

Trabajo Fin de Máster
Máster Universitario en Ingeniería Industrial

Caracterización, integración y evaluación del sistema
híbrido aerotermia + caldera de condensación

Autor: Roberto Andrés Newton Hidalgo

Tutores: José Sánchez Ramos, José Luis Molina Félix

Dpto. Ingeniería Energética
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2022



Trabajo Fin de Máster
Máster Universitario en Ingeniería Industrial

Caracterización, integración y evaluación del sistema híbrido aeroterminia + caldera de condensación

Autor:

Roberto Andrés Newton Hidalgo

Tutores:

José Sánchez Ramos, José Luis Molina Félix

Profesores Titulares

Departamento de Ingeniería Energética
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2022

Trabajo Fin de Máster: Caracterización, integración y evaluación del sistema híbrido aerotermia + caldera de condensación

Autor: Roberto Andrés Newton Hidalgo

Tutores: José Sánchez Ramos, José Luis Molina Félix

El tribunal nombrado para juzgar el trabajo arriba indicado, compuesto por los siguientes profesores:

Presidente:

Vocal/es:

Secretario:

acuerdan otorgarle la calificación de:

El Secretario del Tribunal

Fecha:

Agradecimientos

A la Universidad de Sevilla y la Universidad de Cádiz, por formarme como ingeniero industrial. A mi tutor, por brindarme la oportunidad de poder realizar este proyecto, y sobre todo por darme toda la ayuda necesaria para poder llevarlo a cabo. A los profesores del Departamento de Ingeniería Energética, por permitirme descubrir en una de sus asignaturas el fascinante campo de la climatización en edificios. A mis supervisores y compañeros de trabajo durante mis prácticas de empresa, por ayudarme a reforzar mis conocimientos de climatización y de Excel. A mi familia, por darme todo el apoyo necesario para poder llegar hasta donde he llegado en mi carrera académica. A mis amigos, por enseñarme a utilizar LaTeX, y darme ánimo y buenos ratos para despejarme cuando estaba agobiado.

Resumen

Para cumplir con los objetivos de la Unión Europea en términos de eficiencia energética en edificios, España lanza en 2019 una nueva normativa que regula la eficiencia energética de los edificios nuevos que se construyan y los existentes que se rehabiliten. Así, para el cumplimiento de esta nueva normativa se exige la limitación del consumo energético de las instalaciones térmicas, el control de la demanda energética del edificio, nuevas exigencias de eficiencia energética en las instalaciones térmicas y de iluminación, y una contribución mínima de energía renovable in situ para cubrir la demanda de agua caliente sanitaria.

Como resultado de esta nueva normativa, el sistema convencional de calefacción y agua caliente sanitaria mediante caldera de gas, ampliamente utilizado hasta la fecha, queda anulado para resolver la climatización de nuevas construcciones y reformas, no pudiendo cumplir con la exigencia de renovabilidad debido a la utilización en su totalidad de combustible fósil no renovable (gas natural) para la producción de energía térmica en las viviendas.

Es entonces cuando el sistema híbrido mediante bomba de calor aire-agua y caldera de condensación se vuelve una solución idónea. Esto es debido a la importante fracción de energía renovable in situ utilizada por la bomba de calor, la capacidad de satisfacer la demanda de varias viviendas simultáneamente y la posibilidad de aprovechar las calderas de gas preexistentes para realizar reformas en viviendas.

La principal preocupación de los instaladores de este tipo de sistemas híbridos es la de superar el porcentaje mínimo de renovabilidad in situ en la producción de agua caliente sanitaria, evitando así la instalación de generadores térmicos renovables adicionales (como paneles solares térmicos) y produciendo un ahorro económico considerable.

En este proyecto, se desarrolla una herramienta detallada de simulación anual para este tipo de sistemas, capaz de calcular con suficiente precisión todos los parámetros necesarios para verificar el cumplimiento de la nueva normativa de eficiencia energética, en aras de proveer a las empresas instaladoras de un método de cálculo preciso que conduzca a resultados veraces.

Abstract

In order to comply with the European Union's objectives in terms of energy efficiency in buildings, Spain launches in 2019 a new regulation governing the energy efficiency of new buildings to be constructed and existing buildings to be refurbished. Thus, compliance with this new regulation requires the limitation of energy consumption of thermal installations, control of the energy demand of buildings, new energy efficiency requirements for thermal and lighting installations, and a minimum contribution of on-site renewable energy to cover the demand of domestic hot water.

As a result of these new regulations, the conventional heating and domestic hot water system using a gas boiler, widely used to date, is no longer suitable for air-conditioning in new buildings and refurbishments, as it cannot meet the renewability requirement due to its use of non-renewable fossil fuels (natural gas) for the production of thermal energy in dwellings.

This is when the hybrid system with air-to-water heat pump and condensing boiler becomes an ideal solution. The main reasons for this are its significant fraction of on-site renewable energy used by the heat pump, its ability to meet the demand of several dwellings simultaneously and its possibility of using existing gas boilers for refurbishment of dwellings.

The main concern for installers of this type of hybrid system is to exceed the minimum percentage of on-site renewability in the production of domestic hot water, thus avoiding the installation of additional renewable thermal generators (such as solar thermal panels) and producing considerable economic savings.

In this project, a detailed annual simulation tool is developed for this type of system, capable of calculating with sufficient precision all the necessary parameters to verify compliance with the new energy efficiency regulations, in order to provide installation companies with a precise calculation method that leads to accurate results.

Índice general

Agradecimientos	6
Resumen	8
Abstract	10
Nomenclatura	18
I Introducción	24
1. Contexto	26
1.1. Normativa de eficiencia energética en edificios	26
1.1.1. Directiva Europea de Eficiencia Energética en Edificios	26
1.1.2. Edificios de Consumo de Energía Casi Nulo en España	27
1.1.2.1. Sección HE0: Limitación del Consumo Energético	27
1.1.2.2. Sección HE1: Condiciones para el control de la demanda energética	29
1.1.2.3. Sección HE2: Condiciones de las instalaciones térmicas	30
1.1.2.4. Sección HE3: Condiciones de las instalaciones de iluminación	30
1.1.2.5. Sección HE4: Contribución mínima de energía renovable para cubrir la demanda de ACS	30
1.1.2.6. Sección HE5: Generación mínima de energía eléctrica	31
1.2. Objetivos	31
2. La aerotermia híbrida	32
2.1. Definición	32
2.2. La bomba de calor aire-agua	32
2.3. Generadores de apoyo más comunes en aerotermia híbrida	33
2.3.1. Caldera de condensación	33
2.3.2. Resistencia eléctrica con efecto Joule	34
2.3.3. Paneles solares térmicos	35
2.4. Emisores de climatización	36
2.4.1. Emisores de climatización por agua	37
2.4.1.1. Suelo radiante y suelo radiante-refrescante	37
2.4.1.2. Ventilconvector o fan coil	37
2.4.1.3. Radiador de agua	38

3. Estado del arte	39
3.1. El sistema de aerotermia híbrida con caldera de condensación de Saunier Duval	39
3.1.1. Resumen	39
3.1.2. Generalidades del sistema	39
3.1.3. Base de funcionamiento	43
3.1.3.1. Criterio de confort	43
3.1.3.2. Criterio económico	44
3.1.3.3. Criterio conjunto: régimen de funcionamiento	45
3.1.4. Regulación y control	45
3.2. Artículo de investigación: Influencia de las estrategias de dimensionado y control sobre el potencial de ahorro energético de los sistemas híbridos de aerotermia en edificios residenciales	46
3.2.1. Resumen	46
3.2.2. Descripción de los modelos y equipos empleados	46
3.2.2.1. Esquema de los sistemas modelados	46
3.2.2.2. Modelado de la caldera de condensación	47
3.2.2.3. Modelado de la bomba de calor aire-agua	48
3.2.2.4. Modelado de los modos de operación de los sistemas híbridos	49
3.2.3. Descripción de la metodología de resolución	50
3.2.3.1. Casos estudiados y simulados	50
3.2.3.2. Cálculo de indicadores clave del rendimiento	50
3.2.3.3. Resultados	51

II Desarrollo **54**

4. Modelización de la solución de aerotermia híbrida adoptada	56
4.1. Descripción de la instalación	56
4.2. Descripción de la simulación	58
4.2.1. Climas y edificios considerados	59
4.2.2. Datos de entrada	59
4.2.2.1. Demanda de calefacción	59
4.2.2.2. Demanda de ACS	60
4.2.2.3. Temperatura de aire seco exterior	61
4.2.2.4. Temperatura del agua de reposición	61
4.3. Formulación	62
4.3.1. Descripción del proceso iterativo	62
4.3.2. Ecuaciones para el balance de energía	62
4.3.2.1. Pérdidas de calor por conducción a través de las paredes del colector	63
4.3.2.2. Pérdidas de calor en el intercambiador de ACS	63
4.3.2.3. Modelado del colector	64
4.3.3. Ecuaciones y modelado de la bomba de calor aire-agua	64
4.3.3.1. Cálculo del rendimiento real	64
4.3.3.1.1. Cálculo del factor de corrección F	65
4.3.3.1.2. Cálculo del factor de corrección f	66

4.3.3.2.	Cálculo de la potencia real	67
4.3.4.	Ecuaciones y modelado de la caldera de condensación	68
4.3.4.1.	Cálculo de la potencia real	68
4.3.4.2.	Cálculo del rendimiento real	69
4.4.	Control	71
4.4.1.	Control de la circulación del fluido caloportador en la instalación . . .	71
4.4.1.1.	Algoritmo de control de la bomba de calor aire-agua	71
4.4.1.2.	Algoritmo de control del circuito de calefacción	72
4.4.1.3.	Algoritmo de control del circuito de precalentamiento y circulación de ACS	72
4.4.2.	Modos de funcionamiento de la instalación	73
4.4.2.1.	Modo calefacción y ACS	73
4.4.2.2.	Modo ACS	73
4.4.2.3.	Regulación de la temperatura de impulsión de calefacción	74
4.5.	Cálculo de resultados: indicadores clave del rendimiento	74
4.5.1.	Cálculo del consumo de energía final	74
4.5.1.1.	Energía final consumida por cada generador en cada instante de tiempo	75
4.5.1.2.	Energía final total consumida por cada generador según su uso	75
4.5.1.3.	SCOP de cada generador según su uso	76
4.5.1.4.	SCOP de la bomba de calor aire-agua	76
4.5.1.5.	Energía final total por vector energético y uso	76
4.5.1.5.1.	Energía final asociada a los vectores energéticos de la bomba de calor aire-agua	76
4.5.1.5.2.	Energía final asociada al vector energético de la caldera de condensación	77
4.5.2.	Cálculo del consumo de energía primaria	77
4.5.2.1.	Factores de paso de energía final a energía primaria	77
4.5.2.2.	Energía primaria renovable, no renovable y total	78
4.5.2.3.	Consumo de energía primaria no renovable y total del sistema. Cumplimiento de la normativa HE0	78
4.5.3.	Cálculo del porcentaje de renovabilidad in situ en la producción de ACS	79
4.5.4.	Cálculo del porcentaje de horas fuera de consigna	79
5.	Caracterización de la solución de aerotermia híbrida adoptada	81
5.1.	Consideraciones iniciales para el análisis de resultados	81
5.1.1.	Paso de tiempo, edificios y paquete de climas a analizar	81
5.1.2.	Valores considerados de los parámetros	81
5.2.	Dimensionado de los equipos	82
5.2.1.	Cálculo de la potencia nominal de dimensionamiento de la bomba de calor aire-agua	82
5.2.2.	Estudio del factor de dimensionamiento de la potencia nominal	83
5.2.2.1.	Elección del factor de dimensionamiento para el edificio colectivo entre medianeras	83
5.2.2.1.1.	Elección del parámetro crítico	83
5.2.2.1.2.	Elección del clima crítico	85

5.2.2.1.3.	Elección del factor de dimensionamiento	86
5.2.2.2.	Elección del factor de dimensionamiento para el edificio colectivo de tipo manzana	88
5.2.3.	Estudio del volumen de agua del colector por kW de potencia nominal instalado	90
5.2.3.1.	Estudio del volumen de agua del colector para el edificio colectivo entre medianeras	90
5.2.3.2.	Estudio del volumen de agua del colector para el edificio colectivo de tipo manzana	91
5.3.	Resumen de la caracterización de cada edificio	92
6.	Análisis de resultados	94
6.1.	Estudio de la renovabilidad in situ en la producción de ACS	94
6.1.1.	Meses de calefacción considerados	94
6.1.2.	Renovabilidad manteniendo la temperatura de impulsión de calefacción constante todo el año	96
6.1.2.1.	Porcentaje de energía primaria utilizada por cada generador según vector y uso	96
6.1.2.2.	Rendimiento medio estacional de cada generador según su uso	98
6.1.2.3.	Porcentaje de renovabilidad in situ en la producción de ACS	99
6.1.3.	Renovabilidad variando la temperatura de impulsión del modo ACS .	101
6.1.3.1.	Estudio de la mejor configuración de temperatura de impulsión en modo ACS	101
6.1.3.2.	Comparativa de porcentajes de energía primaria utilizados .	105
6.2.	Estudio del consumo de energía primaria necesario para satisfacer los servicios de calefacción y ACS	106
6.2.1.	Resultados de consumo de energía primaria no renovable y total manteniendo la temperatura de impulsión de calefacción constante todo el año	106
6.2.2.	Resultados de consumo de energía primaria no renovable y total subiendo la temperatura de impulsión del modo ACS hasta 60°C	110
6.3.	Comparativa de prestaciones medias estacionales de la bomba de calor aire-agua con los valores propuestos por IDAE	113
6.3.1.	Método de cálculo aproximado de rendimientos medios estacionales en bombas de calor propuesto por IDAE	114
6.3.2.	Comparativa de SCOP obtenidos por el método de cálculo de IDAE con los SCOP calculados en la simulación	115
6.3.3.	Cálculo de la renovabilidad in situ en la producción de ACS empleando los valores de COP nominal mínimos para consideración de renovable propuestos por IDAE	116
7.	Anexos	118
7.1.	Anexo 1: Comparativa de resultados entre la simulación a 1 hora y la simulación a 10 minutos	118
7.1.1.	Comparativa de resultados en el edificio unifamiliar aislado orientado al este	118

7.1.2. Comparativa de resultados en el edificio colectivo de tipo manzana . .	120
7.2. Anexo 2: Efecto de la variación del factor de carga parcial mínimo de la bomba de calor aire-agua	122
7.2.1. Efecto del factor de carga parcial mínimo sobre el porcentaje de horas fuera de consigna	122
7.2.2. Efecto del factor de carga parcial mínimo sobre los indicadores clave de rendimiento	125
8. Conclusiones y futuras líneas de investigación	127
8.1. Conclusiones	127
8.2. Futuras líneas de investigación	128
Índice de figuras	130
Índice de tablas	136
Bibliografía	138

Nomenclatura

Abreviaturas

ACS	Agua Caliente Sanitaria
COP	Coefficient of Performance
CTE	Código Técnico de la Edificación
DBHE	Documento Básico de Ahorro de Energía
EPBD	Energy Performance of Buildings Directive
IDAE	Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía
NZEB	Nearly Zero-Energy Buildings
RITE	Reglamento de Instalaciones Térmicas en Edificios
SCOP	Seasonal Coefficient of Performance
UE	Unión Europea
US	Universidad de Sevilla

Simbología, capítulo 4.2: Artículo de investigación

β	Ratio de demanda punta
φ	Factor de carga parcial de la caldera de condensación
B	Caldera de condensación
$E_{p,tot}$	Energía primaria total consumida por el sistema de calefacción
$E_{th,bu}$	Energía térmica total suministrada por el generador de apoyo
$E_{th,gen}$	Energía térmica total suministrada por el generador principal
$E_{th,tot}$	Energía térmica total suministrada por el sistema de calefacción
ER	Resistencia eléctrica
HP	Bomba de calor aire-agua

P_{des}	Demanda punta de calefacción del edificio
$P_{HP}(T_{des})$	Potencia de la bomba de calor a la temperatura exterior de diseño
$SCOP_S$	Rendimiento medio estacional del sistema de calefacción
T_{biv}	Temperatura de bivalencia
$T_{cut-off}$	Temperatura de corte
T_{des}	Temperatura exterior de diseño
$T_{w,in}$	Temperatura del agua de retorno de calefacción

Simbología, capítulo 5: Modelización

$\%Ren_{ACS}$	Porcentaje de renovabilidad in situ en la producción de ACS
Δt	Paso de tiempo
\dot{m}_{ACS}	Caudal másico de agua en el intercambiador de ACS
\dot{Q}_{ACS}	Calor cedido en el intercambiador de ACS para precalentar el agua de reposición
\dot{Q}_{perd}	Pérdidas de calor por conducción a través de las paredes del colector
$\sum_k E_{f,i,j,k}$	Sumatorio de la energía final consumida por el generador i en el uso j en cada instante de tiempo k en que ésta es no nula
$\sum_k P_{real,i,j,k}$	Sumatorio de la potencia real suministrada por el generador i en su uso j en cada instante de tiempo k en que ésta es no nula
ε_{int}	Eficiencia del intercambiador de ACS
A	Área del edificio considerado
A_{col}	Área del colector
ACS	Uso/modo de funcionamiento: ACS
amb	Medioambiente
$B1$	Bomba de agua 1 de la instalación
$B2$	Bomba de agua 2 de la instalación
$B3$	Bomba de agua 3 de la instalación
$B4$	Bomba de agua 4 de la instalación
BC	Bomba de calor aire-agua
$C_{ep,nren}$	Consumo total de energía primaria no renovable del sistema

$C_{ep,ren}$	Consumo total de energía primaria renovable del sistema
$C_{ep,tot}$	Consumo total de energía primaria del sistema
$CAL + ACS$	Uso/modo de funcionamiento: calefacción y ACS
cc	caldera de condensación
$Cercanía$	Cercanía elegida para la temperatura de consigna de la instalación
COP	Rendimiento nominal de la bomba de calor aire-agua
COP_{real}	Rendimiento real de operación de la bomba de calor aire-agua
$COPF$	Rendimiento de la bomba de calor aire-agua corregido según el factor de corrección F
$COPf$	Rendimiento de la bomba de calor aire-agua corregido según el factor de corrección f
Cp_w	Calor específico del agua
D_{ACS}	Demanda de ACS en $l/h \cdot persona$
D_{cal}	Demanda de calefacción
D_{col}	Demanda de calor del colector para alcanzar la temperatura de impulsión
$E_{F,i,j}$	Energía final total consumida por el generador i en el uso j
$E_{F,i,v,j}$	Energía final total empleada por el vector energético v del generador i en el uso j
Ef_{BC}	Energía final consumida por la bomba de calor aire-agua en un instante de tiempo t determinado
Ef_{cc}	Energía final consumida por la caldera de condensación en un instante de tiempo t determinado
$electr$	electricidad de red
$E_{p_{nren}}$	Energía primaria no renovable
$E_{p_{ren,in situ}}$	Cantidad total de energía primaria renovable in situ utilizada en la producción de ACS
$E_{p_{ren}}$	Energía primaria renovable
$E_{p_{tot}}$	Energía primaria total
F	Factor de corrección del COP de la bomba de calor según la temperatura de aire seco exterior y la temperatura de impulsión

f	Factor de corrección del COP de la bomba de calor según el factor de carga parcial
f_{cp}	factor de carga parcial de la bomba de calor aire-agua
$f_{cp_{cc}}$	factor de carga parcial de la caldera de condensación
$f_{cp_{min}}$	factor de carga parcial mínimo de la bomba de calor aire-agua
$f_{p_{nren}}$	factor de paso de energía final a energía primaria no renovable
$f_{p_{ren}}$	factor de paso de energía final a energía primaria renovable
$f_{p_{tot}}$	factor de paso de energía final a energía primaria total
gas	gas natural
$HEIRF$	Coefficiente de la curva correctora del COP de la bomba de calor según la temperatura de aire seco exterior y la temperatura de impulsión
$HEIRf$	Coefficiente de la curva correctora del COP de la bomba de calor según el factor de carga parcial
n_{ccreal}	Rendimiento real de la caldera de condensación
P_{ccreal}	Potencia térmica real suministrada por la caldera de condensación
P_F	Potencia a plena carga de la bomba de calor aire-agua
P_{nom}	Potencia nominal de la bomba de calor aire-agua
P_{real}	Potencia térmica real suministrada por la bomba de calor aire-agua a la instalación
$SCOP_{i,j}$	Rendimiento medio estacional del generador i en el uso j
t	Instante de tiempo considerado
T_{col}	Temperatura de agua del colector
T_{cons}	Temperatura de consigna del agua de la instalación
T_{imp}	Temperatura de impulsión de agua de la instalación
T_{sot}	Temperatura del aire contenido en el sótano o cuarto de instalaciones donde se ubica el colector
$T_{s_{ext}}$	Temperatura de aire seco exterior
$T_{sal_{int}}$	Temperatura de agua a la salida del intercambiador de ACS
$T_{w_{rep}}$	Temperatura del agua de reposición
U_{col}	Coefficiente global de transferencia de calor del colector

V_{col}	Volumen de agua contenido en el colector
W_c	Potencia eléctrica consumida por el compresor

Parte I

Introducción

Capítulo 1

Contexto

El efecto dañino de los gases de efecto invernadero sobre el planeta se está convirtiendo en una problemática cada vez más preocupante en todos los países. El dióxido de carbono (CO_2) es uno de ellos, y en concreto el gas que juega el papel mayoritario en el incremento del conocido efecto invernadero.

Las emisiones de CO_2 producidas por el ser humano provienen de la combustión de combustibles fósiles, principalmente carbón, petróleo y gas natural, además de la deforestación, la erosión del suelo y la crianza animal. La actividad humana desde el inicio de la Revolución Industrial en 1750 ha producido un incremento de 250 a 415,39 ppm (partes por millón) de dióxido de carbono en la concentración atmosférica. [1]

En el sector de la edificación, los combustibles fósiles son empleados por los sistemas de climatización y agua caliente sanitaria (ACS) para la producción de energía primaria no renovable (ya sea de forma directa mediante calderas de gas natural, o de forma indirecta mediante el uso de energía eléctrica de la red generada con combustibles fósiles en centrales eléctricas), con la finalidad de satisfacer las demandas de calefacción, refrigeración y ACS en los edificios.

Es por ello que dicho sector juega un papel importante en la generación de CO_2 , lo que lo ha convertido en un foco de atención importante para la Unión Europea, que se ha visto en la necesidad de modificar la normativa de eficiencia energética en los edificios para obligar al empleo de fuentes renovables para satisfacer la mayor parte de la demanda, incrementando así el consumo de energía primaria renovable y reduciendo el de no renovable.

1.1. Normativa de eficiencia energética en edificios

1.1.1. Directiva Europea de Eficiencia Energética en Edificios

La Directiva de Eficiencia Energética en Edificios (*Energy Performance of Buildings Directive*, EPBD) es la principal norma europea dirigida a garantizar el cumplimiento de los objetivos de la UE en edificación, en términos de contención de emisiones de gases de efecto invernadero (*Greenhouse Gas Emissions*, GHGE), consumo energético, eficiencia energética y generación de energía a partir de fuentes renovables.

En 2010 se refunde la EPBD mediante la Directiva 2010/31/UE y aparece el concepto de Edificios de Consumo de Energía Casi Nulo (*Nearly Zero-Energy Buildings*, NZEB). El término NZEB hace referencia a aquellos edificios con un nivel de eficiencia energética muy alto en los que la cantidad casi nula o muy baja de energía requerida debe estar cubierta, en muy amplia medida, por energía procedente de fuentes renovables, incluida energía procedente de fuentes renovables producida in situ o en el entorno. Podríamos considerar que la definición de NZEB, equivale, por una parte, al requisito de eficiencia energética deseable para el año 2020; al requisito de niveles mínimos de energía procedentes de fuentes renovables en edificios nuevos del artículo 13.4 de la Directiva de Energías Renovables, para ese mismo año; y a un tercer requisito sobre cercanía de captación de esos recursos renovables al punto de consumo.

Esta nueva Directiva establece que los edificios que estén ocupados y sean propiedad de autoridades públicas deben alcanzar un consumo de energía casi nulo a más tardar el 31 de diciembre de 2018 y los demás edificios nuevos a más tardar el 31 de diciembre de 2020.

Como no se establecen rangos o umbrales concretos sobre los NZEB en el EPBD, estos nuevos requerimientos quedan a la libre interpretación de los países miembros de la Unión Europea, permitiéndoles definir su propio Edificio de Consumo de Energía Casi Nulo teniendo en cuenta sus propias condiciones climáticas, factores de paso de energía primaria, grado de ambición, metodologías de cálculo y características arquitectónicas. [2]

1.1.2. Edificios de Consumo de Energía Casi Nulo en España

La normativa que regula la eficiencia energética de los edificios en España está formada por el Documento Básico de Ahorro de Energía (DBHE) del Código Técnico de la Edificación (CTE, es la normativa vigente para edificación en España y es de obligado cumplimiento) y el Reglamento de Instalaciones Térmicas en Edificios (RITE) del Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE).

El DBHE fue lanzado el 28 de diciembre de 2019 con el objetivo de definir el concepto de Edificio de Consumo de Energía Casi Nulo en España, determinando así que los edificios nuevos que se construyan y los existentes que se rehabiliten deberán de alcanzar altos estándares de eficiencia energética, limitando radicalmente su consumo energético. Para ello prima el control de la demanda energética, el uso de instalaciones de alta eficiencia energética y el aprovechamiento de las energías renovables. Así, los edificios que cumplan con sus exigencias en cuanto a la limitación del consumo energético serán considerados NZEB.

Las exigencias que dictamina el DBHE son las siguientes: [3]

1.1.2.1. Sección HE0: Limitación del Consumo Energético

Esta sección dictamina que *“el consumo energético de los edificios se limitará en función de la zona climática de invierno de su localidad de ubicación, el uso del edificio y, en el caso de edificios existentes, el alcance de la intervención”*.

Así, cuantifica la exigencia estableciendo que el consumo de energía primaria no renovable ($C_{ep,nren}$) y el consumo de energía primaria total ($C_{ep,tot}$) del edificio o parte del edificio considerado no debe superar los valores límite ($C_{ep,nren,lim}$ y $C_{ep,tot,lim}$) obtenidos de las siguientes tablas según su uso sea o no residencial privado:

Tabla 3.1.a - HE0
Valor límite $C_{ep,nren,lim}$ [kW·h/m²·año] para uso residencial privado

	Zona climática de invierno					
	α	A	B	C	D	E
Edificios nuevos y ampliaciones	20	25	28	32	38	43
Cambios de uso a residencial privado y reformas	40	50	55	65	70	80

En territorio extrapeninsular (Illes Balears, Canarias, Ceuta y Melilla) se multiplicarán los valores de la tabla por 1,25

Tabla 3.1.b - HE0
Valor límite $C_{ep,nren,lim}$ [kW·h/m²·año] para uso distinto del residencial privado

Zona climática de invierno					
α	A	B	C	D	E
$70 + 8 \cdot C_{FI}$	$55 + 8 \cdot C_{FI}$	$50 + 8 \cdot C_{FI}$	$35 + 8 \cdot C_{FI}$	$20 + 8 \cdot C_{FI}$	$10 + 8 \cdot C_{FI}$

C_{FI} : Carga interna media [W/m²]

En territorio extrapeninsular (Illes Balears, Canarias, Ceuta y Melilla) se multiplicarán los valores resultantes por 1,40

Figura 1.1: Consumo de energía primaria no renovable límite para uso residencial privado y distinto del residencial privado. Fuente: [3]

Tabla 3.2.a - HE0
Valor límite $C_{ep,tot,lim}$ [kW·h/m²·año] para uso residencial privado

	Zona climática de invierno					
	α	A	B	C	D	E
Edificios nuevos y ampliaciones	40	50	56	64	76	86
Cambios de uso a residencial privado y reformas	55	75	80	90	105	115

En territorio extrapeninsular (Illes Balears, Canarias, Ceuta y Melilla) se multiplicarán los valores de la tabla por 1,15

Tabla 3.2.b - HE0
Valor límite $C_{ep,tot,lim}$ [kW·h/m²·año] para uso distinto del residencial privado

Zona climática de invierno						
α	A	B	C	D	E	
$165 + 9 \cdot C_{FI}$	$155 + 9 \cdot C_{FI}$	$150 + 9 \cdot C_{FI}$	$140 + 9 \cdot C_{FI}$	$130 + 9 \cdot C_{FI}$	$120 + 9 \cdot C_{FI}$	

C_{FI} : Carga interna media[W/m²]

En territorio extrapeninsular (Illes Balears, Canarias, Ceuta y Melilla) se multiplicarán los valores resultantes por 1,40

Figura 1.2: Consumo de energía primaria total límite para uso residencial privado y distinto del residencial privado. Fuente: [3]

1.1.2.2. Sección HE1: Condiciones para el control de la demanda energética

Esta sección establece que:

- “Para controlar la demanda energética, los edificios dispondrán de una envolvente térmica de características tales que limite las necesidades de energía primaria para alcanzar el bienestar térmico, en función del régimen de verano y de invierno, del uso del edificio y, en el caso de edificios existentes, del alcance de la intervención”
- “Las características de los elementos de la envolvente térmica en función de su zona climática de invierno, serán tales que eviten las descompensaciones en la calidad térmica de los diferentes espacios habitables”
- “Las particiones interiores limitarán la transferencia de calor entre las distintas unidades de uso del edificio, entre las unidades de uso y las zonas comunes del edificio, y en el caso de las medianerías, entre unidades de uso de distintos edificios”
- “Se limitarán los riesgos debidos a procesos que produzcan una merma significativa de las prestaciones térmicas o de la vida útil de los elementos que componen la envolvente térmica, tales como las condensaciones”

Así, las características constructivas de los edificios quedan limitadas por unos valores límite de transmitancia térmica, coeficiente global de transmisión de calor, parámetro de control solar (ganancias solares de calor en el mes de Julio), permeabilidad al aire de huecos de la envolvente térmica y relación del cambio de aire a 50 Pa.

1.1.2.3. Sección HE2: Condiciones de las instalaciones térmicas

Esta sección permite al RITE formar parte de la normativa, dictaminando que *“las instalaciones térmicas de las que dispongan los edificios serán apropiadas para lograr el bienestar térmico de sus ocupantes. Esta exigencia se desarrolla actualmente en el vigente Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios (RITE), y su aplicación quedará definida en el proyecto del edificio”*.

1.1.2.4. Sección HE3: Condiciones de las instalaciones de iluminación

Según esta sección, *“los edificios dispondrán de instalaciones de iluminación adecuadas a las necesidades de sus usuarios y a la vez eficaces energéticamente disponiendo de un sistema de control que permita ajustar el encendido a la ocupación real de la zona, así como de un sistema de regulación que optimice el aprovechamiento de la luz natural, en las zonas que reúnan unas determinadas condiciones”*.

Así, para cuantificar la exigencia el HE3 establece unos valores límite de eficiencia energética de la instalación y de potencia máxima por unidad de superficie iluminada.

1.1.2.5. Sección HE4: Contribución mínima de energía renovable para cubrir la demanda de ACS

Esta sección es de aplicación a aquellos edificios de nueva construcción y reformas en edificios existentes cuya demanda de agua caliente sanitaria sea superior a 100 litros/día, y a todo tipo de climatizaciones de piscina.

Dictamina que *“los edificios satisfarán sus necesidades de ACS y de climatización de piscina cubriendo empleando en gran medida energía procedente de fuentes renovables o procesos de cogeneración renovables; bien generada en el propio edificio o bien a través de la conexión a un sistema urbano de calefacción”*.

Así, cuantifica la exigencia imponiendo las siguientes exigencias principales:

- *“La contribución mínima de energía procedente de fuentes renovables cubrirá al menos el 70 % de la demanda energética anual para ACS y para climatización de piscina, obtenida a partir de los valores mensuales, e incluyendo las pérdidas térmicas por distribución, acumulación y recirculación. Esta contribución mínima podrá reducirse al 60 % cuando la demanda de ACS sea inferior a 5000 l/d. Se considerará únicamente la aportación renovable de la energía con origen in situ o en las proximidades del edificio, o procedente de biomasa sólida”*
- *“Las bombas de calor destinadas a la producción de ACS y/o climatización de piscina, para poder considerar su contribución renovable a efectos de esta sección, deberán disponer de un valor de rendimiento medio estacional ($SCOP_{dhw}$) superior a 2,5 cuando*

sean accionadas eléctricamente y superior a 1,15 cuando sean accionadas mediante energía térmica. El valor de $SCOP_{dhw}$ se determinará para la temperatura de preparación del ACS, que no será inferior a $45^{\circ}C$

1.1.2.6. Sección HE5: Generación mínima de energía eléctrica

Impone que “*en los edificios que así se establezca en esta sección se incorporarán sistemas de generación de energía eléctrica procedente de fuentes renovables para uso propio o suministro a la red*”.

Cuantifica la exigencia estableciendo una potencia mínima a instalar proveniente de fuentes renovables, que se cuantifica mediante la siguiente expresión:

$$P_{min} = 0,01 \cdot S \quad (1.1)$$

Donde P_{min} es la potencia mínima a instalar proveniente de fuentes renovables en kW y S es la superficie construida del edificio en m^2 .

1.2. Objetivos

El objetivo principal de este proyecto es el de desarrollar una herramienta de simulación de un sistema híbrido de calefacción y ACS compuesto por una bomba de calor aire-agua y una caldera de condensación, destinado a satisfacer la demanda de varios tipos de edificios residenciales, y con el propósito de cumplir con los siguientes objetivos específicos:

- Conseguir un ahorro de energía considerable en el consumo anual de calefacción y ACS en los edificios residenciales colectivos de nueva construcción y ya existentes en los que el DBHE es de aplicación
- Demostrar la importancia de la sustitución de un sistema convencional (compuesto por una caldera de gas) por un sistema híbrido (compuesto de una bomba de calor aerotérmica y una caldera de condensación) a la hora de lograr un Edificio de Consumo de Energía Casi Nulo que cumpla con la Directiva 2010/31/UE y con los requerimientos del DBHE, y reduzca las emisiones de gases de efecto invernadero
- Sentar las bases óptimas de operación del sistema híbrido bomba de calor aerotérmica-caldera de condensación, dando la mayor carga posible de trabajo a la bomba de calor para reducir notoriamente el consumo energético y aumentar lo máximo posible la renovabilidad, reduciendo así en la medida que sea posible la instalación de fuentes energéticas renovables adicionales para lograr el porcentaje necesario de renovabilidad procedente de fuentes in situ para la producción de ACS dictaminado por el DBHE4

Capítulo 2

La aerotermia híbrida

2.1. Definición

Un sistema híbrido de aerotermia para climatización y ACS consiste en la combinación de una bomba de calor aerotérmica (entendiéndose como aerotérmica a toda bomba de calor que realice un intercambio de calor con el aire exterior) con al menos otro generador de energía diferente atendiendo el mismo servicio, para poder así seleccionar el más eficiente en cada caso. [4]

Para que varios generadores puedan atender un mismo servicio de forma eficiente, es muy común utilizar tuberías de agua para los intercambios de calor, de manera que la bomba de calor aire-agua se convierte en una de las soluciones más comunes en aerotermia híbrida.

2.2. La bomba de calor aire-agua

La bomba de calor aire-agua, como cualquier otra bomba de calor, basa su funcionamiento en el ciclo de Carnot. El ciclo se compone de un fluido refrigerante que pasa por un evaporador, un compresor eléctrico, un condensador y una válvula de expansión reversible. Cuando pasa por el evaporador, el refrigerante se evapora pasando de líquido a gas mediante un intercambiador en el que absorbe calor y sube su temperatura. Cuando circula por el condensador, el fluido refrigerante se condensa pasando de gas a líquido mediante un intercambiador en el que cede calor y baja su temperatura.

En modo calefacción, el evaporador de la bomba de calor absorbe calor del exterior del edificio para luego introducirlo dentro de la vivienda cediéndolo en el condensador. En modo refrigeración ocurre lo contrario, de manera que el evaporador absorbe el calor extraído de la vivienda y lo libera al exterior mediante el intercambio producido en el condensador.

Para conmutar su funcionamiento entre calefacción y refrigeración, basta con invertir el sentido de la válvula reversible, de manera que el condensador pasa a funcionar como evaporador y viceversa.

La bomba de calor aire-agua realiza el intercambio con el aire exterior, y posteriormente absorbe o cede ese calor mediante un intercambio con una tubería de agua.

La bomba de calor aire-agua puede ser compacta (también llamadas *Monobloc*) o *Bibloc*. Las compactas se componen solo de una unidad exterior que integra todo el circuito de

refrigerante, de manera que en ella se realizan tanto el intercambio con el aire exterior como el intercambio con la tubería de agua que luego va hacia el interior de la vivienda. En las bombas de calor *Bibloc*, existen una unidad exterior y una unidad interior, y se conectan mediante la bitubería de refrigerante de manera que el intercambio con el aire exterior se realiza en la unidad exterior y el intercambio con la batería de agua se realiza en la unidad interior.

2.3. Generadores de apoyo más comunes en aerotermia híbrida

2.3.1. Caldera de condensación

Las calderas de condensación son calderas de gas (entendiendo como caldera de gas, un generador de energía que tiene el propósito de calentar agua utilizando gas hidrocarburo como combustible) que aprovechan el calor latente de condensación del vapor de agua contenido en los humos de la combustión para precalentar el agua.

Para ello, se debe utilizar como combustible un hidrocarburo con contenido muy bajo o nulo de azufre (gas natural o gas licuado del petróleo), de manera que la condensación de los humos no forme óxidos de azufre dañinos para la atmósfera. En las calderas de gas convencionales, los humos se liberan a temperaturas muy altas (140-150°C) para evitar la condensación que forma estos compuestos. En cambio, las calderas de condensación operan normalmente a una temperatura comprendida entre 55 y 60°C, que favorece la condensación de los humos.

Debido al calor latente de condensación que se aprovecha para precalentar el agua, estas calderas consumen aproximadamente un 30 % menos de combustible que las calderas de gas convencionales para lograr elevar la temperatura del agua hasta 40-60°C, lo que las hace más económicas y menos contaminantes. Es por ello que muchos propietarios se planteen gastar un poco más de dinero en una caldera de condensación para sus hogares, o incluso cambiar su caldera de gas ya existente en la vivienda por una de condensación.

Por todo ello, las calderas de condensación son un generador de energía bastante común en las viviendas, lo que hace que combinarla con una bomba de calor aire-agua sea la solución más común en aerotermia híbrida.



Figura 2.1: Caldera de condensación Isofast Condens. Fuente: saunier duval

2.3.2. Resistencia eléctrica con efecto Joule

Una resistencia eléctrica genera calor gracias al conocido Efecto Joule, fenómeno por el cual si en un conductor circula corriente eléctrica, parte de la energía cinética de los electrones se transforma en calor debido a los constantes choques que sufren con los átomos del material conductor por el que circulan, elevando la temperatura del mismo.

Es muy común en aerotermia el uso de resistencias eléctricas como generadores de apoyo, que suelen integrarse en la unidad interior de las bombas de calor *Bibloc* o en la unidad exterior de las bombas compactas o *Monobloc*.

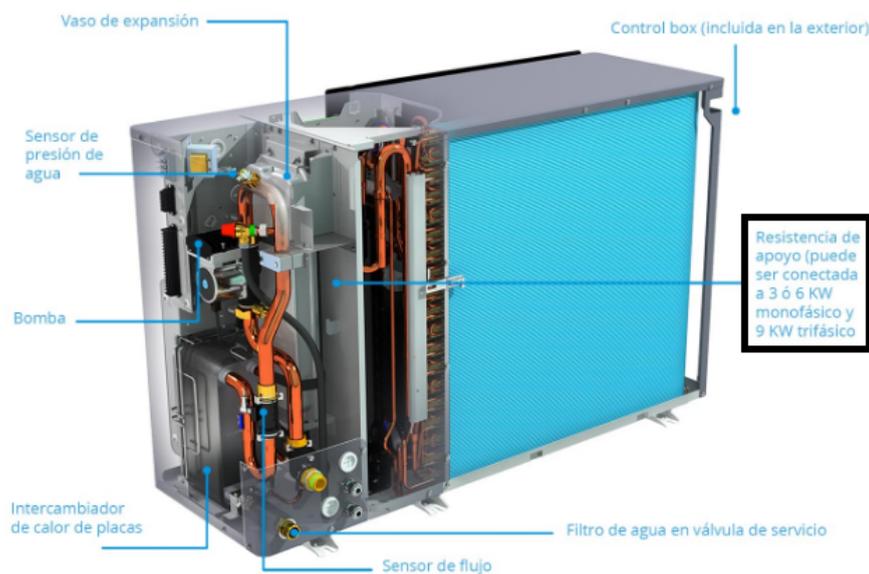


Figura 2.2: Bomba de calor aire-agua Daikin Altherma 3M Monobloc con resistencia eléctrica de apoyo incorporada. Fuente: daikin

2.3.3. Paneles solares térmicos

Los paneles solares térmicos se emplean normalmente como generadores de apoyo a la instalación de ACS, aunque a veces también se pueden encontrar como apoyo a la instalación de climatización. La finalidad de estos paneles cuando actúan como apoyo al ACS es ayudar a conseguir el porcentaje de renovabilidad in situ necesario exigido por el DBHE (60 o 70 %) cuando el generador principal no es capaz de aportar la totalidad por sí mismo.

Los paneles solares térmicos dependen principalmente de la radiación solar incidente, que debido a las condiciones climáticas cambiantes no siempre será suficiente para que la instalación pueda abastecer el calor total que necesita la vivienda para cubrir la demanda de ACS y/o calefacción. Por ello, es más eficiente en términos de energía disponer de otro generador que pueda aportar la energía restante cuando la incidencia solar no sea suficiente (bomba de calor, caldera de condensación).

Las instalaciones solares térmicas en los edificios pueden ser de dos tipos: circuito abierto, cuando el agua caliente sanitaria pasa directamente por las tuberías de la instalación para ser calentada por los paneles, o de circuito cerrado, cuando pasa un fluido anticongelante por el sistema (generalmente glicol con agua) que luego calienta el agua de manera indirecta en el interior de un depósito de ACS, bien sea mediante un serpentín (intercambiador tubular) o un intercambiador de placas.

En una instalación híbrida de ACS con paneles solares térmicos y circuito cerrado existen normalmente tres circuitos hidráulicos: el circuito primario, donde se produce el intercambio solar térmico con los paneles; el circuito secundario, donde se produce el intercambio del calor extraído de los paneles con el depósito de ACS; y el circuito de consumo, donde se cuenta con un segundo intercambiador por el que pasa el agua del depósito de ACS precalentada por el circuito solar para aportar el calor restante que fuese necesario para llegar a los 60°C de temperatura de consumo. Este segundo intercambiador suele ser un pequeño depósito (interacumulador) que cuenta con un serpentín por el que pasa agua calentada por un segundo generador (puede ser considerado como el principal o el de apoyo, dependiendo de la instalación). El circuito de consumo es abierto porque el agua de red que entra en el depósito de ACS sale por los puntos de consumo de la vivienda.

En las instalaciones híbridas, los circuitos primario y secundario se separan mediante un intercambiador de calor (tubular o de placas) debido a que los caudales de circulación y las condiciones de operación varían de un circuito a otro. [6]

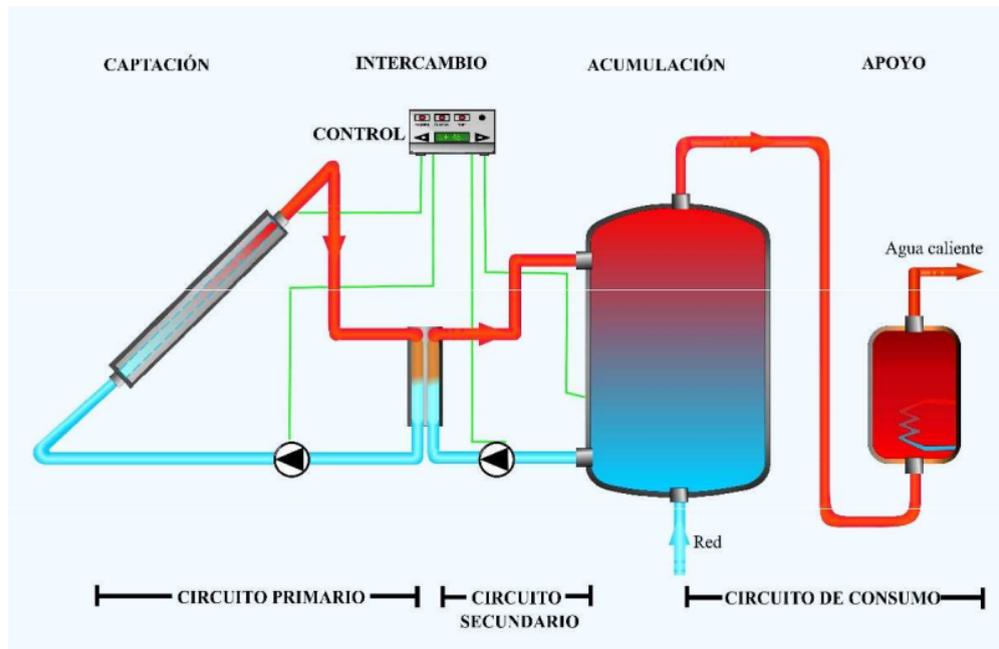


Figura 2.3: Instalación solar térmica híbrida de circuito cerrado para producción de agua caliente sanitaria. Fuente: agenciaandaluzadelaenergia

2.4. Emisores de climatización

Un emisor de climatización es un intercambiador de calor que emite o recibe el calor necesario para alcanzar la temperatura de confort térmico deseada en una estancia. Este intercambio se realiza siempre con el aire de la estancia, ya sea expulsando un caudal de aire interior climatizado con ayuda de un ventilador incorporado en el propio emisor; o realizando el intercambio directamente con el aire de la estancia.

Los emisores de climatización pueden clasificarse atendiendo al fluido caloportador empleado para realizar el intercambio con el aire de la estancia en emisores por agua (suelo radiante y radiante-refrescante, ventiloconvector o fan coil y radiador de agua) y emisores por refrigerante (unidad interior de split, unidad interior de conductos, unidad interior de cassette y unidad interior de suelo techo). Además, existen también emisores secos, o emisores que no precisan de fluido caloportador para realizar el intercambio, como los radiadores eléctricos o el suelo radiante eléctrico, que generan calor mediante resistencias eléctricas y Efecto Joule.

Los emisores por refrigerante funcionan por expansión directa, lo que significa que el propio emisor es la unidad interior de una bomba de calor, y se conecta mediante bitubería de refrigerante a la unidad exterior. Este tipo de configuración se conoce como conjunto 1x1 (una unidad exterior por una unidad interior). En cambio, los emisores por agua solo precisan de una tubería de agua a la temperatura de operación para poder climatizar la estancia y por tanto pueden utilizar múltiples configuraciones de generadores de energía diferentes (paneles solares térmicos, calderas, bombas de calor *Monobloc* o *Bibloc*, Efecto Joule...), lo que los hace ideales para la aerotermia híbrida.

2.4.1. Emisores de climatización por agua

Se detallan a continuación los tres tipos de emisores de climatización por fluido caloportador agua mencionados anteriormente, puesto que son los que se utilizarán en la solución adoptada:

2.4.1.1. Suelo radiante y suelo radiante-refrescante

El suelo radiante es un emisor de calefacción que se distribuye por el interior del suelo de la estancia a climatizar, y consiste en la distribución de una red de tubería por el interior de dicho suelo. Se denomina suelo radiante-refrescante si el emisor es capaz de realizar tanto la calefacción como la refrigeración de la estancia.

La temperatura de operación (temperatura deseada del fluido caloportador) de este tipo de emisor se fija normalmente en 35°C para calefacción y 15°C para refrigeración.

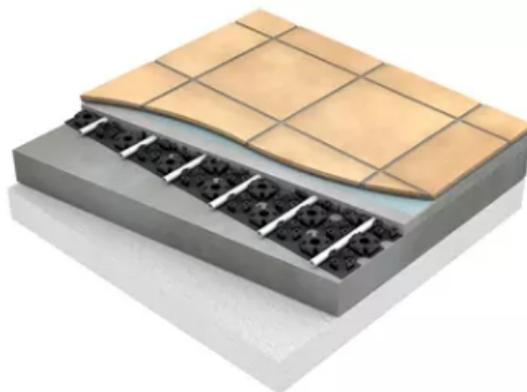


Figura 2.4: Suelo radiante Uponor Minitec. Fuente: uponor

2.4.1.2. Ventilconvector o fan coil

Un ventilconvector o fan coil (del inglés *Fan Coil Unit*) consiste en un dispositivo que impulsa el aire de la estancia a climatizar con ayuda de un ventilador a través de un par de baterías de agua (batería de agua fría y batería de agua caliente), que son intercambiadores de calor compuestos por tubos de agua y aletas de metal.

El aire pasa por un filtro a la entrada del fan coil antes de llegar al ventilador, para evitar que entre la suciedad.

En régimen de refrigeración el intercambio aire-agua se produce con la batería de agua fría y en régimen de calefacción con la batería de agua caliente. Estas baterías disponen de una válvula de tres vías para poder mezclar agua de retorno (agua que vuelve del intercambio con el aire) con agua de impulsión (agua que se dirige al intercambiador) en el caso de que la temperatura de impulsión supere o esté por debajo de la temperatura de operación de calefacción o refrigeración del fan coil; o para poder cortar la circulación de agua por la batería en caso de avería o temperatura de impulsión no deseada.

Las temperaturas de operación de los fan coils son normalmente de 45 y 7°C para calefacción y refrigeración respectivamente.

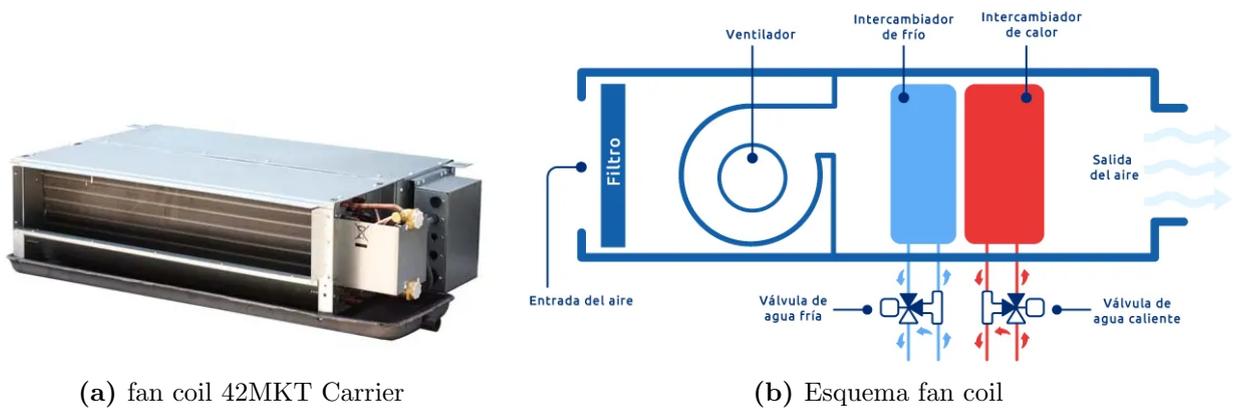


Figura 2.5: (a) Fan coil modelo 42MKT de la marca Carrier. Fuente: carrier. (b) Esquema de funcionamiento básico del fan coil. Fuente: preciogas

2.4.1.3. Radiador de agua

Un radiador de agua no es más que un emisor de calefacción que consiste en un intercambiador de tubos por los que pasa el agua caliente para ceder calor al aire de la estancia a calefactar.

Debido a su reducida área de transferencia y a la ausencia de impulsión de aire en la convección, estos emisores no son eficientes para enfriar aire y por ello no se utilizan para el régimen de refrigeración. Se colocan normalmente en las paredes interiores y a la altura del suelo de las estancias a calefactar.

La temperatura de operación de un radiador de agua oscila normalmente entre los 50-55°C.



Figura 2.6: Radiador de aluminio Xian N de marca Ferroli. Fuente: ferroli

Capítulo 3

Estado del arte

3.1. El sistema de aerotermia híbrida con caldera de condensación de Saunier Duval

3.1.1. Resumen

En este apartado se detallan las características del sistema híbrido de aerotermia con bomba de calor aire-agua compacta de Saunier Duval, una de las marcas líderes en España en climatización, con el objetivo de obtener unas nociones previas de como se instalan y controlan los sistemas híbridos de aerotermia. Toda la información ha sido extraída a partir de dos conferencias impartidas por Saunier Duval en la Universidad de Elche. [4] [5]

3.1.2. Generalidades del sistema

Saunier Duval es una corporación perteneciente a Vaillant Group, grupo empresarial de ámbito multinacional, que lidera en Europa el suministro de sistemas inteligentes para las actividades de agua caliente sanitaria, calefacción y refrigeración en el ámbito doméstico.

Saunier Duval trabaja el sistema híbrido de aerotermia utilizando la bomba de calor aire-agua compacta, y expone para ello las siguientes razones:

- La conexión de la unidad exterior a la instalación se realiza mediante bitubería de agua, por lo que se precisa de un fluido mucho más económico que en los modelos *Bibloc*, donde la conexión entre las unidades exterior e interior se realiza mediante bitubería frigorífica. Así, se evitan fugas de refrigerante puesto que éste está confinado en la unidad compacta exterior
- Trabajar con agua como fluido caloportador permite la combinación de distintos tipos de emisores de climatización (suelo radiante-refrescante, fan coils y radiadores) y también la combinación con distintos tipos de tecnologías que también trabajan con agua (depósito de ACS, interacumulador hidráulico, caldera de condensación, aguja hidráulica, paneles solares...)
- Las bombas de calor compactas permiten trabajar a una menor temperatura de impulsión (temperatura del fluido caloportador de la bomba de calor) debido a la existencia

de otras tecnologías de apoyo como depósitos de inercia o calderas de condensación, mejorando así su COP (*Coefficient of Performance*, coeficiente que mide el rendimiento de una bomba de calor)

- Permiten una mayor simultaneidad de uso, puesto que se puede combinar agua de distintos generadores y ello permite un control más selectivo del generador adecuado a utilizar en cada momento, lo que aumenta la eficiencia energética global del sistema y lo hace más económico

Para resolver el híbrido de aerotermia con caldera, Saunier Duval pone a trabajar la bomba de calor y la caldera contra un módulo hidráulico, que no es más que un depósito interacumulador. Este módulo hidráulico deriva el agua almacenada en su interior como fluido caloportador a los emisores de calefacción existentes en la vivienda.

La refrigeración se resuelve normalmente mediante un sistema independiente (normalmente bomba de calor aire-aire con emisor de tipo split) puesto que el hecho de necesitar una temperatura de impulsión baja (entre 5 y 14°C) para climatizar hace que no podamos producir ACS al mismo tiempo o conectar la caldera para calentar el módulo hidráulico, lo que perjudicaría enormemente el rendimiento de nuestro sistema híbrido.

Para la producción de ACS, propone varias soluciones para este mismo sistema:

- Una de ellas consiste en derivar la producción de la bomba de calor mediante una válvula de tres vías contra un depósito de ACS, de manera que la caldera solo trabaja en modo calefacción y la bomba de calor podrá trabajar en calefacción o ACS. Cuando exista demanda de ACS, la bomba de calor trabajará para calentar el agua del depósito, y la caldera se encargará de satisfacer la demanda de calefacción, calentando el agua del módulo hidráulico.

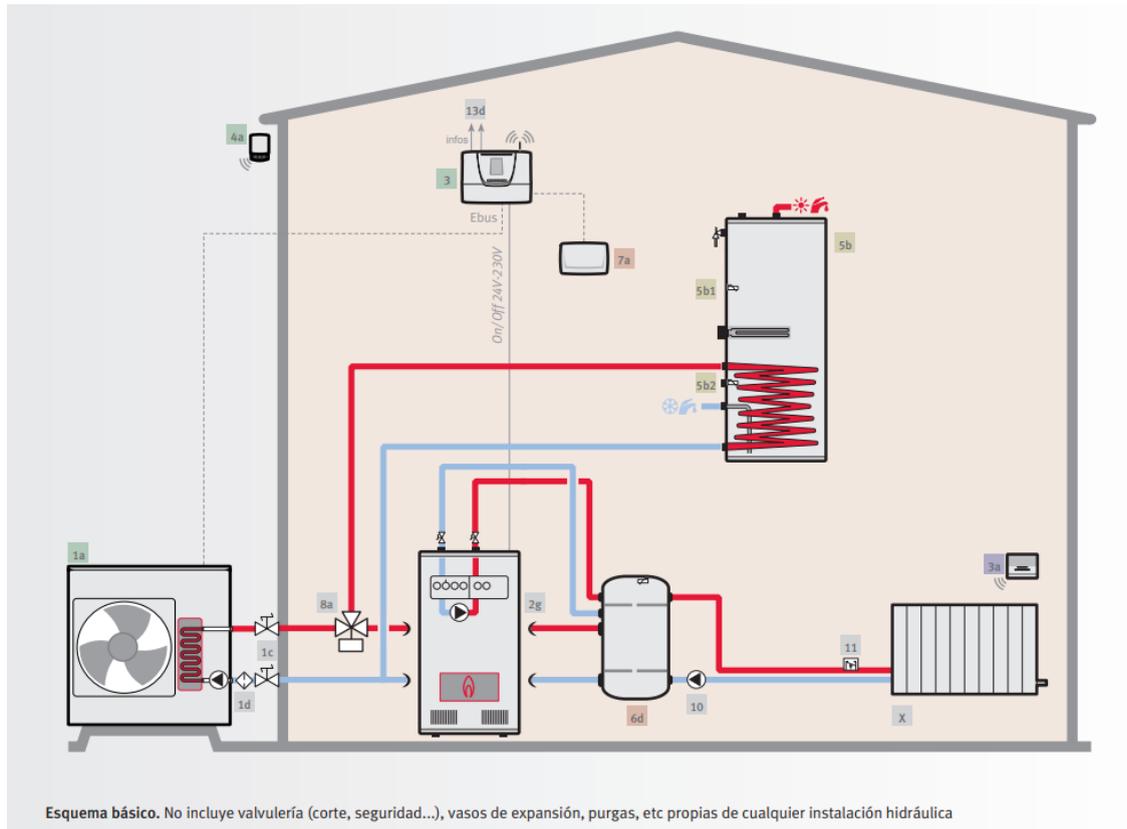


Figura 3.1: Esquema aproximado del sistema híbrido Genia Hybrid 6 de Saunier Duval, ACS mediante bomba de calor contra depósito y calefacción mediante radiadores de agua. Fuente: saunier duval

- Otra solución consiste en colocar en la caldera una entrada y una salida de ACS, de manera que la caldera también podrá atender el servicio de agua caliente sanitaria. Cuando exista demanda de ACS, la caldera dará prioridad a ésta, y mientras tanto la bomba de calor atenderá la calefacción. Esta solución solo es válida para viviendas cuya demanda de ACS no supere 100 litros/día y por tanto se eximan de cumplir con el porcentaje mínimo de energía renovable in situ empleada en la producción de ACS que dictamina el HE4, ya que al producir todo el ACS mediante caldera, prácticamente toda la energía empleada será no renovable

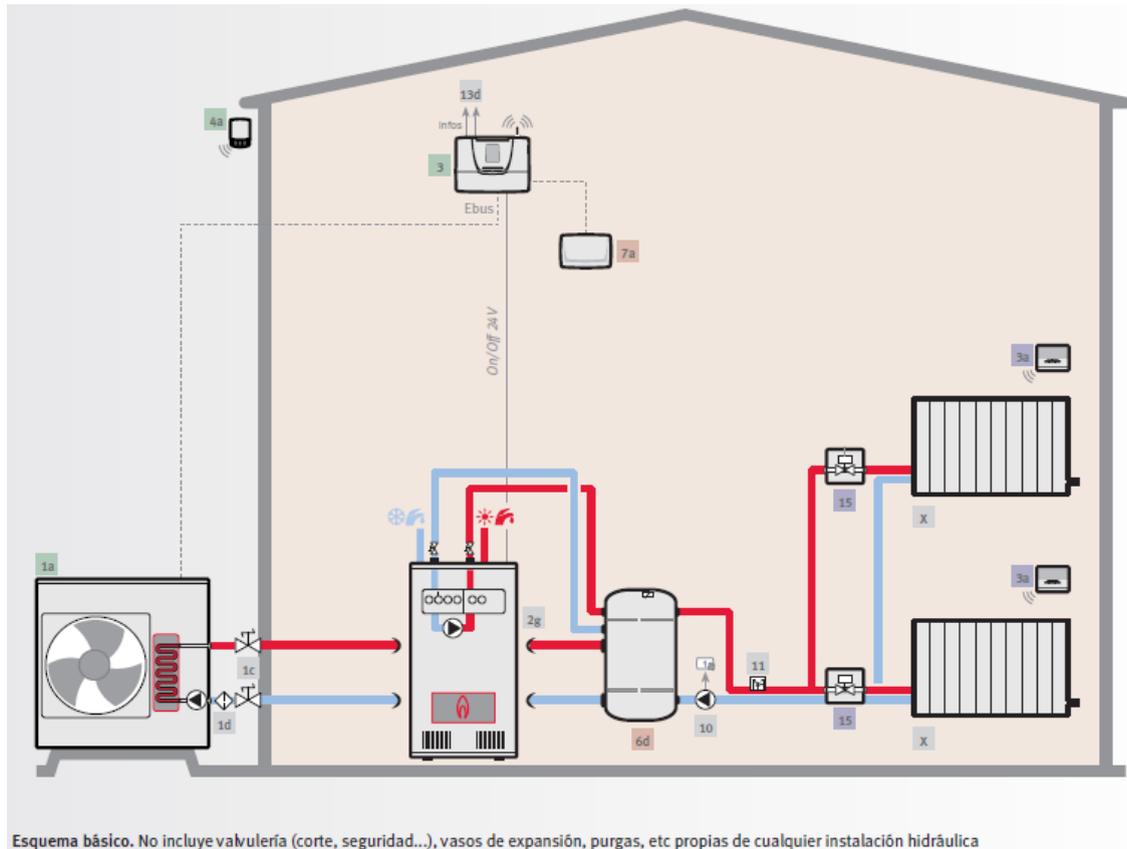


Figura 3.2: Esquema aproximado del sistema híbrido Genia Hybrid 3 de Saunier Duval, ACS mediante caldera y calefacción mediante radiadores de agua. Fuente: saunier duval

- La solución más compleja pero a la vez más eficiente es derivar ambos generadores a un depósito de ACS. Así, ambos trabajan contra el depósito de ACS y contra el módulo hidráulico, por lo que podrán satisfacer calefacción y ACS conjuntamente

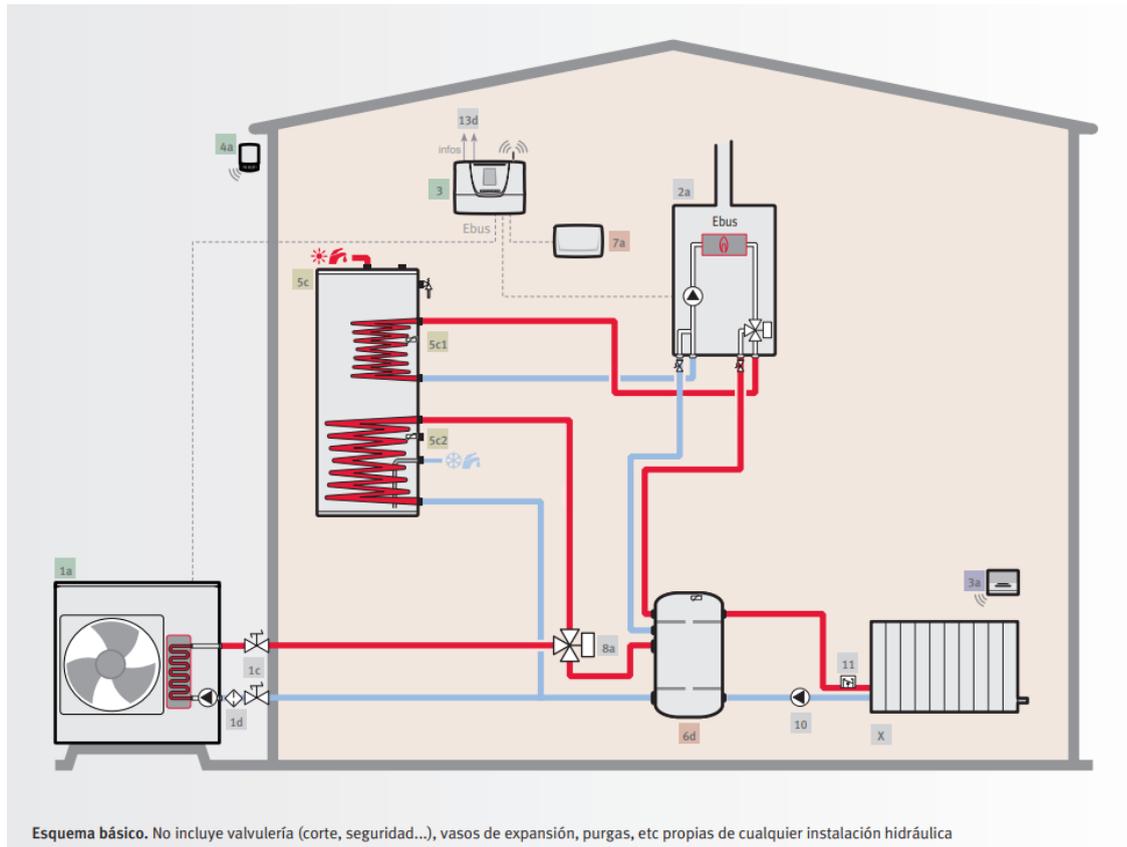


Figura 3.3: Esquema aproximado del sistema híbrido Genia Hybrid 9 de Saunier Duval, ACS mediante bomba de calor y caldera contra depósito y calefacción mediante radiadores de agua. Fuente: saunier duval

3.1.3. Base de funcionamiento

La base de funcionamiento del sistema híbrido de bomba de calor y caldera de Saunier Duval para régimen de calefacción se basa en satisfacer un criterio de confort (demanda de calefacción) y un criterio económico (coste de consumo).

3.1.3.1. Criterio de confort

El criterio de confort representa la demanda de calefacción frente a la capacidad de la bomba de calor para satisfacer la demanda en base a la temperatura exterior. Así, el punto de corte de estas dos gráficas se denomina punto de bivalencia, a la izquierda del cual la bomba de calor no tendrá capacidad suficiente para satisfacer la demanda debido a que las condiciones de temperatura exterior son demasiado desfavorables para su funcionamiento (por lo que se precisará un generador de apoyo), y a la derecha del cual si podrá satisfacer la demanda con seguridad.

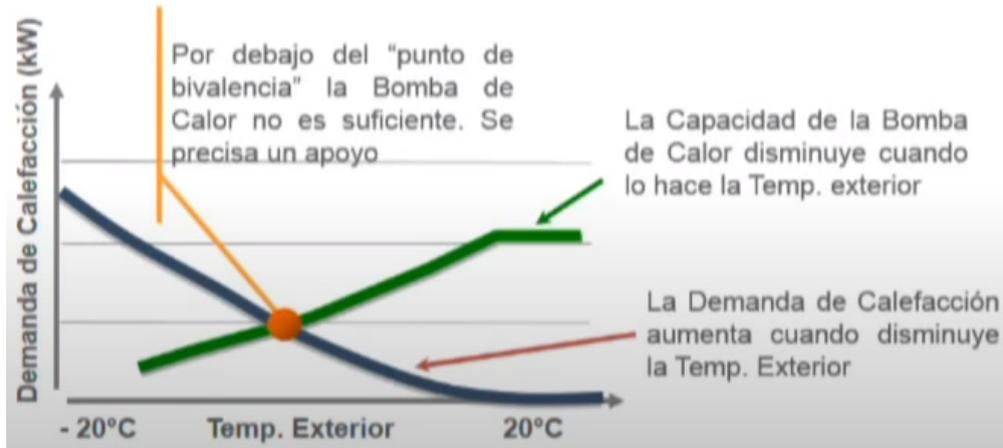


Figura 3.4: Criterio de confort que representa la demanda de calefacción frente a la capacidad de la bomba de calor en función de la temperatura exterior. Fuente: [4]

3.1.3.2. Criterio económico

El criterio económico representa el coste del consumo de energía de la bomba de calor frente al coste de consumo de la caldera de apoyo, en base a la temperatura exterior. Así, el punto de corte de ambas gráficas delimita las zonas de trabajo en las que cada generador es más económico: para las temperaturas más bajas, será más económica la caldera de gas, debido a que la bomba de calor no tendrá un buen COP a bajas temperaturas y el compresor deberá consumir mucha electricidad para poder satisfacer la demanda de calefacción; en cambio, para las temperaturas intermedias y altas, la bomba de calor consumirá menos electricidad en satisfacer la demanda de calefacción debido a un mayor rendimiento a temperaturas más favorables, por lo que será más económico este consumo de energía eléctrica en comparación con el gas que emplearía la caldera.

Para controlar que se cumple este criterio económico, el controlador maestro *Examaster* compara conjuntamente el rendimiento y el coste en $\frac{\text{€}}{\text{kW}\cdot\text{h}}$ de cada generador 10 minutos después de recibir un dato de entrada de demanda de calefacción.

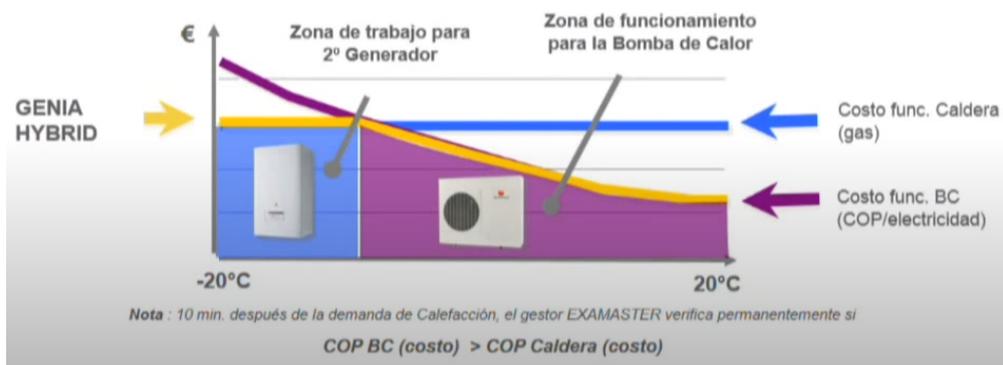


Figura 3.5: Criterio económico que representa el coste de consumo energético de ambos generadores en función de la temperatura exterior. Fuente: [4]

3.1.3.3. Criterio conjunto: régimen de funcionamiento

El régimen de funcionamiento del sistema híbrido surge al tener en cuenta ambos criterios al mismo tiempo, de manera que se asegura la cobertura de la demanda de calefacción al menor coste posible en todo momento. Así, de forma general aparecerán tres dominios de funcionamiento en función de los generadores empleados: una zona de solo bomba de calor para las temperaturas más altas y la demanda más baja de calefacción; una zona híbrida en la que se utilizarán uno o ambos generadores para temperaturas intermedias y demanda media de calefacción; y una zona de solo caldera de gas para la demanda más alta de calefacción y las temperaturas más bajas.

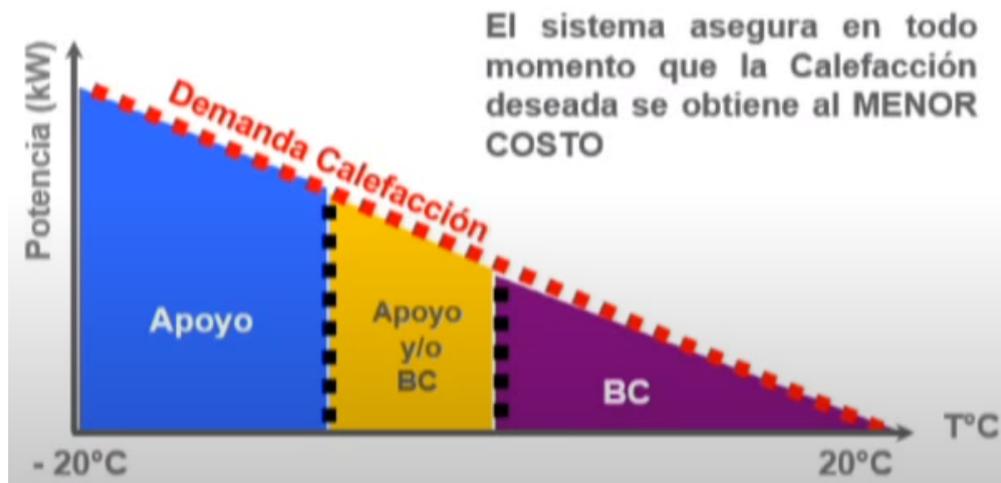


Figura 3.6: Combinación del criterio de confort y el criterio económico: régimen de funcionamiento. Fuente: [4]

3.1.4. Regulación y control

Para realizar un control eficiente del sistema, el sistema de aerotermia híbrida de Saunier Duval cuenta con los siguientes componentes:

- Un termostato por cada estancia a climatizar, que permite regular la temperatura deseada en cada espacio
- Un sensor de temperatura interior por cada espacio a climatizar para medir la temperatura de cada estancia
- Un sensor de temperatura exterior para medir la temperatura del aire seco exterior y poder calcular así el COP que tendría la bomba de calor en el intercambio con el aire exterior
- El controlador maestro *Examaster*, que recibe como datos de entrada las temperaturas interior, exterior y deseada, y decide qué generadores activar en cada momento para conseguir la temperatura deseada en cada estancia atendiendo conjuntamente al criterio de confort y al criterio económico explicados anteriormente

3.2. Artículo de investigación: Influencia de las estrategias de dimensionado y control sobre el potencial de ahorro energético de los sistemas híbridos de aerotermia en edificios residenciales

3.2.1. Resumen

En este artículo de investigación [7] se detallan una serie de resultados obtenidos a partir de simulaciones para calcular el rendimiento estacional (SCOP o *Seasonal Coefficient of Performance*, que es el coeficiente que mide la eficiencia energética estacional de un generador de calor) de un sistema híbrido compuesto de una bomba de calor aire-agua y una caldera de condensación.

Así, se demuestra que en este tipo de sistemas híbridos el SCOP de la bomba de calor puede verse incrementado hasta un 6% en comparación con los sistemas de solo bomba de calor y hasta un 22% en comparación con los sistemas de solo caldera de gas.

3.2.2. Descripción de los modelos y equipos empleados

3.2.2.1. Esquema de los sistemas modelados

Los autores modelaron diferentes sistemas híbridos y sistemas convencionales de calefacción por medio del software TRNSYS (*Transient System Simulation Tool*, software ingenieril que simula el comportamiento de sistemas transitorios) para evaluar y comparar su SCOP. Estos sistemas pueden verse de forma esquemática en la figura 3.7 y consisten en:

- a. Sistema convencional de calefacción con caldera de gas
- b. Sistema convencional de calefacción con bomba de calor aire-agua
- c. Sistema híbrido de calefacción con bomba de calor aire-agua y resistencia eléctrica de apoyo
- d. Sistema híbrido de calefacción con bomba de calor aire-agua y caldera de condensación de apoyo

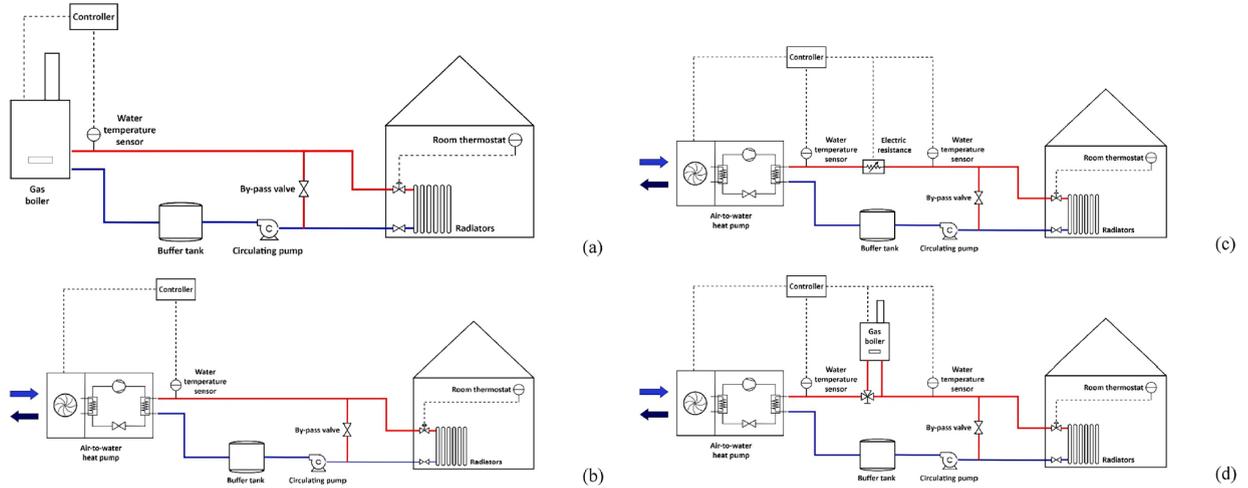


Figura 3.7: Esquemas de los diferentes modelos adoptados. Fuente: [7]

Cada sistema cuenta con un pequeño depósito de inercia de 79 litros para aumentar la inercia térmica del sistema, y como emisores de calefacción se han empleado radiadores de agua, cuya temperatura de operación se ha establecido en 55°C .

En los sistemas convencionales, el generador ha sido dimensionado para cubrir la demanda punta de calefacción del edificio. En cambio, en los sistemas híbridos, la bomba de calor aire-agua se dimensiona para cubrir una fracción de esta demanda punta, puesto que la parte restante será cubierta por el generador de apoyo.

3.2.2.2. Modelado de la caldera de condensación

El rendimiento de la caldera de condensación (n_g) se modela a partir de los datos técnicos suministrados por el fabricante (tabla 3.1), y varía en función de la temperatura del agua de retorno de calefacción ($T_{w,in}$) y del factor de carga parcial (φ), que es un factor que mide el porcentaje de potencia demandada por el generador y se calcula como la demanda dividida entre la potencia máxima disponible. En la figura 3.8 puede verse representado el rendimiento de la caldera para distintos factores de carga parcial y $T_{w,in}$ comprendido entre 25 y 50°C .

Tabla 3.1: Datos técnicos de la caldera de condensación modelada

Parámetro	Valor
Potencia nominal de calefacción (temperatura de impulsión/retorno del agua = $80/60^{\circ}\text{C}$)	21.5 kW
Rendimiento nominal, n_g (temperatura de impulsión/retorno del agua = $80/60^{\circ}\text{C}$)	97.5 %
Rango de modulación del factor de carga parcial, φ	[0.25-1.00]

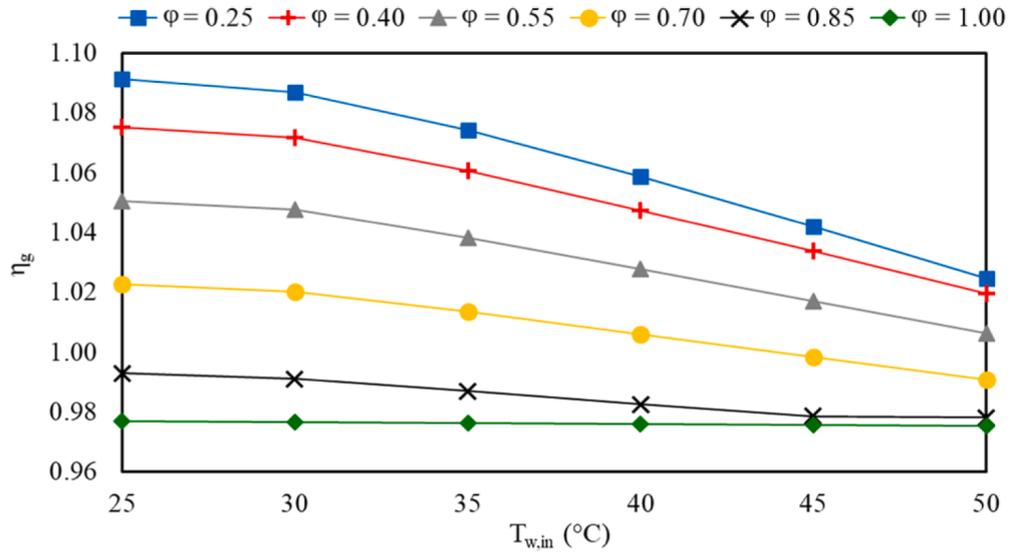


Figura 3.8: Representación gráfica de la caída de rendimiento de la caldera de condensación con respecto a la temperatura del agua de reposición para distintos factores de carga parcial. Fuente: [7]

3.2.2.3. Modelado de la bomba de calor aire-agua

El COP de la bomba de calor fue evaluado para una temperatura de impulsión de agua para calefacción de 55°C , igual a la temperatura de operación de los radiadores de agua empleados como emisores. Los valores de este rendimiento se obtienen a partir de una tabla de valores en función de la frecuencia de giro del compresor, la temperatura del agua de retorno de calefacción ($T_{w,in}$) y la temperatura del aire seco exterior (T_{ext}), que ha sido modelada a partir de los datos técnicos suministrados por el fabricante en la tabla 3.2 y con ayuda de ensayos experimentales.

Tabla 3.2: Datos técnicos de la bomba de calor aire-agua modelada

Parámetro	Valor
Potencia nominal de calefacción ($T_{ext} = 7^{\circ}\text{C}$, temperatura de impulsión/retorno del agua = $55/45^{\circ}\text{C}$)	14.7 kW
COP nominal ($T_{ext} = 7^{\circ}\text{C}$, temperatura de impulsión/retorno del agua = $55/45^{\circ}\text{C}$)	2.13
Tipo de refrigerante empleado en el ciclo frigorífico	R-410A
Datos del compresor	Inverter de velocidad variable Rango de frecuencias: 15-115 Hz

3.2.2.4. Modelado de los modos de operación de los sistemas híbridos

En los sistemas híbridos con bomba de calor aire-agua que se ilustran en la figura 3.7 (modelos c y d) la fracción de la demanda punta de calefacción que es cubierta por la bomba de calor se calcula mediante el ratio de demanda punta (β), que se define en la ecuación 3.1 como el ratio entre la potencia de la bomba de calor a la temperatura exterior de diseño ($P_{HP}(T_{des})$, donde T_{des} es la temperatura exterior de diseño o temperatura exterior para la cual se produce la demanda punta de calefacción) y la demanda punta de calefacción del edificio o demanda punta de diseño (P_{des}).

$$\beta = \frac{P_{HP}(T_{des})}{P_{des}} \quad (3.1)$$

En la figura 3.9 se presentan los modos de operación y parámetros de control principales de los sistemas híbridos modelados.

De nuevo aparece el punto de bivalencia explicado en el apartado 3.1.3.1 como el punto en el que la demanda de calefacción del edificio y la capacidad de la bomba de calor coinciden. Por ello, a la derecha de la temperatura de bivalencia (T_{biv}) la bomba de calor tendrá capacidad de sobra para satisfacer la demanda, puesto que a temperaturas del aire exterior más altas la capacidad de la bomba de calor aumenta a la vez que la demanda de calefacción disminuye.

Otro parámetro de control empleado es la temperatura de corte ($T_{cut-off}$), que se define como el valor de temperatura exterior por debajo del cual la bomba de calor debe apagarse completamente debido a criterios específicos de control, normalmente relacionados con consideraciones económicas y energéticas (como el criterio de confort y el criterio económico del apartado 3.1.3). Por tanto, por encima de $T_{cut-off}$ y hasta T_{biv} , la bomba de calor operará con ayuda del generador de apoyo, y por debajo de ésta solo operará el generador secundario. Nótese que el valor más bajo de temperatura exterior es la temperatura de diseño (T_{des}), que coincide con la demanda punta de calefacción (P_{des}).

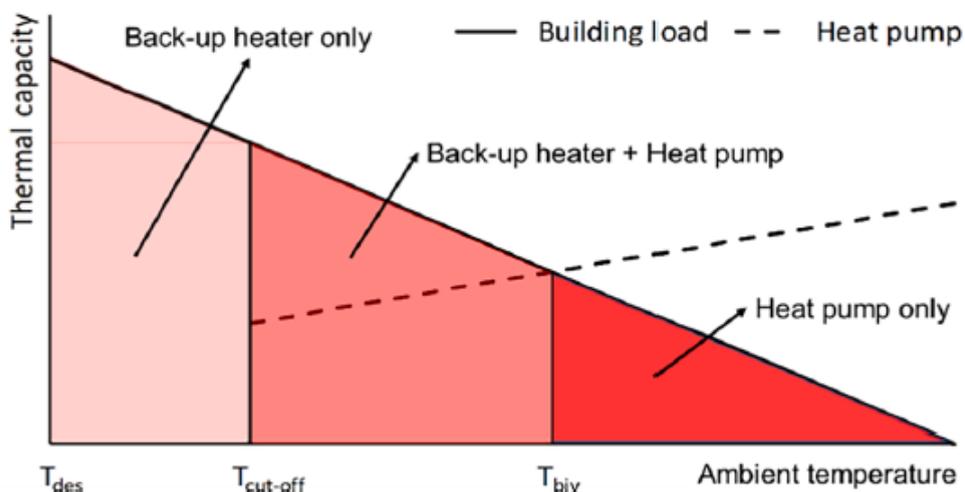


Figura 3.9: Modos de operación de los sistemas híbridos con bomba de calor aire-agua modelados. Fuente: [7]

3.2.3. Descripción de la metodología de resolución

3.2.3.1. Casos estudiados y simulados

Para estudiar la influencia del dimensionado de la bomba de calor aire-agua con el SCOP de un sistema híbrido, se han considerado cuatro unidades de bomba de calor aire-agua diferentes (HP) y dos tipos de generadores de apoyo: caldera de condensación (B) y resistencia eléctrica (ER). A partir de estas unidades, se han considerado ocho casos diferentes de configuraciones entre generadores, cuyas características pueden verse en la tabla 3.3.

Tabla 3.3: Datos de las distintas configuraciones consideradas

Case	1	2	3	4	5	6	7	8
Heat generators	HP_0	$HP_1 + ER$	$HP_2 + ER$	$HP_3 + ER$	$HP_1 + B$	$HP_2 + B$	$HP_3 + B$	B
T_{biv} (°C)	-10	-5	0	+5	-5	0	+5	-
$P_{HP}(T_{des})$ (kW)	7.52	5.48	3.34	1.65	5.48	3.34	1.65	-
P_{bu} (kW)	-	1.90	4.04	5.73	21.5	21.5	21.5	-
β	1	0.74	0.45	0.22	0.74	0.45	0.22	0

El caso 1 es el sistema convencional de solo bomba de calor, que debido a la ausencia de un generador de apoyo para calefacción, utilizará la bomba de calor de mayor $P_{HP}(T_{des})$ (bomba de calor HP_0 , con una potencia de diseño de 7.52 kW e igual a la demanda punta de calefacción). Los casos 2, 3 y 4 se corresponden con el sistema híbrido con bomba de calor y resistencia eléctrica, donde se emplean los otros tres tipos de bomba de calor (HP_1 , HP_2 y HP_3 de 5.48, 3.34 y 1.65 kW de potencia respectivamente) y la potencia del generador de apoyo (P_{bu}) se incrementa a medida que disminuye $P_{HP}(T_{des})$ debido a que una mayor cobertura de la demanda se hace necesaria por parte de la resistencia eléctrica. Los casos 4, 5 y 6 representan diferentes configuraciones de sistema híbrido con bomba de calor y caldera de condensación. En todos los casos se utiliza la misma caldera para cubrir la porción de la demanda no cubierta por la bomba de calor ($P_{bu} = 21.5$ kW), puesto que en todos ellos es más que suficiente para realizar el apoyo necesario ajustando el factor de carga parcial de la caldera (φ). El último caso es el de sistema convencional con caldera de condensación.

3.2.3.2. Cálculo de indicadores clave del rendimiento

Para comparar el rendimiento estacional de los diferentes casos estudiados, los autores hacen uso de de la ecuación 3.2 para calcular el rendimiento medio estacional del sistema ($SCOP_S$), que se define como el ratio entre la energía térmica total suministrada por el sistema de calefacción ($E_{th,tot}$) y la energía primaria total consumida por el sistema ($E_{p,tot}$).

$$SCOP_S = \frac{E_{th,tot}}{E_{p,tot}} = \frac{E_{th,gen} + E_{th,bu}}{E_{p,tot}} \quad (3.2)$$

$E_{th,tot}$ puede descomponerse en la suma de la energía térmica suministrada por el generador principal ($E_{th,gen}$) y la energía térmica suministrada por el generador de apoyo ($E_{th,bu}$). En los sistemas convencionales (casos 1 y 8), $E_{th,bu}$ será nulo debido a la inexistencia de un generador de apoyo. El generador principal será la bomba de calor aire-agua en todos los

casos menos en el caso 8, donde será la caldera de condensación (B).

$E_{p,tot}$ se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$E_{p,tot} = \sum_j \sum_i E_{p,i,j} = \sum_j \sum_i E_{i,j} \cdot PEF_i \quad \text{donde } j = B, ER, HP ; i = ee, gas \quad (3.3)$$

Donde $E_{p,i,j}$ es la energía primaria consumida por el generador j asociada al uso del vector energético i , y se calcula como el consumo total de energía de dicho generador j a lo largo del régimen estacional multiplicado por un factor de conversión de energía primaria o factor de paso correspondiente para el vector energético i utilizado.

Dichos vectores energéticos pueden ser ee (energía eléctrica, consumida por el compresor inverter de la bomba de calor o por la resistencia eléctrica) o gas (gas natural, utilizado por la caldera de condensación).

3.2.3.3. Resultados

En la figura 3.10 se reflejan los resultados totales de consumo de energía primaria y potencia térmica suministrada de todos los casos estudiados, mediante los parámetros descritos previamente: $E_{th,gen}$, $E_{th,bu}$, $E_{th,tot}$ y $E_{p,tot}$.

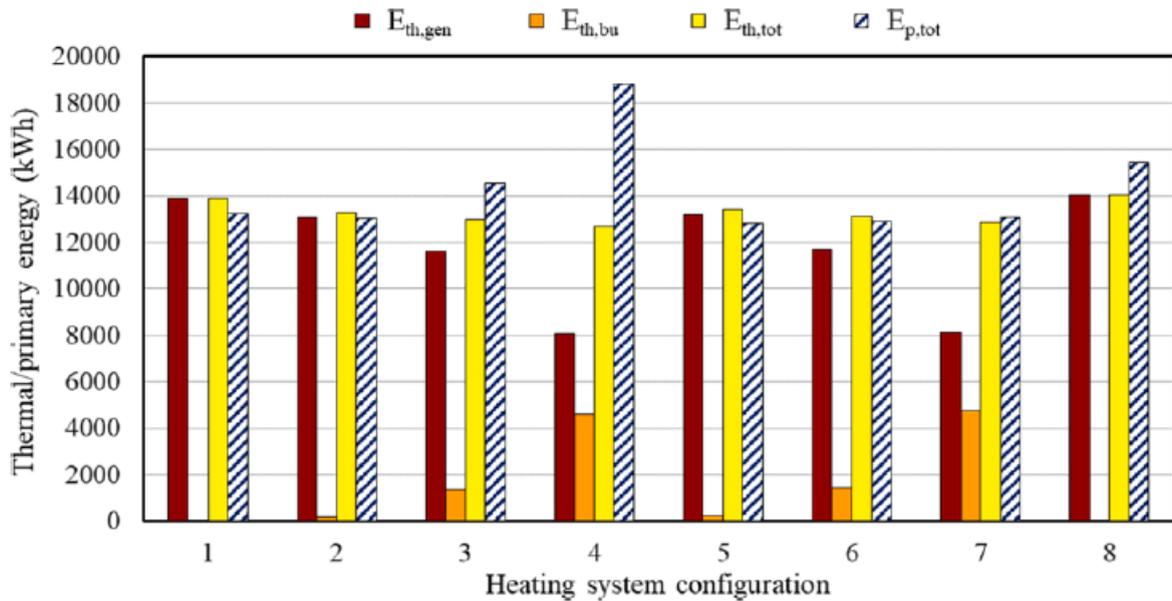


Figura 3.10: Gráfico de resultados totales de energía primaria de cada configuración. Fuente: [7]

El sistema convencional de solo bomba de calor (caso 1) es capaz de lograr un menor consumo de energía primaria ($E_{p,tot}$) que el sistema convencional de caldera de gas (caso 8), por ello se demuestra que la bomba de calor es más eficiente energéticamente que la caldera de condensación. Este consumo $E_{p,tot}$ se reduce ligeramente cuando se utiliza resistencia eléctrica (caso 2) o una caldera de condensación (casos 5, 6 y 7) como generadores de apoyo.

En los casos 3 y 4 el consumo de energía primaria total se dispara debido a que la resistencia eléctrica se ha sobredimensionado respecto de la bomba de calor (la cobertura de la bomba de calor en los casos 3 y 4 es de un 44,4 y un 22% de la demanda pico respectivamente). Luego para el caso de sistema híbrido con resistencia eléctrica se demuestra que para que el sistema sea eficiente energéticamente, la bomba de calor debe ser capaz de cubrir alrededor de un 70% de la demanda, tal y como ocurre en el caso 2 con una cobertura del 72,8%.

En cambio, en los sistemas híbridos con caldera (casos 5, 6 y 7, con las mismas bombas de calor que se han utilizado en los casos 2, 3 y 4) se demuestra que incluso con los dimensionados más pequeños el sistema sigue siendo eficiente, por lo que la bomba de calor puede dimensionarse a un porcentaje mucho más bajo de la demanda punta. Es por ello que el rendimiento medio estacional en los casos 6 y 7 ($\beta = 0.44$ y $\beta = 0.22$ respectivamente) será bastante mayor que en los casos 3 y 4.

Parte II

Desarrollo

Capítulo 4

Modelización de la solución de aerotermia híbrida adoptada

4.1. Descripción de la instalación

El modelo a considerar se tratará de un sistema híbrido de aerotermia compuesto por una bomba de calor aire-agua como generador principal y una caldera de condensación como generador de apoyo. El sistema debe encargarse de satisfacer la demanda total de calefacción y ACS de varios tipos de edificios colectivos.

La bomba de calor a emplear será el modelo Altherma Bibloc ERHQ014BV3 de la marca Daikin, pero su potencia de calefacción variará en función del dimensionado. Como se trata de una bomba de calor bibloc, existirán una unidad exterior y una unidad interior que se conectarán mediante una bitubería de refrigerante de tipo R410-A.

La instalación se ubicará por lo general en los sótanos de las viviendas, o en su defecto en un cuarto de instalaciones ubicado en la planta baja. Por consiguiente, la unidad interior se colocará dentro de dicho sótano o cuarto de instalaciones; y la unidad exterior, lo más cerca posible de la fachada exterior de la planta baja del edificio, reduciendo así la longitud necesaria de la línea de refrigeración.

El sistema contará con un depósito interacumulador o colector del que saldrán las bituberías de agua que conectan con la unidad interior de la bomba de calor (para realizar el intercambio de calor con el refrigerante en el evaporador o condensador), con los emisores de calefacción instalados en los distintos pisos del edificio (suelo radiante, fan coils o radiadores) y con el intercambiador de ACS (interacumulador por el que circulará el agua de red realizando un intercambio de calor con el serpentín de la bitubería procedente del colector).

La salida del intercambiador de ACS debe conducir toda el agua necesaria para satisfacer la demanda de ACS del edificio completo, puesto que esta tubería ramificará a todas y cada una de las calderas de condensación (preexistentes o no) existentes en cada vivienda, de manera que dichas calderas recibirán el ACS precalentada por el sistema y subirán su temperatura hasta los 59-60°C antes de que llegue a los puntos de consumo de cada vivienda

(ducha, grifos, etc).

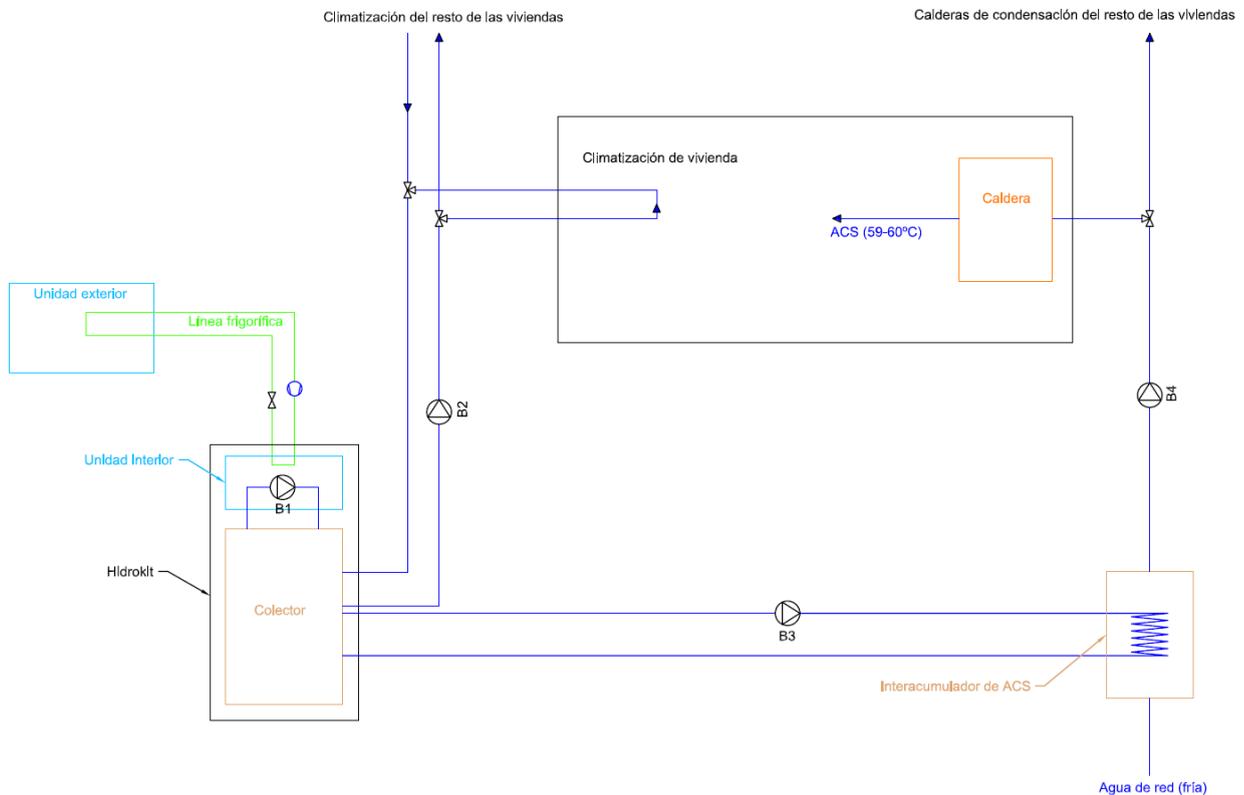


Figura 4.1: Esquema aproximado del modelo de aerotermia híbrida considerado. Fuente: propia

Sobre el esquema de la figura, cabe destacar la existencia de un *Hidrokit* que integra en su interior tanto a la unidad interior de la bomba de calor como al colector, haciendo el sistema más compacto.

También es importante señalar que el colector guarda siempre el máximo volumen de fluido debido a que todas las bituberías de agua que salen de él forman circuitos cerrados e idealmente no se ha considerado la existencia de fugas.

Se evaluó también la posibilidad de realizar el precalentamiento de ACS directamente en el colector, suministrando el caudal demandado de ACS como agua fría de red al interior de éste, y luego extrayendo este agua precalentada con ayuda de una bomba de agua hacia las calderas de las viviendas.

Mediante esta solución se prescinde del intercambiador de ACS, puesto que el precalentamiento se realiza directamente mezclando el agua fría de red con el agua caliente del colector y neutralizando las pérdidas de calor en el volumen de agua confinado mediante la potencia térmica aportada por la bomba de calor aire-agua.

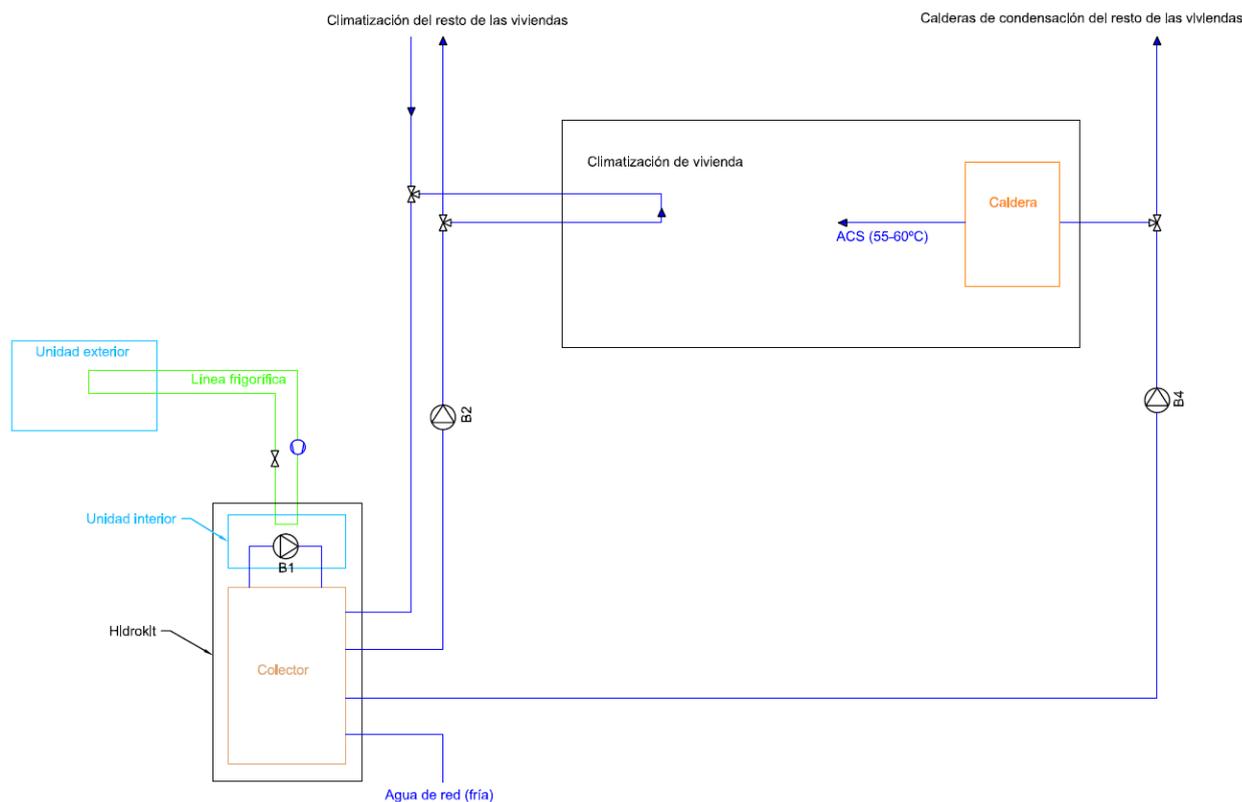


Figura 4.2: Esquema aproximado del modelo de aerotermia híbrida no adoptado. Fuente: propia

Los esquemas de las figuras 4.1 y 4.2 fueron diseñados tras haber consultado a la empresa Suringeniería (propiedad de Juan Carlos Durán, decano del Colegio de Ingenieros Industriales de Andalucía Occidental) por las instalaciones de ACS más utilizadas en edificios residenciales colectivos. Suringeniería es una empresa consultora de ingeniería desde 1986, dedicada a la redacción y dirección de ejecución de proyectos en el área de Ingeniería Civil e Industrial en los campos de las estructuras metálicas y de las instalaciones en terciario, viviendas, industrias y urbanizaciones.

Aunque nos recomendaron ambos modelos como idóneos para aerotermia en edificios colectivos, nos comentaron que diéramos prioridad al modelo de la figura 4.1 puesto que el modelo del esquema 4.2 no lo permiten muchas compañías de agua. Por ello se adoptó este modelo como la instalación a simular.

4.2. Descripción de la simulación

Para poder evaluar adecuadamente el modelo, se realizó una simulación matemática de la solución adoptada mediante el software Excel. El programa calculará todos los parámetros necesarios que modelan la solución tras cada intervalo de tiempo (que llamaremos paso de tiempo) durante un año, y también calculará los resultados anuales que verifican el cumplimiento de la normativa DBHE: energía primaria no renovable total, energía primaria total, porcentaje de horas fuera de consigna y renovabilidad in situ en la producción de ACS.

Los pasos de tiempo considerados fueron de 1 hora y de 10 minutos.

4.2.1. Climas y edificios considerados

El modelo es capaz de realizar la simulación anual del sistema de calefacción y ACS para todos los tipos de climas (A3, A4, B3, B4, C1, C2, C3, C4, D1, D2, D3 y E1) y de cada uno de los siguientes tipos de edificios residenciales:

- Edificio colectivo entre medianeras orientado al sur
- Edificio colectivo de tipo manzana
- Edificio unifamiliar aislado orientado al este
- Edificio unifamiliar entre medianeras orientado al este
- Edificio unifamiliar pareado orientado al este

En la siguiente tabla se recogen las características que se han considerado de los edificios:

Tabla 4.1: Área y ocupación de los distintos tipos de edificios

	Colectivo entre medianeras sur	Colectivo manzana	Unifamiliar aislada este	Unifamiliar entre medianeras este	Unifamiliar pareada este
Área (m ²)	1236	6107	102	100	100
Ocupación	37	183	3	3	3

4.2.2. Datos de entrada

Para poder realizar la simulación, se hizo necesaria la aportación por parte del Departamento de Ingeniería Energética de la US de una serie de datos de entrada de demanda y temperatura.

4.2.2.1. Demanda de calefacción

La demanda de calefacción por hora durante un año para todas las combinaciones de edificios y climas fue necesaria para poder realizar la simulación. La demanda de calefacción cada 10 minutos se obtuvo interpolando los valores horarios de demanda mediante el uso del software Matlab.

Dichos datos se reflejan en el programa de simulación en vatios mediante 2 matrices de búsqueda de valores, de forma que para cada simulación (la de paso de tiempo 1 hora y la de paso de tiempo 10 minutos) el programa pudiese buscar cuál es la demanda de calefacción para cada intervalo de tiempo a lo largo de 1 año, tras introducirse el nombre del tipo de edificio y el clima a considerar como datos de entrada en la simulación anual.

4.2.2.2. Demanda de ACS

La demanda de agua caliente sanitaria se modeló mediante un perfil de consumo horario por persona a lo largo de un día tipo, tomando la demanda de referencia de ACS de 28 litros/día·persona que establece el anejo F del DBHE para edificios de uso residencial privado. El perfil se muestra en la siguiente figura:

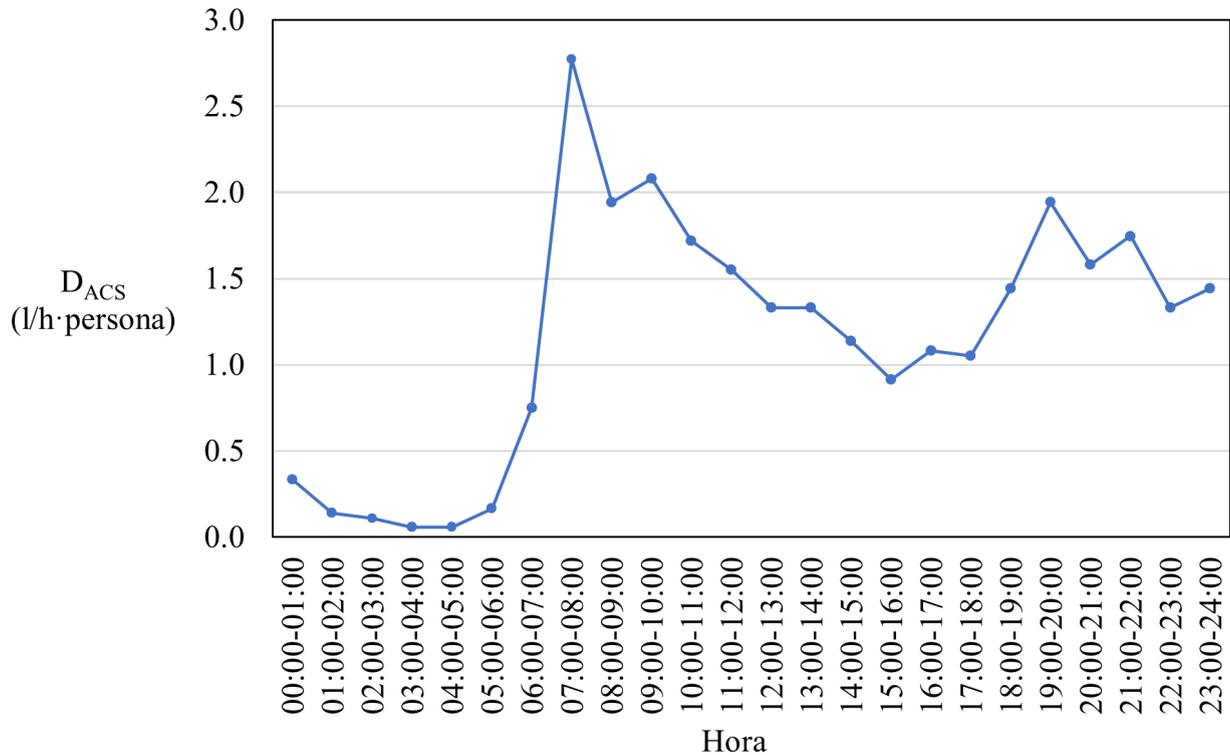


Figura 4.3: Perfil de consumo horario de ACS por persona a lo largo de un día tipo. Fuente: propia

Nótese que el valor más alto de demanda de ACS ocurre entre las 7:00 y las 8:00, tras tomar en consideración que muchos usuarios de agua caliente sanitaria suelen ducharse antes de ir a trabajar.

Para reflejar este perfil de demanda horaria en el modelo de 10 minutos, se interpolaron los valores horarios por medio de la siguiente ecuación:

$$D_i = D_{i-1} + \frac{1}{6} \cdot (D_{h(j)} - D_{h(j-1)}) \quad \text{donde } j = [1, 24] ; i = [1, 5] \quad (4.1)$$

Donde $D_{h(j)}$ y $D_{h(j-1)}$ son las demandas de ACS horarias de una hora cualquiera y su hora anterior entre las cuales se quieren interpolar valores cada 10 minutos, y D_i y D_{i-1} son las demanda a interpolar y la demanda anterior interpolada, respectivamente. Como queremos valores en l/h cada 10 minutos, tendremos 5 nuevos valores de demanda horaria entre cada par de horas, por ello i toma los valores de 1 a 5.

4.2.2.3. Temperatura de aire seco exterior

Los datos de temperatura de aire seco exterior también fueron aportados por el Departamento de Ingeniería Energética en 2 matrices de búsqueda de valores según el clima seleccionado. Estos valores son necesarios para calcular el rendimiento real de la bomba de calor aire-agua en cada instante de tiempo.

4.2.2.4. Temperatura del agua de reposición

El agua de reposición es el agua sanitaria que llega a las viviendas por medio de la red de fontanería para ser utilizada en el hogar.

Dicho agua llega a las viviendas a una temperatura diferente según la localidad y el mes del año (que llamaremos temperatura de reposición). El anejo G del DBHE contiene los valores medios mensuales de temperatura de agua de red para todas y cada una de las capitales de provincia. En base a ello, el Departamento de Ingeniería Energética ha tomado una capital característica de cada tipo de clima, para tomar unos valores medios mensuales por clima de temperatura de reposición. Dichas localidades y climas, así como sus temperaturas de reposición por mes, se ilustran en la siguiente tabla.

Tabla 4.2: Temperatura media mensual de agua de reposición [3]

Localidad	CÁDIZ	ALMERÍA	VALENCIA	SEVILLA	BILBAO	BARCELONA
Clima	A3	A4	B3	B4	C1	C2
1	12	12	10	11	9	9
2	12	12	11	11	10	10
3	13	13	12	13	10	11
4	14	14	13	14	11	12
5	16	16	15	16	13	14
6	18	18	17	19	15	17
7	19	20	19	21	17	19
8	20	21	20	21	17	19
9	19	19	18	20	16	17
10	17	17	16	16	14	15
11	14	14	13	13	11	12
12	12	12	11	11	10	10

Localidad	GRANADA	JAÉN	PAMPLONA	SALAMANCA	ZARAGOZA	BURGOS
Clima	C3	C4	D1	D2	D3	E1
1	8	9	7	6	8	5
2	9	10	8	7	9	6
3	10	11	9	8	10	7
4	12	13	10	10	12	9
5	14	16	12	12	15	11
6	17	19	15	15	17	13
7	20	21	17	17	20	16
8	19	21	17	17	19	16
9	17	19	16	15	17	14
10	14	15	13	12	14	11
11	11	12	9	8	10	7
12	8	9	7	6	8	6

Para reflejar estos valores en el programa de simulación de Excel, se han tomado 2 matrices de búsqueda de valores (una con paso de tiempo de 1 hora y otra con paso de tiempo de 10 minutos) en los que los valores mensuales se mantienen constantes para cada paso de tiempo.

4.3. Formulación

Se detalla a continuación el procedimiento de cálculo realizado en el software Excel para calcular los parámetros necesarios en la simulación anual, así como las ecuaciones empleadas para ello.

4.3.1. Descripción del proceso iterativo

El año se divide en instantes de tiempo (t) separados por pasos de tiempo (Δt) y realiza un proceso de cálculo iterativo en cada instante t . De esta forma, si $\Delta t = 1$ hora el año se dividirá en 8760 instantes de tiempo (correspondiente a las 8760 horas que componen un año), y si $\Delta t = 10$ minutos, éste se dividirá en 52560 instantes t (correspondiente a 6 veces el número de horas que componen 1 año puesto que una hora tiene 6 intervalos de 10 minutos).

El proceso iterativo se basa en calcular la temperatura del agua del colector en cada instante de tiempo t ($T_{col}(t)$), que se corresponde con la temperatura del agua que circula por la instalación debido a que todas las bituberías de agua ramifican del colector, impulsando y retornando el agua contenida en él. No obstante, para calcular esta temperatura necesitamos calcular previamente todos los flujos de calor (\dot{Q} y D) que componen el balance de energía térmica del agua del colector. Al querer realizar el balance en t , estos flujos de calor dependen de la variable $T_{col}(t)$, y no pueden calcularse sin realizar un proceso iterativo en cada instante de tiempo t suponiendo un valor de temperatura de agua del colector.

Por ello, el valor a suponer para los cálculos será la temperatura del colector en el instante de tiempo anterior ($T_{col}(t - \Delta t)$), por ser el valor más cercano al instante de tiempo actual.

4.3.2. Ecuaciones para el balance de energía

El programa realiza, tras cada paso de tiempo, el balance de energía térmica del agua que forma parte del colector. Este agua circula por los diferentes emisores de calefacción de las viviendas (cediendo calor para climatizar las estancias), por el intercambiador de ACS de la instalación (cediendo calor para precalentar el ACS que se reparte a las calderas de condensación de las viviendas pertinentes) y por el condensador de la bomba de calor aire-agua ubicado en el interior del Hidrokit junto con el colector (absorbiendo calor para contrarrestar las pérdidas anteriores y mantener la temperatura de agua de la instalación por encima de un valor de consigna determinado).

Adicionalmente se introducirán pérdidas de calor por conducción a través de las paredes del colector, cuyo orden de magnitud será mucho menor que el de las demás pérdidas de calor consideradas debido a que los depósitos interacumuladores suelen tener un coeficiente global de transferencia de calor muy bajo para reducir al mínimo dichas pérdidas.

Así, el balance de energía térmica realizado en cada iteración queda de la siguiente forma:

$$P_{real} = D_{cal} + \dot{Q}_{ACS} + \dot{Q}_{perd} + D_{col} \quad (4.2)$$

Donde P_{real} es la potencia térmica aportada por la bomba de calor aire-agua en cada instante de tiempo t para vencer todas las pérdidas producidas en cada instante y mantener el volumen de agua contenido en el colector a la temperatura de impulsión. Dicha temperatura de impulsión es la temperatura de diseño a la que opera la bomba de calor aire-agua y coincide con la temperatura deseada del fluido caloportador (que en este caso es el agua contenida en el colector). Su valor se establece en base a unos parámetros de control en función del modo de operación de la bomba de calor, que se detallan en el apartado 4.4.2.

Las pérdidas de calor serán: la demanda de calefacción obtenida de las matrices explicadas en el apartado 4.2.2.1 (D_{cal}); las pérdidas de calor en el intercambiador de ACS (\dot{Q}_{ACS}); y las pérdidas de calor por conducción a través de las paredes del colector (\dot{Q}_{perd}).

Para mantener la temperatura del agua del colector a la temperatura de impulsión deseada se añade al balance el término D_{col} (demanda de calor del colector).

4.3.2.1. Pérdidas de calor por conducción a través de las paredes del colector

Han sido modeladas utilizando la siguiente ecuación de transferencia:

$$\dot{Q}_{perd} = U_{col} \cdot A_{col} \cdot [T_{col}(t - \Delta t) - T_{sot}] \quad (4.3)$$

Donde U_{col} y A_{col} son el coeficiente global de transferencia de calor y el área de transferencia del colector respectivamente. T_{sot} es la temperatura del aire del sótano o cuarto de instalaciones en el que se ubicará el colector. $T_{col}(t - \Delta t)$ es la temperatura de agua contenida en el colector en el instante de tiempo anterior, que será el instante t actual menos el paso de tiempo considerado, Δt .

4.3.2.2. Pérdidas de calor en el intercambiador de ACS

El calor cedido para realizar el precalentamiento de agua de reposición en el intercambiador de ACS se calcula por medio de la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_{ACS} = \dot{m}_{ACS} \cdot C_{pw} \cdot (T_{sal_{int}} - T_{w_{rep}}) \quad (4.4)$$

Donde \dot{Q}_{ACS} es el flujo de calor necesario para subir la temperatura del caudal másico de agua en el intercambiador de ACS (\dot{m}_{ACS}) desde la temperatura de agua de reposición considerada ($T_{w_{rep}}$) hasta la temperatura del agua a la salida del intercambiador de ACS ($T_{sal_{int}}$).

La temperatura del agua a la salida del intercambiador de ACS dependerá de la eficiencia del intercambio (ε_{int}) y puede calcularse mediante la siguiente ecuación:

$$T_{sal_{int}} = T_{w_{rep}} + \varepsilon_{int} \cdot [T_{col}(t - \Delta t) - T_{w_{rep}}] \quad (4.5)$$

El caudal másico de agua que circula a través del intercambiador de ACS en cada instante de tiempo t se corresponde con el caudal de ACS que demanda el edificio mediante la siguiente ecuación:

$$\dot{m}_{ACS} = N \cdot D_{ACS} \quad (4.6)$$

Donde N es la ocupación o número de personas del edificio considerado. Este dato se refleja en el programa de simulación mediante una matriz de búsqueda de valores idéntica a la tabla 4.1 mediante la cual Excel encuentra el número total de ocupantes del edificio tras introducirse el nombre del tipo de edificio como dato de entrada en la simulación anual.

D_{ACS} es la demanda de ACS en l/h -persona en el instante de tiempo t actual, que será el valor que le corresponda a la hora actual en el perfil de consumo horario de ACS considerado (figura 4.3) si el paso de tiempo es de 1 hora; o la demanda interpolada D_i calculada según la ecuación 4.1 para el instante de tiempo actual si el paso de tiempo es de 10 minutos.

4.3.2.3. Modelado del colector

Se define la demanda de calor del colector (D_{col}) como la cantidad de calor que hay que aportar al volumen de agua contenido en el colector (V_{col}) durante el paso de tiempo considerado (Δt) para subir la temperatura del agua del colector hasta la temperatura de impulsión deseada (T_{imp}). Se calcula empleando la ecuación:

$$D_{col} = \frac{V_{col}}{\Delta t} \cdot C_{p_w} \cdot [T_{imp} - T_{col}(t - \Delta t)] \quad (4.7)$$

La temperatura del colector en cada instante de tiempo t se calculará en base a la siguiente ecuación:

$$T_{col}(t) = T_{col}(t - \Delta t) + \frac{\Delta t \cdot [P_{real} - (D_{cal} + \dot{Q}_{ACS} + \dot{Q}_{perd})]}{V_{col} \cdot C_{p_w}} \quad (4.8)$$

Donde la potencia térmica destinada a subir la temperatura del colector es la que resta de P_{real} tras satisfacer todas las pérdidas de calor del sistema ($P_{real} - (D_{cal} + \dot{Q}_{ACS} + \dot{Q}_{perd})$). Puede observarse, en base a la ecuación 4.2, que esta potencia térmica es igual a la demanda del colector D_{col} . Sin embargo, se hace necesario colocar este término en la ecuación en función de la potencia térmica realmente suministrada por la bomba de calor, ya que existen instantes de tiempo t en los que la bomba de calor no se enciende (en base a los parámetros de control explicados en el apartado 4.4.1.1) y por tanto no se satisface la demanda del colector.

4.3.3. Ecuaciones y modelado de la bomba de calor aire-agua

4.3.3.1. Cálculo del rendimiento real

Para realizar el modelado de la bomba de calor aire-agua de nuestra instalación, debemos calcular el rendimiento real en cada instante de tiempo t de la bomba de calor empleada. Para ello, hemos utilizado como referencia las curvas de comportamiento del modelo de

bomba de calor Altherma Bibloc ERHQ014BV3 de la marca Daikin. Estas curvas han sido proporcionadas por el fabricante y obtenidas mediante ensayos experimentales. Su objetivo es ajustar el COP de la bomba de calor a un valor más realista en función de las condiciones exteriores y de operación de la instalación.

Por medio de estas curvas, se calcularán un factor de corrección F en función de la temperatura de aire seco exterior en cada instante ($T_{s_{ext}}$) y la temperatura de impulsión elegida (T_{imp}); y un factor de corrección f en función del factor de carga parcial de la bomba de calor (f_{cp}). De esta forma, el rendimiento real de operación de la bomba de calor en cada instante de tiempo t (COP_{real}) se calcula de la siguiente forma:

$$COP_{real} = COP \cdot F \cdot f \quad (4.9)$$

Donde COP es el rendimiento nominal (*Nominal Coefficient Of Performance*) que aparece en el catálogo del fabricante para el modelo de bomba de calor aire-agua considerado y tiene un valor de 3,376 para una temperatura de impulsión de 45°C. Este es el valor nominal que el fabricante ha empleado para el cálculo de las curvas, por lo que nosotros tomaremos el mismo valor.

4.3.3.1.1. Cálculo del factor de corrección F El factor corrector F se calcula, según las curvas proporcionadas por el fabricante, por medio de la siguiente expresión:

$$F = \frac{1}{HEIRF} \quad (4.10)$$

Donde $HEIRF$ es el coeficiente de la curva correctora del COP de la bomba de calor según $T_{s_{ext}}$ y T_{imp} , que se calcula con la ecuación característica de la curva:

$$HEIRF = 0,928586 - 0,00772 \cdot T_{imp} + 0,00013 \cdot T_{imp}^2 - 0,00555 \cdot T_{s_{ext}} + 7,53 \cdot 10^{-5} \cdot T_{s_{ext}}^2 - 0,00013 \cdot T_{imp} \cdot T_{s_{ext}} \quad (4.11)$$

Los resultados se representan en la gráfica de la siguiente figura para un rango de temperaturas de aire seco exterior comprendido entre -15°C y 20°C y unos valores de temperatura de impulsión de 30, 35, 40, 45, 50, 55 y 60°C (especificados en la leyenda de la derecha).

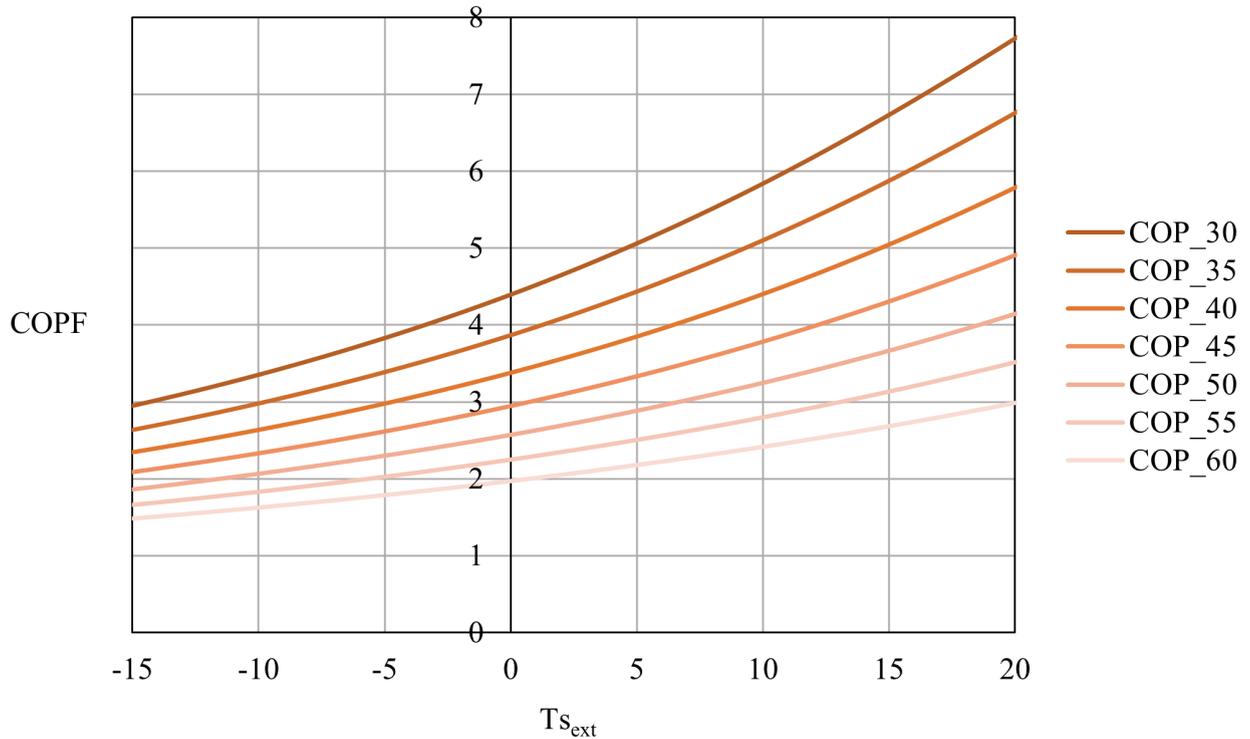


Figura 4.4: Representación del COP corregido según F para distintos valores de $T_{s_{ext}}$ y T_{imp} . Fuente: propia

Donde $COPF$ es el rendimiento corregido según el factor F , y se corresponde con el rendimiento real que tendría la bomba de calor aire-agua si funcionase a plena carga, es decir, empleando la máxima potencia disponible para las condiciones dadas de $T_{s_{ext}}$ y T_{imp} .

$$COPF = COP \cdot F \quad (4.12)$$

Estos valores se reflejan en el programa de simulación mediante una matriz de búsqueda de valores que busca en la primera fila el valor de T_{imp} elegido y en la primera columna el valor de $T_{s_{ext}}$ que corresponda al instante de tiempo t determinado, encontrando así el valor de COP que corresponda para la fila y la columna elegidas.

4.3.3.1.2. Cálculo del factor de corrección f El factor de corrección f se calcula, según las curvas proporcionadas por el fabricante, por medio de la siguiente expresión:

$$f = \frac{f_{cp}}{HEIRf} \quad (4.13)$$

Donde $HEIRf$ es el coeficiente de la curva correctora del COP de la bomba de calor en función del factor de carga parcial (f_{cp}), que mide el porcentaje de la potencia máxima disponible que la bomba de calor aire-agua está utilizando en cada instante de tiempo t . $HEIRf$ se calcula con la ecuación característica de la curva:

$$HEIRf = 0,0856522 + 0,938814 \cdot f_{cp} - 0,183436 \cdot f_{cp}^2 + 0,15897 \cdot f_{cp}^3 \quad (4.14)$$

Los resultados se representan en la gráfica de la siguiente figura para todo el rango de valores de f_{cp} , donde $f_{cp} = 0$ significa que la bomba de calor no está funcionando y $f_{cp} = 1$ significa que funciona a plena carga.

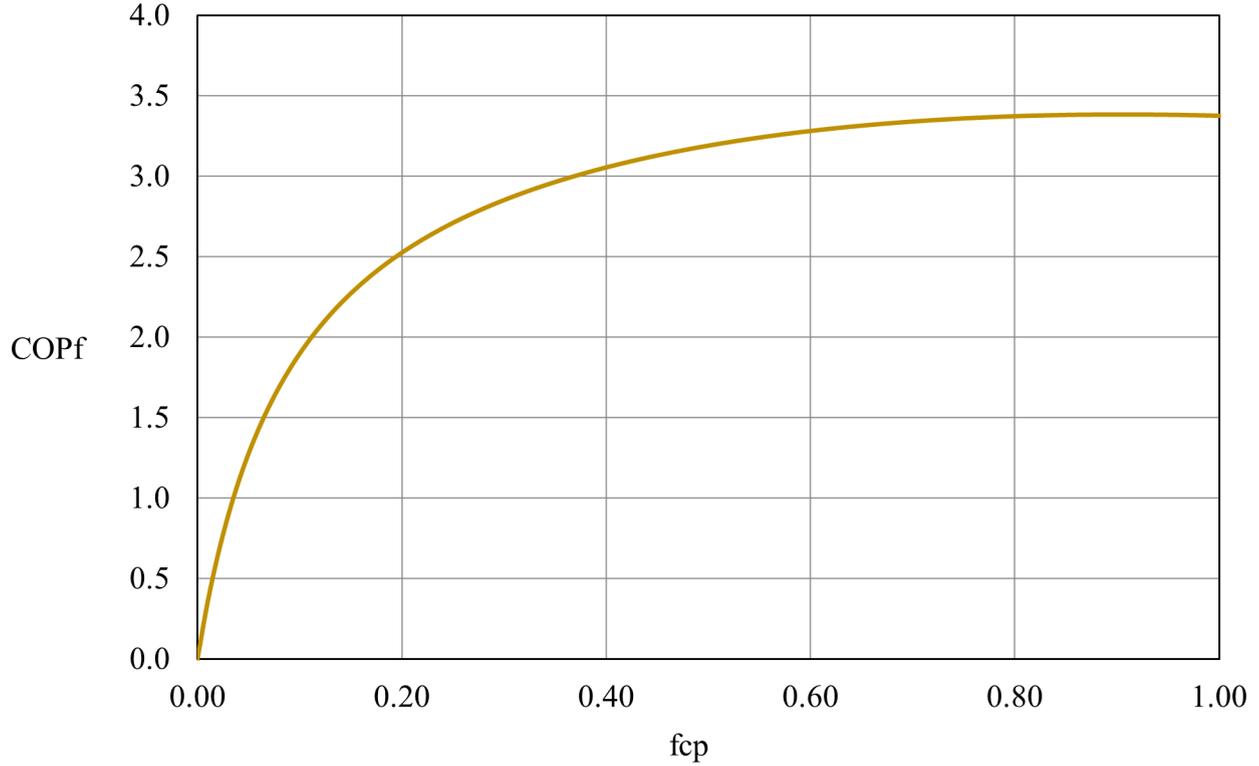


Figura 4.5: Representación del COP corregido según f para distintos valores de f_{cp} . Fuente: propia

Donde $COPf$ es el rendimiento nominal corregido según el factor f :

$$COPf = COP \cdot f \quad (4.15)$$

4.3.3.2. Cálculo de la potencia real

Para calcular la potencia térmica real aportada por la bomba de calor aire-agua en cada instante de tiempo t (P_{real}), necesitamos partir de un valor de potencia nominal (P_{nom}), cuyo valor se calcula en el apartado 5.2.1 y constituye el dimensionado de la bomba de calor.

Reescribiendo la ecuación del rendimiento de un equipo (rendimiento es igual a producción entre consumo) en función de las condiciones nominales de la bomba de calor, tenemos que P_{nom} se relaciona con COP por medio de la siguiente expresión:

$$COP = \frac{P_{nom}}{W_c} \quad (4.16)$$

De esta ecuación podemos despejar la potencia eléctrica consumida por el compresor (W_c).

Conociendo el consumo eléctrico nominal (W_c) y el rendimiento real a plena carga de la expresión 4.12 ($COPF$), se puede calcular la potencia máxima disponible de la bomba de calor en cada instante t mediante la siguiente ecuación:

$$P_F = COPF \cdot W_c \quad (4.17)$$

Definiremos la potencia real como la fracción de potencia máxima disponible que se ha utilizado realmente en el instante de tiempo t por medio del factor de carga parcial:

$$P_{real} = f_{cp} \cdot P_F \quad (4.18)$$

Como hemos mencionado antes, f_{cp} se define como el porcentaje de la potencia máxima disponible realmente utilizada por la bomba de calor aire-agua en cada instante de tiempo t , y se relaciona con la demanda total de potencia térmica de la instalación mediante la siguiente expresión:

$$f_{cp} = \frac{D_{cal} + \dot{Q}_{ACS} + \dot{Q}_{perd} + D_{col}}{P_F} \quad (4.19)$$

De esta forma, siempre que la bomba de calor se encienda, lo hará a la potencia calculada en la expresión 4.18, en base al factor de carga parcial necesario para satisfacer la potencia térmica demandada por la instalación en ese instante, no empleando así más potencia disponible de la necesaria y reduciendo el consumo de energía primaria.

4.3.4. Ecuaciones y modelado de la caldera de condensación

4.3.4.1. Cálculo de la potencia real

Como se ha explicado en el apartado 4.1, el caudal de ACS demandado por la totalidad de los ocupantes del edificio en cada instante (\dot{m}_{ACS}) se reparte, tras ser precalentado por el intercambiador de ACS, a las calderas de condensación disponibles en cada vivienda.

Para modelar estos generadores de apoyo, consideraremos una única caldera de condensación que representa a todas las calderas existentes en el edificio, y calienta en cada instante de tiempo t el agua que sale del intercambiador de ACS (\dot{m}_{ACS}) desde la temperatura de salida de dicha agua precalentada hasta la temperatura de preparación de ACS que establece la normativa DBHE en el anejo F, de 60°C.

Considerando todo lo anterior, la potencia térmica real suministrada por la caldera de condensación en cada instante puede calcularse de la siguiente forma:

$$P_{ccreal} = \dot{m}_{ACS} \cdot C_{pw} \cdot (60 - T_{sal_{int}}) \quad (4.20)$$

4.3.4.2. Cálculo del rendimiento real

El rendimiento de la caldera de condensación varía con respecto al factor de carga parcial y la temperatura de impulsión en base a la gráfica de la siguiente figura:

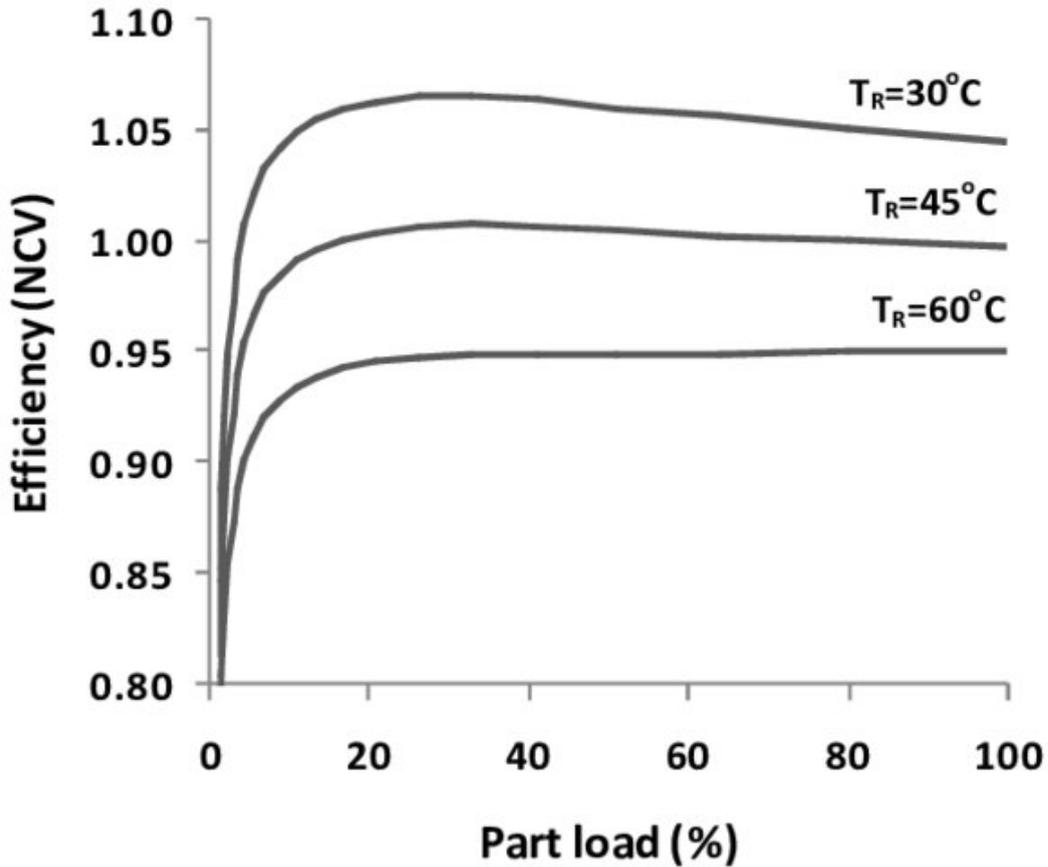


Figura 4.6: Rendimiento de la caldera de condensación considerada en función del factor de carga parcial y la temperatura de impulsión. Fuente: Departamento de Ingeniería Energética

Donde en el eje horizontal se está representando el porcentaje de carga parcial y en el eje vertical el rendimiento de la caldera en tanto por uno. T_R hace referencia a la temperatura de impulsión o temperatura deseada del agua a la salida de la caldera de condensación.

Estas curvas han sido proporcionadas por el Departamento de Ingeniería Energética para poder realizar el modelado y son curvas típicas de comportamiento del rendimiento de una caldera de condensación estándar.

Puesto que nuestra temperatura de impulsión será de 60°C para producir ACS a la temperatura de preparación que dictamina el DBHE, solo nos interesa la curva de abajo.

Dicha curva se representó gráficamente en el Excel de simulación por medio de una nube de puntos con ayuda del uso de un software de digitalización de imágenes. Posteriormente, se obtuvieron las ecuaciones características de la curva insertando las líneas de tendencia.

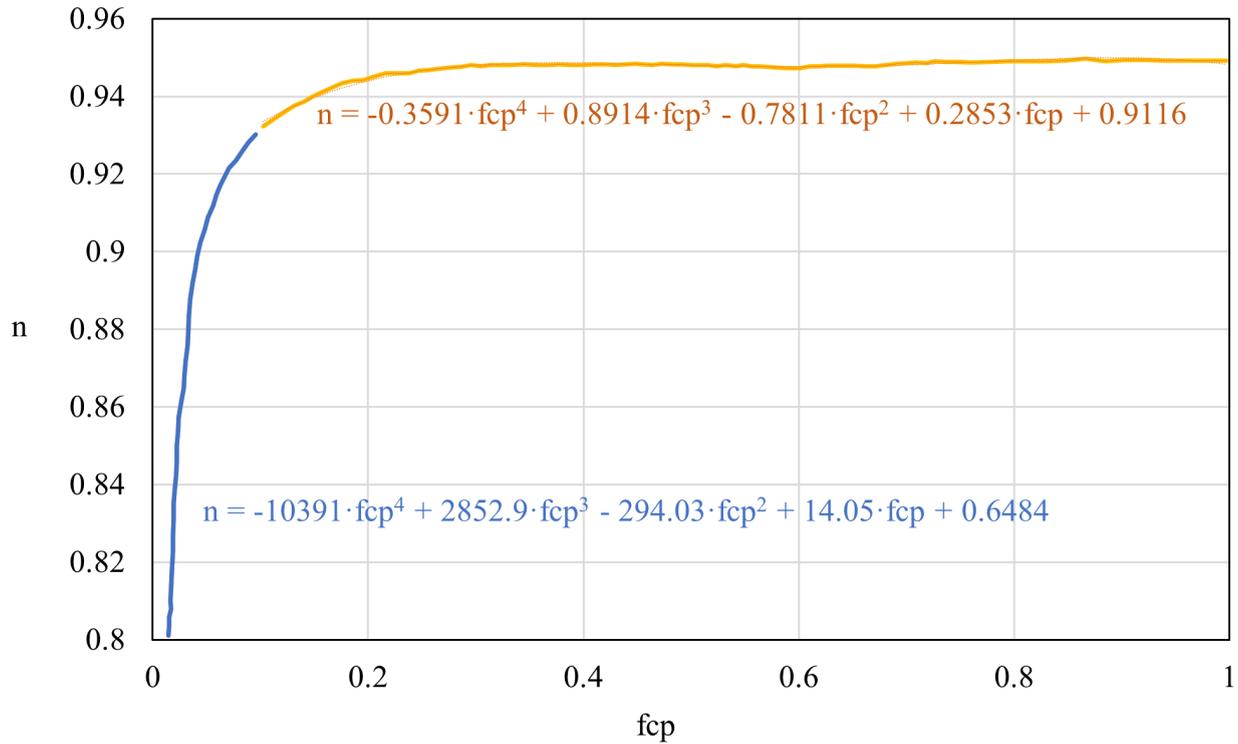


Figura 4.7: Curva de comportamiento del rendimiento de la caldera para una temperatura de impulsión de 60°C y distintos valores del factor de carga parcial. Fuente: propia

Donde para valores del factor de carga parcial (fcp_{cc}) comprendidos entre 0 y 0,1 (línea de tendencia azul) el rendimiento real de la caldera de condensación se calcula mediante la siguiente ecuación característica de la curva:

$$n_{ccreal} = -10391 \cdot fcp_{cc}^4 + 2852,9 \cdot fcp_{cc}^3 - 294,03 \cdot fcp_{cc}^2 + 14,05 \cdot fcp_{cc} + 0,6484 \quad (4.21)$$

Y para valores de fcp_{cc} comprendidos entre 0,1 y 1 (línea de tendencia naranja), mediante la siguiente ecuación:

$$n_{ccreal} = -0,3591 \cdot fcp_{cc}^4 + 0,8914 \cdot fcp_{cc}^3 - 0,7811 \cdot fcp_{cc}^2 + 0,2853 \cdot fcp_{cc} + 0,9116 \quad (4.22)$$

El factor de carga parcial de la caldera de condensación en cada instante se calcula mediante la siguiente expresión:

$$fcp_{cc} = \frac{P_{ccreal}}{P_{ccreal(max)}} \quad (4.23)$$

Donde $P_{ccreal(max)}$ es el valor más alto de potencia térmica real suministrada por la caldera en la simulación anual, y es el valor elegido para dimensionar su potencia.

4.4. Control

4.4.1. Control de la circulación del fluido caloportador en la instalación

El control de la instalación se realiza mediante el encendido y apagado de las bombas de impulsión de agua, que aparecen ilustradas en el esquema de la instalación (figura 4.1). Los algoritmos de funcionamiento de las distintas bombas y sus funciones se detallan en los apartados subsiguientes.

4.4.1.1. Algoritmo de control de la bomba de calor aire-agua

El funcionamiento de la bomba de calor aire-agua se controla mediante el encendido y apagado de la bomba 1 ($B1$ en la figura 4.1), de forma que si $B1$ se enciende, también lo hará el compresor eléctrico del circuito de refrigeración de la bomba de calor, produciéndose así el intercambio de calor entre refrigerante y agua del colector en el condensador.

El colector será el corazón de la instalación, puesto que todas las pérdidas y ganancias térmicas consideradas en el modelo (ganancias por funcionamiento de la bomba de calor, pérdidas por calefacción, pérdidas por precalentamiento de ACS y pérdidas por transmisión en el colector) afectan directamente al volumen de agua del colector. Es por ello que el sistema basará su funcionamiento en mantener la temperatura del agua del colector por encima de una temperatura de consigna.

La bomba de calor y $B1$ se encenderán cuando la temperatura del colector en el instante t anterior sea inferior a la temperatura de consigna ($T_{col}(t - \Delta t) < T_{cons}$), que será la obtenida mediante la siguiente expresión:

$$T_{cons} = T_{imp} - Cercanía \quad (4.24)$$

Donde *Cercanía* es la diferencia establecida entre la temperatura de impulsión elegida y la temperatura de consigna.

Además, se añade un algoritmo de control adicional para el conjunto bomba de calor basado en un factor de carga parcial mínimo (fc_{pmin}), de forma que $B1$ se encenderá en cualquier instante t en el que el factor de carga parcial de la bomba de calor sea mayor o igual que el mínimo establecido ($fc_{p} \geq fc_{pmin}$).

Este parámetro de control adicional hace que en el caso de que en un instante t determinado se tengan unas pérdidas de calor muy altas debido a un valor muy elevado de demanda de calefacción y no se cumpla $T_{col}(t - \Delta t) < T_{cons}$, se encienda la bomba de calor para contrarrestar las pérdidas y evitar una bajada de temperatura muy alta en el colector.

Así, el algoritmo de control de la bomba 1 y la bomba de calor aire-agua puede resumirse de la siguiente forma:

$$\begin{aligned} B1 &= 1 && \text{if } T_{col}(t - \Delta t) < T_{cons} \quad \text{or} \quad fc_{p} \geq fc_{pmin} \quad \forall t \\ B1 &= 0 && \text{else} \end{aligned} \quad (4.25)$$

Donde 1 significa encendido y 0 apagado.

4.4.1.2. Algoritmo de control del circuito de calefacción

La circulación del fluido caloportador por el circuito de calefacción para satisfacer la demanda de calefacción del edificio por medio de los emisores de climatización de las viviendas se realiza mediante el encendido de la bomba 2, que se representa como $B2$ en la figura 4.1. Esta bomba impulsa el agua necesaria para realizar el intercambio de calor en los emisores de climatización de las viviendas que demandan calefacción en cada instante t .

El algoritmo de control consiste en realizar el encendido de $B2$ en todo instante t en el que exista demanda de calefacción y la temperatura del colector en el instante t anterior supere la temperatura de confort de calefacción en las viviendas (considerada de 20°C). Así, el algoritmo de control puede escribirse de la siguiente forma:

$$\begin{aligned} B2 &= 1 & \text{if } D_{cal} > 0 & \text{ and } T_{col}(t - \Delta t) > 20^\circ\text{C} & \forall t \\ B2 &= 0 & \text{else} \end{aligned} \quad (4.26)$$

La condición $T_{col}(t - \Delta t) > 20^\circ\text{C}$ se introduce para evitar que una bajada drástica de la temperatura del agua de la instalación produzca además una bajada de temperatura en el aire de las estancias a climatizar. De todas formas, con un correcto control y dimensionado de la instalación nunca debería darse una temperatura de operación inferior a 20°C .

4.4.1.3. Algoritmo de control del circuito de precalentamiento y circulación de ACS

La circulación del agua de la instalación por el serpentín del intercambiador de ACS para realizar el precalentamiento del agua de reposición que se impulsa a las calderas de las viviendas se realiza mediante la bomba 3 ($B3$ en la figura 4.1).

El algoritmo de control enciende $B3$ y realiza el precalentamiento de ACS para cada instante t en el que exista demanda de ACS y la temperatura del agua del colector en el instante anterior supere la temperatura del agua de reposición en ese instante (para evitar que se produzca un enfriamiento en lugar de un calentamiento). El algoritmo puede expresarse matemáticamente de la siguiente forma:

$$\begin{aligned} B3 &= 1 & \text{if } D_{ACS} > 0 & \text{ and } T_{col}(t - \Delta t) > T_{w_{rep}} & \forall t \\ B3 &= 0 & \text{else} \end{aligned} \quad (4.27)$$

La circulación del agua de reposición por la red de ACS del edificio incluyendo su paso previo por el intercambiador de ACS para ser precalentada por el agua del colector se realiza mediante la bomba 4 ($B4$ en la figura 4.1).

El control consiste en impulsar el caudal demandado de ACS (\dot{m}_{ACS}) en todo instante t en el que la demanda de ACS sea no nula. El algoritmo quedaría de la siguiente forma:

$$\begin{aligned} B4 &= 1 & \text{if } D_{ACS} > 0 & \forall t \\ B4 &= 0 & \text{else} \end{aligned} \quad (4.28)$$

4.4.2. Modos de funcionamiento de la instalación

La instalación es capaz de satisfacer mutuamente la demanda de calefacción y agua caliente sanitaria del edificio en cuestión. En los meses en los que no existe demanda de calefacción (meses de verano y/o próximos al verano), el sistema híbrido solo tendrá que encargarse del ACS, por lo que podemos distinguir dos modos de funcionamiento: el modo calefacción y ACS para los meses en los que exista demanda de calefacción y el modo ACS para los meses en los que la demanda de calefacción sea nula o despreciable. Ambos modos de funcionamiento se explicarán en los apartados subsiguientes.

4.4.2.1. Modo calefacción y ACS

En este modo, la bomba de calor aire-agua da prioridad a la calefacción, lo que significa que su temperatura de impulsión se iguala a la temperatura de operación del emisor de climatización elegido.

Los distintos emisores considerados son los emisores de climatización por agua explicados en el apartado 2.4.1 y por tanto las temperaturas de impulsión a elegir son las siguientes:

- Fan coils: $T_{imp} = 45^{\circ}\text{C}$
- Suelo radiante: $T_{imp} = 35^{\circ}\text{C}$
- Radiadores de agua: $T_{imp} = 55^{\circ}\text{C}$

No se ha considerado la combinación de distintos tipos de emisores en un mismo edificio puesto que el sistema de calefacción es centralizado, lo que significa que todas las viviendas comparten un mismo generador de energía para la producción de calor (la bomba de calor aire-agua) y por tanto la temperatura de impulsión del fluido caloportador es la misma para todas las viviendas.

En este modo se satisface de forma secundaria la demanda de ACS realizando un precalentamiento en el intercambiador de ACS utilizando el agua de la instalación a la T_{imp} del emisor elegido y el flujo de calor que resta para subir la temperatura a 60°C es aportado por el conjunto de calderas de condensación de las viviendas. Es aquí donde entra en juego el generador de apoyo del sistema híbrido, donde el precalentamiento es centralizado (bomba de calor aire-agua) y el apoyo es descentralizado (calderas de condensación particulares de las viviendas).

4.4.2.2. Modo ACS

En este modo no existe demanda de calefacción, por lo que la bomba de calor aire-agua dará prioridad al ACS, puesto que es la única demanda a satisfacer. Ello significa que la temperatura de impulsión que elijamos será la del fluido caloportador encargado de realizar el precalentamiento en el intercambiador de ACS. Podemos mantener dicha temperatura igual a la temperatura de impulsión de calefacción (teniendo así la misma durante todo el año, lo que reduce la complejidad del sistema) o cambiarla por una que aumente la eficiencia energética del sistema en la producción de ACS.

4.4.2.3. Regulación de la temperatura de impulsión de calefacción

Si se elige una temperatura de impulsión para el modo ACS superior a la temperatura de impulsión elegida para el modo calefacción y ACS; al cambiar, tras finalizar los meses de verano sin demanda de calefacción, del modo ACS al modo calefacción, la temperatura de impulsión para satisfacer la demanda de calefacción será superior a la temperatura de operación del tipo de emisor elegido, lo que puede dañar gravemente la instalación de calefacción.

Para evitar esto, una solución muy común es realizar un preenfriamiento del agua de impulsión de calefacción mezclándola con el agua de retorno de calefacción y con agua fría de red, bajando su temperatura hasta la temperatura de operación adecuada para los emisores de climatización.

Al mismo tiempo, el sistema debe permitir que la temperatura del agua de la instalación baje hasta el nuevo valor de temperatura de impulsión para que el sistema pueda funcionar con normalidad. Por ello, se añade una condición adicional al algoritmo de control de la bomba 1, que mantendrá apagada la bomba de calor aire-agua mientras que la temperatura del agua del colector supere la temperatura de impulsión del modo calefacción y ACS, permitiendo así que las pérdidas de calor puedan disminuir la temperatura del fluido calorportador hasta el nuevo valor de temperatura de impulsión. El algoritmo de control de $B1$ puede entonces reescribirse de la siguiente forma:

$$\begin{aligned} B1 &= 1 & \text{if } T_{col}(t - \Delta t) < T_{cons} & \text{ or } f_{cp} \geq f_{cp_{min}} & \forall t \\ B1 &= 0 & \text{if } T_{col}(t - \Delta t) > T_{imp} & \text{ or } \text{else} & \forall t \end{aligned} \quad (4.29)$$

4.5. Cálculo de resultados: indicadores clave del rendimiento

Los indicadores clave del rendimiento (del inglés *KPI*, *Key Performance Indicator*) son parámetros que miden la eficiencia energética de un sistema de climatización. En concreto, en nuestro modelo se calcularán el consumo total de energía primaria no renovable del sistema ($C_{ep,nren}$), el consumo total de energía primaria ($C_{ep,tot}$) y el porcentaje de renovabilidad in situ en la producción de ACS ($\%Ren_{ACS}$).

4.5.1. Cálculo del consumo de energía final

La energía final es la energía tal y como se utiliza en los puntos de consumo. Es la que compran los consumidores en forma de electricidad, carburantes u otros combustibles usados de forma directa (vectores energéticos).

Para calcular el consumo de energía primaria del sistema, primero debemos calcular el consumo de energía final de cada generador térmico según el uso (marcado por el modo de funcionamiento) y el vector energético empleado. En la tabla siguiente se muestran los generadores de energía empleados para producir potencia térmica en cada modo y sus vectores energéticos asociados:

Tabla 4.3: Generadores de energía empleados en la instalación para cada uso y sus vectores energéticos asociados

Uso (Modo de funcionamiento)	Generador de energía	Vector energético
Calefacción y ACS	Bomba de calor aire-agua	Electricidad de red
		Medioambiente
ACS	Bomba de calor aire-agua	Electricidad de red
		Medioambiente
	Caldera de condensación	Gas natural

Como podemos ver, la bomba de calor utiliza dos tipos de vectores energéticos para extraer energía: la electricidad de red, que es utilizada para alimentar el compresor eléctrico y constituye el consumo de energía de la bomba de calor; y el medioambiente, que se corresponde con la energía extraída de la atmósfera en el intercambio de calor con el aire exterior y constituye la generación de energía renovable.

La caldera de condensación utiliza el gas natural como único vector energético, produciendo calor a costa del consumo de dicho fluido.

4.5.1.1. Energía final consumida por cada generador en cada instante de tiempo

El cálculo de la energía final consumida en cada instante de tiempo t por la bomba de calor aire-agua (BC) se calcula mediante la siguiente expresión:

$$Ef_{BC} = \frac{P_{real}}{COP_{real}} \quad (4.30)$$

Y la energía consumida por la caldera de condensación (cc), mediante la siguiente ecuación:

$$Ef_{cc} = \frac{P_{ccreal}}{n_{ccreal}} \quad (4.31)$$

4.5.1.2. Energía final total consumida por cada generador según su uso

El cálculo de la energía final total consumida por el generador térmico i en su uso o modo de funcionamiento j se calcula, para la simulación horaria, mediante la siguiente ecuación:

$$E_{F,i,j} = \sum_k Ef_{i,j,k} \quad \text{donde } i = BC, cc; \quad j = CAL + ACS, ACS \quad (4.32)$$

Donde k es cada instante de tiempo en que el generador i presenta un consumo de energía final no nulo para el uso j en la simulación anual. El generador i puede ser la bomba de calor aire-agua (BC) o la caldera de condensación (cc), y el uso j puede ser el modo calefacción y ACS (cuya abreviatura es $CAL + ACS$) o el modo ACS (abreviatura ACS).

En la simulación con paso de tiempo de 10 minutos, es necesario dividir el sumatorio de la ecuación 4.32 entre 6 ($\cdot \frac{1h}{6 \cdot 10 \text{ min}}$) para tener las unidades de energía final en $\frac{kW \cdot h}{año}$ y no en

$\frac{\text{kW}\cdot 10 \text{ min}}{\text{año}}$, ya que en esta ocasión Ef_{BC} y Ef_{cc} son calculados con un paso de tiempo $\Delta t=10$ min.

$$E_{F,i,j} = \frac{\sum_k Ef_{i,j,k}}{6} \quad (4.33)$$

4.5.1.3. SCOP de cada generador según su uso

El rendimiento medio estacional del generador i en su uso o modo de funcionamiento j se calcula por medio de la siguiente expresión:

$$SCOP_{i,j} = \frac{\sum_k P_{real,i,j,k}}{\sum_k Ef_{i,j,k}} \quad (4.34)$$

Donde k es cada instante de tiempo en que el generador i aporta energía térmica al sistema (P_{real} no nulo) y por tanto también consume energía final para el uso j en la simulación anual.

4.5.1.4. SCOP de la bomba de calor aire-agua

Se puede calcular un único rendimiento medio estacional para la bomba de calor aire-agua, considerando ambos usos, mediante la siguiente ecuación:

$$SCOP_{BC} = \frac{\sum_k (P_{real,BC,CAL+ACS,k} + P_{real,BC,ACS,k})}{\sum_k (E_{F,BC,CAL+ACS,k} + E_{F,BC,ACS,k})} \quad (4.35)$$

Donde k es cada instante de tiempo en que la bomba de calor aporta energía térmica y consume energía final en la simulación anual, en cualquiera de los dos modos de funcionamiento.

4.5.1.5. Energía final total por vector energético y uso

4.5.1.5.1. Energía final asociada a los vectores energéticos de la bomba de calor aire-agua Como podemos ver en la tabla 4.3, la bomba de calor tiene dos vectores energéticos: el consumo de electricidad de red y la energía extraída del medio ambiente. Es por ello que la energía final total consumida por este generador en cada uso ($E_{F,BC,j}$) estará asociada a estos dos vectores, siendo una fracción el consumo de energía eléctrica para alimentar el compresor del circuito frigorífico; y otra fracción la energía final renovable producida mediante el intercambio de calor con el aire exterior en el evaporador de la unidad exterior y cedida luego al agua del colector en el condensador de la unidad interior.

La energía final total asociada a la electricidad de la red (*electr*) que consume la bomba de calor para el modo de funcionamiento j puede calcularse mediante la siguiente expresión:

$$E_{F,BC,electr,j} = \frac{E_{F,BC,j}}{SCOP_{BC,j}} \quad (4.36)$$

La fracción de la energía final total utilizada por la bomba de calor que se atribuye al medioambiente (*amb*) se calcula de la siguiente forma:

$$E_{F,BC,amb,j} = E_{F,BC,j} \cdot \left(\frac{SCOP_{BC,j} - 1}{SCOP_{BC,j}} \right) \quad (4.37)$$

4.5.1.5.2. Energía final asociada al vector energético de la caldera de condensación Tal y como se puede apreciar en la tabla 4.3, la caldera de condensación tiene un solo uso y al gas natural como único vector energético. Es por ello que toda la energía final consumida por este generador estará asociada al gas natural (*gas*) y al modo de funcionamiento *ACS*.

$$E_{F,cc,gas,ACS} = E_{F,cc,ACS} \quad (4.38)$$

4.5.2. Cálculo del consumo de energía primaria

La energía primaria es la energía suministrada al edificio procedente de fuentes renovables y no renovables, que no ha sufrido ningún proceso previo de conversión o transformación. Es la energía contenida en los combustibles y otras fuentes de energía e incluye la energía necesaria para generar la energía final consumida, incluyendo las pérdidas por su transporte hasta el edificio, almacenamiento, etc.

4.5.2.1. Factores de paso de energía final a energía primaria

Los factores de paso son factores de conversión de energía final a energía primaria publicados en un documento reconocido del RITE de IDAE y aceptados por el Gobierno de España. En este documento aparecen los factores de paso de energía final a energía primaria renovable, no renovable y total para diferentes fuentes de energía final (vectores energéticos) utilizadas en España.

Los factores de paso que vamos a emplear para el cálculo del consumo de energía primaria en nuestro proyecto son los siguientes:

Tabla 4.4: Factores de paso de energía final a energía primaria no renovable, renovable y total [8]

Vector energético	$f_{p_{nren}} \left(\frac{\text{kW}\cdot\text{h } E_{p_{nren}}}{\text{kW}\cdot\text{h } E_F} \right)$	$f_{p_{ren}} \left(\frac{\text{kW}\cdot\text{h } E_{p_{ren}}}{\text{kW}\cdot\text{h } E_F} \right)$	$f_{p_{tot}} \left(\frac{\text{kW}\cdot\text{h } E_{p_{tot}}}{\text{kW}\cdot\text{h } E_F} \right)$
Electricidad de red (electricidad convencional peninsular)	1,954	0,414	2,368
Gas natural	1,190	0,005	1,195
Medioambiente	0	1	1

Nótese que la energía primaria puede ser renovable o no renovable, y por tanto la energía primaria total se calcula de la siguiente forma:

$$E_{p_{tot}} = E_{p_{ren}} + E_{p_{nren}} \quad (4.39)$$

De la misma forma, el factor de paso total se relaciona con los factores de paso renovable y no renovable de la siguiente forma:

$$fp_{tot} = fp_{ren} + fp_{nren} \quad (4.40)$$

4.5.2.2. Energía primaria renovable, no renovable y total

El cálculo de la energía primaria renovable, no renovable y total consumida por el vector energético v del generador i en su uso j puede calcularse, respectivamente, mediante las siguientes ecuaciones:

$$Ep_{ren,i,v,j} = E_{F,i,v,j} \cdot fp_{ren} \quad (4.41)$$

donde $i = BC, cc$; $v = electr, amb, gas$; $j = CAL + ACS, ACS$

$$Ep_{nren,i,v,j} = E_{F,i,v,j} \cdot fp_{nren} \quad (4.42)$$

donde $i = BC, cc$; $v = electr, amb, gas$; $j = CAL + ACS, ACS$

$$Ep_{tot,i,v,j} = E_{F,i,v,j} \cdot fp_{tot} \quad (4.43)$$

donde $i = BC, cc$; $v = electr, amb, gas$; $j = CAL + ACS, ACS$

4.5.2.3. Consumo de energía primaria no renovable y total del sistema. Cumplimiento de la normativa HE0

Teniendo la energía primaria no renovable y total consumida por cada vector energético en cada uso, podemos contabilizar la energía primaria no renovable y total consumida por el sistema en $\frac{kW \cdot h}{año}$ y dividirla entre el área del edificio en m^2 (tabla 4.1) para tener unos valores de consumo de energía primaria no renovable y total en $\frac{kW \cdot h}{m^2 \cdot año}$ para comparar con los valores límite que establece el HE0 (figuras 1.1 y 1.2) y verificar que se cumple la normativa.

De esta forma, el consumo de energía primaria no renovable del sistema se calcularía mediante la siguiente expresión:

$$C_{ep,nren} = \frac{Ep_{nren,BC,electr,CAL+ACS} + Ep_{nren,BC,electr,ACS} + Ep_{nren,cc,gas,ACS}}{A} \quad (4.44)$$

Y el consumo de energía primaria total, mediante la siguiente expresión:

$$C_{ep,tot} = \frac{Ep_{tot}}{A} \quad (4.45)$$

Donde la energía primaria total del sistema (Ep_{tot}) es la suma total de la energía primaria utilizada por el sistema tras un año para proporcionar calefacción y ACS:

$$Ep_{tot} = Ep_{tot,BC,electr,CAL+ACS} + Ep_{tot,BC,amb,CAL+ACS} + Ep_{tot,BC,electr,ACS} + Ep_{tot,BC,amb,ACS} + Ep_{tot,cc,gas,ACS} \quad (4.46)$$

4.5.3. Cálculo del porcentaje de renovabilidad in situ en la producción de ACS

El cálculo del porcentaje de renovabilidad in situ en la producción de ACS se calcula dividiendo la cantidad total de energía primaria renovable generada in situ (en el edificio o en la parcela de emplazamiento del edificio) entre la cantidad total de energía primaria utilizada:

$$\%Ren_{ACS} = \frac{E_{p_{ren,in\ situ}}}{E_{p_{tot}}} \cdot 100\% = \frac{E_{p_{ren,BC,amb,CAL+ACS}} + E_{p_{ren,BC,amb,ACS}}}{E_{p_{tot}}} \cdot 100\% \quad (4.47)$$

Como podemos apreciar en la ecuación, la energía primaria renovable in situ que genera nuestro sistema es la energía térmica extraída del medioambiente por la bomba de calor aire-agua.

Este parámetro sirve para verificar el cumplimiento de la exigencia del HE4 en la producción de agua caliente sanitaria que se comentó en el apartado 1.1.2.5, debiendo ser como mínimo de un 60 % si la demanda del edificio es inferior a 5000 litros/día o de un 70 % si es superior.

En la tabla siguiente se calcula la demanda final de cada tipo de edificio en litros/día teniendo en cuenta la demanda de referencia para residencial privado de 28 litros/día·persona que hemos tomado del anejo F del DBHE y el factor de centralización correspondiente de cada tipo de edificio.

Tabla 4.5: Demanda de ACS de cada tipo de edificio calculada con ayuda del anejo F del DBHE

	Colectivo entre medianeras sur	Colectivo manzana	Unifamiliar aislada este	Unifamiliar entre medianeras este	Unifamiliar pareada este
Área (m ²)	1236	6107	102	100	100
Ocupación	37	183	3	3	3
litros/día	37·28=1036	183·28=5124	3·28=84	3·28=84	3·28=84
Nº viviendas	13	67	1	1	1
Factor de centralización	0,9	0,8	1	1	1
litros/día final	1036·0,9=933	5124·0,8=4100	84·1=84	84·1=84	84·1=84

Como podemos ver en los resultados en la tabla, ningún edificio presenta una demanda superior a 5000 litros/día, por lo que necesitaremos una renovabilidad in situ de al menos un 60 % en la producción de ACS para poder cumplir con la exigencia de la normativa HE4.

4.5.4. Cálculo del porcentaje de horas fuera de consigna

El DBHE establece en la sección HE0, en la descripción del procedimiento de cálculo, que el total de horas fuera de consigna no podrá exceder el 4 % del tiempo total de ocupación.

Según el Anejo A de terminología de la normativa DBHE, se entiende como horas fuera de consigna al número de horas a lo largo del año en el que cualquiera de los espacios habitables acondicionados del edificio o, en su caso, parte del edificio, se sitúa, durante los periodos de

ocupación, fuera del rango de temperaturas de consigna de calefacción o refrigeración, con un margen superior a 1°C , definido en sus condiciones operacionales.

Por ello, el modelo realizará también el recuento de instantes de tiempo en los que la temperatura del agua del colector es menor que la temperatura de consigna ($T_{col} < T_{cons}$), calculada esta temperatura de consigna con un valor de *Cercanía* de 1°C en la ecuación 4.24, para establecer el margen que especifica la definición del DBHE. El porcentaje de horas fuera de consigna será el número de instantes de tiempo en los que no se cumple la consigna dividido entre el número total de instantes de tiempo en los que se divide el año en base porcentual.

Capítulo 5

Caracterización de la solución de aerotermia híbrida adoptada

5.1. Consideraciones iniciales para el análisis de resultados

5.1.1. Paso de tiempo, edificios y paquete de climas a analizar

Aunque nuestro programa es capaz de realizar la simulación anual calculando los resultados cada 1h y cada 10 min, para el análisis de resultados del capítulo 6 nos dedicaremos a calcular los resultados con un paso de tiempo $\Delta t = 10$ min. Esto se debe a que el control y los resultados se ven bastante perjudicados si los cálculos se realizan con un paso de tiempo tan largo como puede ser 1 hora, y ello se demuestra en una comparativa de resultados recogida en el anexo 7.1.

Puesto que en nuestra instalación tanto la calefacción como el precalentamiento de ACS se realizan por medio de un sistema centralizado, nuestro sistema está capacitado para satisfacer la demanda de numerosas viviendas al mismo tiempo. Es por ello y por la complejidad y alto coste que supone una instalación híbrida de fluido caloportador agua, que nuestro sistema no es viable para viviendas unifamiliares. Por consiguiente, para el análisis de resultados del capítulo 6 solo realizaremos simulaciones anuales en los dos edificios colectivos (entre medianeras orientado al sur y de tipo manzana).

Además, para sintetizar los resultados, tomaremos un paquete de 3 climas por edificio: un clima cálido (B4), un clima intermedio (D3) y un clima frío (E1).

5.1.2. Valores considerados de los parámetros

Se han fijado valores realistas en ciertos parámetros característicos de los equipos que forman parte de la instalación para llevar a cabo las simulaciones anuales necesarias para el análisis de resultados del capítulo 6. Los parámetros y sus valores se listan a continuación:

- Factor de carga parcial mínimo de la bomba de calor aire-agua (los valores elegidos para este parámetro se justifican en el apartado 7.2, que corresponde al anexo 2):

$$f_{cp_{min}} = \{0,1 (T_{imp} = 35^{\circ}\text{C}), 0,15 (T_{imp} = 45^{\circ}\text{C}), 0,2 (T_{imp} = 55^{\circ}\text{C})\}$$

- Cercanía elegida para la temperatura de consigna: $Cercanía = 1^{\circ}\text{C}$
- Coeficiente global de transferencia por área del colector: $U_{col} \cdot A_{col} = 0,1 \frac{\text{W}}{\text{K}}$
- Temperatura del aire contenido en el sótano: $T_{sot} = 15^{\circ}\text{C}$
- Eficiencia del intercambiador de ACS: $\varepsilon_{int} = 0,95$

5.2. Dimensionado de los equipos

Dimensionada la potencia térmica de la caldera de condensación al valor más alto de potencia real suministrada por este generador a lo largo de la simulación anual (término $P_{creal(max)}$ de la ecuación 4.23), faltaría realizar el dimensionado de la potencia nominal de la bomba de calor aire-agua y del volumen de agua del colector de la instalación.

5.2.1. Cálculo de la potencia nominal de dimensionamiento de la bomba de calor aire-agua

La potencia nominal de la bomba de calor aire-agua (P_{nom} en la ecuación 4.16) se dimensiona al valor más alto de demanda punta (calefacción o ACS) multiplicado por un factor de dimensionamiento β :

$$P_{nom} = \text{Max} (D_{cal\ punta}, D_{ACS\ punta}) \cdot \beta \quad (5.1)$$

Donde la demanda punta de calefacción será el valor más alto de demanda de calefacción registrado en la simulación anual. La demanda punta de ACS será el flujo de calor necesario para calentar el 15% de la demanda diaria de ACS del edificio en 10 minutos ($\frac{0,15}{600\text{ seg}}$) desde la menor temperatura de reposición registrada del año hasta la temperatura de preparación de ACS (60°C):

$$D_{ACS\ punta} = \frac{0,15}{600} \cdot D_{ACS\ diaria} \cdot Cp_w \cdot (60 - Tw_{rep\ min}) \quad (5.2)$$

Donde $Tw_{rep\ min}$ será el menor valor mensual de temperatura de reposición de la tabla 4.2 para el clima considerado, y $D_{ACS\ diaria}$ será el valor de demanda corregida en litros/día de la tabla 4.5 que corresponda con el edificio que se estudia.

Se estableció un valor mínimo de P_{nom} de 11 kW, que se corresponde con la menor potencia disponible para el modelo de bomba de calor aire-agua elegido (serie ERHQ-BV3), ofertado en la tarifa de Daikin. [9]

5.2.2. Estudio del factor de dimensionamiento de la potencia nominal

Para dimensionar la potencia nominal de la bomba de calor aire-agua será necesario elegir un valor adecuado para el factor de dimensionamiento β . Para ello partiremos de unas consideraciones iniciales en el resto de parámetros característicos de la instalación, de manera que β será el único parámetro variable, que ajustaremos en base a los resultados que obtengamos.

Dichas consideraciones son las siguientes:

1. Se toman los valores establecidos en los parámetros listados en el apartado 5.1.2 para realizar un dimensionamiento que sea válido para el análisis de resultados
2. La temperatura de impulsión se mantiene invariable al cambiar de modo de funcionamiento e igual a la temperatura de operación del emisor de climatización seleccionado:

$$T_{imp(CAL+ACS)} = T_{imp(ACS)} = \{35, 45, 55\}^{\circ}\text{C}$$

3. El volumen de agua del colector dependerá directamente de la potencia nominal instalada en la bomba de calor aire-agua y tendrá un valor inicial de 45 l/kW P_{nom} para el que se elegirá β . Este volumen por kW permite dimensionar el volumen de agua del colector y se ajustará posteriormente en el apartado 5.2.3

Se seleccionará un valor de β para cada edificio colectivo a analizar.

5.2.2.1. Elección del factor de dimensionamiento para el edificio colectivo entre medianeras

5.2.2.1.1. Elección del parámetro crítico En primer lugar, procederemos representando los parámetros limitados por normativa ($C_{ep,nren}$, $C_{ep,tot}$ y %horas fuera de consigna) para un clima y factor de dimensionado cualquiera, con objeto de encontrar el parámetro crítico que exiga un valor determinado de β para cumplir con la normativa DBHE. Tomaremos el clima intermedio D3 y un factor $\beta = 0,5$; y representaremos los resultados obtenidos en función de las distintas temperaturas de impulsión para medir su influencia sobre los parámetros.

En la siguiente figura se representan gráficamente los valores de consumo de energía primaria no renovable y total para el edificio, clima y β considerados, junto con los valores límite para estos parámetros, marcados por el HE0 ($C_{ep,nren,lim}$ y $C_{ep,tot,lim}$):

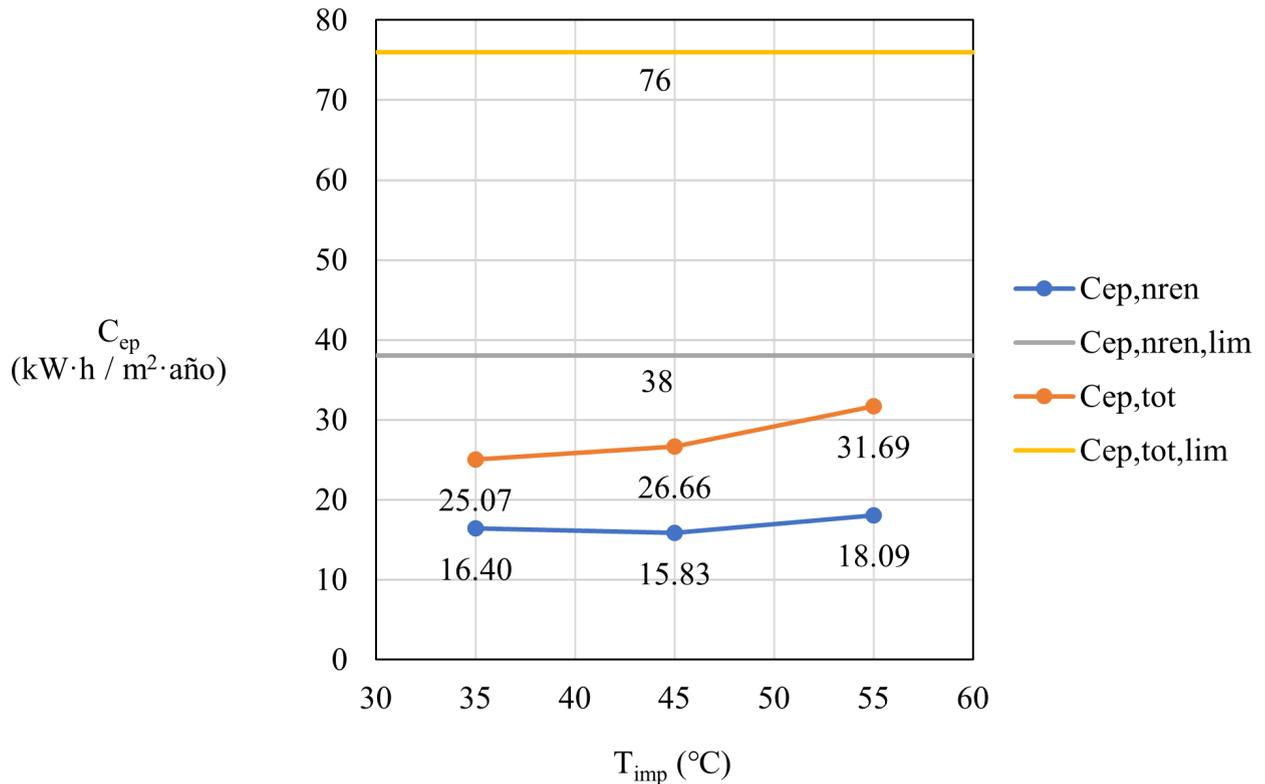


Figura 5.1: Consumo de energía primaria frente a temperatura de impulsión en el edificio colectivo entre medianeras con clima D3 y factor de dimensionamiento $\beta = 0,5$. Fuente: propia

Como podemos apreciar en la gráfica, los valores de consumo de energía primaria no renovable y total distan bastante de los valores límite, por lo que a priori este parámetro no es crítico para determinar β (aunque el consumo aumentará al aumentar β y por consiguiente P_{nom} de la bomba de calor, no se alcanzarán valores superiores ni cercanos a los valores límite de consumo del DBHE).

Se aprecia además que los resultados más desfavorables se obtienen con la temperatura de impulsión más alta, de 55°C (debido a que el sistema demanda más energía cuanto más alta sea la temperatura de consigna, y el rendimiento de la bomba de calor cae al subir la temperatura de impulsión).

En la siguiente figura se representa el %horas fuera de consigna con las mismas consideraciones:

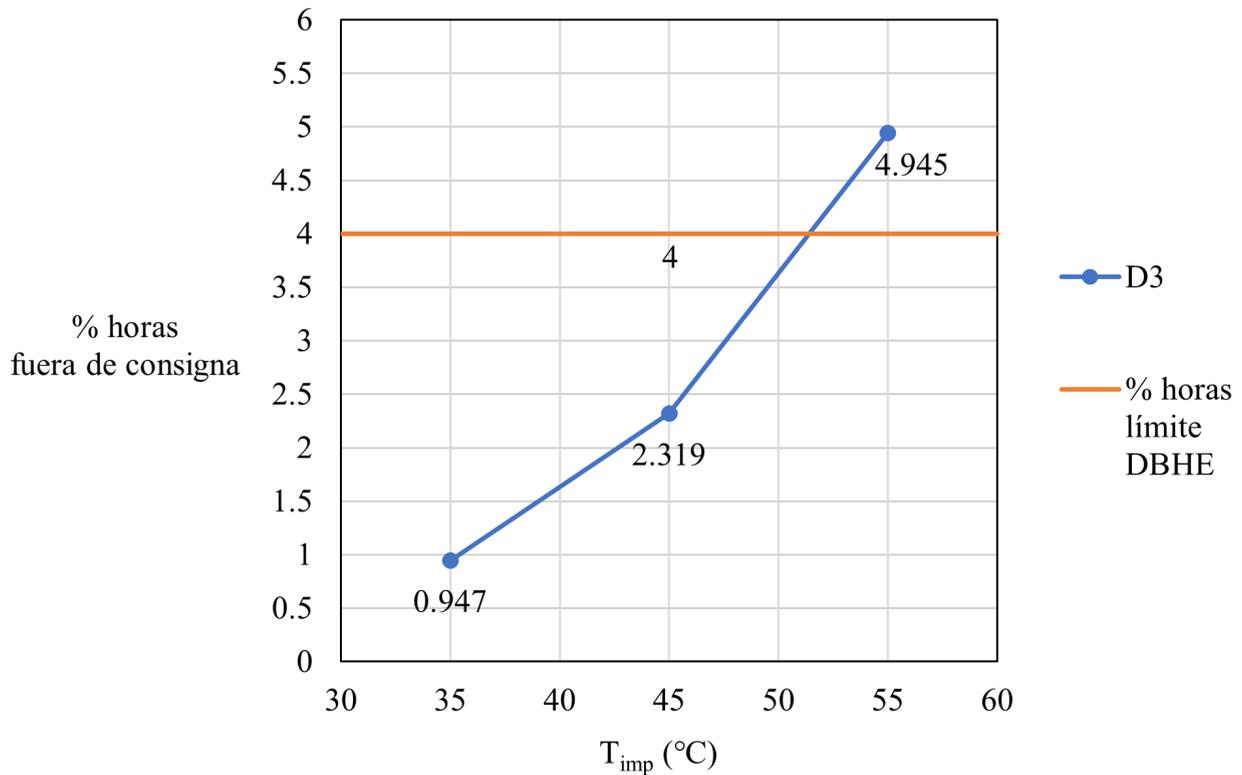


Figura 5.2: Porcentaje de horas fuera de consigna frente a temperatura de impulsión en el edificio colectivo entre medianeras con clima D3 y factor de dimensionamiento $\beta = 0,5$. Fuente: propia

Se puede apreciar que este parámetro se va acercando al valor límite al subir la temperatura de impulsión, e incluso lo supera para 55°C . Por consiguiente, el valor de este parámetro debe analizarse cuidadosamente a la hora de elegir el factor de dimensionamiento, y será el que adoptemos como parámetro crítico para elegir β .

Además, de ahora en adelante estudiaremos los resultados para $T_{imp} = 55^{\circ}\text{C}$, ya que como hemos podido ver en las dos gráficas anteriores, es la temperatura de impulsión que presenta los resultados más desfavorables y exige un mayor factor de dimensionamiento para reducir el %horas fuera de consigna hasta un valor inferior al 4%.

5.2.2.1.2. Elección del clima crítico El siguiente análisis de resultados consiste en graficar el parámetro crítico (%horas fuera de consigna) para la temperatura de impulsión crítica (55°C) y los distintos tipos de climas, con objeto de averiguar el clima crítico o clima que presenta el mayor porcentaje de horas fuera de consigna. Se usará el mismo factor de dimensionamiento considerado hasta ahora.

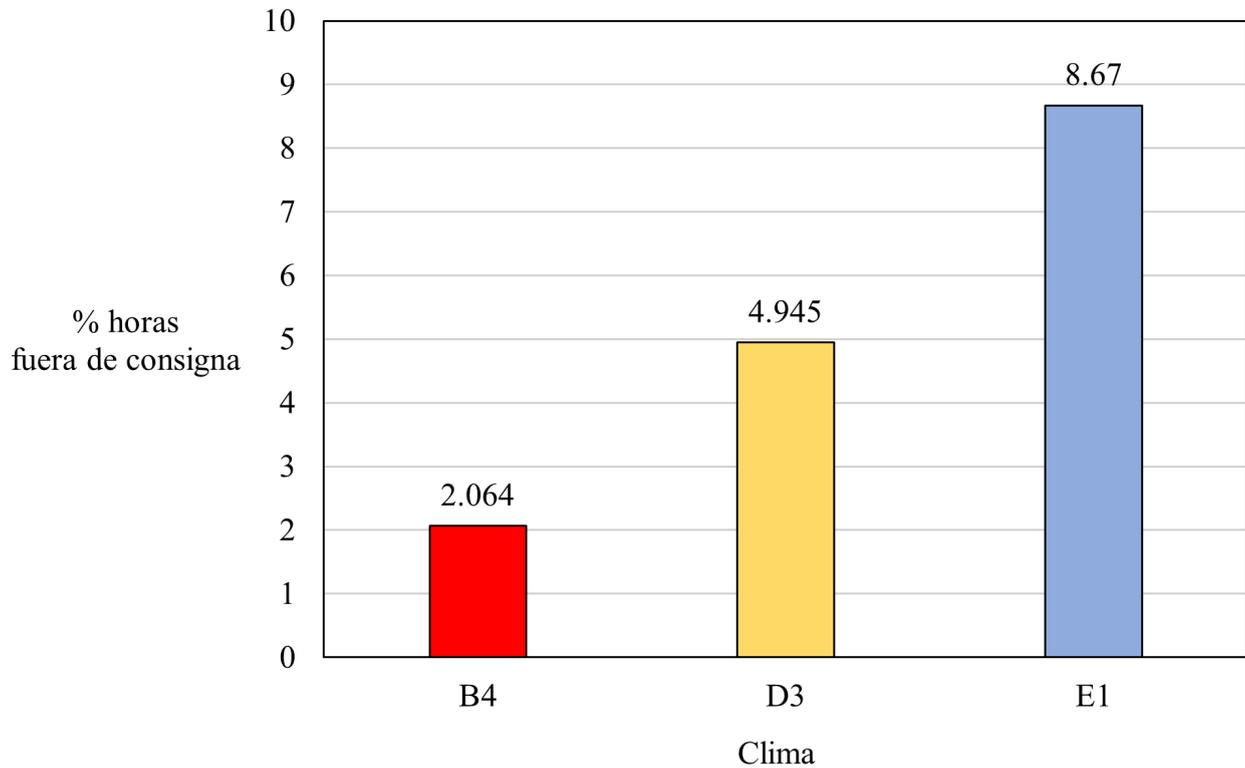


Figura 5.3: Porcentaje de horas fuera de consigna frente a las distintas configuraciones climáticas en el edificio colectivo entre medianeras con $T_{imp}=55^{\circ}\text{C}$ y factor de dimensionamiento $\beta = 0,5$. Fuente: propia

Como podemos ver, E1 es el clima crítico, ya que al ser el clima más frío y con mayor demanda de calefacción, demanda un valor mayor de β para aumentar la potencia nominal de la bomba de calor aire-agua y poder suministrar mayor potencia térmica para combatir dicha demanda.

5.2.2.1.3. Elección del factor de dimensionamiento Ya sabemos que debemos fijarnos en el %horas fuera de consigna a la hora de estudiar β , y conocemos la configuración crítica (E1 y 55°C) que comprende el mayor valor de este parámetro crítico.

Representando el parámetro crítico en función del valor del factor de dimensionamiento de la bomba de calor aire-agua para la configuración crítica, se puede elegir un valor de β adecuado para el edificio:

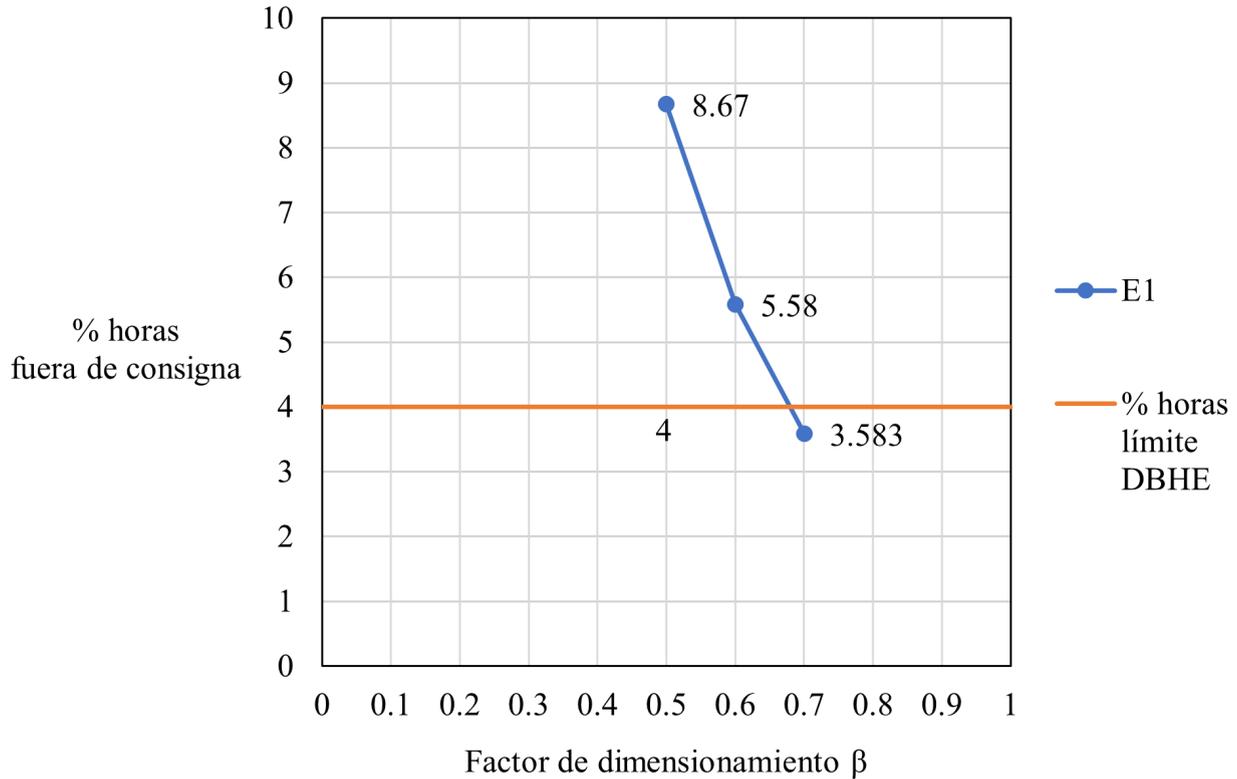


Figura 5.4: Porcentaje de horas fuera de consigna frente a β en el edificio colectivo entre medianeras con $T_{imp}=55^{\circ}\text{C}$ y clima E1. Fuente: propia

Vemos que con un factor de dimensionamiento $\beta = 0,7$ el porcentaje de horas fuera de consigna de la simulación anual para el caso más desfavorable se mantiene por debajo del valor límite, lo que significa que cumplirá con la normativa para este y todas las demás combinaciones de clima y temperatura de impulsión del edificio colectivo entre medianeras orientado al sur. Por consiguiente, fijaremos este valor para el edificio.

En la siguiente gráfica se demuestra que los valores de consumo de energía primaria para la configuración crítica y el β elegido están por debajo de los valores límite y cumplen normativa, lo que significa que también se cumplirá con la normativa para las demás configuraciones; y garantiza que no son parámetros críticos a la hora de elegir β .

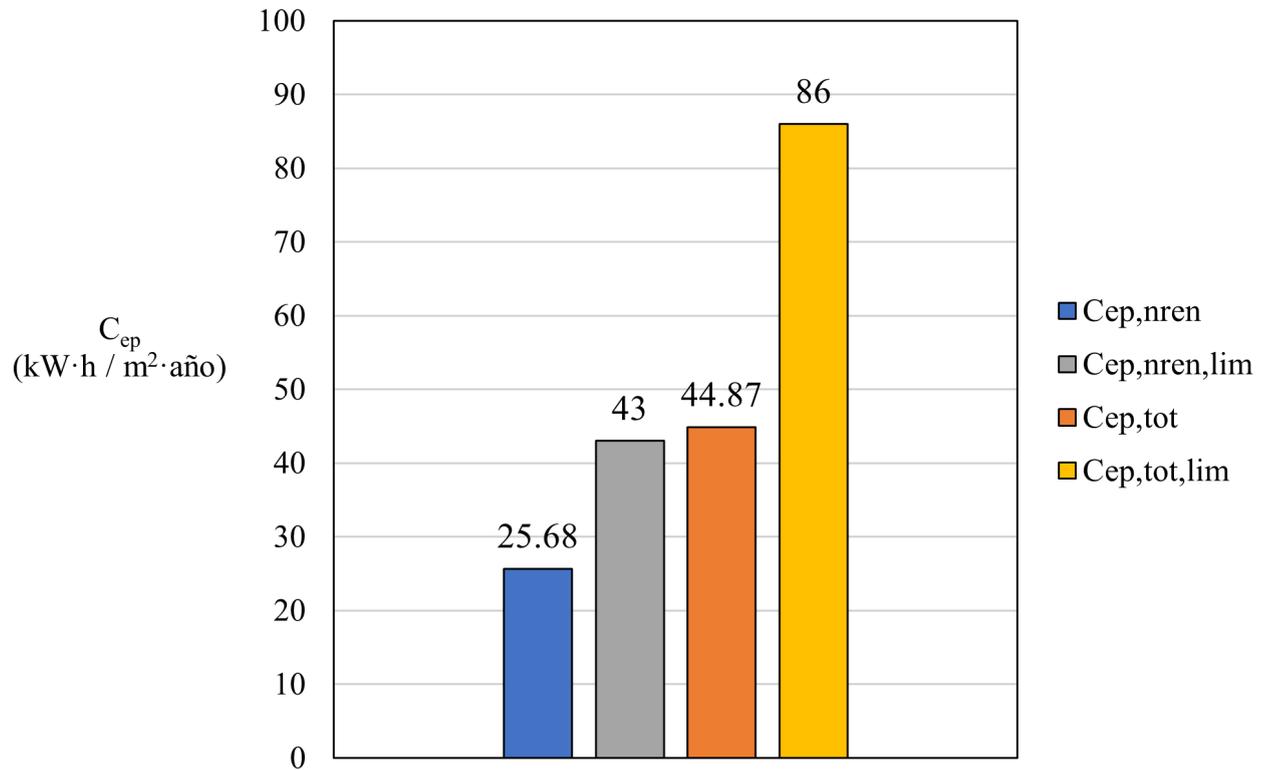


Figura 5.5: Consumo de energía primaria del edificio colectivo entre medianeras con $T_{imp} = 55\text{ }^\circ\text{C}$, clima E1 y $\beta = 0,7$. Fuente: propia

5.2.2.2. Elección del factor de dimensionamiento para el edificio colectivo de tipo manzana

Tras el análisis de resultados realizado para el anterior edificio, ya conocemos que es representando el %horas fuera de consigna frente a β para E1 y 55°C como podemos seleccionar un valor adecuado del factor de dimensionamiento.

Los resultados se muestran en el gráfico siguiente:

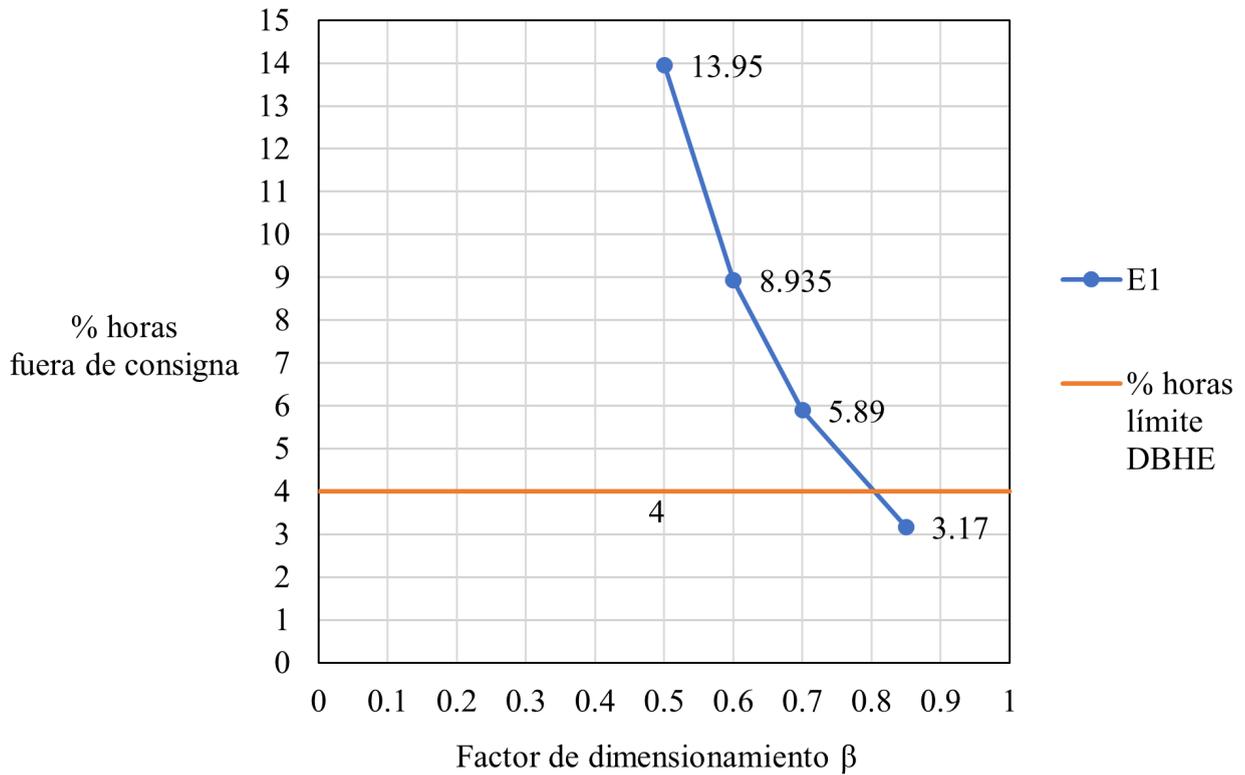


Figura 5.6: Porcentaje de horas fuera de consigna frente a β en el edificio colectivo de tipo manzana con $T_{imp}=55^{\circ}\text{C}$ y clima E1. Fuente: propia

Donde puede apreciarse que se ha elegido un valor del factor de dimensionamiento $\beta = 0,85$ para cumplir con el porcentaje de horas límite de la normativa incluso en el caso más desfavorable para este edificio.

Al igual que hicimos para el anterior edificio, comprobamos que los valores de consumo de energía primaria para la configuración crítica y el β elegido están por debajo de los valores límite y cumplen normativa, lo que significa que también se cumplirá con la normativa para las demás configuraciones; y garantiza que no son parámetros críticos a la hora de elegir β .

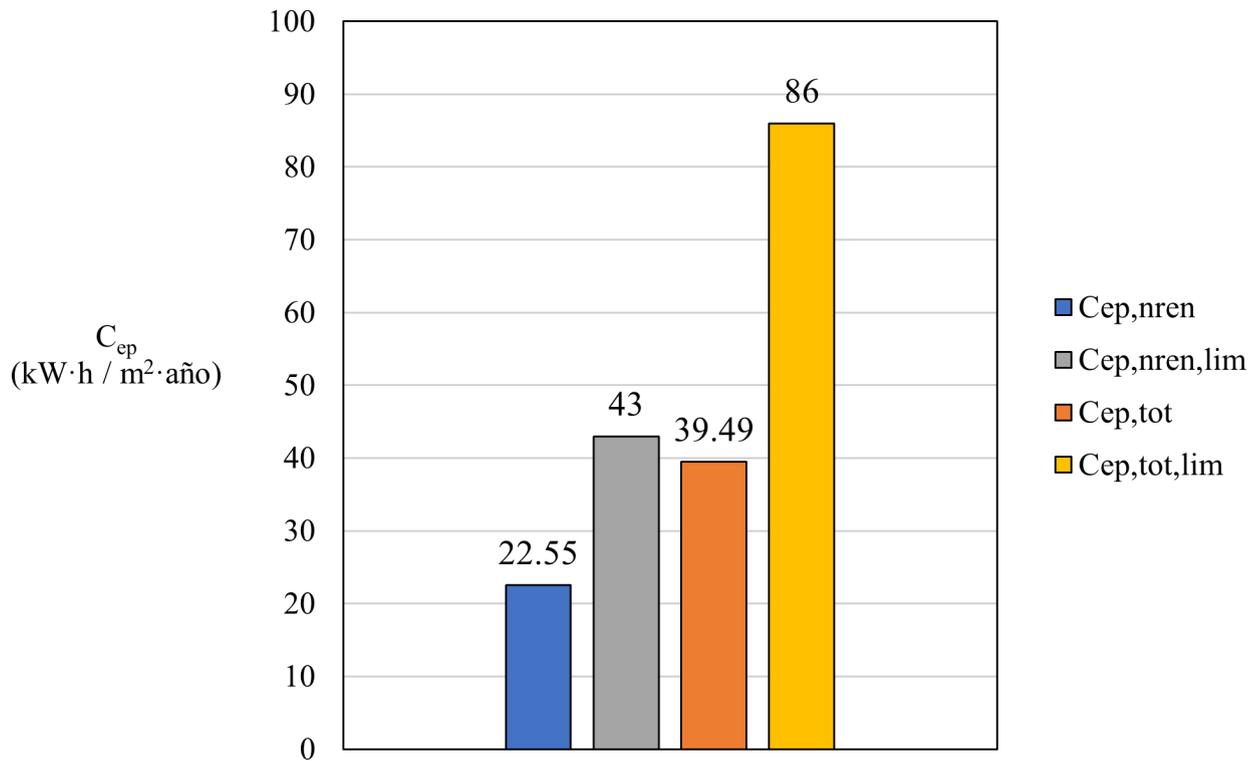


Figura 5.7: Consumo de energía primaria del edificio colectivo de tipo manzana con $T_{imp} = 55^\circ\text{C}$, clima E1 y $\beta = 0,85$. Fuente: propia

5.2.3. Estudio del volumen de agua del colector por kW de potencia nominal instalado

En este apartado se detalla como se realizó el dimensionamiento del volumen del colector, ajustando el volumen de referencia de $45 \text{ l/kW } P_{nom}$ para todas las combinaciones clima-edificio y encontrando en cada caso el menor volumen por kilovatio que reduce el parámetro crítico de %horas fuera de consigna a un valor cercano al mínimo.

5.2.3.1. Estudio del volumen de agua del colector para el edificio colectivo entre medianeras

Se representa para la temperatura de impulsión más desfavorable (55°C) y la β elegida para el edificio entre medianeras, el volumen de agua del colector por kW de potencia nominal instalado frente al %horas fuera de consigna en las configuraciones climáticas consideradas:

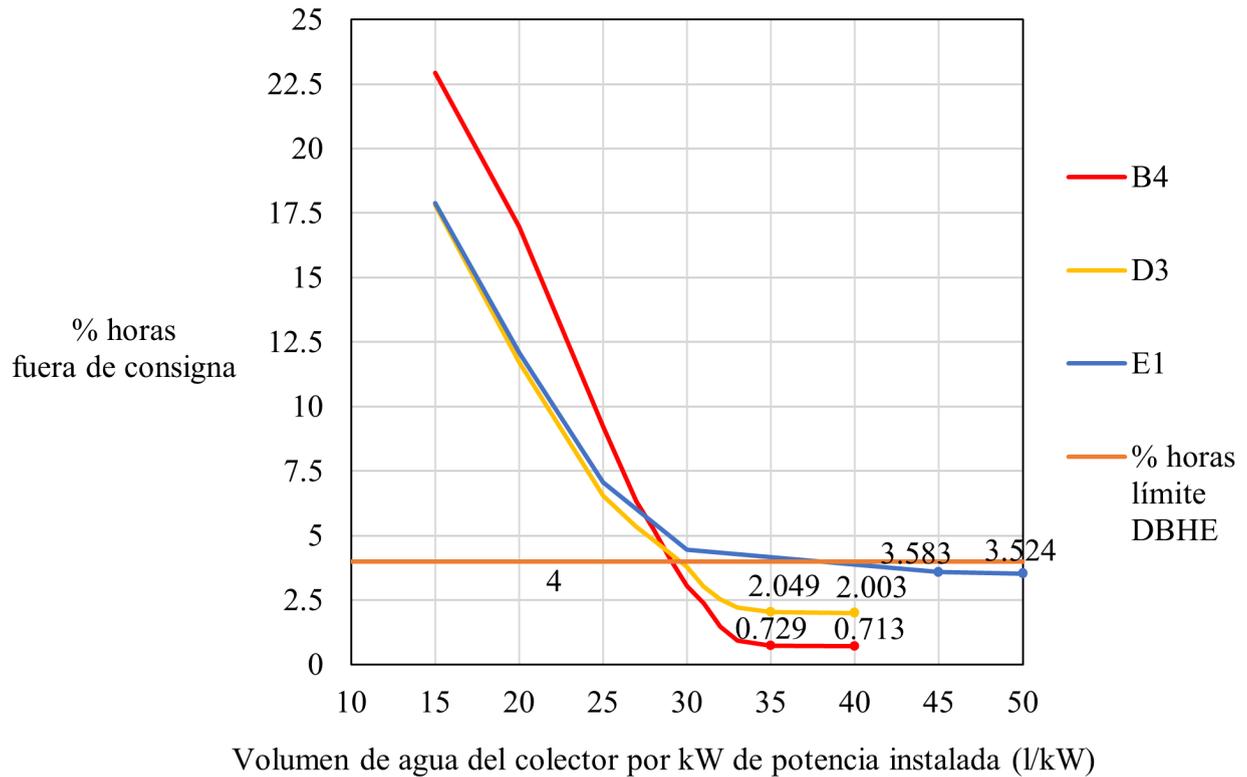


Figura 5.8: Volumen del colector por kW de P_{nom} frente a porcentaje de horas fuera de consigna para el edificio colectivo entre medianeras con $T_{imp} = 55^{\circ}\text{C}$ y $\beta = 0,7$ en las diferentes configuraciones climáticas. Fuente: propia

Vemos que para los climas B4 y D3 la curva se estabiliza a partir de 35 l/kW, por lo que no vale la pena aumentar el volumen del colector más allá de este valor. Por tanto fijaremos un valor de 35 l/kW para los climas B4 y D3.

El clima E1 tiene un 3,583% de horas fuera de consigna con el volumen de referencia de 45 l/kW (valor por debajo del porcentaje límite con el que se eligió β para este edificio) y el valor apenas disminuye unas centésimas si subimos el volumen hasta 50 l/kW. Por ello se tomarán 45 l/kW para dimensionar el colector en esta configuración.

5.2.3.2. Estudio del volumen de agua del colector para el edificio colectivo de tipo manzana

La gráfica se representa de la misma forma que con el edificio anterior, obteniéndose los siguientes resultados:

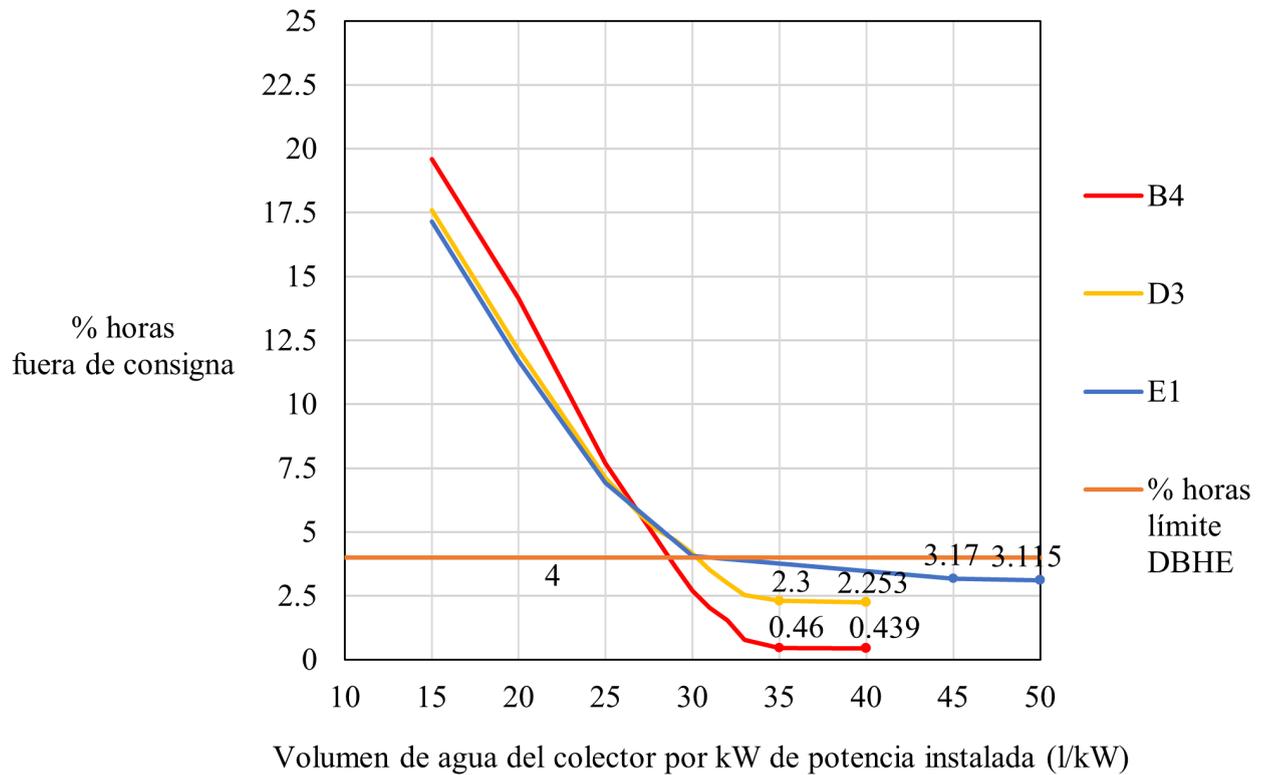


Figura 5.9: Volumen del colector por kW de P_{nom} frente a porcentaje de horas fuera de consigna para el edificio colectivo de tipo manzana con $T_{imp} = 55^{\circ}\text{C}$ y $\beta = 0,85$ en las diferentes configuraciones climáticas. Fuente: propia

Los volúmenes que se obtienen son los mismos que los obtenidos para el edificio anterior, siendo 35 l/kW el volumen a partir del cual queda minimizado el %horas fuera de consigna para los climas B4 y D3, y 45 l/kW el volumen para el clima E1.

5.3. Resumen de la caracterización de cada edificio

A modo de referencia para el análisis de resultados se recogen en la siguiente tabla los valores de los parámetros característicos de la instalación para cada edificio colectivo:

Tabla 5.1: Valores de los parámetros característicos y de dimensionado de los equipos para cada edificio colectivo

Tipo de edificio	Colectivo entre medianeras sur	Colectivo manzana
Climas	B4, D3, E1	
$T_{imp(CAL+ACS)}$	$\{35, 45, 55\}^{\circ}\text{C}$	
$T_{imp(ACS)}$	$[35, 60]^{\circ}\text{C}$	
$f_{cp_{min}}(T_{imp(CAL+ACS)})$	$\{0, 1 (35^{\circ}\text{C}), 0, 15 (45^{\circ}\text{C}), 0, 2 (55^{\circ}\text{C})\}$	
<i>Cercanía</i>	1°C	
$U_{col} \cdot A_{col}$	$0,1 \text{ W/K}$	
T_{sot}	15°C	
ε_{int}	$0,95$	
β	$0,7$	$0,85$
$l/\text{kW } P_{nom}$	$35 \text{ l/kW(B4)}, 35 \text{ l/kW(D3)}, 45 \text{ l/kW(E1)}$	

Aunque hasta ahora hemos considerado que la temperatura de impulsión no varía al cambiar de modo de funcionamiento para facilitar el dimensionado de los equipos, la variación de este parámetro en el modo *ACS* si se evaluará en el análisis de resultados, con el objetivo de aumentar dicha temperatura de impulsión hasta un valor superior al de calefacción para reducir la carga de trabajo de la caldera de condensación y aumentar la renovabilidad in situ en la producción de ACS.

El parámetro característico $f_{cp_{min}}$ se seguirá eligiendo según el valor de la temperatura de impulsión de calefacción para evitar grandes aumentos en el %horas fuera de consigna (ver apartado 7.2 del Anexo 2).

Capítulo 6

Análisis de resultados

6.1. Estudio de la renovabilidad in situ en la producción de ACS

En este apartado se analizan los resultados obtenidos del porcentaje de renovabilidad in situ en la producción de ACS ($\%Ren_{ACS}$) en vistas de evaluar la capacidad de nuestro sistema híbrido centralizado para cumplir con el 60% mínimo exigido de renovabilidad in situ para producir ACS en edificios con un consumo inferior a 5000 l/día (CTE-DBHE-HE4).

Teniendo en cuenta los valores de la tabla 5.1, consideraremos dos casos de estudio: un caso en que la temperatura de impulsión se mantiene constante todo el año e igual a la temperatura de operación del emisor de calefacción elegido ($T_{imp(ACS)} = T_{imp(CAL+ACS)} = \{35, 45, 55\}^{\circ}\text{C}$); y otro caso en que la temperatura de impulsión en modo *ACS* puede aumentarse hasta la temperatura de preparación de ACS ($T_{imp(CAL+ACS)} = \{35, 45, 55\}^{\circ}\text{C}$ y $T_{imp(ACS)} = [35, 60]^{\circ}\text{C}$).

6.1.1. Meses de calefacción considerados

Se han considerado como meses de verano o meses en los que el sistema funciona en modo *ACS* aquellos en los que la demanda de calefacción sea nula.

En las siguientes gráficas se desglosa la demanda de calefacción en $\frac{\text{kW}\cdot\text{h}}{\text{mes}}$ para cada edificio y cada clima considerados:

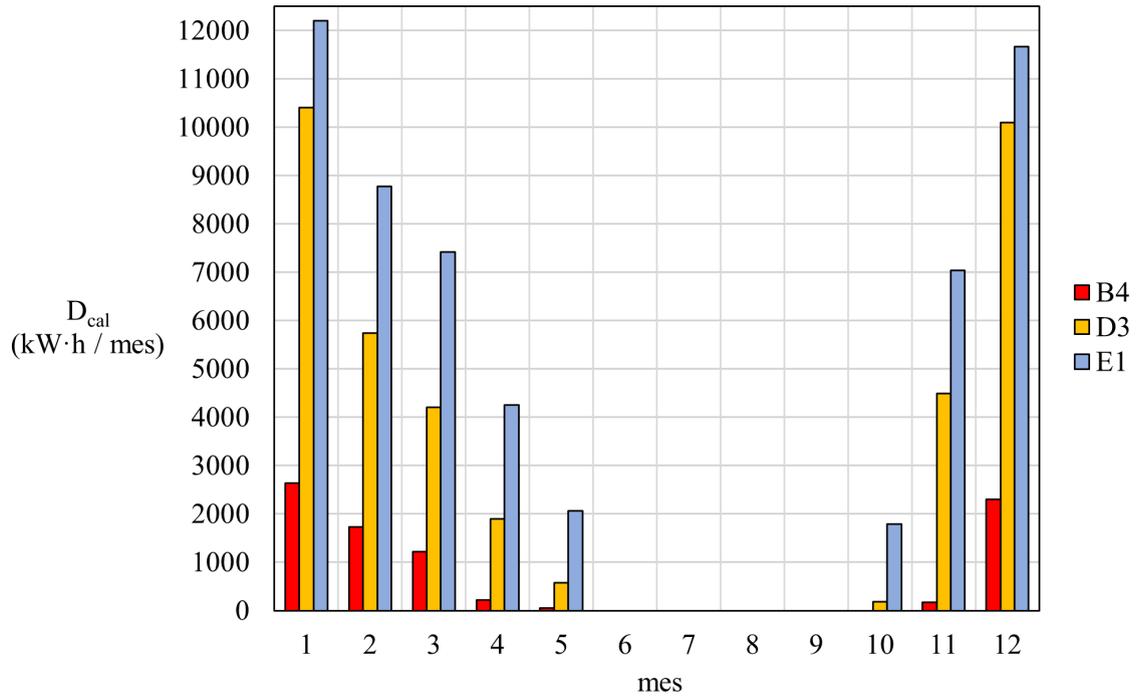


Figura 6.1: Demanda de calefacción por mes del edificio colectivo entre medianeras orientado al sur para las distintas configuraciones climáticas. Fuente: propia

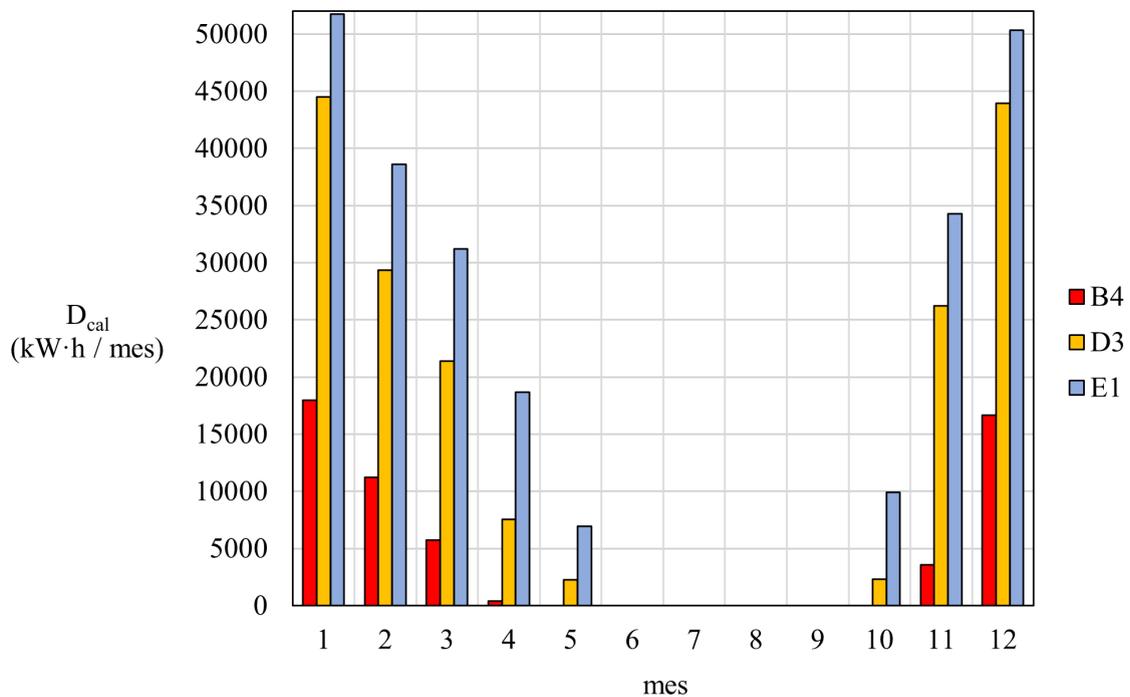


Figura 6.2: Demanda de calefacción por mes del edificio colectivo de tipo manzana para las distintas configuraciones climáticas. Fuente: propia

Para el edificio colectivo entre medianeras y climas D3 o E1 los meses para los que el

sistema funcionará en modo *ACS* serán junio, julio, agosto y septiembre. Para el clima B4 se añade el mes de octubre a los anteriores, por ser el clima más cálido.

Para el edificio colectivo de tipo manzana y climas D3 o E1 los meses para los que el sistema funcionará en modo *ACS* serán junio, julio, agosto y septiembre. Para el clima B4 se añaden mayo y octubre.

6.1.2. Renovabilidad manteniendo la temperatura de impulsión de calefacción constante todo el año

6.1.2.1. Porcentaje de energía primaria utilizada por cada generador según vector y uso

En los siguientes gráficos de resultados se desglosa el porcentaje de energía primaria total consumida por cada generador, vector energético y uso sobre el total consumido por el sistema para satisfacer las demandas de calefacción y ACS a lo largo de un año.

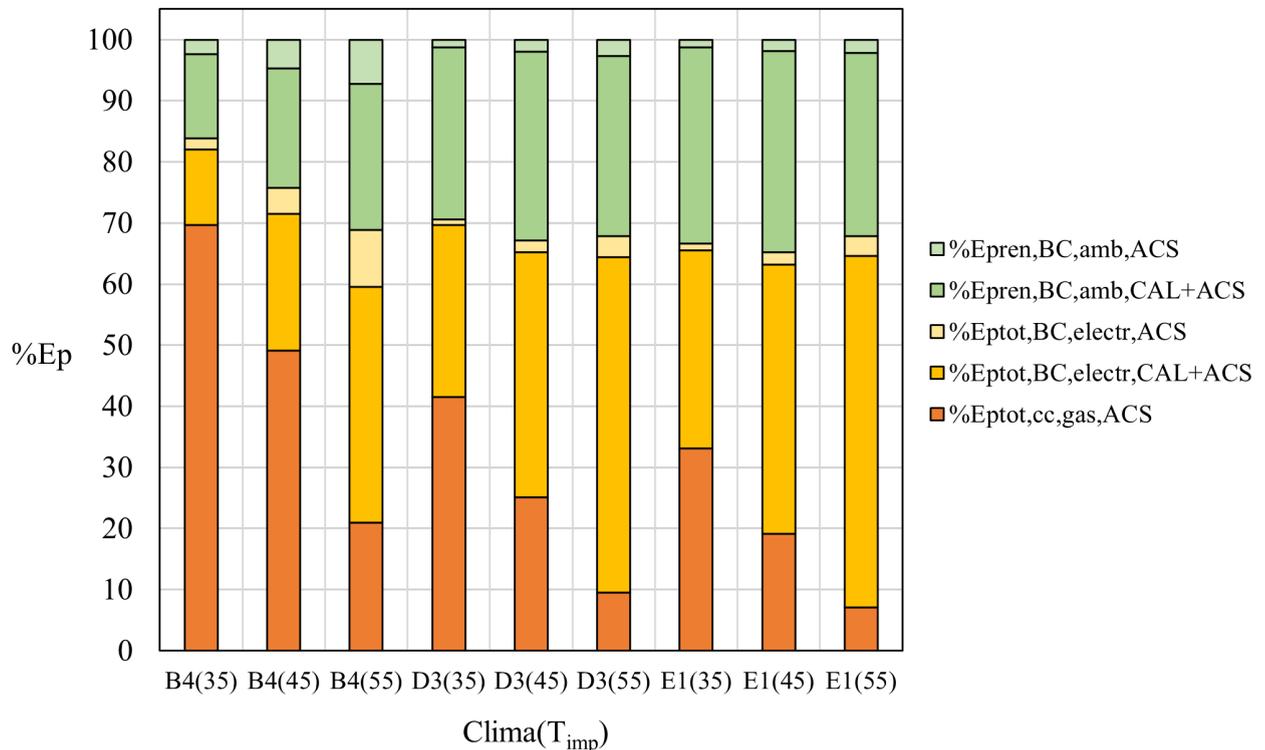


Figura 6.3: Desglose de la energía primaria utilizada en el edificio colectivo entre medianeras para cada configuración clima- T_{imp} . Fuente: propia

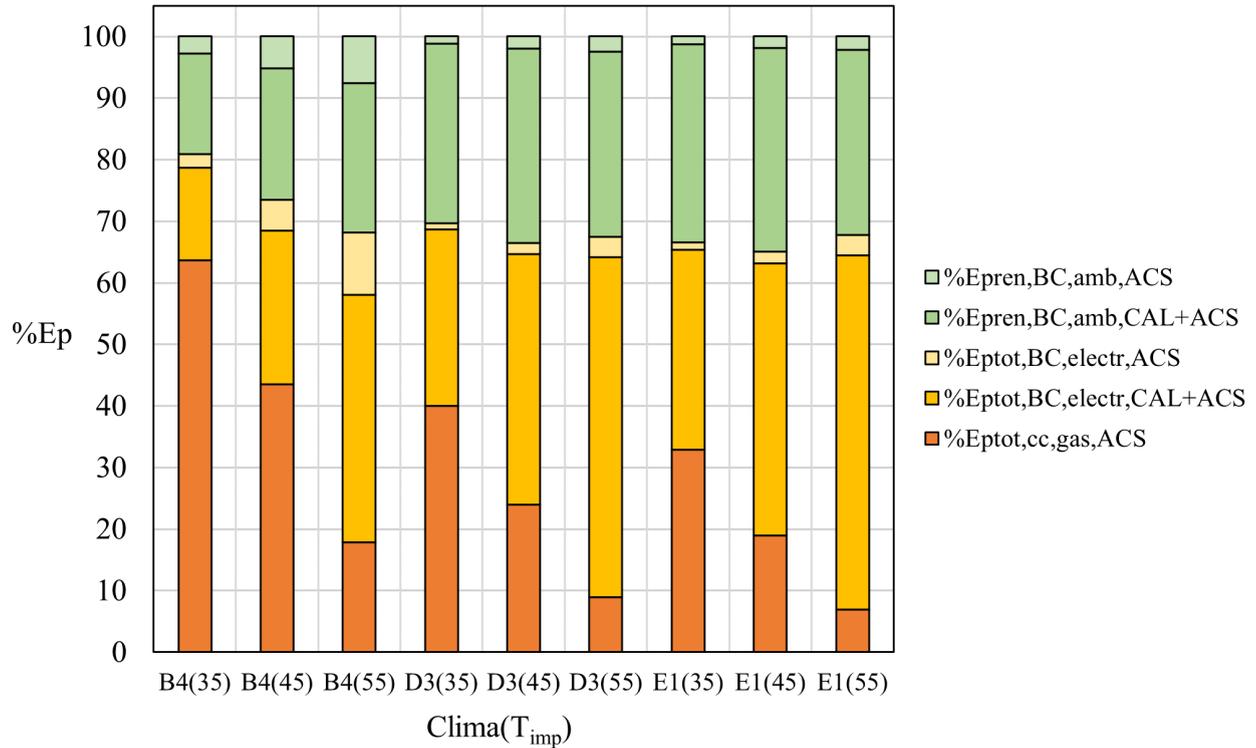


Figura 6.4: Desglose de la energía primaria utilizada en el edificio colectivo de tipo manzana para cada configuración clima- T_{imp} . Fuente: propia

Donde puede verse que el consumo de energía primaria de la caldera ($\%E_{ptot,cc,gas,ACS}$) disminuye a costa del aumento del consumo de la electricidad de la bomba de calor aire-agua ($\%E_{ptot,BC,electr,ACS}$ y $\%E_{ptot,BC,electr,CAL+ACS}$) a medida que aumentamos la temperatura de impulsión. Esto es debido a que el salto de temperaturas que tendrá que vencer la caldera para calentar el agua caliente sanitaria hasta 60°C será menor y por tanto trabajará a menos potencia.

Otra interesante apreciación es que en el clima B4 los porcentajes de la energía primaria que son renovables in situ ($\%E_{pre,BC,amb,CAL+ACS}$ y $\%E_{pre,BC,amb,ACS}$) aumentan en gran medida al aumentar la temperatura de impulsión, cosa que no sucede en los climas D3 y E1, donde la diferencia es pequeña. Esto se debe a que en el clima B4 la demanda de calefacción es muy pequeña y por ello los factores de carga parcial de la bomba de calor en el modo $CAL + ACS$ serán más bajos que en el resto de climas, disminuyendo P_{real} y por tanto la energía final consumida por la bomba de calor aire-agua, lo que disminuye la cantidad de energía primaria obtenida del medio ambiente y por tanto la renovabilidad.

Debido a esto, la influencia del ACS es mayor para el clima B4, lo que hace que subir la temperatura de impulsión para aumentar el salto de temperaturas en el intercambiador de ACS (aumentando así \dot{Q}_{ACS}) suba en mayor medida que en el resto de climas la potencia térmica total aportada por la bomba de calor, aumentando así la influencia de este generador y por tanto la renovabilidad.

6.1.2.2. Rendimiento medio estacional de cada generador según su uso

Se representan en las siguientes gráficas los rendimientos medios estacionales de los generadores utilizados según su uso y para las distintas combinaciones de clima y temperatura de impulsión constante:

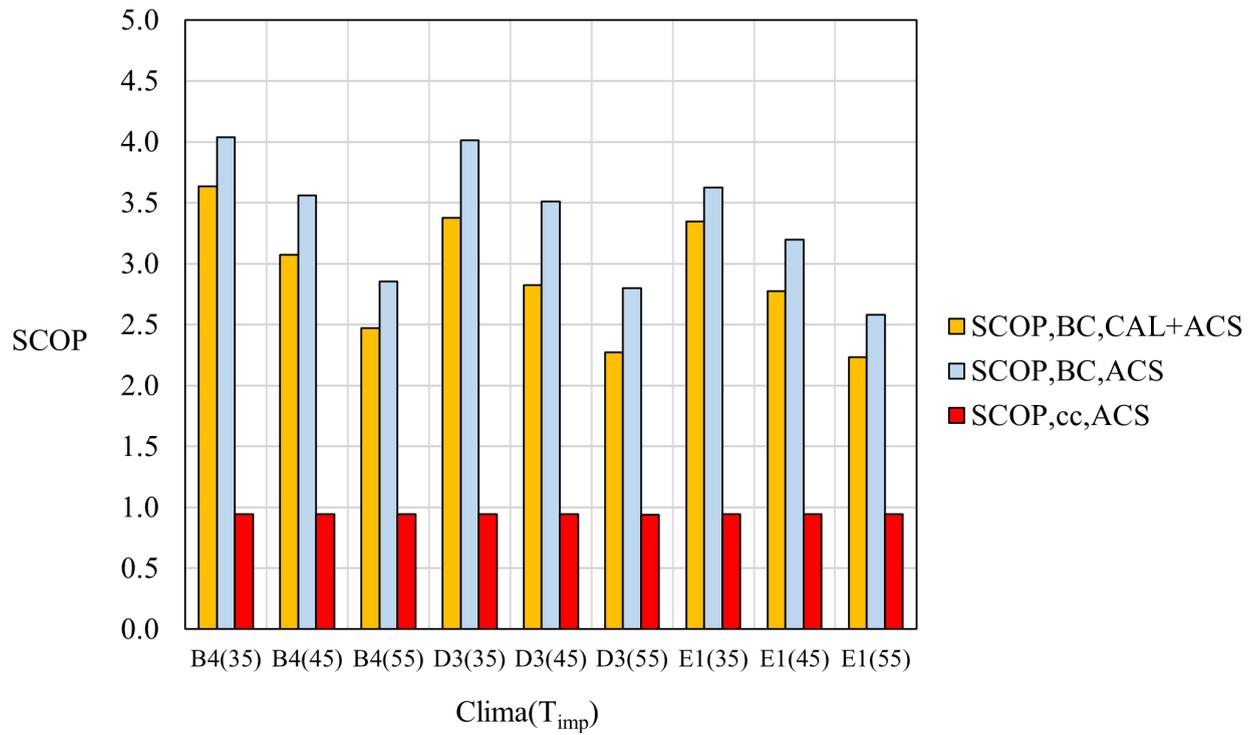


Figura 6.5: Rendimientos medios estacionales de los generadores utilizados según su uso para cada configuración clima- T_{imp} del edificio colectivo entre medianeras. Fuente: propia

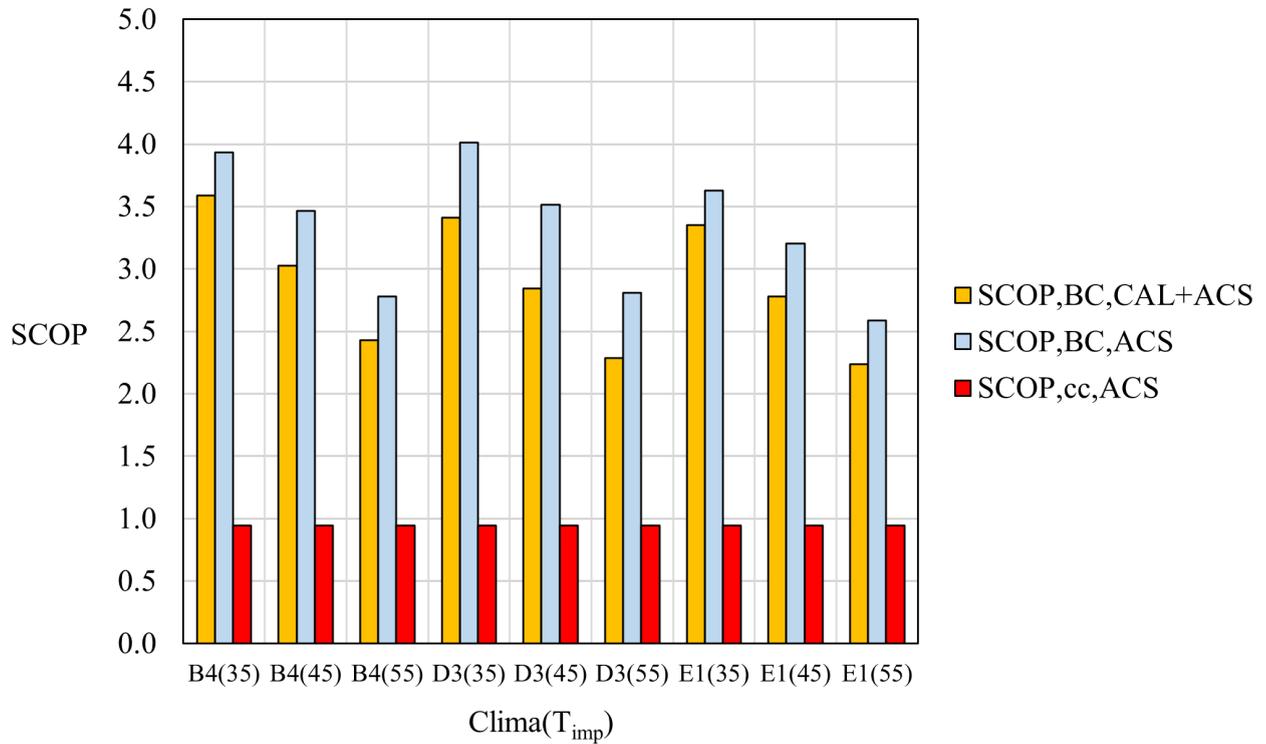


Figura 6.6: Rendimientos medios estacionales de los generadores utilizados según su uso para cada configuración clima- T_{imp} del edificio colectivo de tipo manzana. Fuente: propia

Donde se aprecia claramente que los rendimientos medios estacionales cuando la bomba de calor está funcionando en modo *ACS* son mayores que cuando funciona en modo *CAL+ACS*. Esto es debido que las temperaturas de aire seco exterior son mayores en los meses de verano, lo que da lugar a mejores rendimientos.

6.1.2.3. Porcentaje de renovabilidad in situ en la producción de ACS

En los siguientes gráficos de resultados se representa el porcentaje de renovabilidad in situ en la producción de ACS de las diferentes combinaciones clima- T_{imp} constante para ambos edificios considerados:

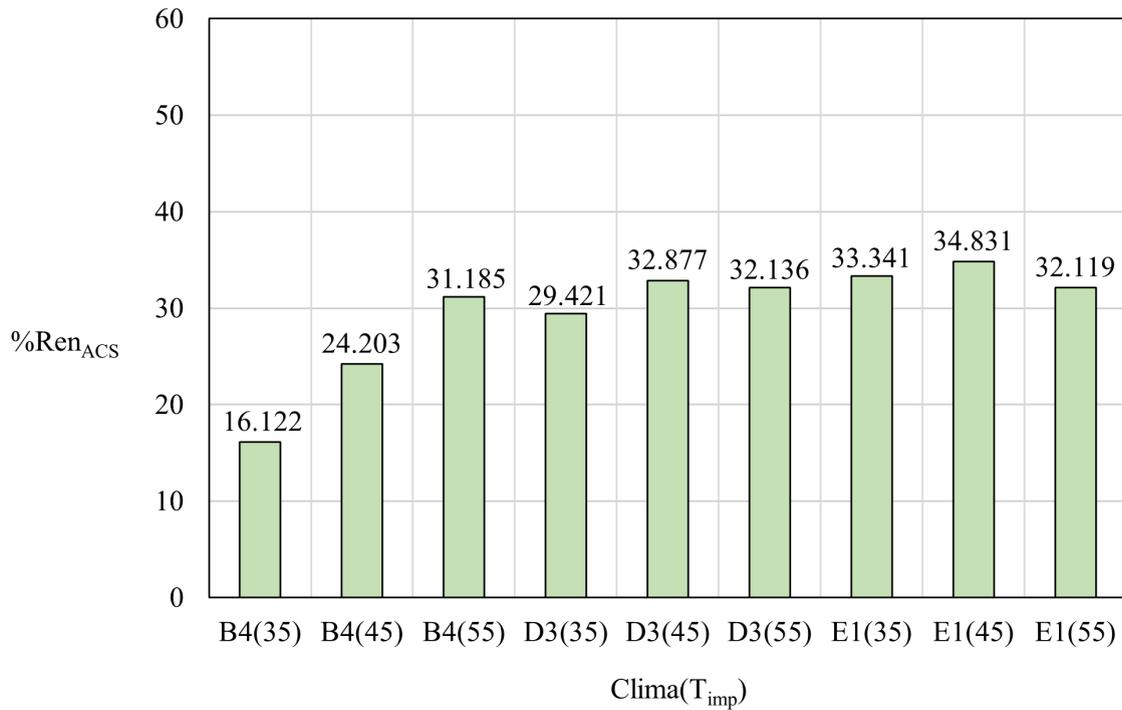


Figura 6.7: Porcentaje de renovabilidad in situ en la producción de ACS del edificio colectivo entre medianeras para cada configuración clima- T_{imp} . Fuente: propia

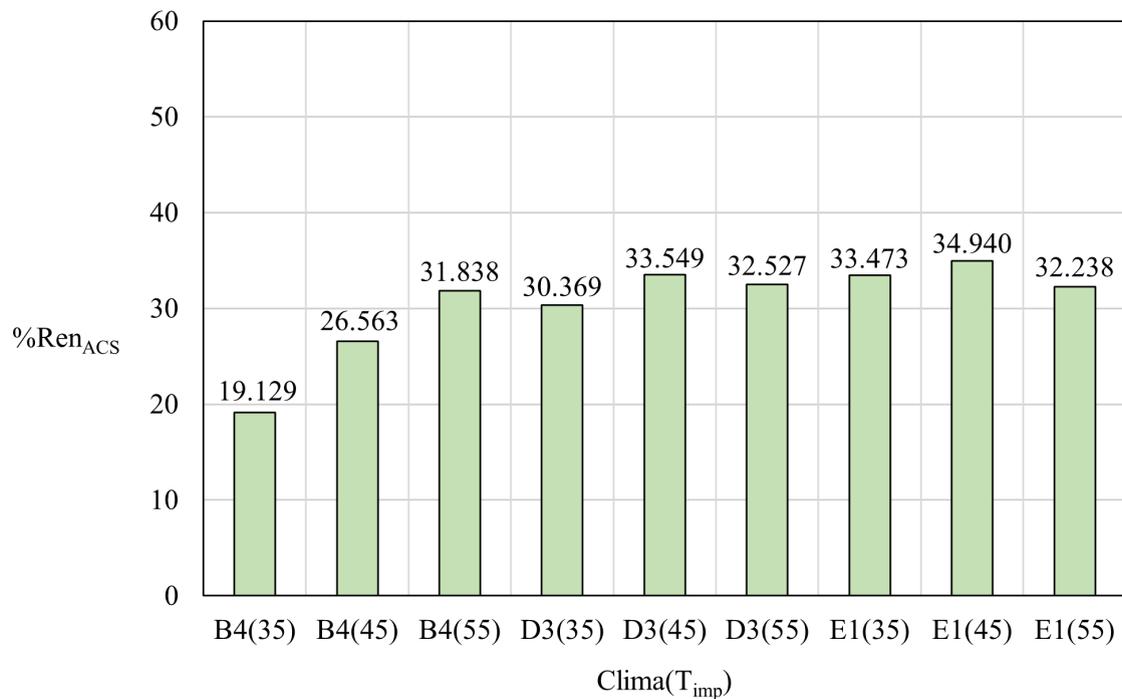


Figura 6.8: Porcentaje de renovabilidad in situ en la producción de ACS del edificio colectivo de tipo manzana para cada configuración clima- T_{imp} . Fuente: propia

Donde puede verse que para los climas D3 y E1 se obtiene la mejor renovabilidad en ambos edificios con una temperatura de impulsión constante de 45°C, por lo que la mejor

opción sería instalar fan coils. Esto es debido a que con 35°C la caldera de condensación tiene un mayor aporte (como mencionamos en el apartado 6.1.2.1) y con 55°C los $SCOP_{BC}$ son demasiado bajos para estos climas (como puede verse en las figuras 6.5 y 6.6) debido a que las temperaturas de aire seco exterior son más bajas.

En el clima B4 el mayor valor de $\%Ren_{ACS}$ se obtiene con 55°C , por lo que lo ideal para este clima sería instalar radiadores de agua. Esto se debe a la influencia del ACS comentada en el apartado 6.1.2.1.

La conclusión final es que, para una temperatura de impulsión constante todo el año, nuestro sistema híbrido de calefacción y ACS no es capaz de cumplir con el 60% mínimo de renovabilidad in situ en la producción de ACS exigido por el HE4 en ninguna de las configuraciones de ninguno de los dos edificios.

Por consiguiente, es necesario instalar generadores renovables de apoyo para que un sistema híbrido de aerotermia con caldera de condensación pueda cumplir la normativa de renovabilidad.

Las soluciones alternativas que se proponen para poder llegar al 60-70% exigido con un sistema híbrido de aerotermia para calefacción y ACS son las siguientes:

- Desacoplar del colector la bitubería de agua procedente del intercambiador de ACS, acoplándola en su lugar a una bomba de calor aire-agua adicional dedicada únicamente a la producción de ACS que aumente la renovabilidad in situ
- Acoplar al circuito de agua de la instalación híbrida uno o varios paneles solares térmicos para aumentar el consumo de energía primaria renovable in situ de la instalación
- Acoplar a la red eléctrica conectada a la bomba de calor del sistema híbrido uno o varios paneles solares fotovoltaicos para producir energía eléctrica renovable in situ para alimentar la bomba de calor aire-agua, lo que disminuirá el consumo de electricidad de red, aumentando la renovabilidad in situ

6.1.3. Renovabilidad variando la temperatura de impulsión del modo ACS

6.1.3.1. Estudio de la mejor configuración de temperatura de impulsión en modo ACS

Se representan en este apartado los resultados obtenidos de renovabilidad in situ en la producción de ACS al subir $T_{imp(ACS)}$ desde cada una de las distintas temperaturas de impulsión de calefacción hasta la temperatura de preparación de ACS de 60°C . Los resultados se han graficado cada 5°C .

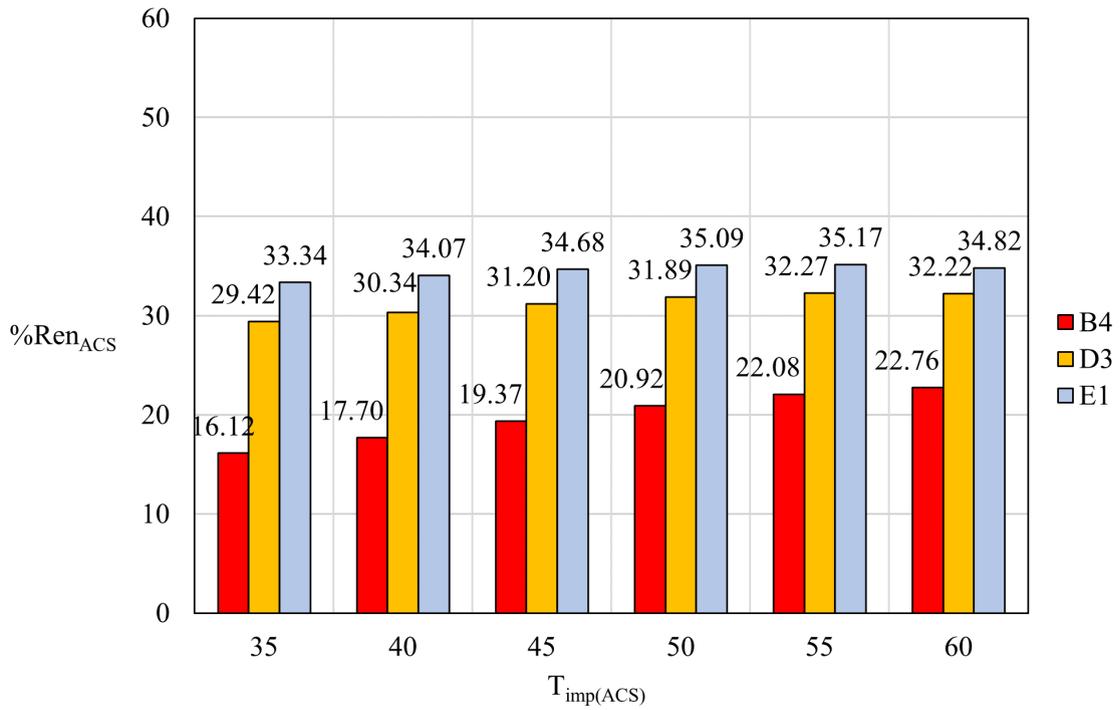


Figura 6.9: Renovabilidad in situ del edificio colectivo entre medianeras con $T_{imp(CAL+ACS)} = 35^{\circ}\text{C}$ y $T_{imp(ACS)}$ de 35 a 60°C. Fuente: propia

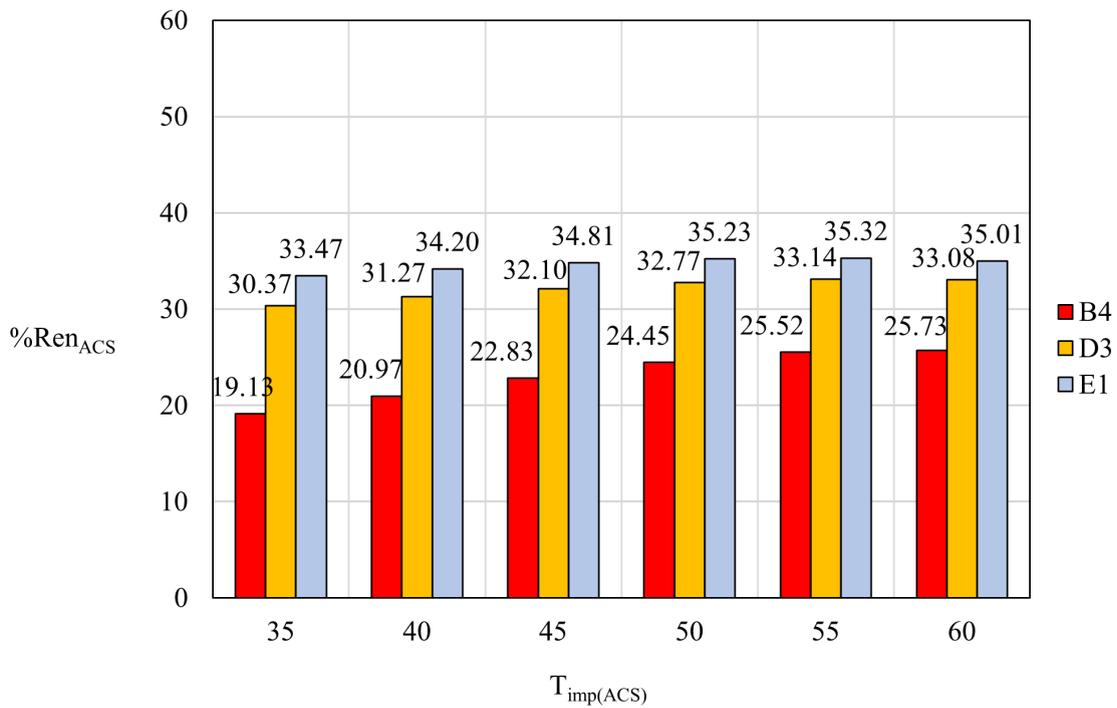


Figura 6.10: Renovabilidad in situ del edificio colectivo de tipo manzana con $T_{imp(CAL+ACS)} = 35^{\circ}\text{C}$ y $T_{imp(ACS)}$ de 35 a 60°C. Fuente: propia

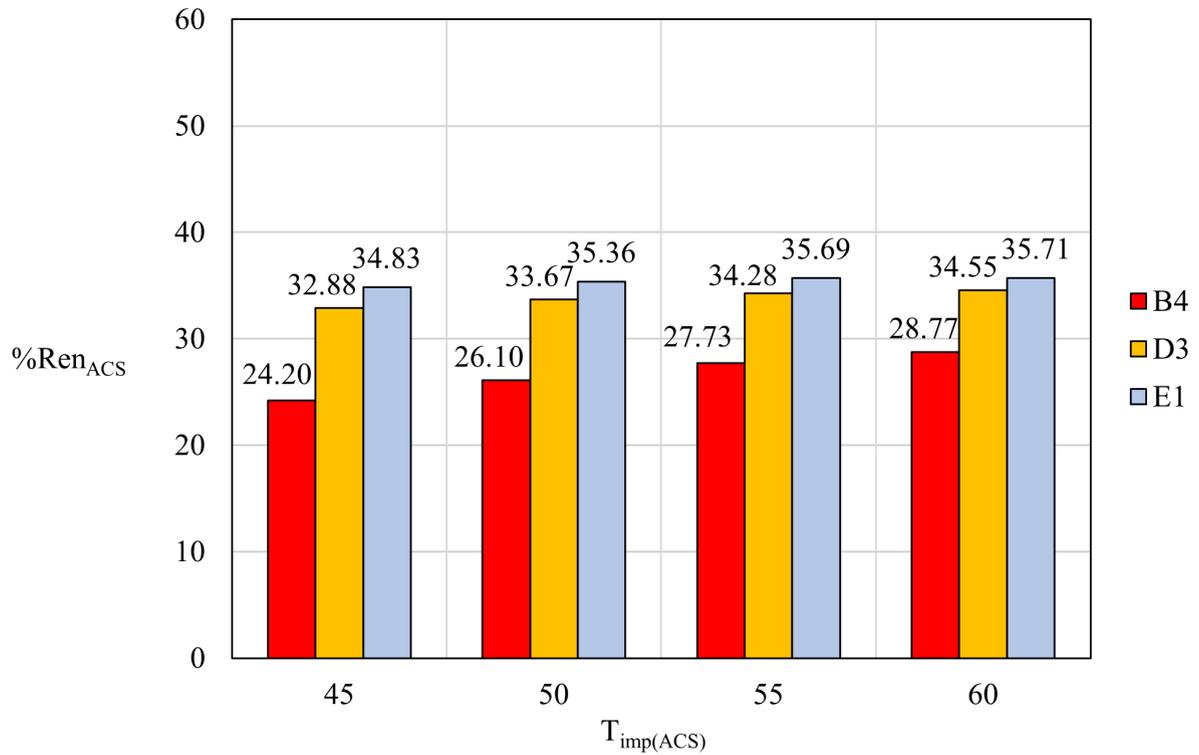


Figura 6.11: Renovabilidad in situ del edificio colectivo entre medianeras con $T_{imp(CAL+ACS)} = 45^{\circ}\text{C}$ y $T_{imp(ACS)}$ de 45 a 60°C . Fuente: propia

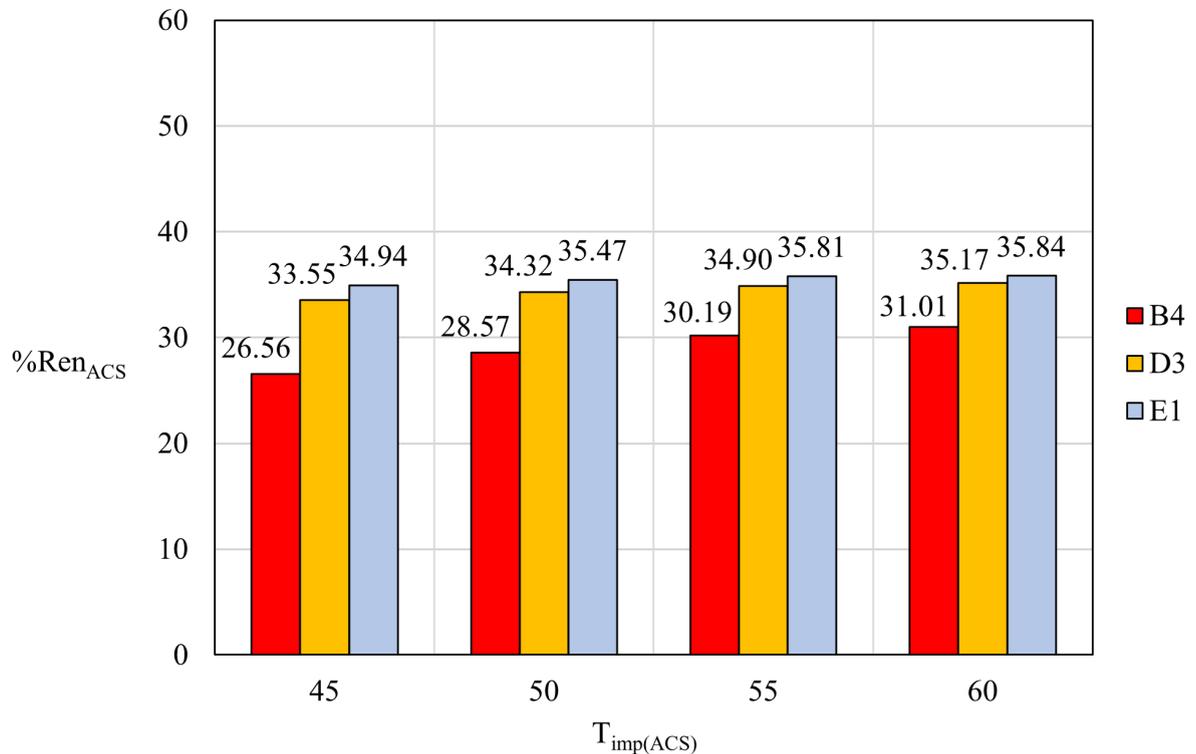


Figura 6.12: Renovabilidad in situ del edificio colectivo de tipo manzana con $T_{imp(CAL+ACS)} = 45^{\circ}\text{C}$ y $T_{imp(ACS)}$ de 45 a 60°C . Fuente: propia

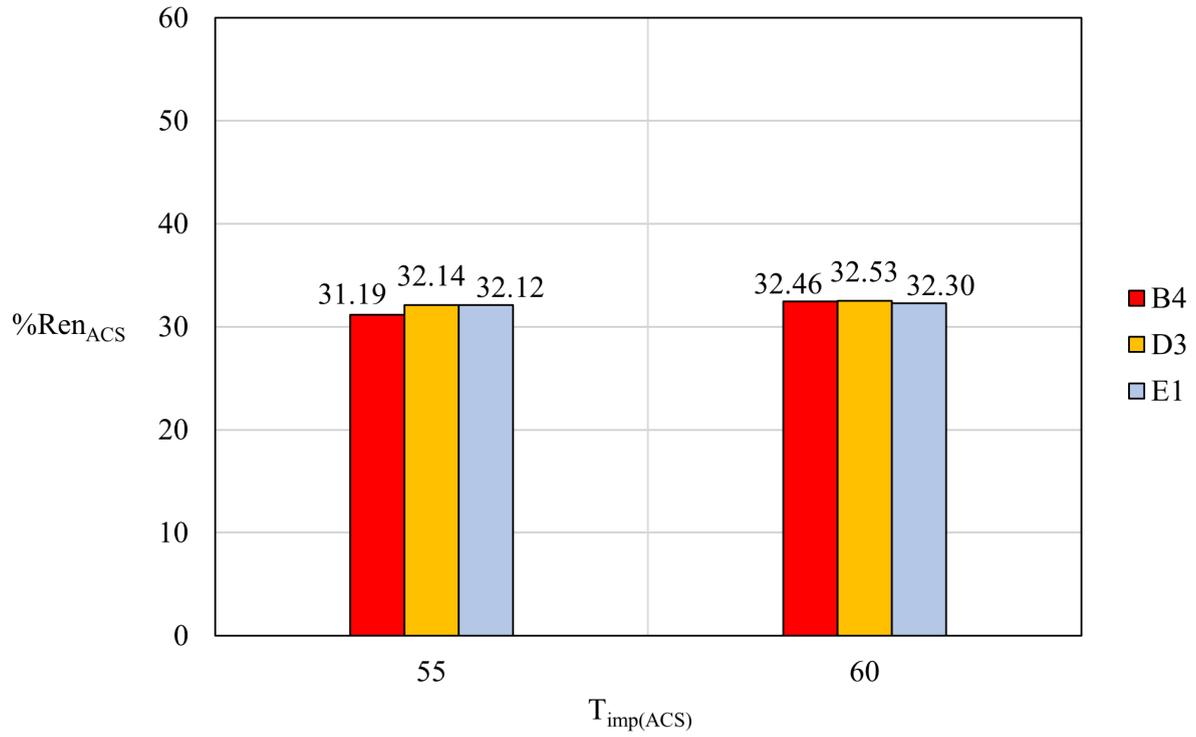


Figura 6.13: Renovabilidad in situ del edificio colectivo entre medianeras con $T_{imp(CAL+ACS)} = 55^{\circ}\text{C}$ y $T_{imp(ACS)}$ de 55 a 60°C . Fuente: propia

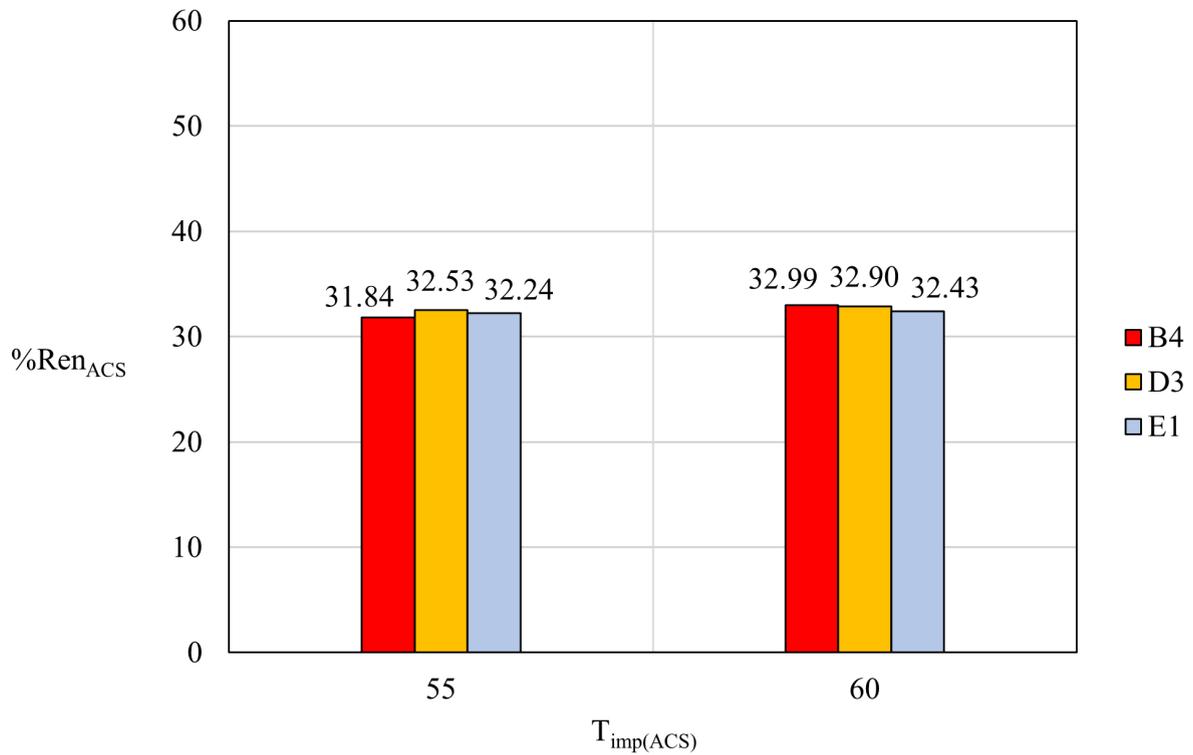


Figura 6.14: Renovabilidad in situ del edificio colectivo de tipo manzana con $T_{imp(CAL+ACS)} = 55^{\circ}\text{C}$ y $T_{imp(ACS)}$ de 55 a 60°C . Fuente: propia

Donde puede verse que los mejores resultados de renovabilidad se obtienen subiendo la temperatura de impulsión para el modo *ACS* hasta 60°C, aunque es una subida poco notable, sobre todo en los climas más fríos (D3 y E1) y en las temperaturas de impulsión de calefacción más altas (45 y 55°C).

Además, los resultados siguen bastante lejos de poder cumplir con la normativa de renovabilidad de ACS.

6.1.3.2. Comparativa de porcentajes de energía primaria utilizados

Se representan en este apartado unos gráficos comparativos de las fracciones de energía primaria utilizadas por cada generador según vector energético y uso cuando, para una temperatura $T_{imp(CAL+ACS)} = 35^\circ\text{C}$, no se varía la temperatura de impulsión para el modo *ACS* frente a cuando se sube ésta hasta los 60°C. El objetivo es comparar los dos casos más extremos de $T_{imp(ACS)}$ para ver en qué influye subir dicha temperatura para lograr mejores resultados de renovabilidad.

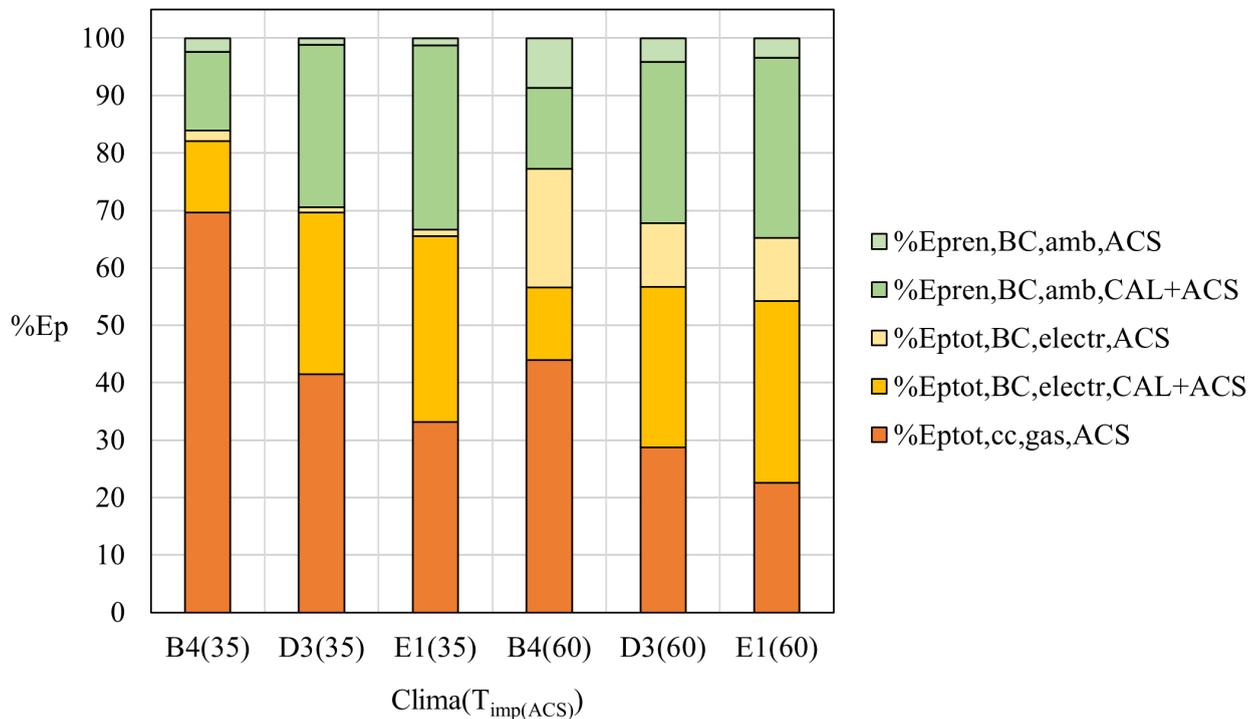


Figura 6.15: Porcentajes de energía primaria utilizados por generador según vector energético y uso en el edificio colectivo entre medianeras con $T_{imp(CAL+ACS)} = 35^\circ\text{C}$ y $T_{imp(ACS)}$ a 35 y 60°C. Fuente: propia

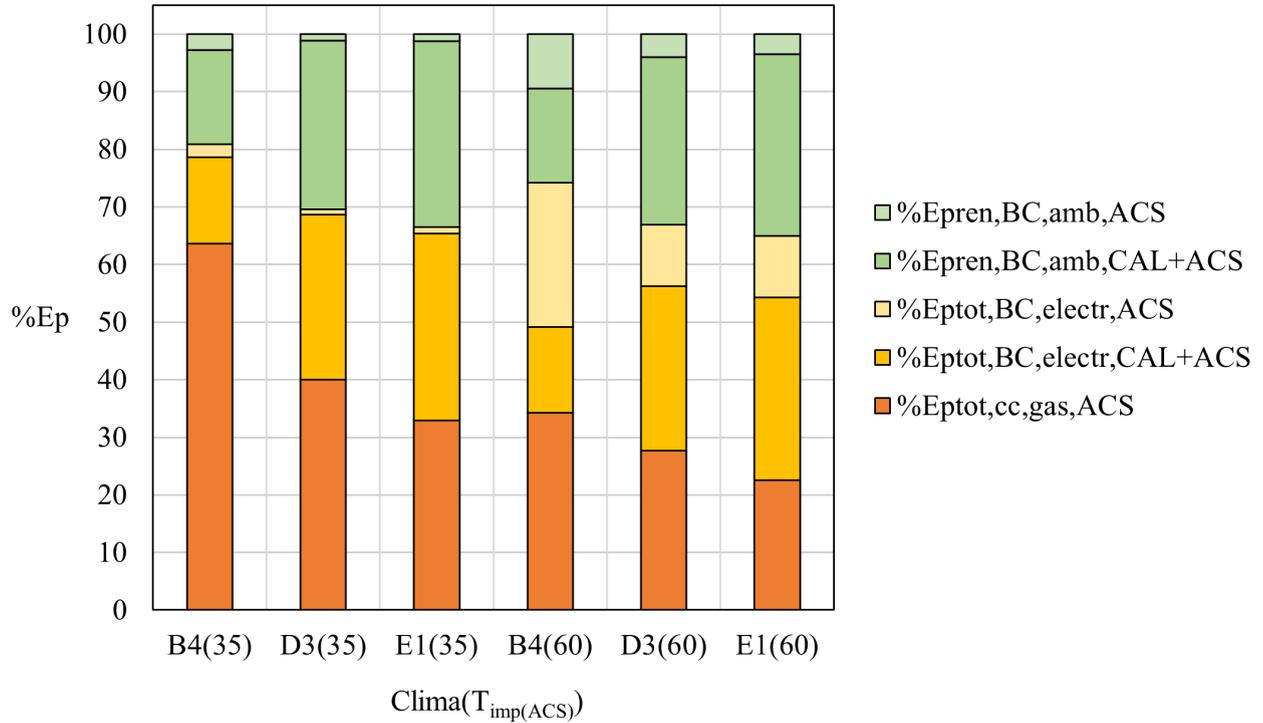


Figura 6.16: Porcentajes de energía primaria utilizados por generador según vector energético y uso en el edificio colectivo de tipo manzana con $T_{imp(CAL+ACS)} = 35^{\circ}\text{C}$ y $T_{imp(ACS)}$ a 35 y 60°C . Fuente: propia

Se puede apreciar que lo que sucede al subir la temperatura de impulsión de ACS es que la carga de trabajo de la caldera disminuye (lo que reduce su fracción de energía primaria total) y la carga de trabajo de la bomba de calor en modo ACS aumenta, tanto la fracción que consume la electricidad de red como la que se genera con el medio exterior. Este aumento de $\%E_{pre,BC,amb,ACS}$ es lo que sube la renovabilidad in situ global del sistema.

6.2. Estudio del consumo de energía primaria necesario para satisfacer los servicios de calefacción y ACS

6.2.1. Resultados de consumo de energía primaria no renovable y total manteniendo la temperatura de impulsión de calefacción constante todo el año

En las siguientes gráficas se representan los resultados obtenidos de consumo de energía primaria no renovable y total para los edificios considerados junto con los valores límite para estos parámetros, marcados por el HE0 ($C_{ep,nren,lim}$ y $C_{ep,tot,lim}$), cuando se mantiene la temperatura de impulsión de calefacción constante todo el año (35 , 45 y 55°C):

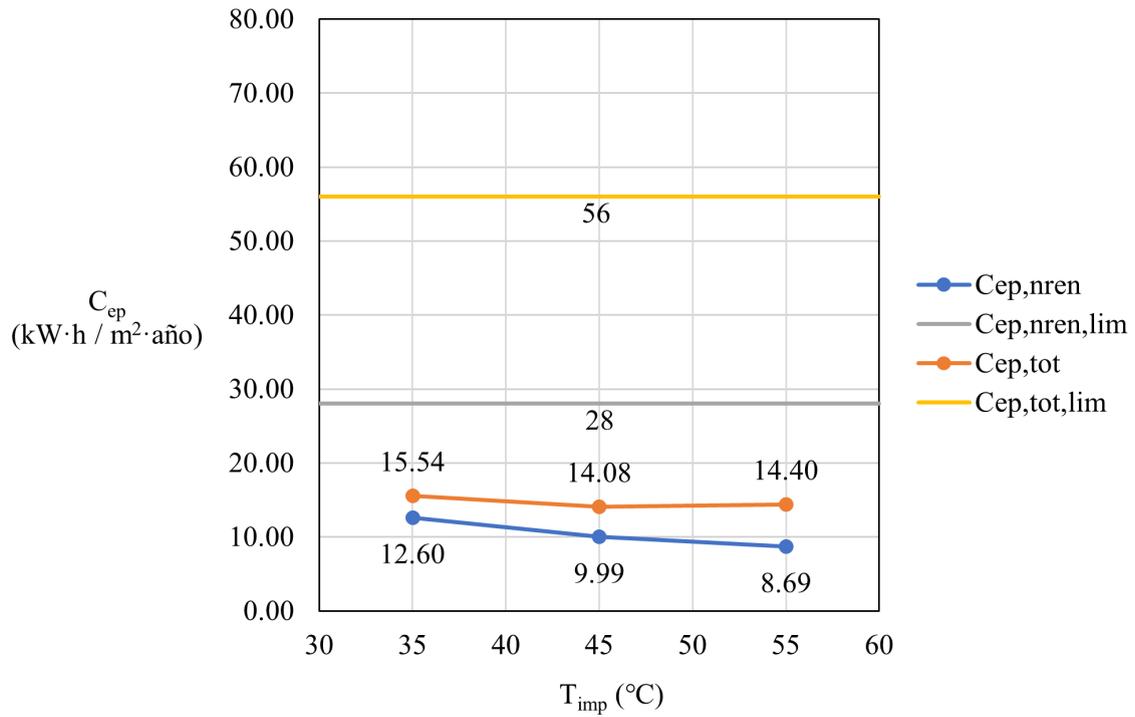


Figura 6.17: Consumo de energía primaria no renovable y total del edificio colectivo entre medianeras con T_{imp} constante y clima B4. Fuente: propia

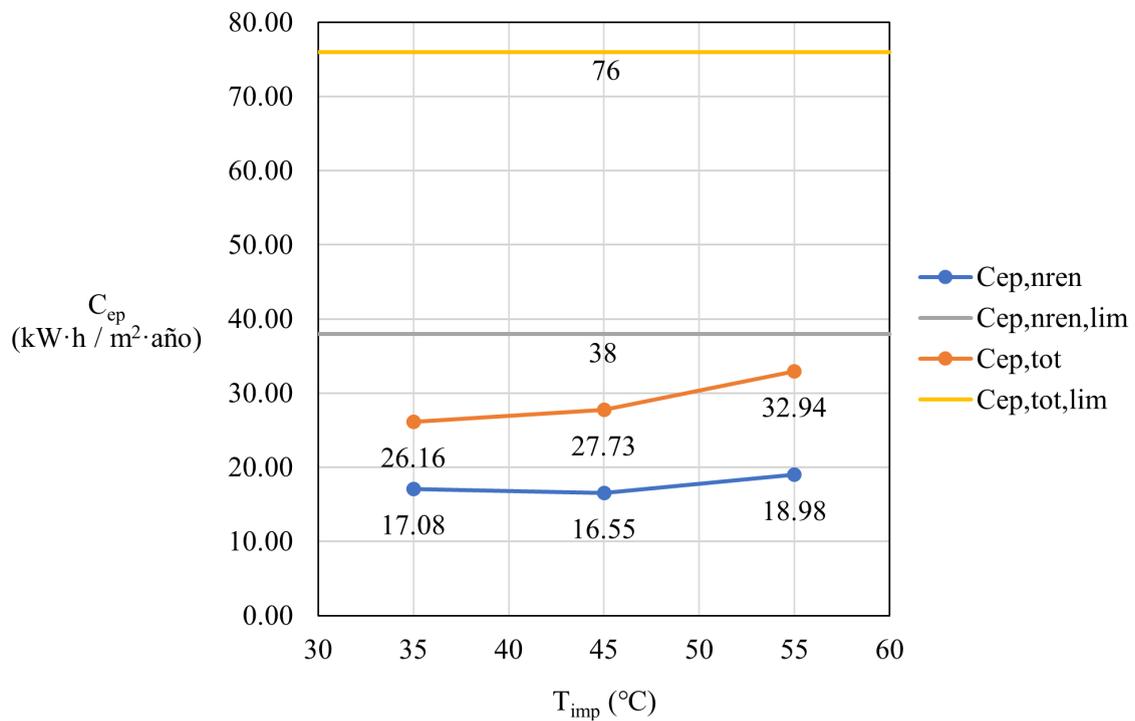


Figura 6.18: Consumo de energía primaria no renovable y total del edificio colectivo entre medianeras con T_{imp} constante y clima D3. Fuente: propia

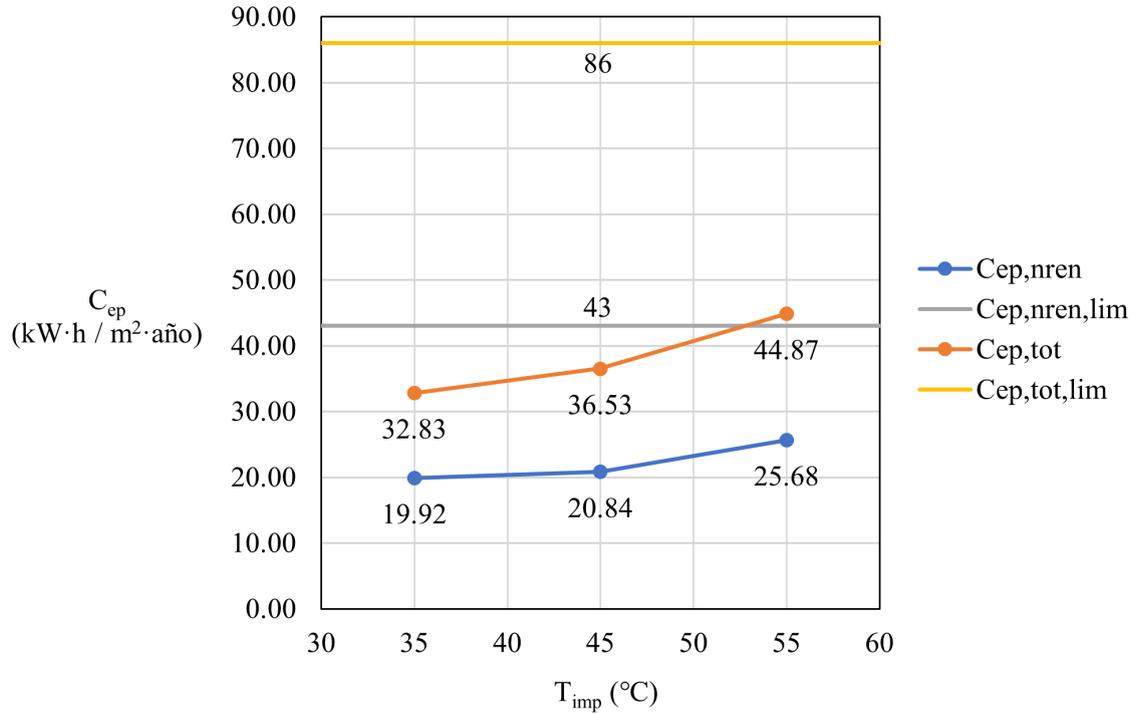


Figura 6.19: Consumo de energía primaria no renovable y total del edificio colectivo entre medianeras con T_{imp} constante y clima E1. Fuente: propia

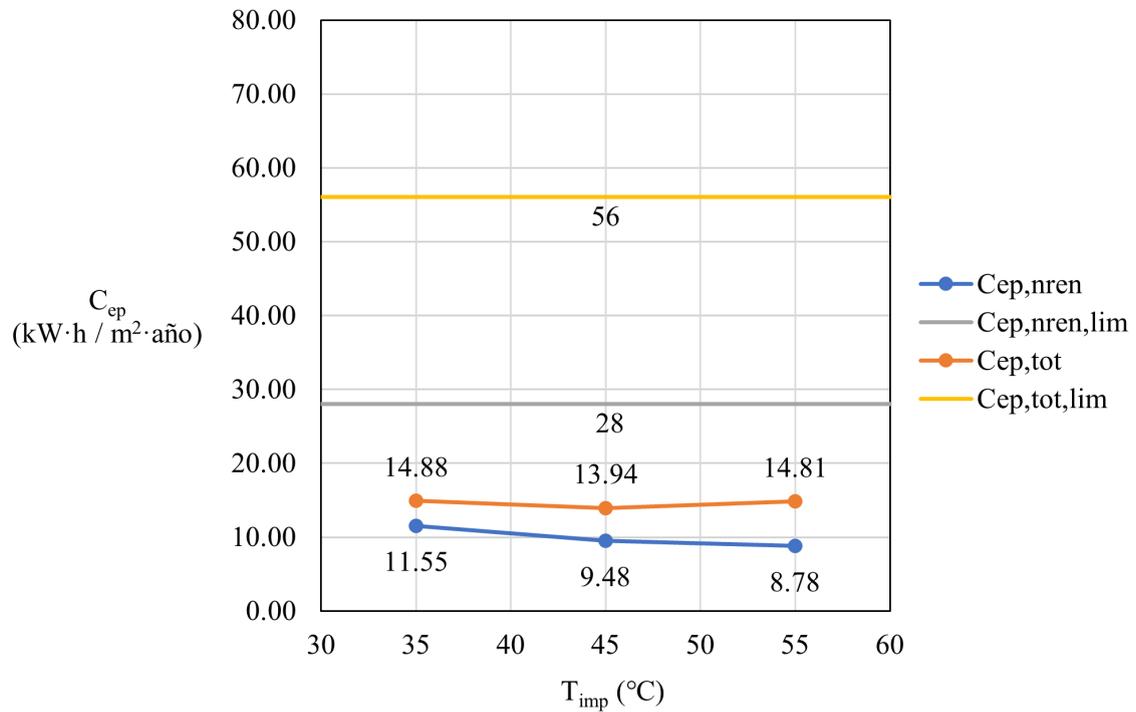


Figura 6.20: Consumo de energía primaria no renovable y total del edificio colectivo de tipo manzana con T_{imp} constante y clima B4. Fuente: propia

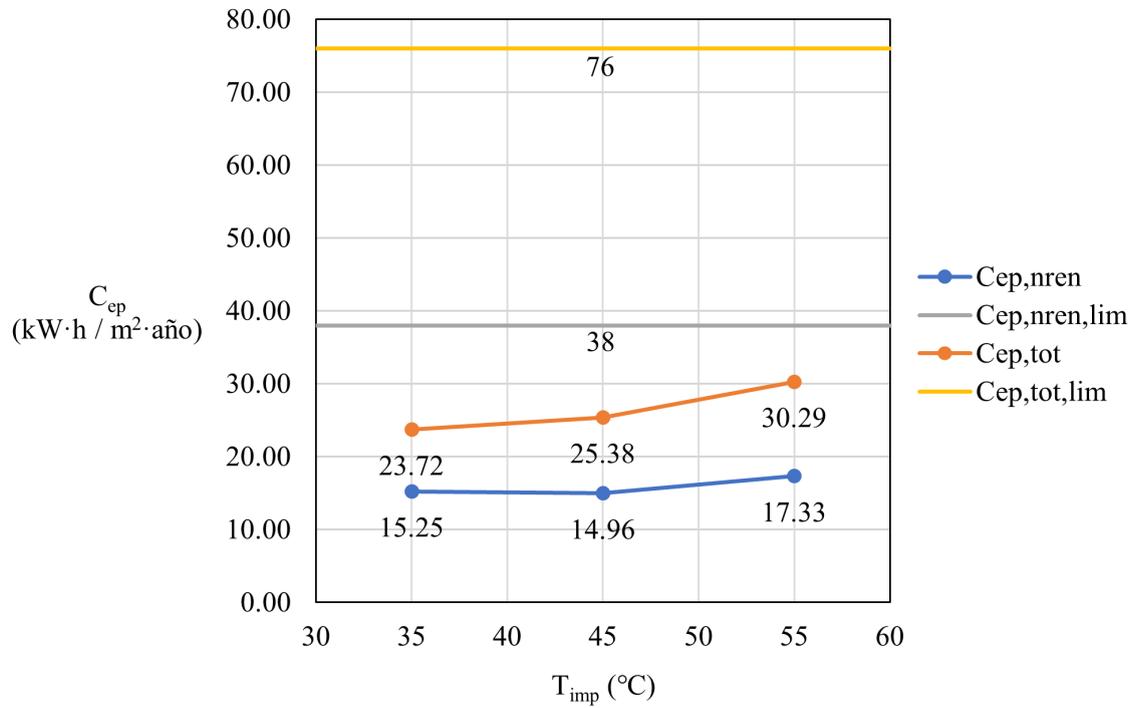


Figura 6.21: Consumo de energía primaria no renovable y total del edificio colectivo de tipo manzana con T_{imp} constante y clima D3. Fuente: propia

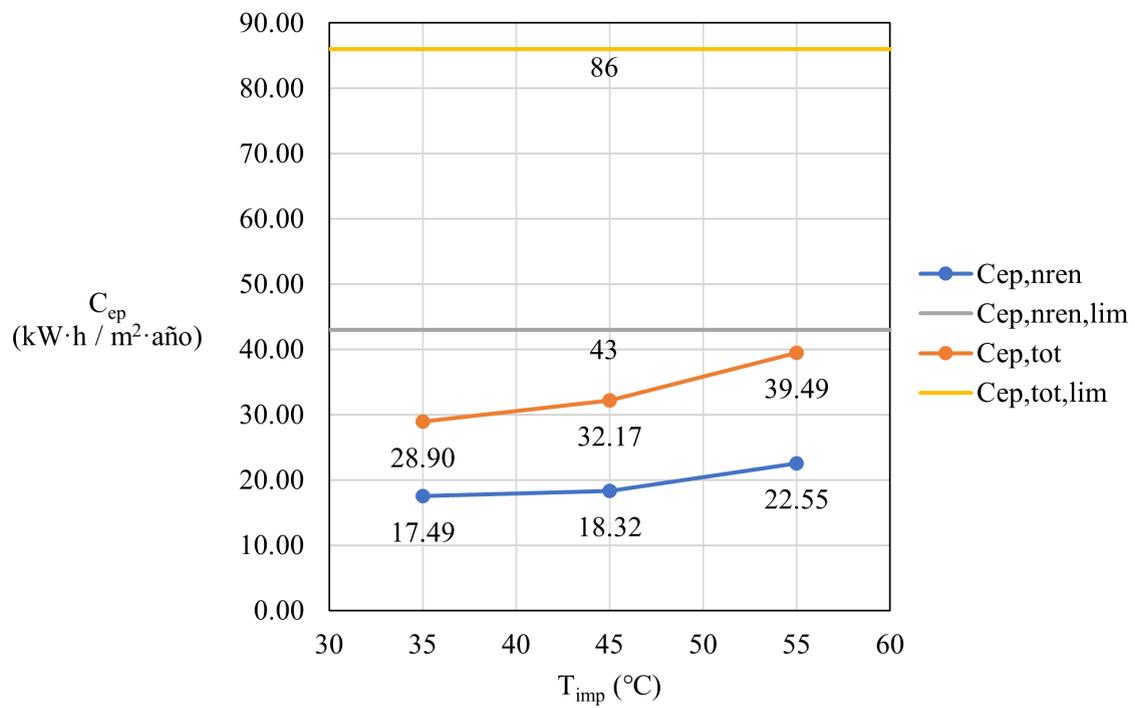


Figura 6.22: Consumo de energía primaria no renovable y total del edificio colectivo de tipo manzana con T_{imp} constante y clima E1. Fuente: propia

Donde puede apreciarse que los valores de consumo están, en todos los casos, muy por

debajo de los valores límite marcados por la normativa. Por consiguiente, se demuestra que el híbrido de aerotermia con caldera de condensación es una solución ideal en términos de reducción de consumo de energía primaria y cumplimiento de la exigencia HE0 del DBHE.

6.2.2. Resultados de consumo de energía primaria no renovable y total subiendo la temperatura de impulsión del modo ACS hasta 60°C

En las siguientes gráficas se representan los resultados obtenidos de consumo de energía primaria no renovable y total para los edificios considerados junto con los valores límite para estos parámetros, marcados por el HE0 ($C_{ep,nren,lim}$ y $C_{ep,tot,lim}$), cuando se aumenta la temperatura de impulsión del modo ACS hasta 60°C). El objetivo es ver si esta opción (que como hemos visto en el apartado 6.1.3.1, es la mejor configuración para subir la renovabilidad in situ en la producción de ACS) es viable en términos de consumo de energía primaria.

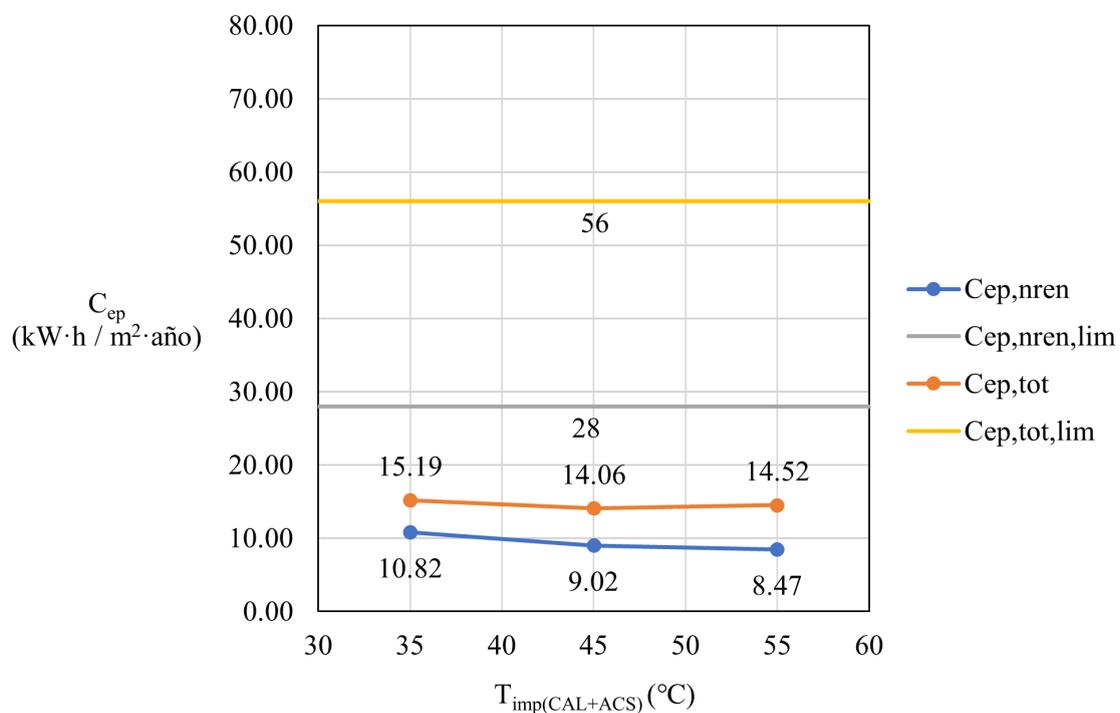


Figura 6.23: Consumo de energía primaria no renovable y total del edificio colectivo entre medianeras con $T_{imp(ACS)} = 60^\circ\text{C}$ y clima B4. Fuente: propia

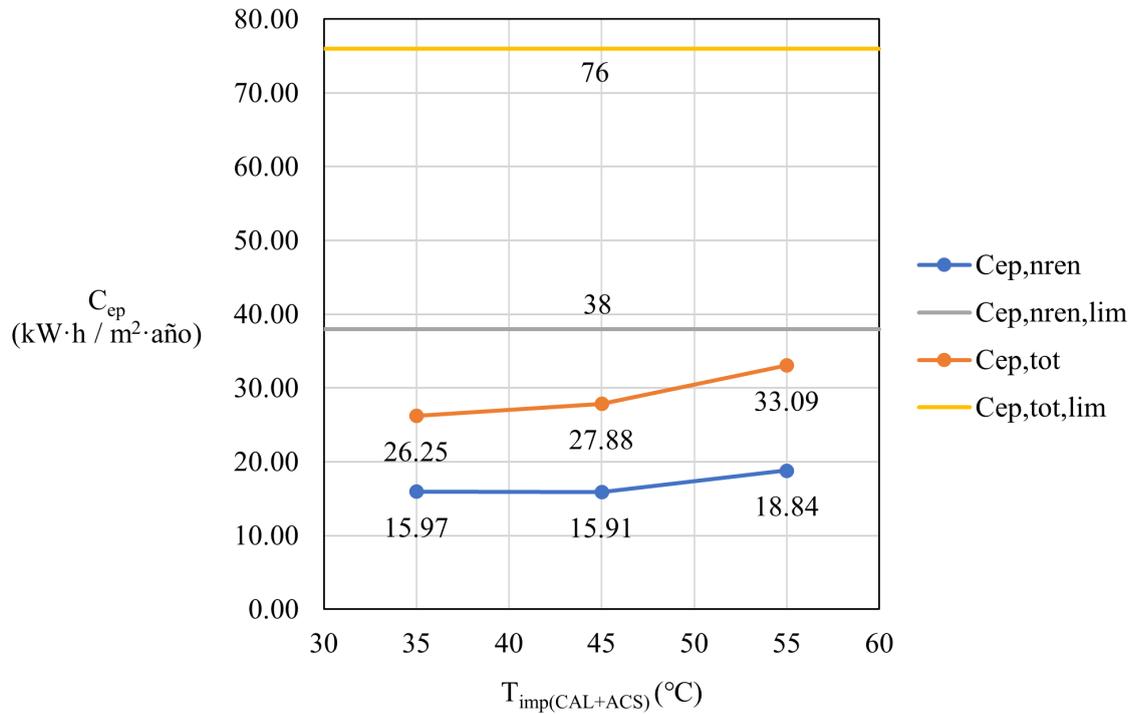


Figura 6.24: Consumo de energía primaria no renovable y total del edificio colectivo entre medianeras con $T_{imp(ACS)} = 60^{\circ}C$ y clima D3. Fuente: propia

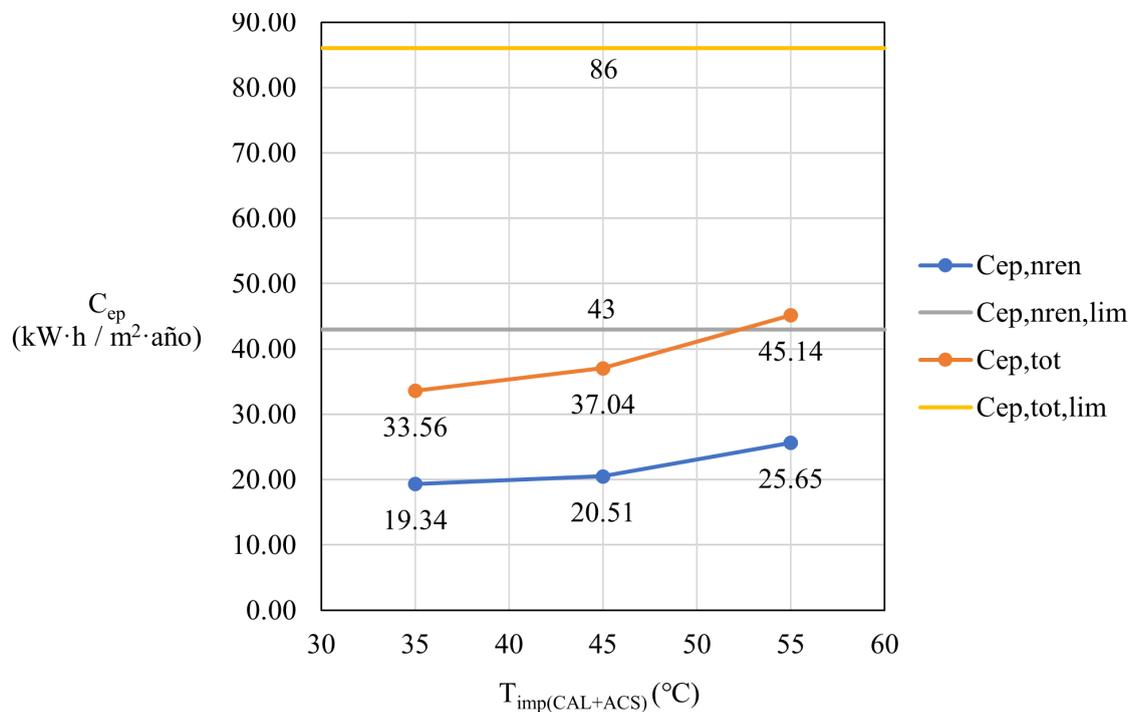


Figura 6.25: Consumo de energía primaria no renovable y total del edificio colectivo entre medianeras con $T_{imp(ACS)} = 60^{\circ}C$ y clima E1. Fuente: propia

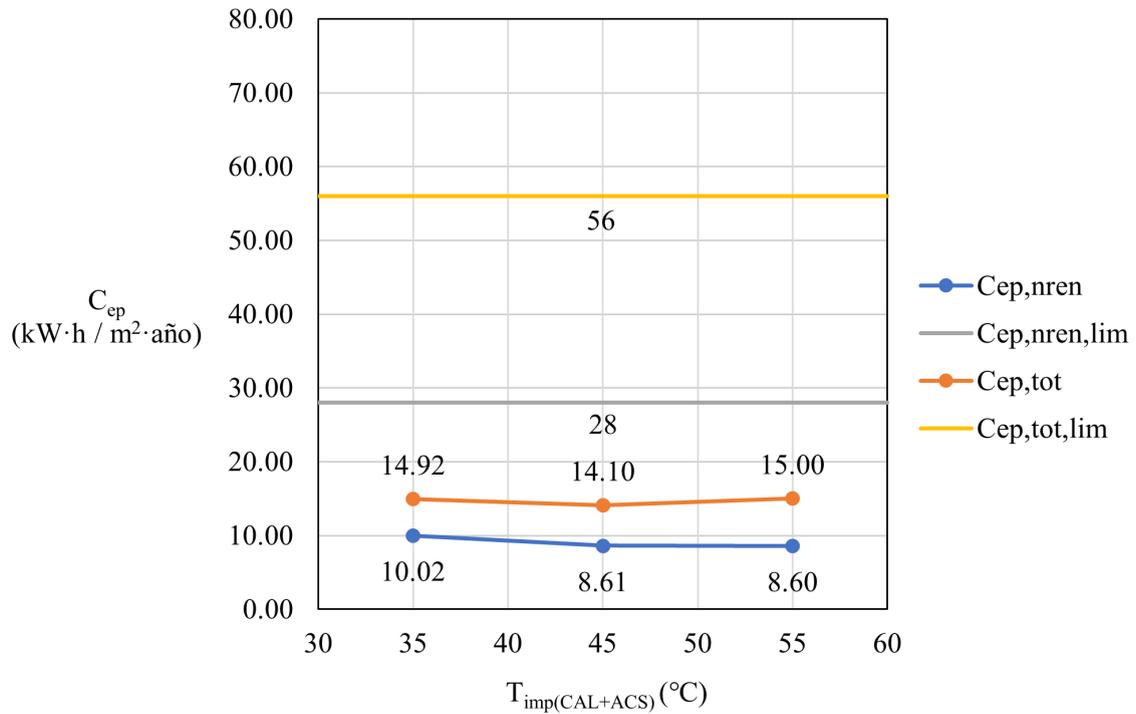


Figura 6.26: Consumo de energía primaria no renovable y total del edificio colectivo de tipo manzana con $T_{imp(ACS)} = 60^{\circ}\text{C}$ y clima B4. Fuente: propia

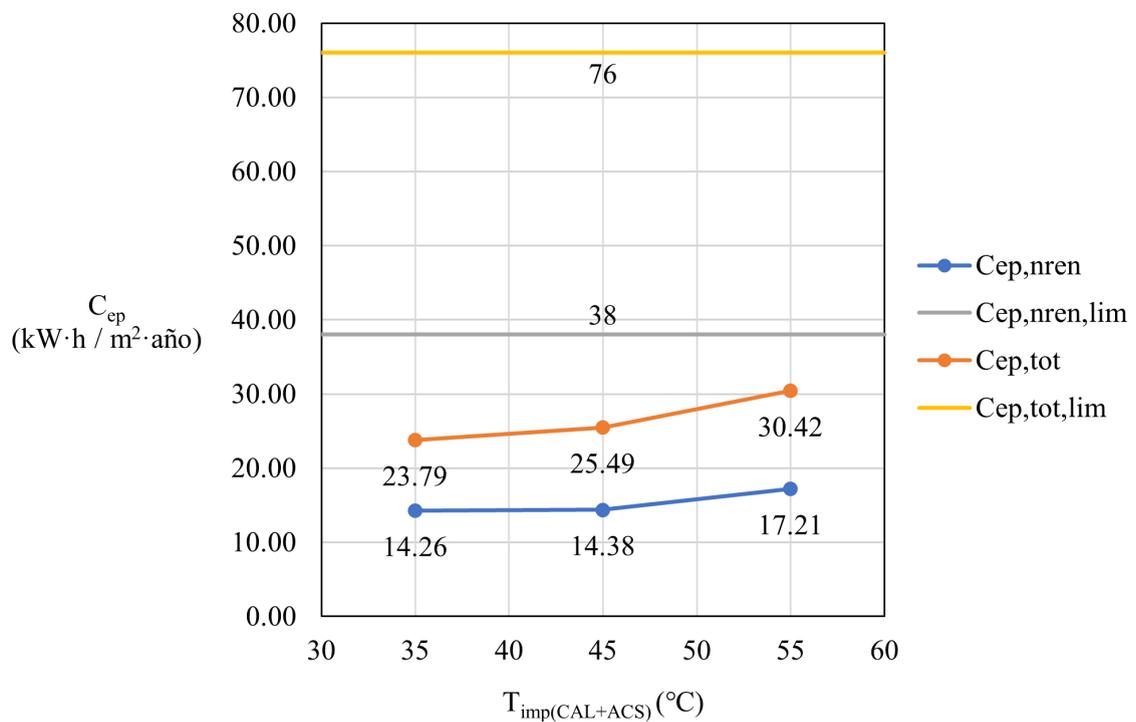


Figura 6.27: Consumo de energía primaria no renovable y total del edificio colectivo de tipo manzana con $T_{imp(ACS)} = 60^{\circ}\text{C}$ y clima D3. Fuente: propia

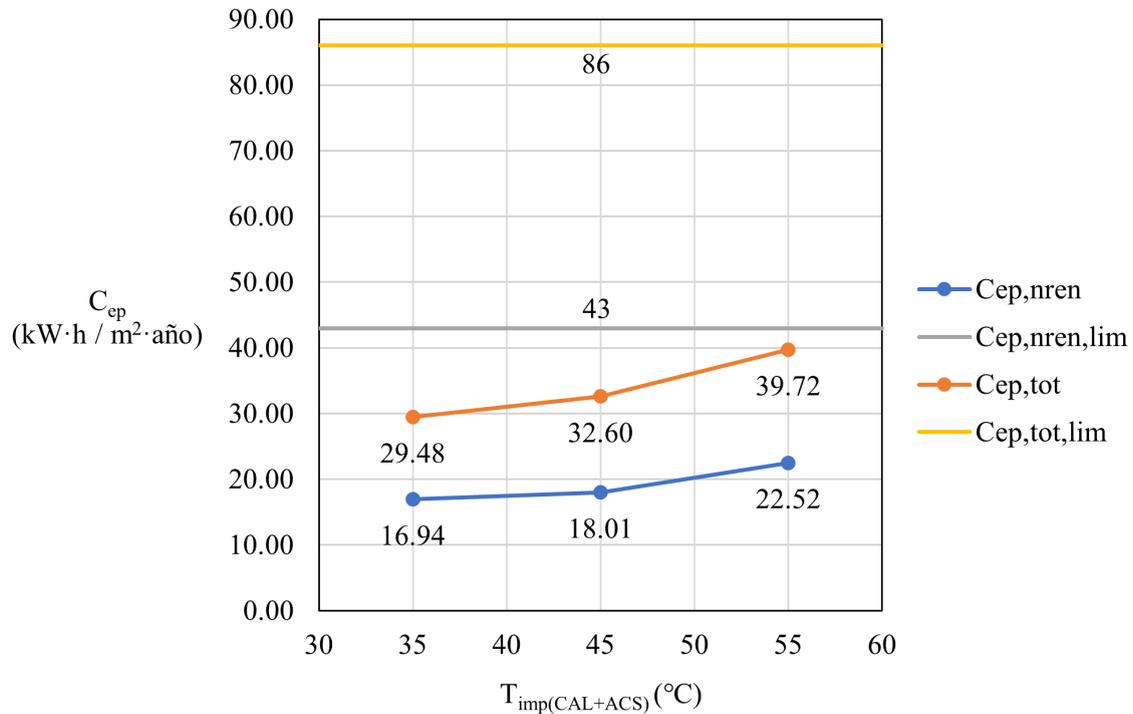


Figura 6.28: Consumo de energía primaria no renovable y total del edificio colectivo de tipo manzana con $T_{imp(ACS)} = 60°C$ y clima E1. Fuente: propia

Donde puede apreciarse que los valores de consumo siguen estando muy por debajo de los valores límite marcados por la normativa. Por consiguiente, se demuestra que esta configuración alternativa para subir la renovabilidad es viable en términos de cumplimiento de la normativa HE0.

6.3. Comparativa de prestaciones medias estacionales de la bomba de calor aire-agua con los valores propuestos por IDAE

El objetivo de este apartado es comprobar la veracidad del documento reconocido de IDAE para el cálculo de prestaciones medias estacionales de las bombas de calor [10]. Este documento establece una metodología de cálculo alternativa a la propuesta por la norma EN 14825:2019 (norma de referencia para el cálculo de parámetros de referencia en enfriadoras y bombas de calor para acondicionamiento de aire) para aquellos casos en los que no se dispone de suficiente información para determinar el SCOP mediante el uso de esta norma.

Puesto que nuestro programa de simulación es capaz de calcular con bastante precisión un valor anual de SCOP para la bomba de calor aire-agua a diferentes temperaturas de impulsión mediante la ecuación 4.35, compararemos estos valores con los calculados mediante el documento de IDAE para ver hasta que punto es válido dicho método.

6.3.1. Método de cálculo aproximado de rendimientos medios estacionales en bombas de calor propuesto por IDAE

El método consiste en la corrección del COP nominal de la bomba de calor mediante un factor de ponderación en función de la fuente energética utilizada y según la zona climática; y un factor de corrección en función de la temperatura de ensayo del COP (temperatura de impulsión para la cual el fabricante realizó el ensayo para determinar el COP nominal de la bomba de calor) y la temperatura de condensación (temperatura de impulsión de calefacción) que se quiera establecer.

$$SCOP = COP \cdot F_p \cdot F_c \quad (6.1)$$

Las tablas utilizadas para determinar dichos factores pueden consultarse en la siguiente figura:

Tabla 4.1: Factor de ponderación (FP) para sistemas de Calefacción y/o ACS con bombas de caloren función de las fuentes energéticas, según la zona climática.

Fuente Energética de la bomba de calor	Factor de Ponderación (FP)				
	A	B	C	D	E
Energía Aerotérmica. Equipos centralizados	0,87	0,80	0,80	0,75	0,75
Energía Aerotérmica. Equipos individuales tipo split	0,66	0,68	0,68	0,64	0,64
Energía Hidrotérmica.	0,99	0,96	0,92	0,86	0,80
Energía Geotérmica de circuito cerrado. Intercambiadores horizontales	1,05	1,01	0,97	0,90	0,85
Energía Geotérmica de circuito cerrado. Intercambiadores verticales	1,24	1,23	1,18	1,11	1,03
Energía Geotérmica de circuito abierto	1,31	1,30	1,23	1,17	1,09

Tabla 4.2: Factores de corrección (FC) en función de las temperaturas de condensación, según la temperatura de ensayo del COP.

T ^º de condensación (ºC)	Factor de Corrección (FC)					
	FC (COP a 35º C)	FC (COP a 40º C)	FC (COP a 45º C)	FC (COP a 50º C)	FC (COP a 55º C)	FC (COP a 60º C)
35	1,00	--	--	--	--	--
40	0,87	1,00	--	--	--	--
45	0,77	0,89	1,00	--	--	--
50	0,68	0,78	0,88	1,00	--	--
55	0,61	0,70	0,79	0,90	1,00	--
60	0,55	0,63	0,71	0,81	0,90	1,00

Figura 6.29: Tablas 4.1 y 4.2 del documento reconocido para el cálculo de prestaciones medias estacionales en bombas de calor de IDAE. Fuente: [10]

El factor de ponderación se obtendrá de la fila correspondiente a equipos centralizados de aerotermia, y valdrá 0,8 para el clima B4 y 0,75 para los climas D3 y E1.

Para el factor de corrección debemos tener en cuenta la temperatura de ensayo a la que se ha obtenido el COP nominal que hemos empleado como referencia para las curvas correctoras de la bomba de calor en la simulación. Si echamos un vistazo a las especificaciones técnicas de nuestro modelo de bomba de calor aire-agua en el catálogo de Daikin (modelo ERHQ014BV3 en la página 156 de la tarifa [9]) vemos que la temperatura de impulsión en calefacción para nuestro COP de 3,38 es de 45°C. Esa es la temperatura de ensayo del COP para elegir la columna en la tabla 4.2 (tercera columna de valores), y la fila se elige según la temperatura de impulsión de calefacción deseada en la instalación. Luego F_c valdrá 1 para una temperatura de impulsión de 45°C y 0,79 para 55°C, y el valor de COP en la fórmula 6.1 será de 3,38 (calculado a 45°C).

Para una temperatura de condensación de 35°C vemos que no hay ponderado un valor de F_c en la tercera columna, por ser ésta menor a la temperatura de ensayo del COP. Tomaremos entonces el COP a la temperatura de ensayo de 35°C con un valor de 4,42 (misma página de la tarifa de Daikin) para elegir la primera columna de factores de corrección y un factor de corrección de valor 1 para este COP nominal.

6.3.2. Comparativa de SCOP obtenidos por el método de cálculo de IDAE con los SCOP calculados en la simulación

Se representan en la siguiente gráfica comparativa, para las distintas combinaciones de temperatura de impulsión de calefacción (mantenida constante todo el año) y configuración climática, los valores anuales de SCOP de la bomba de calor obtenidos tanto por el método de cálculo aproximado de IDAE como por el cálculo realizado en nuestro programa de simulación según la ecuación 4.35.

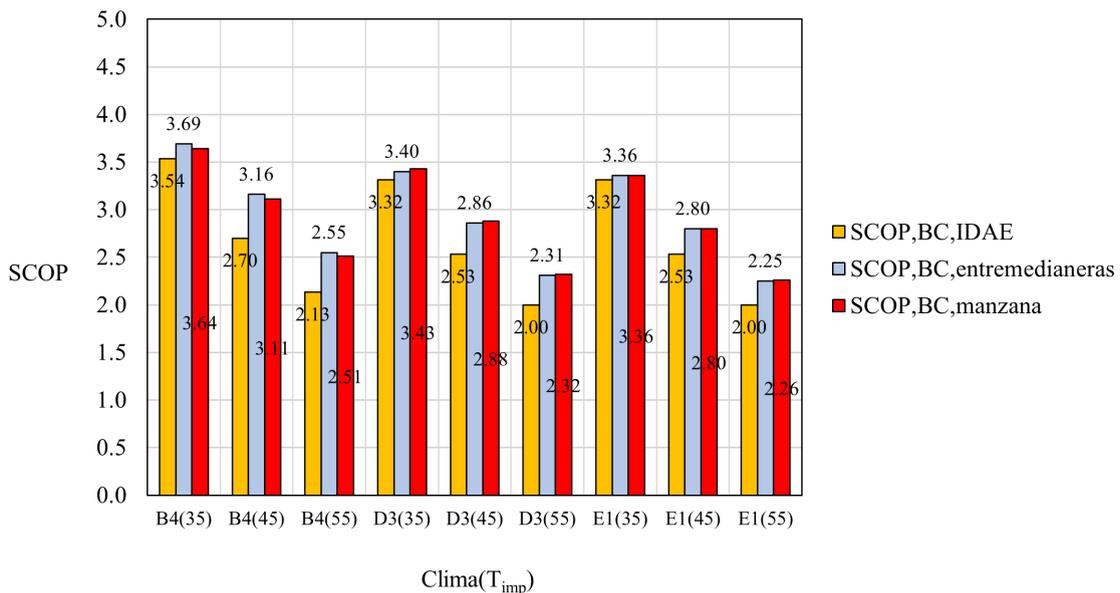


Figura 6.30: Comparativa de rendimientos medios estacionales obtenidos por el documento de IDAE con los obtenidos por simulación para los edificios considerados. Fuente: propia

Como se puede apreciar, los rendimientos medios estacionales que calcula IDAE son, en todos los casos, algo más bajos que los obtenidos por simulación. Aunque estos valores se sitúan próximos a los calculados en nuestra simulación y por ello pueden servir para una primera aproximación, podemos concluir que el método de cálculo de IDAE es aproximado, y no puede calcular con total exactitud el SCOP de un sistema centralizado de aerotermia. Por ello, recomendamos en su lugar el uso de herramientas de simulación como la que se desarrolla en el presente proyecto.

6.3.3. Cálculo de la renovabilidad in situ en la producción de ACS empleando los valores de COP nominal mínimos para consideración de renovable propuestos por IDAE

En el anexo 1 del documento de prestaciones medias estacionales para bombas de calor en edificios, IDAE propone distintos valores de COP nominal mínimo necesario para considerar como renovable una bomba de calor, según el uso que se le de a dicha bomba de calor y temperatura de impulsión, la fuente energética considerada y el clima elegido.

La última tabla del anexo 1 expone los COP mínimos para poder considerar como renovable una bomba de calor destinada a satisfacer calefacción y ACS con una temperatura de impulsión de 60°C.

<i>Fuente Energética de la bomba de calor</i>	COP mínimo para calefacción y/o ACS a 60°C				
	A	B	C	D	E
Energía Aerotérmica Equipos centralizados	5,23	5,66	5,66	6,08	6,08
Energía Aerotérmica Equipos individuales tipo split	6,89	6,66	6,66	7,12	7,12
Energía Hidrotérmica	4,59	4,75	4,92	5,30	5,66
Energía Geotérmica de circuito cerrado. Intercambiadores horizontales	4,35	4,49	4,70	5,04	5,37
Energía Geotérmica de circuito cerrado. Intercambiadores verticales	3,66	3,69	3,86	4,09	4,40
Energía Geotérmica de circuito abierto	3,47	3,50	3,69	3,90	4,17

Figura 6.31: COP nominal mínimo propuesto por IDAE para poder considerar como renovable una bomba de calor para producción de calefacción y ACS a 60°C. Fuente: [10]

Podemos implementar estos COP en nuestro modelo de simulación para los diferentes climas y edificios, calculando así el porcentaje de renovabilidad in situ en la producción de ACS que se obtendría en nuestra instalación con estos COP, comprobando así la fiabilidad de estos valores propuestos por IDAE.

Para ello, en primer lugar deberemos cambiar algunos parámetros característicos para desacoplar totalmente la caldera y dejar que la bomba de calor aire-agua sea el único generador térmico. En primer lugar subiremos $T_{imp(CAL+ACS)}$ y $T_{imp(ACS)}$ a 60°C para que la bomba de calor impulse a 60°C todo el año. Además, para asegurar que la caldera de condensación

no apoya la producción de ACS, subiremos la eficiencia del intercambiador de precalentamiento de ACS a 1 y la cercanía de la caldera de condensación a 50°C, asegurando así que el agua es precalentada por el sistema hasta 60°C y el conjunto caldera no tiene que operar bajo ninguna circunstancia, puesto que la cercanía de la caldera es tan grande y la eficiencia del intercambiador tan alta que la temperatura de salida del intercambiador de ACS nunca baja por debajo de la consigna de la caldera.

Nuestro sistema es de aerotermia centralizada en edificios colectivos, puesto que nuestros COP mínimos se sitúan en la primera fila de valores. Para los climas B, D y E tendremos unos COP nominales de 5,66, 6,08 y 6,08 respectivamente. Con estos COP nominales y bajo las hipótesis que hemos mencionado antes, los resultados de $\%Ren_{ACS}$ son los siguientes:

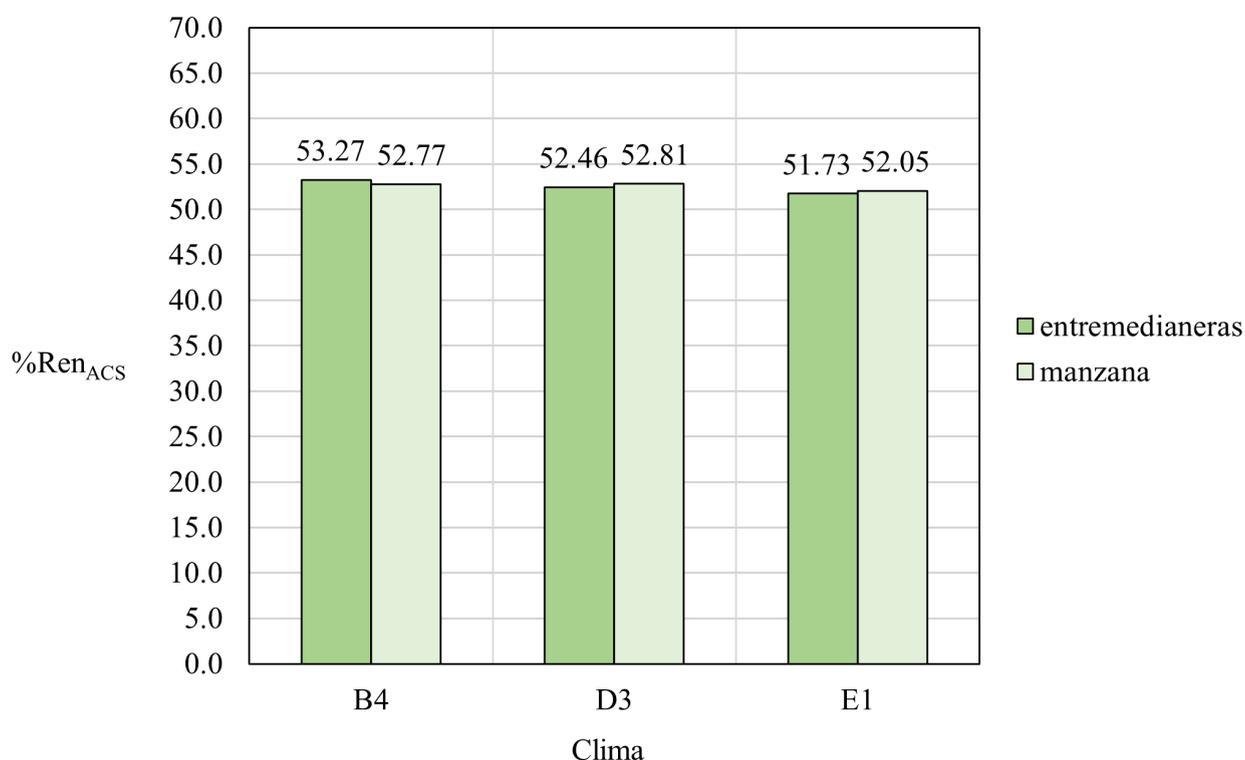


Figura 6.32: $\%Ren_{ACS}$ según clima y edificio empleando los COP nominales mínimos recomendados por IDAE para un sistema centralizado de aerotermia destinado a suministrar calefacción y ACS a 60°C. Fuente: propia

Vemos que todos los valores se sitúan en torno a un 8% por debajo del 60% mínimo de renovabilidad in situ requerido para producir ACS con una demanda inferior a 5000 litros/día, y un 18% por debajo del 70% para edificios con demanda de ACS superior a 5000 litros/día. La gravedad de estos resultados nos lleva a concluir que los COP mínimos propuestos por IDAE para un sistema de aerotermia centralizado no son fiables a la hora de garantizar los porcentajes de renovabilidad exigidos por la normativa DBHE, y que la necesidad de un modelo de simulación para comprobar el cumplimiento de la normativa, ya sea como el que se desarrolla en este proyecto o para cualquier otro tipo de sistema de climatización, es vital.

Capítulo 7

Anexos

7.1. Anexo 1: Comparativa de resultados entre la simulación a 1 hora y la simulación a 10 minutos

En este anexo se justifica el uso de un paso de tiempo $\Delta t=10$ min en lugar de 1 hora en el programa de simulación. Para ello, se compararán los resultados de tres indicadores clave del rendimiento ($C_{ep,tot}$, $\%Ren_{ACS}$ y $\%horas$ fuera de consigna) utilizando ambos pasos de tiempo.

Representaremos los resultados para las distintas temperaturas de impulsión constantes, y emplearemos los climas B4 y E1.

Esta vez se usarán un edificio unifamiliar y un edificio colectivo para representar los resultados: edificio unifamiliar aislado orientado al este y edificio colectivo de tipo manzana. Lo que se pretende con esto es demostrar que el uso de pasos de tiempo cortos es vital tanto en edificios colectivos como en unifamiliares. Para caracterizar al edificio unifamiliar, se ha empleado un volumen de agua $V_{col}=300$ l y un factor de dimensionamiento $\beta=0,7$. El resto de parámetros se mantienen iguales a los considerados en el apartado 5.1.2.

7.1.1. Comparativa de resultados en el edificio unifamiliar aislado orientado al este

Se representan en una gráfica comparativa de los resultados en los dos pasos de tiempo, para las temperaturas de impulsión y climas mencionados, el consumo de energía primaria total, el porcentaje de renovabilidad in situ en la producción de ACS y el porcentaje de horas fuera de consigna para el edificio unifamiliar aislado orientado al este.

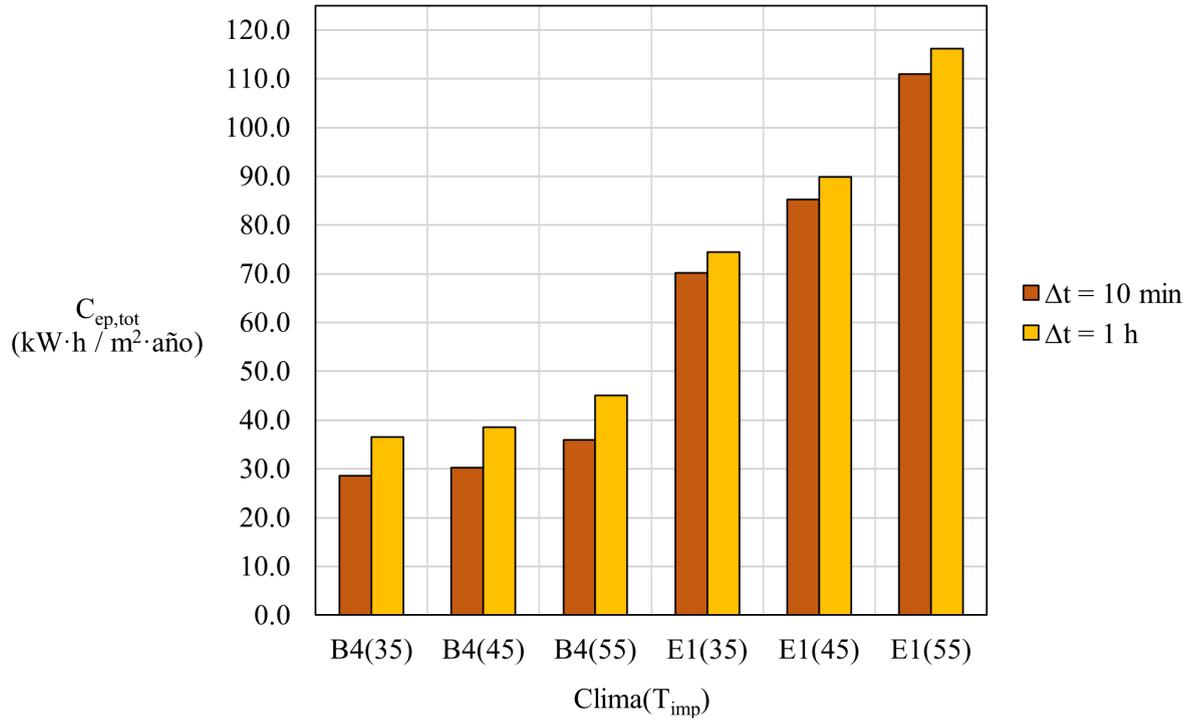


Figura 7.1: Comparativa de $C_{ep,tot}$ en el edificio unifamiliar aislado orientado al este para $\Delta t=10 \text{ min}$ y $\Delta t=1 \text{ h}$ manteniendo T_{imp} constante. Fuente: propia

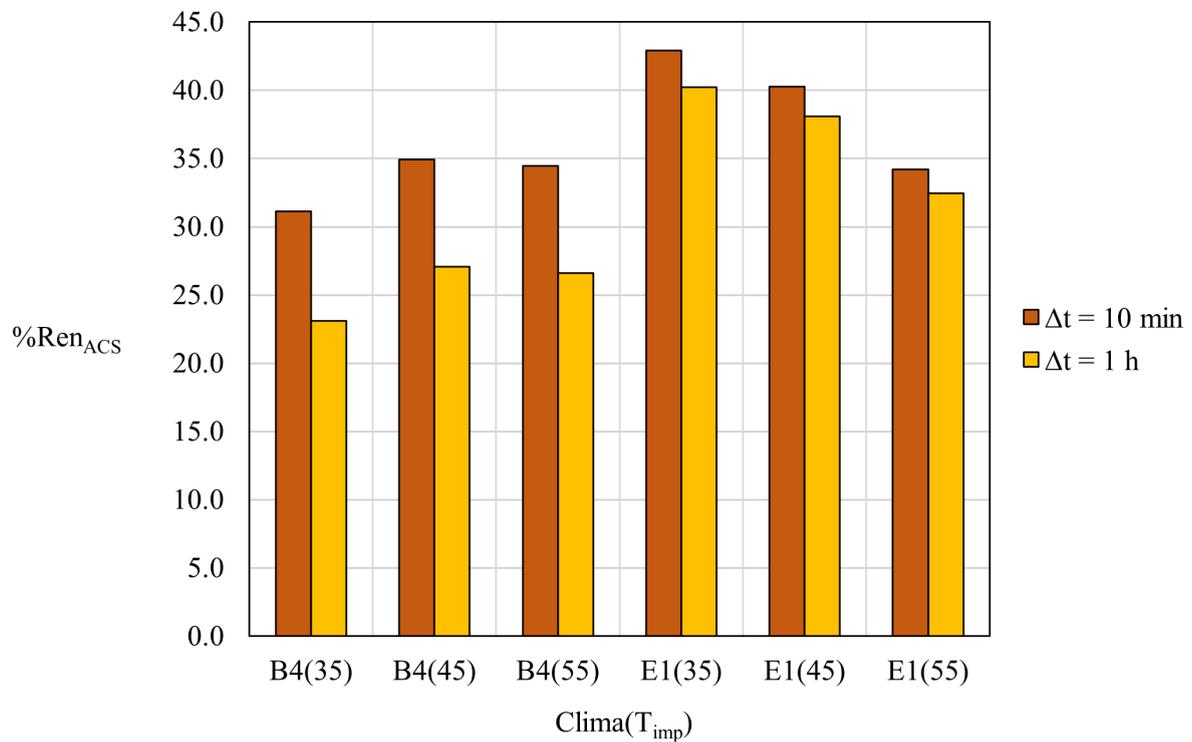


Figura 7.2: Comparativa de $\%Ren_{ACS}$ en el edificio unifamiliar aislado orientado al este para $\Delta t=10 \text{ min}$ y $\Delta t=1 \text{ h}$ manteniendo T_{imp} constante. Fuente: propia

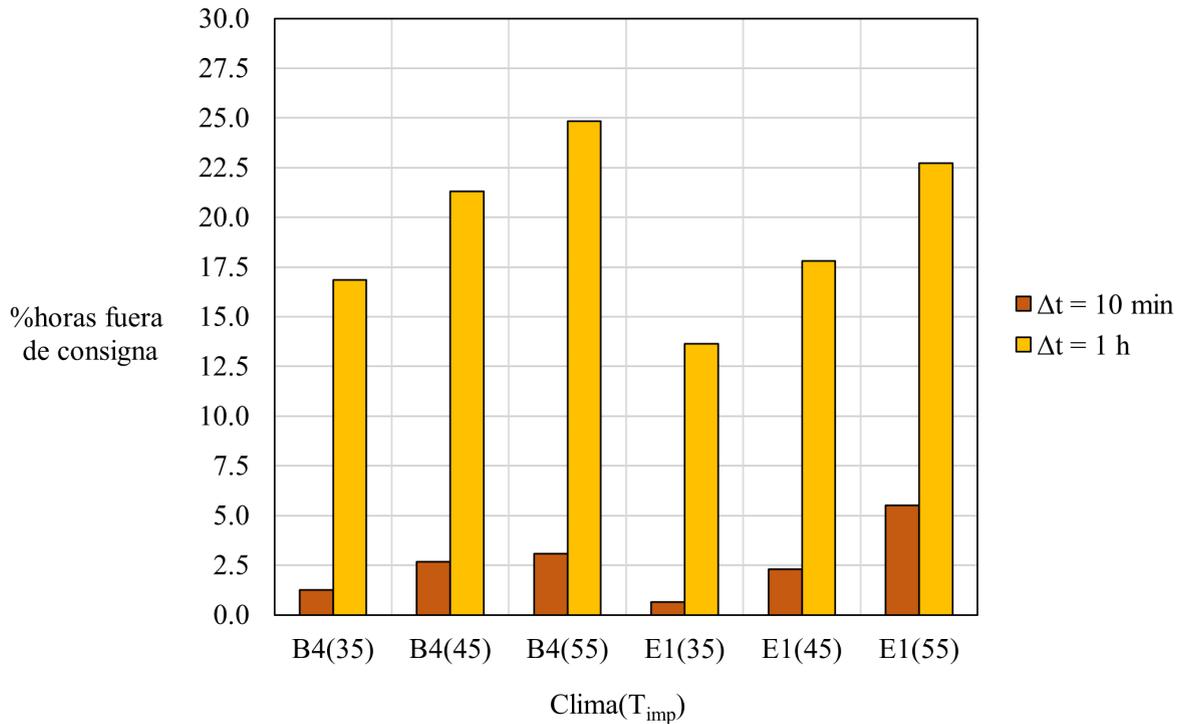


Figura 7.3: Comparativa de porcentaje de horas fuera de consigna en el edificio unifamiliar aislado orientado al este para $\Delta t=10 \text{ min}$ y $\Delta t=1 \text{ h}$ manteniendo T_{imp} constante. Fuente: propia

Se demuestra que se obtienen mejores resultados de consumo de energía primaria y renovabilidad in situ empleando un paso de tiempo de 10 minutos. Además, con el paso de tiempo de 1 hora se obtienen unos valores de %horas fuera de consigna muy superiores al 4% límite impuesto por el DBHE, lo que demuestra que no es posible realizar un control adecuado de la instalación con un paso de tiempo tan largo.

También caben destacar los altos valores de $C_{ep,tot}$ para el clima E1, que en las temperaturas de impulsión más altas superan, para ambos pasos de tiempo, el límite impuesto por el HE0 ($86 \frac{\text{kW}\cdot\text{h}}{\text{m}^2\cdot\text{año}}$). Ello nos lleva a concluir que el sistema híbrido de aerotermia con caldera de condensación no es viable para viviendas unifamiliares, ya no solo por su alto coste como mencionamos en el apartado 5.1.1, si no también por el excesivo consumo de energía primaria por metro cuadrado que conlleva su uso en una única vivienda.

7.1.2. Comparativa de resultados en el edificio colectivo de tipo manzana

Se representan en una gráfica comparativa de los resultados en los dos pasos de tiempo, para las temperaturas de impulsión y climas mencionados, el consumo de energía primaria total, el porcentaje de renovabilidad in situ en la producción de ACS y el porcentaje de horas fuera de consigna para el edificio colectivo de tipo manzana.

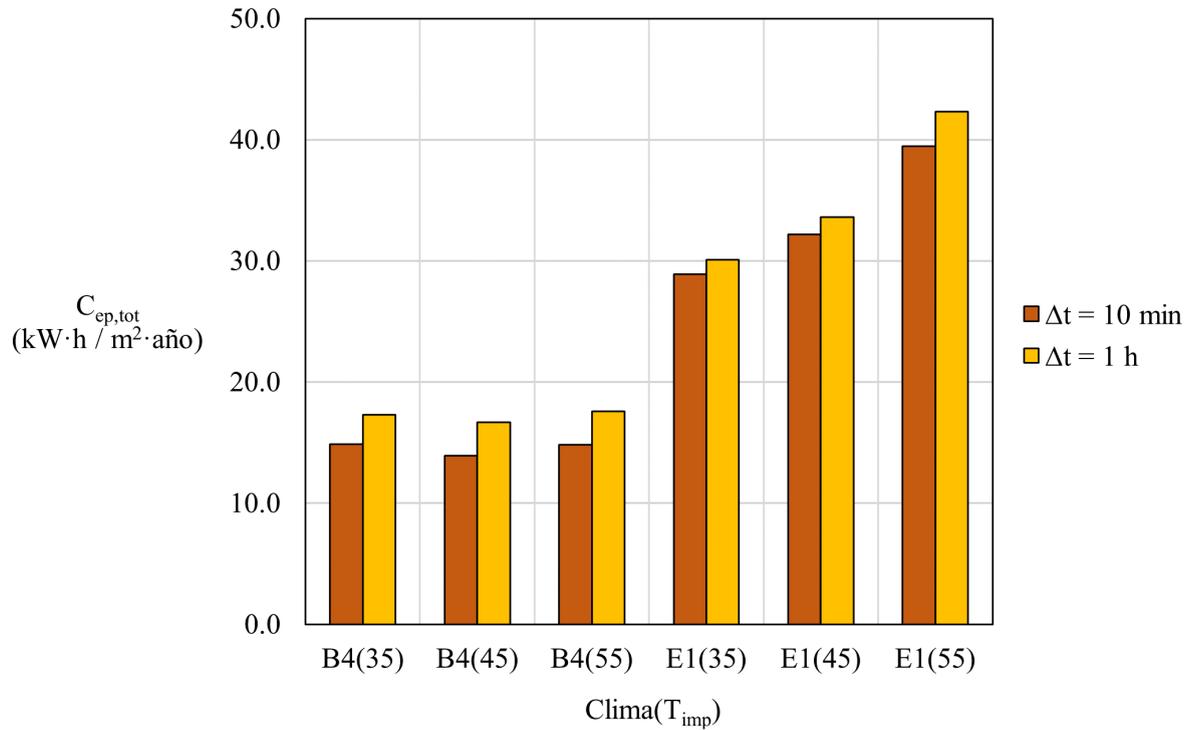


Figura 7.4: Comparativa de $C_{ep,tot}$ en el edificio colectivo de tipo manzana para $\Delta t=10$ min y $\Delta t=1$ h manteniendo T_{imp} constante. Fuente: propia

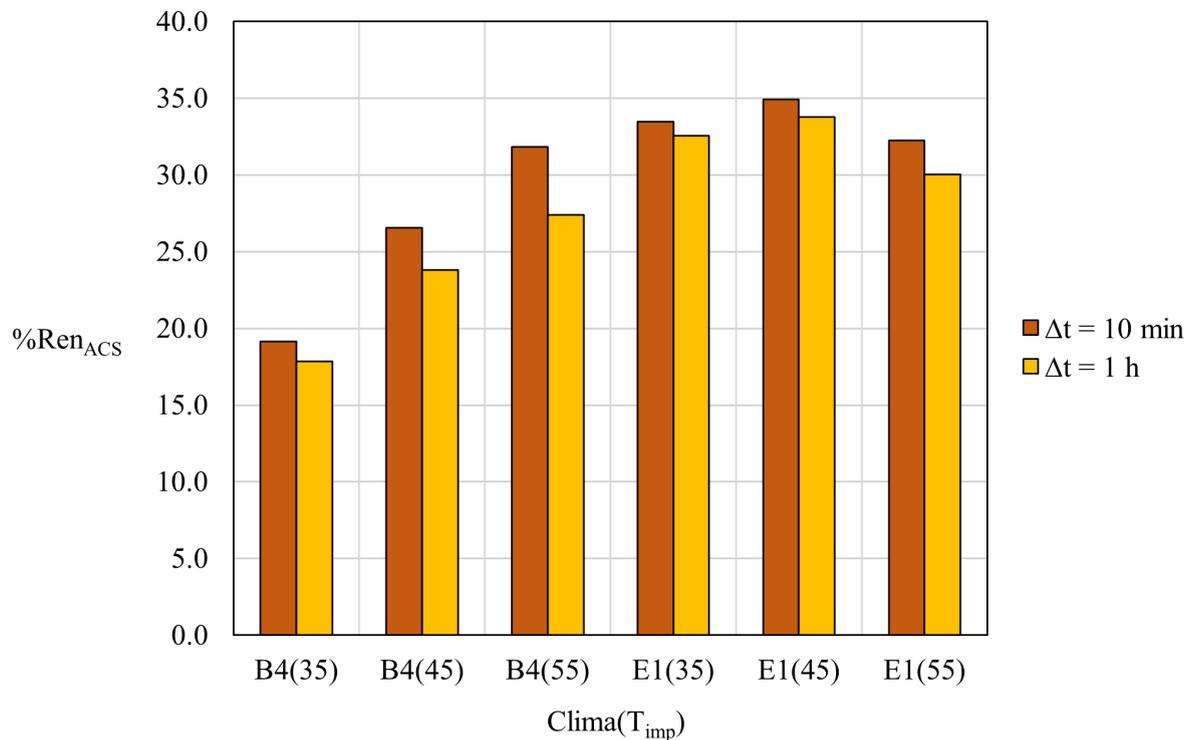


Figura 7.5: Comparativa de $\%Ren_{ACS}$ en el edificio colectivo de tipo manzana para $\Delta t=10$ min y $\Delta t=1$ h manteniendo T_{imp} constante. Fuente: propia

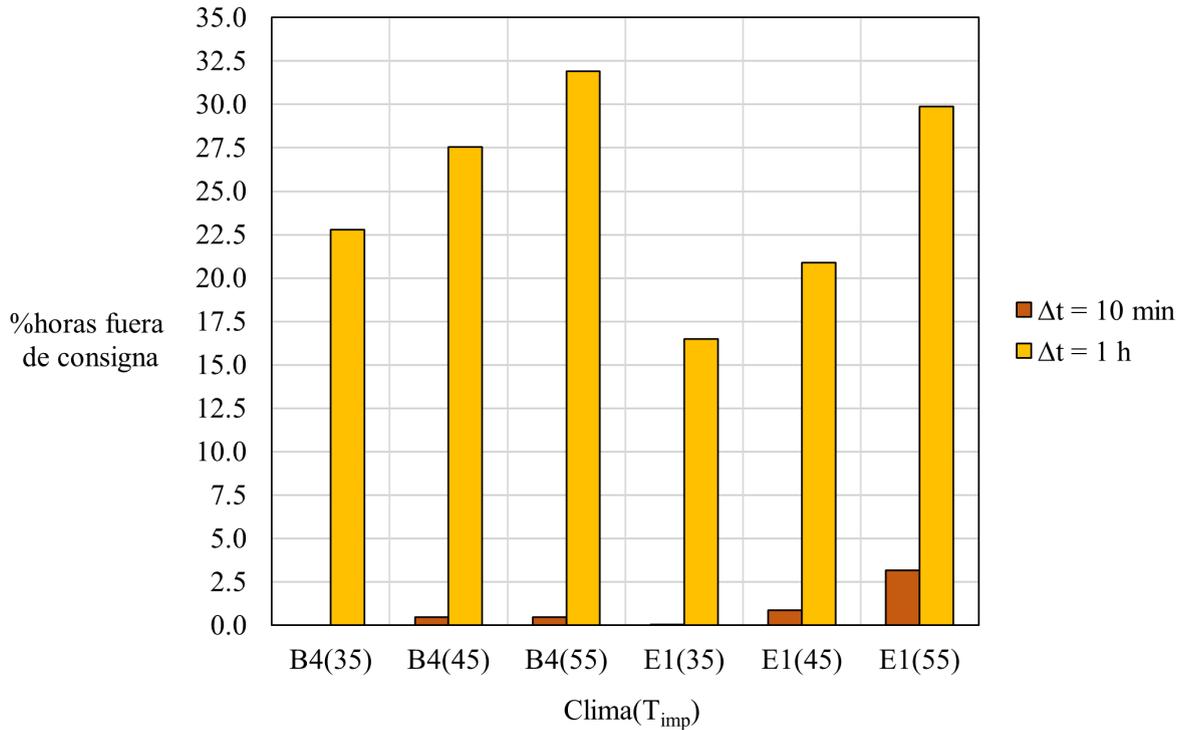


Figura 7.6: Comparativa de porcentaje de horas fuera de consigna en el edificio colectivo de tipo manzana para $\Delta t=10$ min y $\Delta t=1$ h manteniendo T_{imp} constante. Fuente: propia

Para el edificio colectivo también se demuestra que se obtienen mejores resultados de consumo de energía primaria y renovabilidad in situ empleando un paso de tiempo de 10 minutos; y unos valores de %horas fuera de consigna muy superiores al 4% límite con $\Delta t=1$ h, lo que demuestra que en los edificios colectivos tampoco es posible realizar un control adecuado de la instalación con un paso de tiempo tan largo.

7.2. Anexo 2: Efecto de la variación del factor de carga parcial mínimo de la bomba de calor aire-agua

En este apartado se justifican los valores de $f_{cp_{min}}$ utilizados en el capítulo 6. Dicha justificación se lleva a cabo utilizando los datos del edificio colectivo entre medianeras orientado al sur, pero el procedimiento es análogo con el edificio colectivo de tipo manzana y conduce a los mismos resultados.

7.2.1. Efecto del factor de carga parcial mínimo sobre el porcentaje de horas fuera de consigna

La causa principal que llevó a tener que reducir el valor del factor de carga parcial mínimo de la bomba de calor aire-agua fue que al bajar la temperatura de impulsión de calefacción en los climas más cálidos, el porcentaje de horas fuera de consigna superaba el 4% límite.

Esto es debido a que el valor que toma f_{cp} en la ecuación 4.19 disminuye al bajar D_{cal} y \dot{Q}_{ACS} para este tipo de combinaciones clima- T_{imp} . En concreto, la demanda de calefacción

disminuye bastante en los climas B4 y D3 en comparación con el clima E1; y \dot{Q}_{ACS} disminuye bastante para 35 y 45°C debido a que la diferencia de temperaturas en la ecuación 4.4 disminuye al estar calentándose el agua fría de red en el intercambiador de ACS con una temperatura de impulsión más baja.

Al disminuir f_{cp} en cada iteración, serán menos los instantes de tiempo en los que la bomba de calor aire-agua se encienda porque f_{cp} supere a $f_{cp_{min}}$ como explicamos en el algoritmo de control 4.29. Esto significa que serán muchas más las veces que la bomba de calor se encienda porque la temperatura del agua de la instalación sea inferior a la temperatura de consigna ($T_{col}(t - \Delta t) < T_{cons}$ en el algoritmo 4.29); y menos las que, manteniendo la temperatura por encima de la consigna, lo haga mediante la condición del factor de carga parcial. Ello implica un mayor número de horas fuera de consigna.

En la siguiente gráfica se representan los resultados obtenidos del porcentaje de horas fuera de consigna para los tres valores de $f_{cp_{min}}$ y las distintas configuraciones clima- T_{imp} en el edificio colectivo entre medianeras orientado al sur.

En vistas de facilitar el proceso de selección y reducir el paquete de valores de $f_{cp_{min}}$ para nuestra instalación, se decidió mantener la temperatura de impulsión constante a la hora de realizar la representación gráfica, y tomar los mismos valores de $f_{cp_{min}}$ cuando, en el caso de $T_{imp(ACS)} = 60^\circ\text{C}$, T_{imp} en el caso de temperatura de impulsión constante iguale a $T_{imp(CAL+ACS)}$.

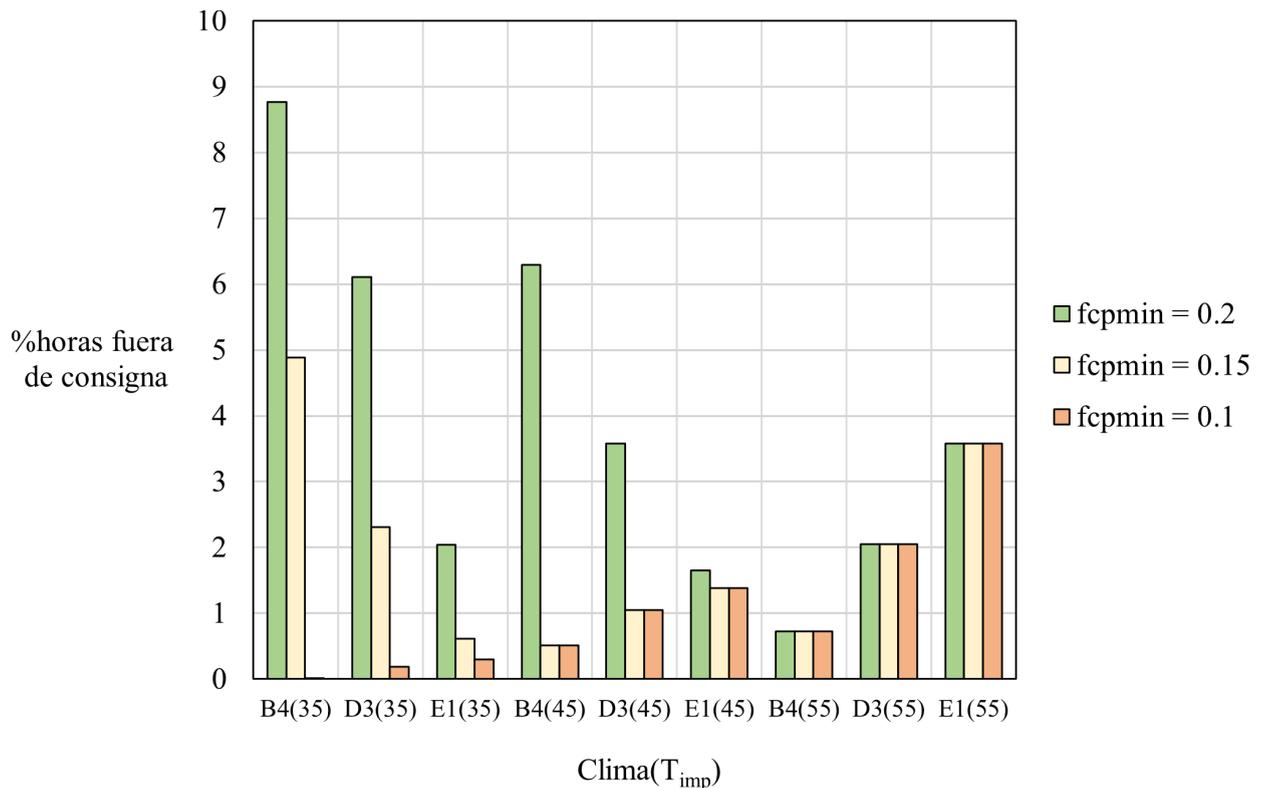


Figura 7.7: Porcentaje de horas fuera de consigna con los distintos valores de $f_{cp_{min}}$ para cada combinación clima- T_{imp} en el edificio colectivo entre medianeras. Fuente: propia

Como podemos ver, el factor 0,2 supera el 4% en 35°C (climas B4 y D3) y 45°C (clima

B4). Además, el factor 0,15 supera también el límite en 35°C de temperatura de impulsión de calefacción y clima B4. Como hemos explicado, esto sucede para las temperaturas de impulsión más bajas y en los climas más cálidos. En aras de simplificar el paquete de valores de $f_{cp_{min}}$ a utilizar, se elige el valor más alto del factor que para cada temperatura de impulsión esté por debajo del límite de porcentaje de horas fuera de consigna en todos los climas. Es por ello por lo que se selecciona 0,2 para 55°C, 0,15 para 45°C y 0,1 para 35°C. La elección del valor más alto se justifica en el siguiente apartado.

Si graficamos el porcentaje de horas fuera de consigna que se obtiene con los factores de carga parcial mínimos elegidos cuando subimos la temperatura de impulsión en modo ACS hasta 60°C, podemos comprobar que los resultados obtenidos son casi iguales a los obtenidos manteniendo constante la temperatura de impulsión.

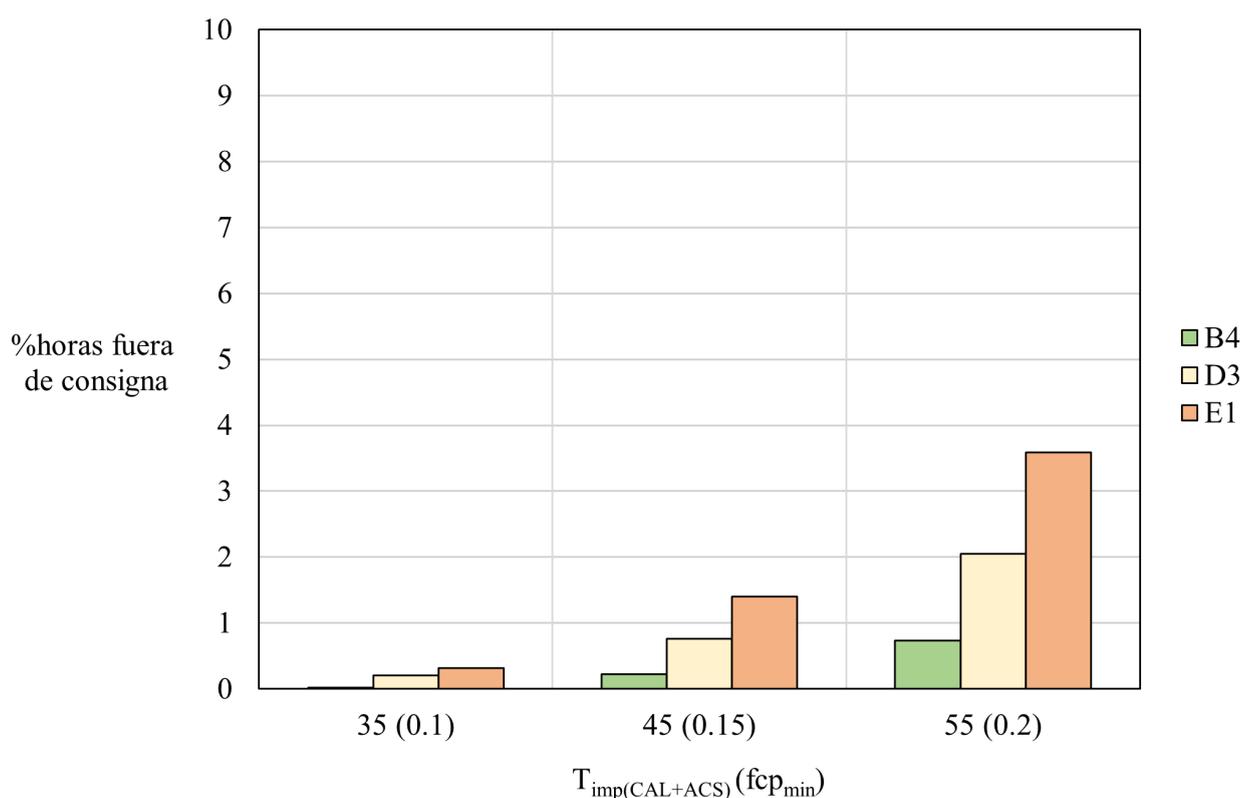


Figura 7.8: Porcentaje de horas fuera de consigna en el edificio colectivo entre medianeras para cada clima cuando $T_{imp(ACS)} = 60^\circ\text{C}$ y para cada valor de $T_{imp(CAL+ACS)}$ con su $f_{cp_{min}}$ elegido. Fuente: propia

Los porcentajes son mínimamente menores en este caso, debido a que los valores de f_{cp} aumentan en modo ACS al aumentar la diferencia de temperaturas en el intercambiador de ACS. Esto hace que la bomba de calor aire-agua se encienda más veces cuando f_{cp} supere a $f_{cp_{min}}$ (sin esperar a que la temperatura del agua de la instalación baje de la consigna) y se reduzca el porcentaje de horas fuera.

7.2.2. Efecto del factor de carga parcial mínimo sobre los indicadores clave de rendimiento

Se representan en las siguientes gráficas, para una temperatura de impulsión constante de 55°C, los resultados obtenidos de $C_{ep,tot}$ y $\%Ren_{ACS}$ para los tres valores de $f_{cp_{min}}$, con el objetivo de justificar la elección del mayor factor de carga parcial mínimo posible que cumpliera con el límite de porcentaje de horas fuera de consigna.

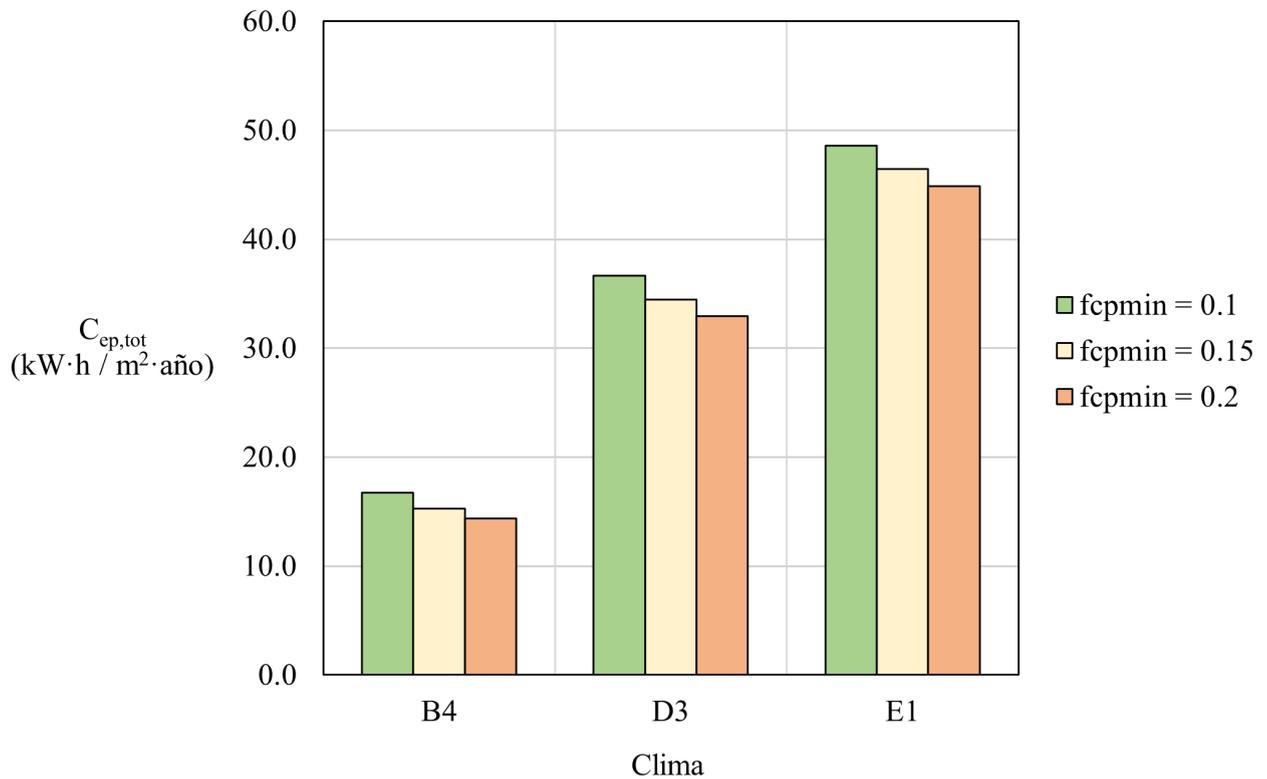


Figura 7.9: $C_{ep,tot}$ en el edificio colectivo entre medianeras para cada valor de $f_{cp_{min}}$ y en cada clima cuando $T_{imp} = 55^\circ\text{C}$. Fuente: propia

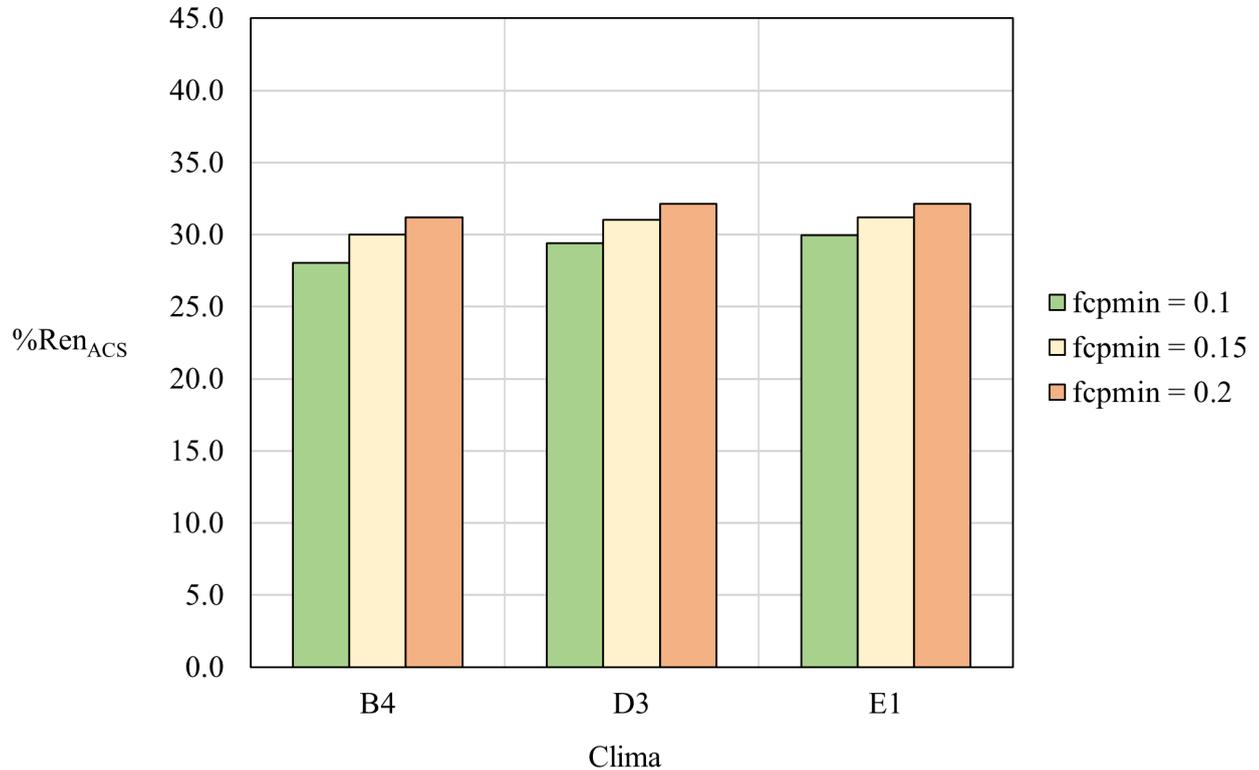


Figura 7.10: $\%Ren_{ACS}$ en el edificio colectivo entre medianeras para cada valor de f_{cpmin} y en cada clima cuando $T_{imp} = 55^{\circ}C$. Fuente: propia

Como podemos ver, los resultados son mejores en términos de consumo de energía primaria y renovabilidad a medida que aumenta el factor de carga parcial mínimo, y es por ello que se han elegido los mayores valores en cada caso.

El consumo de energía primaria disminuye al aumentar f_{cpmin} , debido a que la bomba de calor aire-agua se enciende un menor número de veces puesto que necesita más carga parcial para superar el mínimo, consumiendo así menos energía.

El porcentaje de renovabilidad in situ en la producción de ACS aumenta al aumentar f_{cpmin} , debido a que cuando la bomba de calor se enciende con la condición $f_{cp} > f_{cpmin}$, su factor de carga parcial es mayor, lo que aumenta el valor de su factor corrector f y por consiguiente su COP_{real} . Ello implica que la bomba de calor aire-agua operará a mejores rendimientos y se extraerá más energía del medioambiente, aumentando la renovabilidad del sistema.

Capítulo 8

Conclusiones y futuras líneas de investigación

8.1. Conclusiones

A continuación, se presentan las conclusiones más importantes que se extraen del presente Proyecto Fin de Máster:

- El sistema híbrido de calefacción y agua caliente sanitaria compuesto por bomba de calor aire-agua y caldera de condensación para su uso en edificios residenciales colectivos no tiene capacidad de igualar o superar el porcentaje mínimo de renovabilidad in situ en la producción de ACS requerido por la sección HE4 del DBHE del Código Técnico de la Edificación, considerando los rendimientos nominales existentes en el mercado actual para dichos generadores térmicos
- El incremento de la temperatura de impulsión del sistema híbrido hasta la temperatura de preparación de ACS (60°C) para satisfacer la demanda de agua caliente sanitaria aumenta ligeramente la renovabilidad in situ en la producción de ACS del sistema
- El sistema híbrido de calefacción y ACS compuesto por bomba de calor aire-agua y caldera de condensación para su uso en edificios residenciales colectivos es una solución ideal para el cumplimiento de la sección HE0 del DBHE del CTE, presentando unos valores de consumo de energía primaria total y no renovable muy por debajo de los valores límite marcados por esta sección. No obstante, estos valores de consumo superan el límite en viviendas unifamiliares, lo que lleva a concluir que el sistema híbrido no es una solución viable, en términos de eficiencia energética, para este tipo de edificios residenciales
- La metodología alternativa del documento reconocido de IDAE para el cálculo de prestaciones medias estacionales de las bombas de calor no es capaz de calcular con total exactitud el SCOP de un sistema centralizado de aerotermia, haciéndose necesario el uso de herramientas de cálculo más detalladas (como el programa de simulación desarrollado en el presente proyecto) para determinar este parámetro. Además, los valores mínimos de COP para poder considerar como renovable un equipo centralizado de aerotermia destinado a suministrar calefacción y ACS a 60°C, propuestos en el anexo

1 de este documento, no son lo suficientemente elevados como para poder cumplir con el porcentaje mínimo de renovabilidad in situ en la producción de ACS exigido por el HE4

- El uso de intervalos de tiempo cortos entre las iteraciones de un programa de simulación anual de un sistema de climatización en edificios residenciales como el desarrollado en el presente proyecto es crucial para que el algoritmo de control permita obtener los mejores resultados en los indicadores de eficiencia energética. Por ello, el control de las instalaciones reales debe realizarse respetando estos intervalos de tiempo
- El factor de carga parcial mínimo de la bomba de calor aire-agua utilizada en un sistema híbrido de calefacción y ACS con caldera de condensación debe ser seleccionado, en función del clima existente y la temperatura de impulsión elegida, como el mayor valor posible de este parámetro que no permita superar el 4% máximo permitido de horas fuera de consigna marcado por el DBHE. Un mayor valor de $f_{cp_{min}}$ mejora los resultados en los indicadores de eficiencia energética del sistema

8.2. Futuras líneas de investigación

En este último apartado se proponen algunas líneas de investigación que pueden ser objeto de interés, atendiendo al trabajo expuesto en el presente proyecto:

- Estudiar posibles mejoras de la instalación desarrollada en el presente proyecto, mediante el uso añadido de otros generadores térmicos renovables, que permitan aumentar el porcentaje de renovabilidad in situ en la producción de ACS de la instalación
- Realizar la evaluación del COP nominal mínimo que debe tener en cada caso la bomba de calor aire-agua del sistema híbrido desarrollado en el presente proyecto para que el sistema sea capaz de igualar o superar el porcentaje mínimo de renovabilidad in situ en la producción de ACS exigido por el HE4
- Realizar un estudio de viabilidad económica del sistema híbrido centralizado de aerotermia con caldera de condensación según el número de viviendas que puede satisfacer y en comparación con otros tipos de sistemas de climatización en edificios residenciales colectivos

Índice de figuras

1.1.	Consumo de energía primaria no renovable límite para uso residencial privado y distinto del residencial privado. Fuente: [3]	28
1.2.	Consumo de energía primaria total límite para uso residencial privado y distinto del residencial privado. Fuente: [3]	29
2.1.	Caldera de condensación Isofast Condens. Fuente: saunier duval	34
2.2.	Bomba de calor aire-agua Daikin Altherma 3M Monobloc con resistencia eléctrica de apoyo incorporada. Fuente: daikin	34
2.3.	Instalación solar térmica híbrida de circuito cerrado para producción de agua caliente sanitaria. Fuente: agenciaandaluzadelaenergia	36
2.4.	Suelo radiante Uponor Minitec. Fuente: uponor	37
2.5.	(a) Fan coil modelo 42MKT de la marca Carrier. Fuente: carrier. (b) Esquema de funcionamiento básico del fan coil. Fuente: preciogas	38
2.6.	Radiador de aluminio Xian N de marca Ferroli. Fuente: ferroli	38
3.1.	Esquema aproximado del sistema híbrido Genia Hybrid 6 de Saunier Duval, ACS mediante bomba de calor contra depósito y calefacción mediante radiadores de agua. Fuente: saunier duval	41
3.2.	Esquema aproximado del sistema híbrido Genia Hybrid 3 de Saunier Duval, ACS mediante caldera y calefacción mediante radiadores de agua. Fuente: saunier duval	42
3.3.	Esquema aproximado del sistema híbrido Genia Hybrid 9 de Saunier Duval, ACS mediante bomba de calor y caldera contra depósito y calefacción mediante radiadores de agua. Fuente: saunier duval	43
3.4.	Criterio de confort que representa la demanda de calefacción frente a la capacidad de la bomba de calor en función de la temperatura exterior. Fuente: [4]	44
3.5.	Criterio económico que representa el coste de consumo energético de ambos generadores en función de la temperatura exterior. Fuente: [4]	44
3.6.	Combinación del criterio de confort y el criterio económico: régimen de funcionamiento. Fuente: [4]	45
3.7.	Esquemas de los diferentes modelos adoptados. Fuente: [7]	47
3.8.	Representación gráfica de la caída de rendimiento de la caldera de condensación con respecto a la temperatura del agua de reposición para distintos factores de carga parcial. Fuente: [7]	48
3.9.	Modos de operación de los sistemas híbridos con bomba de calor aire-agua modelados. Fuente: [7]	49

3.10. Gráfico de resultados totales de energía primaria de cada configuración. Fuente: [7]	51
4.1. Esquema aproximado del modelo de aerotermia híbrida considerado. Fuente: propia	57
4.2. Esquema aproximado del modelo de aerotermia híbrida no adoptado. Fuente: propia	58
4.3. Perfil de consumo horario de ACS por persona a lo largo de un día tipo. Fuente: propia	60
4.4. Representación del COP corregido según F para distintos valores de $T_{s_{ext}}$ y T_{imp} . Fuente: propia	66
4.5. Representación del COP corregido según f para distintos valores de f_{cp} . Fuente: propia	67
4.6. Rendimiento de la caldera de condensación considerada en función del factor de carga parcial y la temperatura de impulsión. Fuente: Departamento de Ingeniería Energética	69
4.7. Curva de comportamiento del rendimiento de la caldera para una temperatura de impulsión de 60°C y distintos valores del factor de carga parcial. Fuente: propia	70
5.1. Consumo de energía primaria frente a temperatura de impulsión en el edificio colectivo entre medianeras con clima D3 y factor de dimensionamiento $\beta = 0,5$. Fuente: propia	84
5.2. Porcentaje de horas fuera de consigna frente a temperatura de impulsión en el edificio colectivo entre medianeras con clima D3 y factor de dimensionamiento $\beta = 0,5$. Fuente: propia	85
5.3. Porcentaje de horas fuera de consigna frente a las distintas configuraciones climáticas en el edificio colectivo entre medianeras con $T_{imp}=55^{\circ}\text{C}$ y factor de dimensionamiento $\beta = 0,5$. Fuente: propia	86
5.4. Porcentaje de horas fuera de consigna frente a β en el edificio colectivo entre medianeras con $T_{imp}=55^{\circ}\text{C}$ y clima E1. Fuente: propia	87
5.5. Consumo de energía primaria del edificio colectivo entre medianeras con $T_{imp}=55^{\circ}\text{C}$, clima E1 y $\beta = 0,7$. Fuente: propia	88
5.6. Porcentaje de horas fuera de consigna frente a β en el edificio colectivo de tipo manzana con $T_{imp}=55^{\circ}\text{C}$ y clima E1. Fuente: propia	89
5.7. Consumo de energía primaria del edificio colectivo de tipo manzana con $T_{imp}=55^{\circ}\text{C}$, clima E1 y $\beta = 0,85$. Fuente: propia	90
5.8. Volumen del colector por kW de P_{nom} frente a porcentaje de horas fuera de consigna para el edificio colectivo entre medianeras con $T_{imp} = 55^{\circ}\text{C}$ y $\beta = 0,7$ en las diferentes configuraciones climáticas. Fuente: propia	91
5.9. Volumen del colector por kW de P_{nom} frente a porcentaje de horas fuera de consigna para el edificio colectivo de tipo manzana con $T_{imp} = 55^{\circ}\text{C}$ y $\beta = 0,85$ en las diferentes configuraciones climáticas. Fuente: propia	92
6.1. Demanda de calefacción por mes del edificio colectivo entre medianeras orientado al sur para las distintas configuraciones climáticas. Fuente: propia	95

6.2.	Demanda de calefacción por mes del edificio colectivo de tipo manzana para las distintas configuraciones climáticas. Fuente: propia	95
6.3.	Desglose de la energía primaria utilizada en el edificio colectivo entre medianeras para cada configuración clima- T_{imp} . Fuente: propia	96
6.4.	Desglose de la energía primaria utilizada en el edificio colectivo de tipo manzana para cada configuración clima- T_{imp} . Fuente: propia	97
6.5.	Rendimientos medios estacionales de los generadores utilizados según su uso para cada configuración clima- T_{imp} del edificio colectivo entre medianeras. Fuente: propia	98
6.6.	Rendimientos medios estacionales de los generadores utilizados según su uso para cada configuración clima- T_{imp} del edificio colectivo de tipo manzana. Fuente: propia	99
6.7.	Porcentaje de renovabilidad in situ en la producción de ACS del edificio colectivo entre medianeras para cada configuración clima- T_{imp} . Fuente: propia .	100
6.8.	Porcentaje de renovabilidad in situ en la producción de ACS del edificio colectivo de tipo manzana para cada configuración clima- T_{imp} . Fuente: propia .	100
6.9.	Renovabilidad in situ del edificio colectivo entre medianeras con $T_{imp(CAL+ACS)} = 35^{\circ}\text{C}$ y $T_{imp(ACS)}$ de 35 a 60°C . Fuente: propia	102
6.10.	Renovabilidad in situ del edificio colectivo de tipo manzana con $T_{imp(CAL+ACS)} = 35^{\circ}\text{C}$ y $T_{imp(ACS)}$ de 35 a 60°C . Fuente: propia	102
6.11.	Renovabilidad in situ del edificio colectivo entre medianeras con $T_{imp(CAL+ACS)} = 45^{\circ}\text{C}$ y $T_{imp(ACS)}$ de 45 a 60°C . Fuente: propia	103
6.12.	Renovabilidad in situ del edificio colectivo de tipo manzana con $T_{imp(CAL+ACS)} = 45^{\circ}\text{C}$ y $T_{imp(ACS)}$ de 45 a 60°C . Fuente: propia	103
6.13.	Renovabilidad in situ del edificio colectivo entre medianeras con $T_{imp(CAL+ACS)} = 55^{\circ}\text{C}$ y $T_{imp(ACS)}$ de 55 a 60°C . Fuente: propia	104
6.14.	Renovabilidad in situ del edificio colectivo de tipo manzana con $T_{imp(CAL+ACS)} = 55^{\circ}\text{C}$ y $T_{imp(ACS)}$ de 55 a 60°C . Fuente: propia	104
6.15.	Porcentajes de energía primaria utilizados por generador según vector energético y uso en el edificio colectivo entre medianeras con $T_{imp(CAL+ACS)} = 35^{\circ}\text{C}$ y $T_{imp(ACS)}$ a 35 y 60°C . Fuente: propia	105
6.16.	Porcentajes de energía primaria utilizados por generador según vector energético y uso en el edificio colectivo de tipo manzana con $T_{imp(CAL+ACS)} = 35^{\circ}\text{C}$ y $T_{imp(ACS)}$ a 35 y 60°C . Fuente: propia	106
6.17.	Consumo de energía primaria no renovable y total del edificio colectivo entre medianeras con T_{imp} constante y clima B4. Fuente: propia	107
6.18.	Consumo de energía primaria no renovable y total del edificio colectivo entre medianeras con T_{imp} constante y clima D3. Fuente: propia	107
6.19.	Consumo de energía primaria no renovable y total del edificio colectivo entre medianeras con T_{imp} constante y clima E1. Fuente: propia	108
6.20.	Consumo de energía primaria no renovable y total del edificio colectivo de tipo manzana con T_{imp} constante y clima B4. Fuente: propia	108
6.21.	Consumo de energía primaria no renovable y total del edificio colectivo de tipo manzana con T_{imp} constante y clima D3. Fuente: propia	109
6.22.	Consumo de energía primaria no renovable y total del edificio colectivo de tipo manzana con T_{imp} constante y clima E1. Fuente: propia	109

6.23. Consumo de energía primaria no renovable y total del edificio colectivo entre medianeras con $T_{imp(ACS)} = 60^{\circ}\text{C}$ y clima B4. Fuente: propia	110
6.24. Consumo de energía primaria no renovable y total del edificio colectivo entre medianeras con $T_{imp(ACS)} = 60^{\circ}\text{C}$ y clima D3. Fuente: propia	111
6.25. Consumo de energía primaria no renovable y total del edificio colectivo entre medianeras con $T_{imp(ACS)} = 60^{\circ}\text{C}$ y clima E1. Fuente: propia	111
6.26. Consumo de energía primaria no renovable y total del edificio colectivo de tipo manzana con $T_{imp(ACS)} = 60^{\circ}\text{C}$ y clima B4. Fuente: propia	112
6.27. Consumo de energía primaria no renovable y total del edificio colectivo de tipo manzana con $T_{imp(ACS)} = 60^{\circ}\text{C}$ y clima D3. Fuente: propia	112
6.28. Consumo de energía primaria no renovable y total del edificio colectivo de tipo manzana con $T_{imp(ACS)} = 60^{\circ}\text{C}$ y clima E1. Fuente: propia	113
6.29. Tablas 4.1 y 4.2 del documento reconocido para el cálculo de prestaciones medias estacionales en bombas de calor de IDAE. Fuente: [10]	114
6.30. Comparativa de rendimientos medios estacionales obtenidos por el documento de IDAE con los obtenidos por simulación para los edificios considerados. Fuente: propia	115
6.31. COP nominal mínimo propuesto por IDAE para poder considerar como renovable una bomba de calor para producción de calefacción y ACS a 60°C . Fuente: [10]	116
6.32. $\%Ren_{ACS}$ según clima y edificio empleando los COP nominales mínimos recomendados por IDAE para un sistema centralizado de aerotermia destinado a suministrar calefacción y ACS a 60°C . Fuente: propia	117
7.1. Comparativa de $C_{ep,tot}$ en el edificio unifamiliar aislado orientado al este para $\Delta t=10$ min y $\Delta t=1$ h manteniendo T_{imp} constante. Fuente: propia	119
7.2. Comparativa de $\%Ren_{ACS}$ en el edificio unifamiliar aislado orientado al este para $\Delta t=10$ min y $\Delta t=1$ h manteniendo T_{imp} constante. Fuente: propia	119
7.3. Comparativa de porcentaje de horas fuera de consigna en el edificio unifamiliar aislado orientado al este para $\Delta t=10$ min y $\Delta t=1$ h manteniendo T_{imp} constante. Fuente: propia	120
7.4. Comparativa de $C_{ep,tot}$ en el edificio colectivo de tipo manzana para $\Delta t=10$ min y $\Delta t=1$ h manteniendo T_{imp} constante. Fuente: propia	121
7.5. Comparativa de $\%Ren_{ACS}$ en el edificio colectivo de tipo manzana para $\Delta t=10$ min y $\Delta t=1$ h manteniendo T_{imp} constante. Fuente: propia	121
7.6. Comparativa de porcentaje de horas fuera de consigna en el edificio colectivo de tipo manzana para $\Delta t=10$ min y $\Delta t=1$ h manteniendo T_{imp} constante. Fuente: propia	122
7.7. Porcentaje de horas fuera de consigna con los distintos valores de fcp_{min} para cada combinación clima- T_{imp} en el edificio colectivo entre medianeras. Fuente: propia	123
7.8. Porcentaje de horas fuera de consigna en el edificio colectivo entre medianeras para cada clima cuando $T_{imp(ACS)} = 60^{\circ}\text{C}$ y para cada valor de $T_{imp(CAL+ACS)}$ con su fcp_{min} elegido. Fuente: propia	124
7.9. $C_{ep,tot}$ en el edificio colectivo entre medianeras para cada valor de fcp_{min} y en cada clima cuando $T_{imp} = 55^{\circ}\text{C}$. Fuente: propia	125

7.10. % Ren_{ACS} en el edificio colectivo entre medianeras para cada valor de $fc_{p_{min}}$ y en cada clima cuando $T_{imp} = 55^{\circ}C$. Fuente: propia 126

Índice de tablas

3.1. Datos técnicos de la caldera de condensación modelada	47
3.2. Datos técnicos de la bomba de calor aire-agua modelada	48
3.3. Datos de las distintas configuraciones consideradas	50
4.1. Área y ocupación de los distintos tipos de edificios	59
4.2. Temperatura media mensual de agua de reposición [3]	61
4.3. Generadores de energía empleados en la instalación para cada uso y sus vectores energéticos asociados	75
4.4. Factores de paso de energía final a energía primaria no renovable, renovable y total [8]	77
4.5. Demanda de ACS de cada tipo de edificio calculada con ayuda del anejo F del DBHE	79
5.1. Valores de los parámetros característicos y de dimensionado de los equipos para cada edificio colectivo	93

Bibliografía

- [1] Artículo “El gas del cambio climático marca un récord nunca visto en la historia humana”, La Vanguardia
link: <https://www.lavanguardia.com/Gas Cambio Climático>
- [2] Ley Europea del Clima, Comisión Europea, Europa.eu
link: <https://ec.europa.eu/clima/policies/eu climate action/law.es>
- [3] Documento Básico de Ahorro de Energía, Código Técnico de la Edificación
- [4] Jornada Técnica “Sistemas Híbridos con Aerotermia”, Plan Divulga Universidad Miguel Hernández de Elche, Saunier Duval, 2017
link: <https://www.youtube.com/watch?v=CjFhtxNtS9At=3592s>
- [5] Jornada Técnica “Sistemas Híbridos con Aerotermia”, Plan Divulga Universidad Miguel Hernández de Elche, Saunier Duval, 2019
link: <https://www.youtube.com/watch?v=ZodZcJuKL28>
- [6] Instalación solar: Componentes y válvulas para placas solares, Blog de Válvulas Arco, Compañía Arco
link: <https://blog.valvulasarco.com/instalacion-solar>
- [7] Artículo de investigación: *Influence of sizing strategy and control rules on the energy saving potential of heat pump hybrid systems in a residential building*. Departamento de Ingeniería Industrial, Universidad de Bolonia, Italia. Matteo Dongellini, Claudia Naldi, Gian Luca Morini
- [8] Factores de emisión de CO₂ y coeficientes de paso a energía primaria de diferentes fuentes de energía final consumidas en el sector de edificios en España. Documento Reconocido del RITE (IDAE)
link: <https://energia.gob.es/Factores emision CO2.pdf>
- [9] Tarifa de DAIKIN de Abril 2021.
link: <https://idaikin.es/catalogos/tarifa-daikin-abril-2021.pdf>
- [10] Prestaciones medias estacionales de las bombas de calor para producción de calor en edificios. Documento reconocido del RITE (IDAE)
link: <https://energia.gob.es/Prestaciones Medias Estacionales.pdf>

