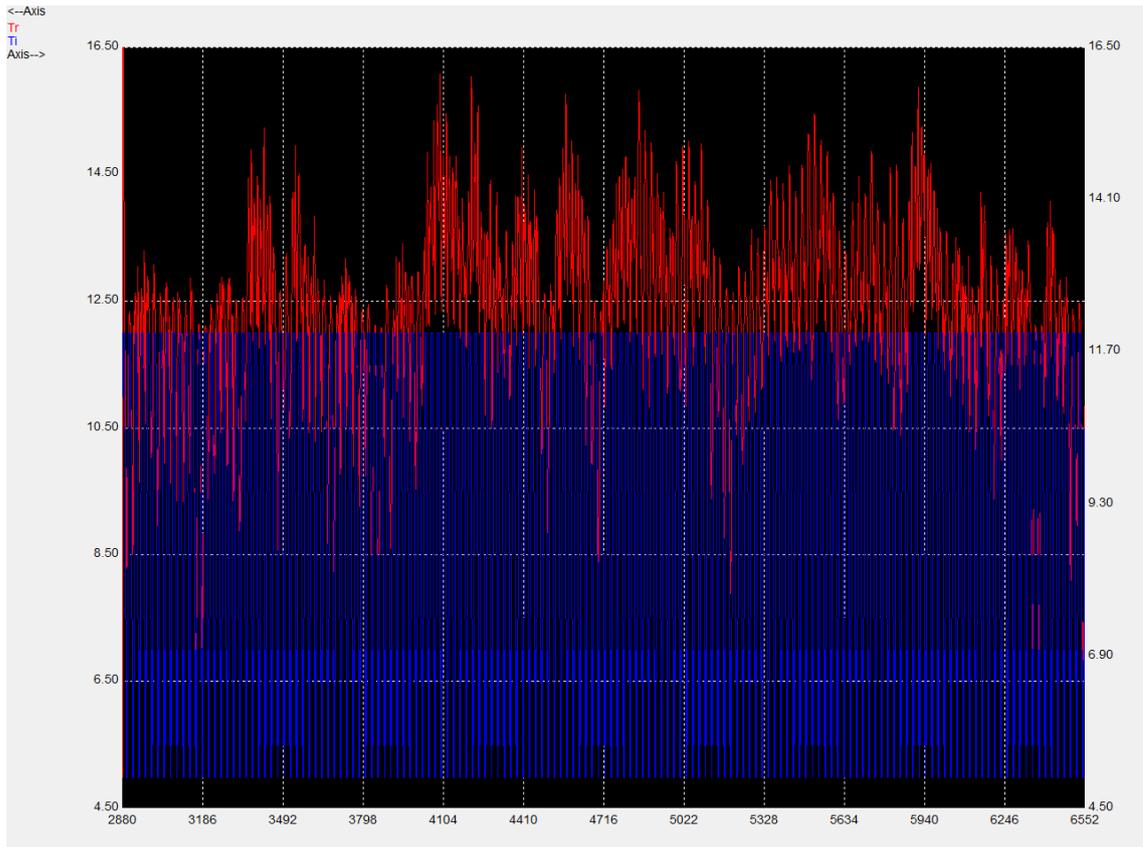


Fig. 8.8 Evolución de la temperatura de impulsión y retorno en la red de frío con caudal variable.

Comparando con la *figura 8.4* se aprecia un salto térmico mayor, excepto en el primer mes de funcionamiento, en el que la carga es tan baja que aunque se alcance el caudal mínimo de las bombas el salto térmico sigue siendo reducido. En el mes de julio, la evolución de temperaturas es la siguiente:

DESARROLLO DE UN MODELO DE SIMULACIÓN DINÁMICA DE UNA RED DE REFRIGERACIÓN Y CALEFACCIÓN URBANA PARA EL BARRIO DE EMPRENDEDORES DE CARTAGENA.

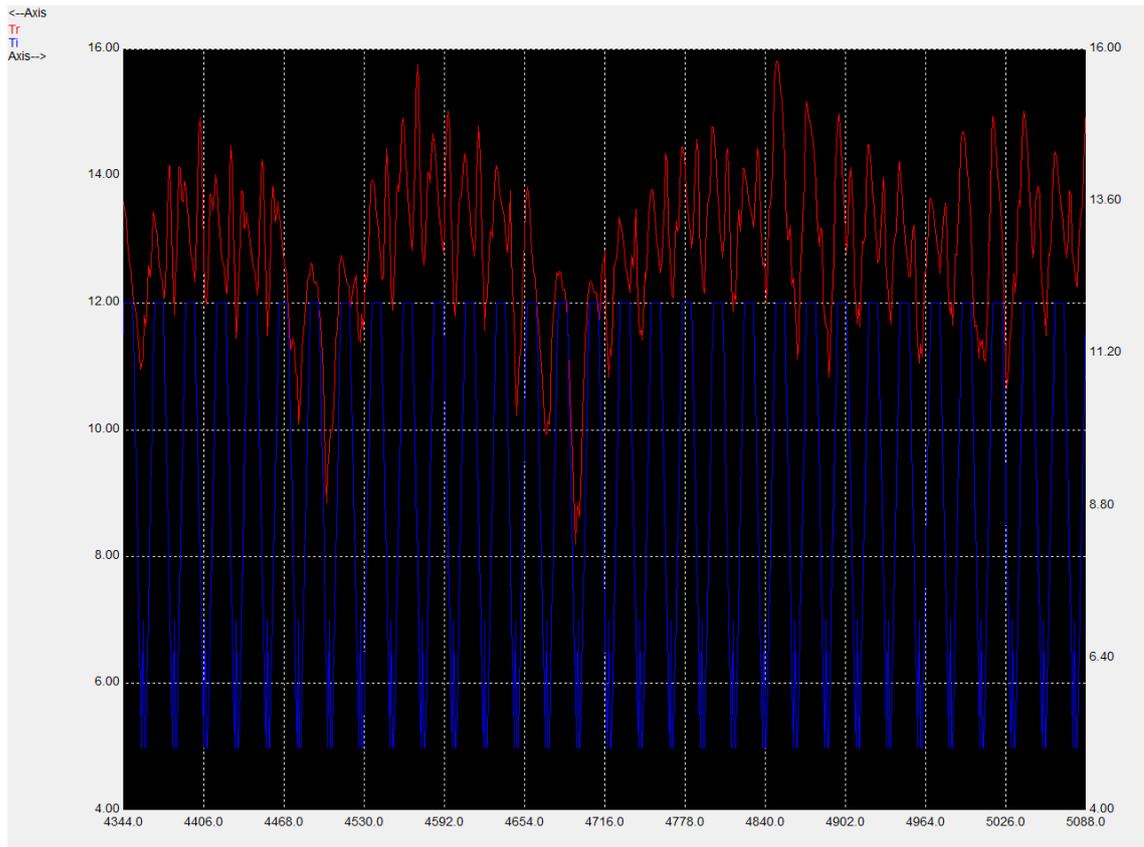


Fig. 8.9 Evolución de las temperaturas de impulsión y retorno en el mes de Julio con caudal variable.

La señal de control de las bombas, que permite que el caudal oscile entre el 55 % y el 100 % del total de la red se encuentra en la siguiente gráfica, en la que el eje izquierdo muestra el caudal impulsado en kg/s y en el eje derecho la señal de control:

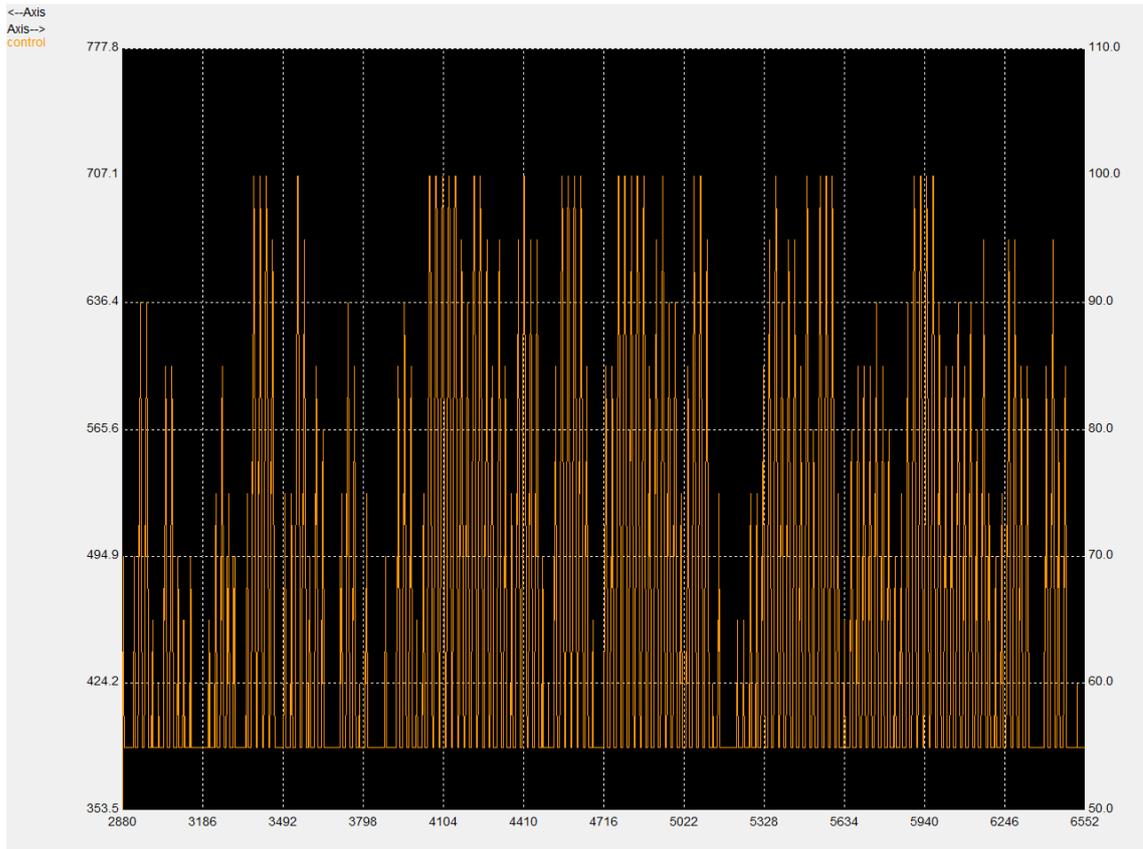


Fig. 8.10 Evolución del caudal impulsado en la red de frío.

Como se comentaba al final de la sección 6.5.1 es posible que un edificio esté trabajando a alta carga mientras que el conjunto de red esté en baja carga y por lo tanto no le llegue suficiente caudal. Para comprobarlo, se ha añadido una salida que muestra los valores de la señal de control de las válvulas de tres vías de los secundarios. Como esta se abre si la demanda del edificio, en un archivo de texto, es superior que la potencia suministrada por el *fancoil*, si hay algún edificio que tenga esta válvula completamente abierta es que no obtiene suficiente caudal de la red, y por lo tanto le falta potencia. Esta salida ofrece el siguiente resultado:

DESARROLLO DE UN MODELO DE SIMULACIÓN DINÁMICA DE UNA RED DE REFRIGERACIÓN Y CALEFACCIÓN URBANA PARA EL BARRIO DE EMPRENEDORES DE CARTAGENA.

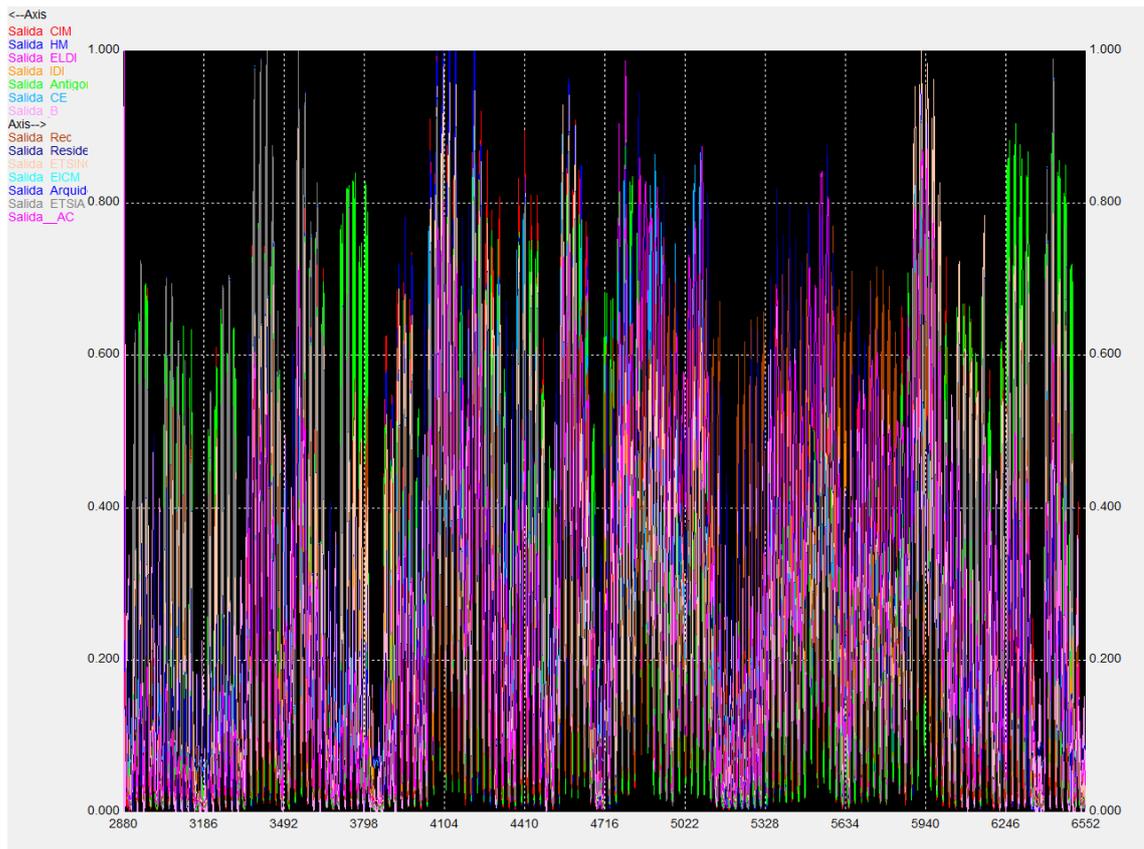


Fig. 8.11 Señales de control en los secundarios en la red de frío con caudal variable.

Como se puede observar las señales de control alcanzan el valor de 1 en instantes puntuales, exceptuando el edificio de Hospital de Marina (línea azul oscuro) que lo alcanza en varias veces en las que se mantiene abierto totalmente, durante un periodo de unas 3 horas aproximadamente cada vez. Esto podría solucionarse aumentando la limitación inferior de caudal en las bombas, de manera que circule más caudal por toda la red, o abriendo modificando las señales de control utilizadas en las válvulas de tres vías de la red principal de manera que llegue más caudal a este edificio.

No obstante, debido a que ocurre en un único edificio durante un periodo relativamente corto, se va a dar por válida esta simulación.

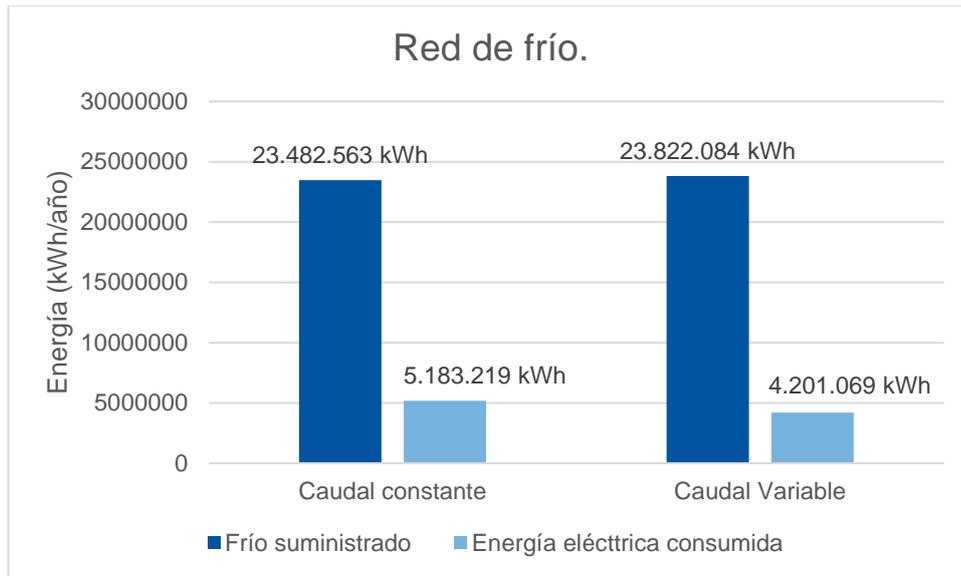


Fig. 8.12 Comparación de consumo anual entre redes de frío con caudal fijo y variable.

Esta diferencia entre el frío suministrado por la red de caudal constante y la red de caudal variable puede deberse a la poca capacidad de adaptación que tiene el sistema de regulación de los secundarios en situaciones de baja demanda. Si se compara la potencia suministrada por las enfriadoras en ambas redes se puede ver que a baja demanda, la potencia de la red de caudal constante se reduce llegando a alcanzar el valor de cero, mientras que la red de caudal variable no alcanza este valor.

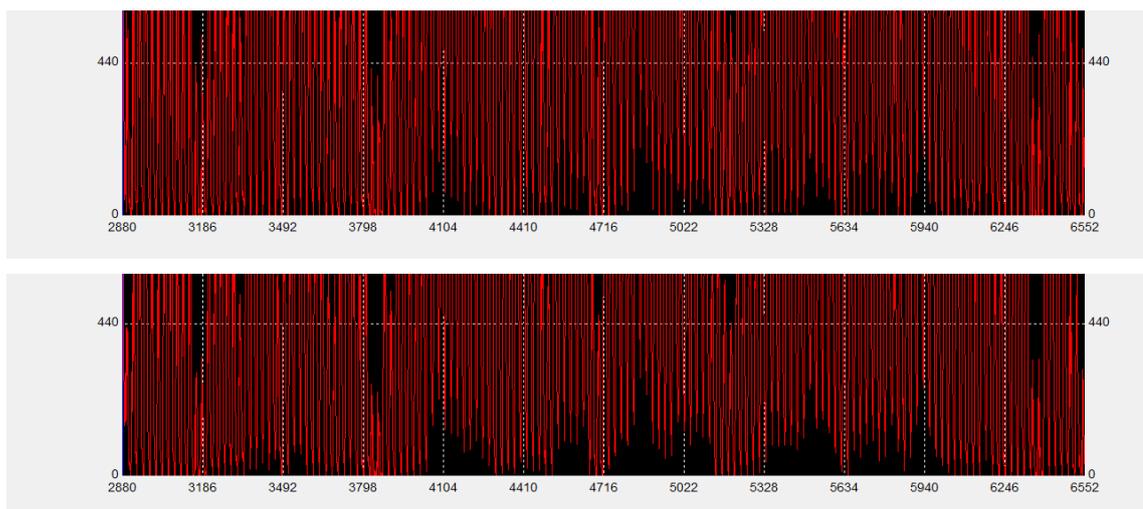


Fig. 8.13 Comparación de la potencia suministrada a baja demanda entre la de a caudal constante (superior) y variable (inferior).

DESARROLLO DE UN MODELO DE SIMULACIÓN DINÁMICA DE UNA RED DE REFRIGERACIÓN Y CALEFACCIÓN URBANA PARA EL BARRIO DE EMPRENDEDORES DE CARTAGENA.

El resultado es un aumento de la potencia suministrada por el sistema de caudal variable en comparación con el de caudal constante, aunque este último estaría suministrando menos energía que la demandada a baja carga. En esta situación, regular el caudal del primario permitiría un suministro más ajustado a la demanda en baja carga.

8.2 Resultados de la red de calor.

Manteniendo un caudal de impulsión constante los resultados son los siguientes:

Tabla 8.3 Resultados de la simulación de la red de calor con caudal fijo.

Balance energético anual.	
Calor total	22904391 kWh
Suministrado a la red	21690311 kWh
Demandada	22362359 kWh
Pérdidas en la caldera	1014099 kWh
Bombeo	567821 kWh

Fig. 8.14 Resultados de la simulación de la red de calor con caudal fijo.

Este modelo presenta un problema con el mes de octubre, en el que la demanda de calefacción es tan baja en algunos edificios que el regulador PID de los secundarios es incapaz de actuar, provocando un error en el que al final de este mes la demanda acaba superando a la energía suministrada. La siguiente imagen muestra la comparación entre la potencia que suministra el *fancoil* (azul) y la demanda del edificio (rojo):

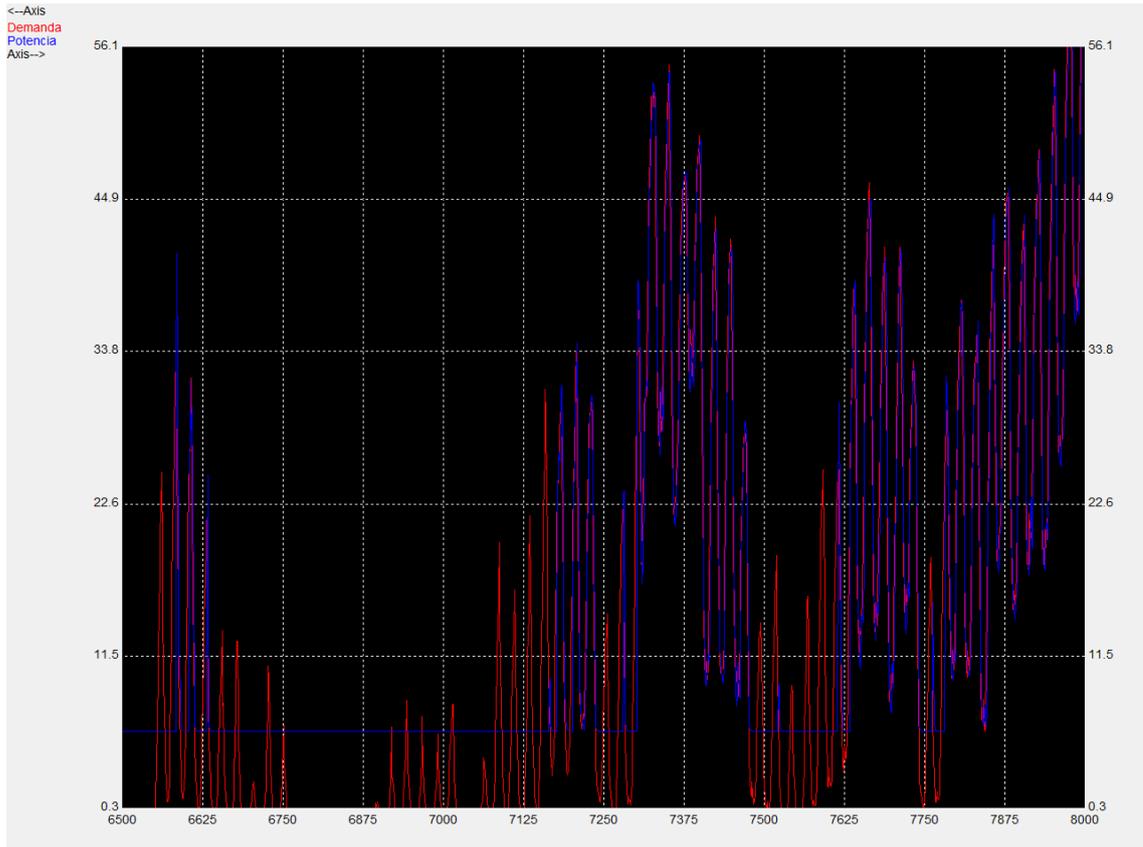
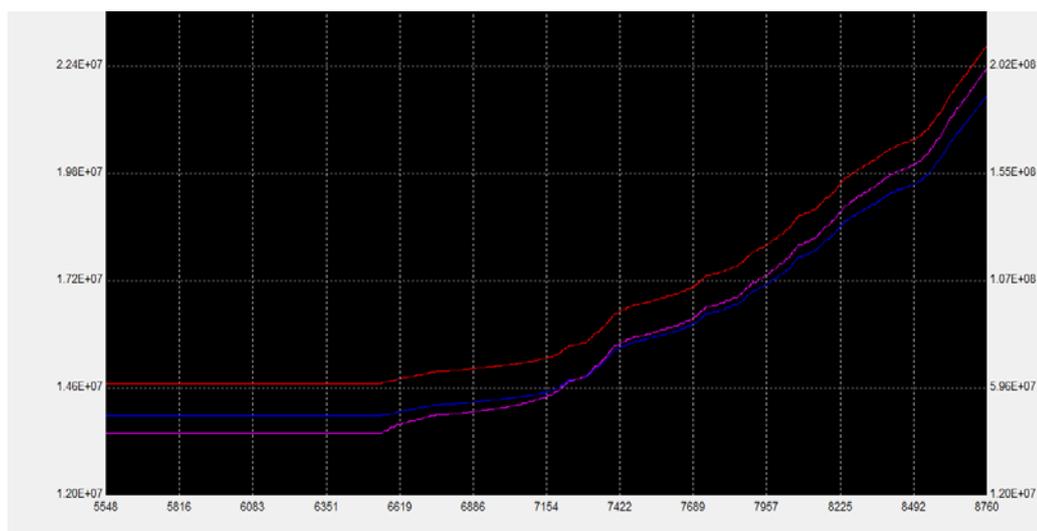


Fig. 8.15 Comparación de la demanda y potencia suministrada en algunos secundarios el mes de octubre.

Esta situación da lugar que aproximadamente al finalizar el mes de octubre (hora 7296) la demanda (color rosa) supere energía suministrada (color azul) por la red, como se muestra en la siguiente imagen:



DESARROLLO DE UN MODELO DE SIMULACIÓN DINÁMICA DE UNA RED DE REFRIGERACIÓN Y CALEFACCIÓN URBANA PARA EL BARRIO DE EMPRENEDORES DE CARTAGENA.

Sin embargo, al ser una demanda baja la que causa el problema la diferencia entre la energía suministrada y la demanda provoca un error del 3 % en el modelo, por lo que se usarán los resultados de la simulación.

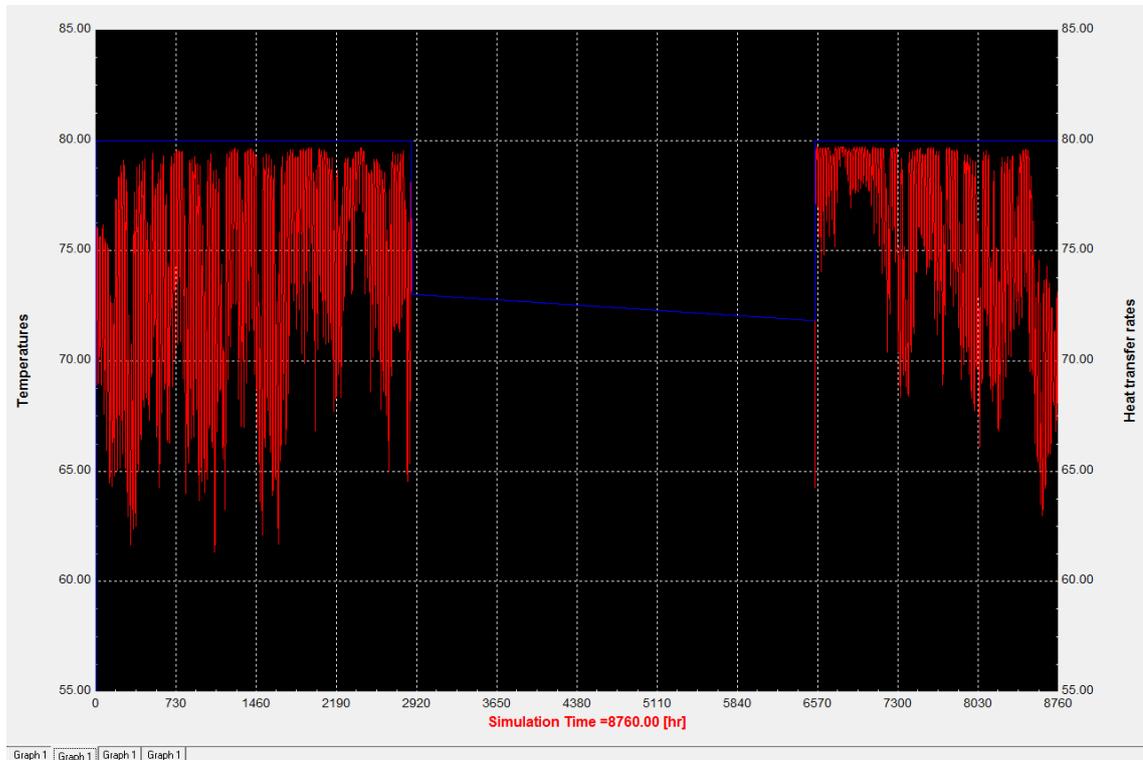


Fig. 8.16 Evolución de las temperaturas de impulsión y retorno en la red de calor con caudal constante.

Al igual que ocurre con la red de frío el salto de temperatura no alcanza el valor para el que se ha diseñado, 20 K, como se puede ver en la gráfica anterior, en la que la línea azul es la temperatura de impulsión y la roja la de retorno. Esto se debe, igual que en la otra red, a la variabilidad de la demanda, y a que no se producen todas las demandas pico simultáneamente.

Añadiendo el regulador que permite la variación de caudal, los resultados son los siguientes:

Tabla 8.4 Resultados de la simulación de la red de calor con variación de caudal.

Balance energético anual.	
Total	23000122 kWh
Suministrado a la red	21780272 kWh
Demandada	22362359 kWh
Pérdidas en la caldera	1219850 kWh
Bombeo	177154 kWh

Al igual que ocurre en la red de frío, emplear un sistema de regulación de caudal permite reducir la energía necesaria para impulsar el fluido, pero también aumenta la energía que es necesario aportar a la red para compensar las pérdidas resultantes de reducir la velocidad a la que circula el agua por las tuberías. Sin embargo, a pesar de estas pérdidas adicionales, la reducción del caudal mejora considerablemente la eficiencia global de la red.

La evolución de la temperatura de retorno con el caudal variable se puede ver en la siguiente imagen:

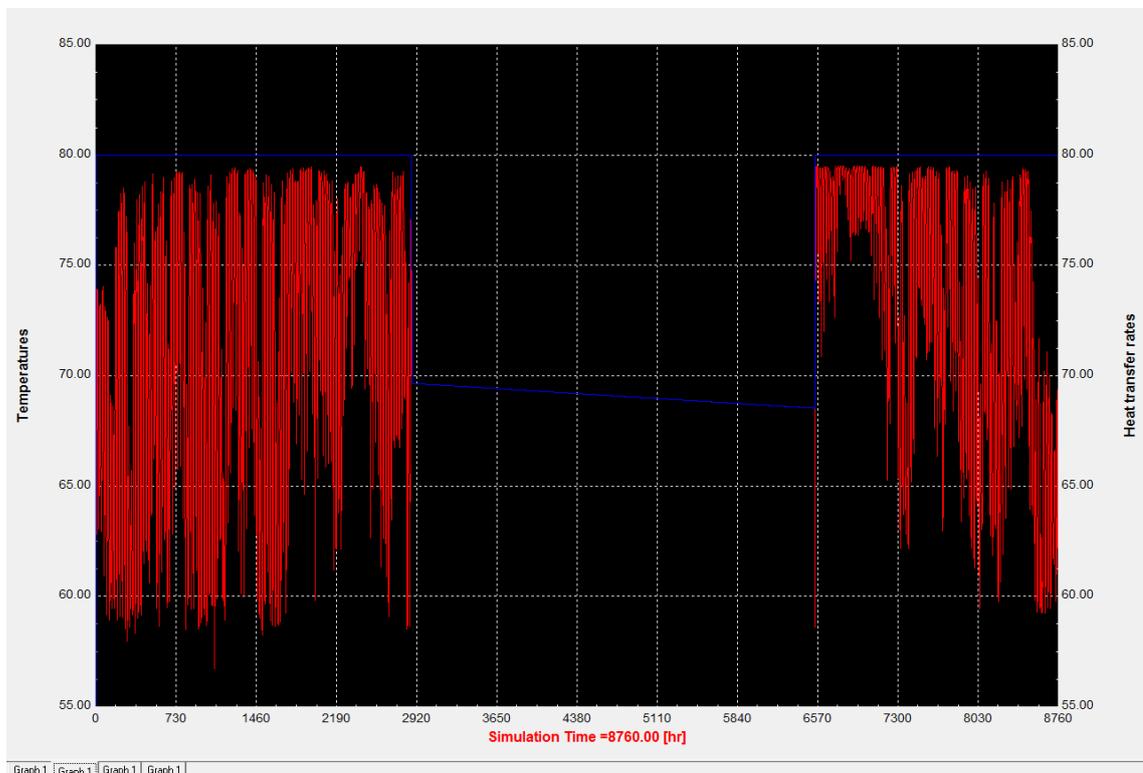


Fig. 8.17 Evolución de las temperaturas de impulsión y retorno en la red de calor con caudal variable.

DESARROLLO DE UN MODELO DE SIMULACIÓN DINÁMICA DE UNA RED DE REFRIGERACIÓN Y CALEFACCIÓN URBANA PARA EL BARRIO DE EMPRENEDORES DE CARTAGENA.

Si se compara con la *figura 8.16*, mientras que en la red con caudal constante el salto de temperaturas supera los 15 K en contadas ocasiones, regulando el caudal se alcanzan los 20 K de diferencia un número mayor de veces.

Al igual que en la red de frío con regulación de caudal, se ha añadido un gráfico en el que se muestran las señales de control de los secundarios ara comprobar que ningún edificio recibe menos caudal del que debería.

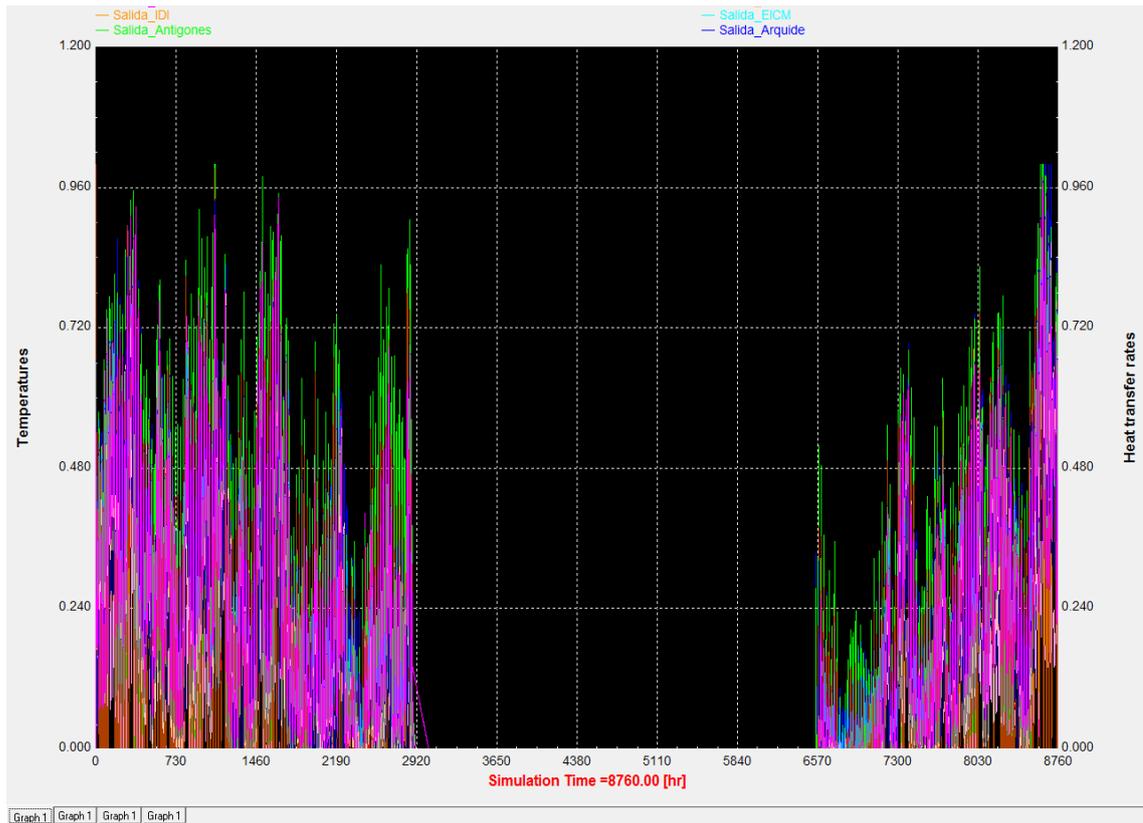


Fig. 8.18 Señal de control en los secundarios en la red de calor con caudal variable

En los últimos días del año, que es cuando se produce la mayor demanda de calefacción, la señal de control adquiere el valor de 1 en el Hospital de Marina durante dos periodos, por lo que no afecta significativamente a los resultados de la simulación:

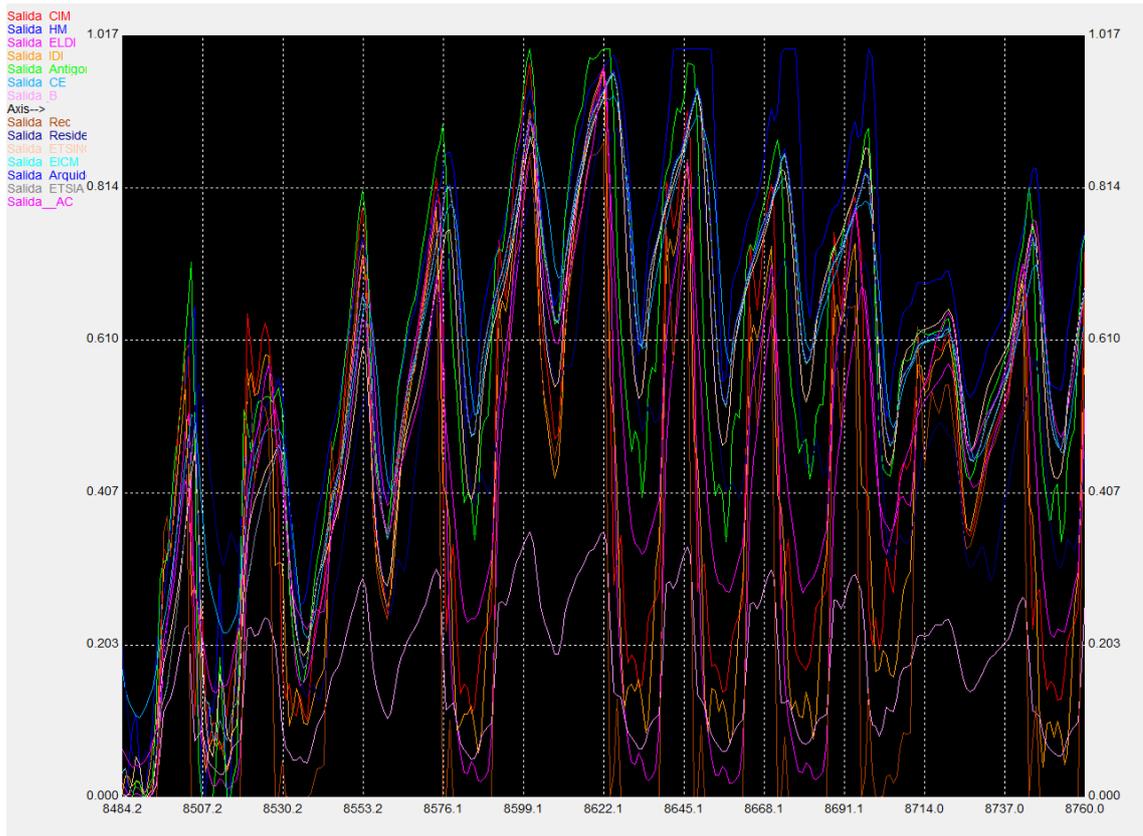


Fig. 8.19 Detalle de válvulas de control en secundario.

Así pues, las simulaciones de la red de calor presentan los siguientes resultados:

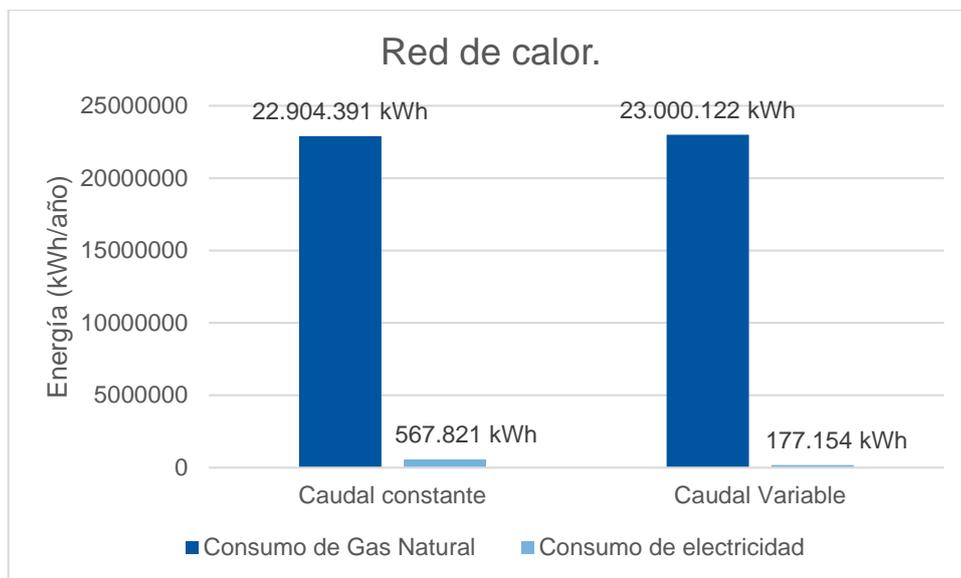


Fig. 8.20 Comparación de consumo anual entre redes de calor con caudal fijo y variable.

9 Conclusiones.

Como resultado de este trabajo se ha desarrollado un modelo que permite simular el comportamiento de una red de frío y calor mediante TRNSYS. Este modelo puede usarse como base para futuros trabajos en los que se puedan analizar otros equipos, trazados y alternativas que permitan mejorar el rendimiento de la red y obtener una red más eficiente.

Una conclusión a destacar es la mejora de eficiencia que se consigue con el uso de redes urbanas de frío en nuestro clima, en el que con las enfriadoras utilizadas se consigue una proporción de 4,558 kWh térmico por kWh eléctrico, mientras que con el uso de enfriadoras convencionales condensadas por aire este valor se encontraría entre 2 y 3. Implementando una regulación del caudal en esta red se ha conseguido aumentar esta relación hasta 5,670 kWh térmico por kWh eléctrico al reducir el consumo eléctrico de las bombas. Aun así, la eficiencia de esta red podría mejorar con la aplicación de enfriadoras que dispongan de EER mayores.

También se ha modelizado una red de calor, aunque el clima de la Región de Murcia sea un invierno suave. Esta red necesita suministrar una potencia menor con un salto térmico mayor que la red de frío por lo que el caudal difiere considerablemente de una red a otra, impidiendo usar los mismos conductos para ambas. La instalación de una red de calor queda justificada principalmente por las ventajas medioambientales que representa, ya que el gas natural es el combustible fósil que menos CO₂ emite. En caso de utilizar biomasa o energía solar, estas emisiones serían inferiores.

Como conclusión final, destacar que se ha conseguido un modelo que permite conocer el comportamiento de dispositivos de generación de frío y calor frente a un conjunto de edificios modelizados como cargas térmicas, lo que permite analizar distintas alternativas en la red para obtener un funcionamiento de la red lo más eficiente posible, que garantice un consumo energético menor y una reducción del CO₂ emitido al ambiente.

Bibliografía.

- [1] Asociación de Empresas de Redes de Calor y Frío, «Censo de Redes 2015,» Madrid, 2015.
- [2] D. G. Á. C. R. G. AIGUASOL: Oriol Gavaldá, Informes Técnicos IDAE. Análisis de potencial y oportunidades de integración de energía solar térmica en redes de calor., Madrid, 2015.
- [3] Asociación de Empresas de Redes de Calor y Frío, «Guía Integral de Desarrollo de Proyectos de Redes de Distrito de Calor y Frío,» Barcelona, 2012.
- [4] Instituto Eduardo Torroja de ciencias de la construcción, Catálogo de Elementos Constructivos del CTE, 2012.
- [5] IDAE, Condiciones Climáticas Exteriores de Proyecto, Madrid, 2010.
- [6] Carrier, «<http://www.carrier.es/>,» 2013. [En línea].
- [7] Asociación de Empresas de Redes de Calor Y Frío, Guía Básica de Redes de Distrito de Calor y Frío, Barcelona, 2011.
- [8] Districlima, Guía Técnica del Secundario.

