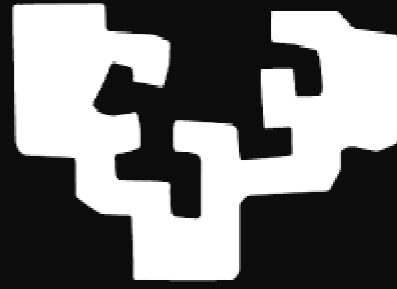
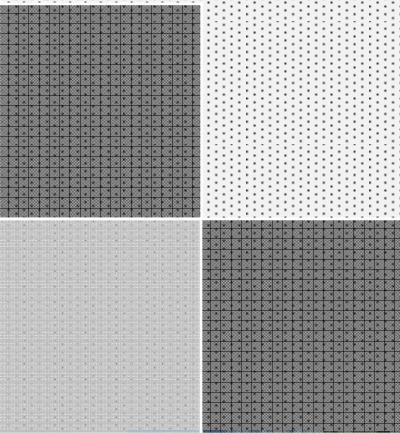


eman ta zabal zazu



Optimización en la operación y el diseño de plantas de microgeneración para edificios de viviendas



Estibaliz Pérez Iribarren

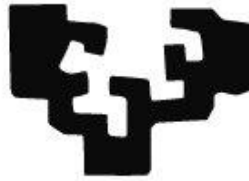
Directores:

Dr. José María Sala Lizarraga

Dr. Luis Alfonso del Portillo Valdés

Bilbao, 2015

eman ta zabal zazu



Universidad
del País Vasco

Euskal Herriko
Unibertsitatea



Makina eta Motor
Termikoak Saila
Departamento de Máquinas
y Motores Térmicos

Optimización en la operación y el diseño de plantas de microgeneración para edificios de viviendas

Estibaliz Pérez Iribarren
(Ingeniero Industrial)

Universidad del País Vasco (UPV / EHU), en cumplimiento con los
requisitos para el grado de doctor dentro del programa de doctorado
Ingeniería Térmica del Departamento de Maquinas y Motores
Térmicos.

Directores de Tesis:

Dr. José María Sala Lizarraga

Dr. Luis Alfonso del Portillo Valdés

Bilbao, 2015

Resumen

En la actualidad, el sector de la edificación es responsable del 17% del consumo de energía final en España, siendo aproximadamente un 60% debido a la demanda de calefacción y agua caliente sanitaria. La creciente preocupación por reducir este consumo y el impacto ambiental que el mismo implica, ha dado lugar a diversas modificaciones del marco normativo enfocadas a una mayor eficiencia energética en los edificios y al empleo de tecnologías de origen renovable o de alta eficiencia.

No obstante, no se dispone de una metodología genérica que permita seleccionar la tecnología o combinación de tecnologías económicamente viable que sea a su vez respetuosa con el Medio Ambiente. Esto se debe, en parte, a la gran variabilidad en las demandas térmica y eléctrica de los edificios, a la alta volatilidad en los precios de mercado y a un marco normativo inestable.

Esta tesis presenta una metodología basada en programación matemática lineal que permite seleccionar, dimensionar y establecer el modo de funcionamiento de la hibridación de tecnologías óptima, de acuerdo a criterios económicos y/o medioambientales. La elección de la metodología basada en programación matemática lineal está justificada por su capacidad para englobar problemas de optimización de gran tamaño en distintos niveles (operación, dimensionamiento y síntesis) mediante un algoritmo horizontal, así como por proporcionar una solución exacta del sistema. Si bien este método comprende una complejidad matemática para su formulación, su implementación, resolución y posterior análisis ofrecen mayor sencillez que otros métodos de optimización más sofisticados. Esta misma metodología se aplica a instalaciones de microgeneración con el fin de determinar el dimensionamiento óptimo y la integración del sistema de almacenamiento térmico que garantiza un mejor aprovechamiento de la energía térmica.

A partir de los fundamentos de la Termoeconomía, se incluye un análisis más pormenorizado de las instalaciones de microgeneración, donde se evalúa el origen de las irreversibilidades para un caso concreto de una instalación ubicada en un edificio de viviendas en Vitoria-Gasteiz. Por otra parte, el crecimiento de las Empresas de Servicios

Energéticos en los últimos años pone de manifiesto la importancia de disponer de sistemas eficientes que repercutan en un ahorro económico y medioambiental, así como la de determinar el coste asociado a los productos de las instalaciones. Existe gran controversia en la elección del método de asignación de costes entre productos de distinta naturaleza, por lo que se ha considerado interesante realizar un estudio comparativo entre los diferentes métodos de asignación de costes, con el objetivo de establecer las ventajas e inconvenientes de cada uno de ellos y acotar su campo de aplicación.

Finalmente, se amplía el estudio realizado con una optimización de la estrategia de control de una instalación real de microgeneración mediante el empleo de algoritmos genéticos, cuyo uso en estos casos resulta más interesante que la programación matemática lineal. Los resultados obtenidos a partir de la estrategia de control optimizada se contrastan con los obtenidos de implementar la estrategia de control óptima en la instalación experimental del Laboratorio de Control de Calidad del Gobierno Vasco. Este estudio se complementa con un análisis de identificación de incertidumbres de la planta experimental.

Agradecimientos

En primer lugar, agradecer a mis directores de tesis Luis del Portillo y José María Sala su dedicación, apoyo y confianza a lo largo de estos años, así como por haberme proporcionado la posibilidad de desarrollar mi formación investigadora a su lado.

Mi más sincero agradecimiento a la Universidad del País Vasco UPV-EHU y al Laboratorio de Control de Calidad en la Edificación del Gobierno Vasco, sin cuyos medios técnicos y económicos esta labor no hubiese sido posible. Al Departamento de Energía del Politecnico di Milano, en especial a Stefano Campanari y Aldo Bischi, por su colaboración, su orientación y su trato impecable durante los cuatro meses de estancia en los que trabajamos mano a mano. A Carmen Grafulla por atender y esclarecer mis dudas estadísticas. Y a nuestros compañeros de la Universidad de la Rioja, por su impulso, su practicidad y su capacidad de arrojar luz en lo que parece perdido.

Evidentemente, a mis compañeros de departamento por el día a día, por su implicación y su amistad, y por hacer que sea fácil llegar a trabajar cada día con una sonrisa.

Finalmente, y no por ello menos importante, mil gracias y un besazo enorme para los míos. A mi familia: especialmente a ama por su manera de entender la vida, a aita por ser siempre un referente, a mi hermano Iván porque crecer a su lado ha hecho todo más fácil, a mi cuñada Ira por su naturalidad, a mis tías por darnoslo todo, a mis primos Ibone y Txema por ser como nuestros hermanos, y a nuestra pequeña Izar, por ser la estrellita que ha iluminado los días este último año. A mis amig@s, especialmente a “la cuadri”, y a esos “jueves sociales” que hacen la semana más corta. A Iban, mi cómplice y compañero de fatigas, por su sentido del humor, su sencillez y, principalmente, por aguantarme tanto.

Tabla de contenidos

Resumen	i
Agradecimientos	iii
Tabla de contenidos.....	v
Nomenclatura	xi
CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS DE LA TESIS	
1 La cogeneración en edificios residenciales.....	3
2 Optimización de los sistemas de cogeneración.....	6
3 La Termoeconomía en instalaciones de cogeneración	8
4 El Análisis de Ciclo de Vida en edificios (LCA)	10
5 Objetivos y estructura de la tesis.....	13
CAPÍTULO 2: INTEGRACIÓN DEL ALMACENAMIENTO TÉRMICO EN INSTALACIONES DE MICROCOGENERACIÓN	
1 Introducción y objetivos	21
2 Marco regulatorio de la cogeneración en el sector de la edificación	22
3 Viabilidad de las instalaciones de microcogeneración	29
3.1 Criterios de diseño en instalaciones de microcogeneración.....	29
3.2 Integración de los sistemas de cogeneración y almacenamiento térmico en edificios	35
4 Optimización lineal para el dimensionamiento de instalaciones de cogeneración ...	38
4.1 Construcción de modelos lineales	40
4.2 El problema de optimización en instalaciones térmicas de edificios y la elección de los días tipo	45
5 Integración óptima del almacenamiento térmico en instalaciones de micro-CHP ...	50
5.1 Caso en estudio	50
5.2 Modelo de optimización lineal.....	54
5.3 Resultados y discusión.....	64



5.4	Análisis de los costes marginales en la optimización de instalaciones de microgeneración	75
6	Conclusiones.....	80
CAPÍTULO 3: OPTIMIZACIÓN DEL DISEÑO Y OPERACIÓN DE INSTALACIONES DE MICROGENERACIÓN EN EDIFICIOS		
1	Introducción y objetivos	85
2	Edificio en estudio.....	86
2.1	Demandas del edificio	87
2.2	Instalación de calefacción y ACS en la promoción Salburua 176	90
3	Optimización de la operación de la planta.....	94
3.1	Optimización económica de la operación.....	95
3.2	Optimización ambiental de la operación	108
3.3	Simulación de la planta.....	108
3.4	Análisis de resultados	113
4	Optimización del dimensionamiento y del modo de operación de la planta.....	116
4.1	Optimización económica.....	116
4.2	Optimización medioambiental.....	130
4.3	Resultados del redimensionamiento de la planta.....	133
5	Conclusiones.....	137
CAPÍTULO 4: HIBRIDACIÓN DE SISTEMAS DE GENERACIÓN EN EDIFICIOS		
1	Introducción y objetivos	143
2	Superestructura de sistemas híbridos.....	144
3	Optimización económica de la generación combinada.....	148
3.1	Función objetivo.....	148
3.2	Restricciones técnicas, económicas y legales.....	149
3.3	Estructura óptima económica	168
4	Optimización ambiental de la generación combinada	169
4.1	Función objetivo.....	169
4.2	Restricciones técnicas, medioambientales y legales.....	170
4.3	Estructura óptima ambiental	173
5	Optimización multiobjetivo	174

5.1	Optimización multicriterio económica y ambiental de la síntesis de la planta en estudio	178
5.2	Estructura óptima multicriterio.....	183
6	Análisis de sensibilidad.....	184
6.1	Sensibilidad a la retribución a la inversión y a la operación de sistemas de generación eléctrica	184
6.2	Sensibilidad a la discriminación horaria.....	185
6.3	Sensibilidad a los precios de mercado del gas natural y de la electricidad.....	186
6.4	Sensibilidad al mix energético	189
7	Conclusiones.....	191
CAPÍTULO 5: CÁLCULO Y ASIGNACIÓN DE LOS COSTES DE FLUJOS INTERMEDIOS Y DE PRODUCTOS EN PLANTAS DE COGENERACIÓN		
1	Introducción y objetivos	195
2	El análisis exergético en edificios.....	196
2.1	El concepto de exergía	196
Los diferentes matices de la definición de exergía fueron recogidos por Hepbasli [128] en una tabla como la siguiente:.....		
2.2	Cálculo de la demanda de exergía en edificios	198
2.3	Análisis exergético de la instalación térmica	201
2.4	Demanda de exergía acumulada en un sistema	208
3	Asignación de costes a los productos de la planta	214
3.1	Introducción a la problemática general de asignación de costes.....	214
3.2	Métodos empleados en el problema de asignación	215
3.3	Asignación según la teoría del coste exergético (TEC) y formación de los costes exergéticos de los flujos de la planta.....	217
3.4	Asignación y contabilidad de costes termoeconómicos.....	226
3.5	Análisis comparativo de los métodos de asignación propuestos.....	238
4	Asignación de cargas medioambientales.....	244
4.1	La exergía como indicador medioambiental.....	244
4.2	Asignación del impacto ambiental a los flujos de la planta	245
4.3	Resultados comparativos de la asignación del impacto ambiental.....	252
5	Conclusiones.....	254



CAPÍTULO 6: DEFINICIÓN DE LA ESTRATEGIA DE CONTROL DE SISTEMAS ENERGÉTICOS MEDIANTE SIMULACIÓN Y ENSAYO EN UNA PLANTA EXPERIMENTAL

1	Introducción y objetivos	259
2	Planta experimental del LCCE.....	260
2.1	Objetivos de la planta de ensayos.....	260
2.2	Descripción de la instalación actual. Esquema de principio.	261
2.3	Diferentes tipos de ensayos que se pueden realizar	269
3	Definición de un ensayo motor-caldera-almacenamiento.....	273
3.1	Estrategias de control	274
3.2	Algoritmo de optimización.....	278
3.3	Simulación	280
3.4	Optimización económica de la estrategia de control	282
3.5	Ensayo de la planta LCCE de acuerdo al modo de funcionamiento óptimo	288
4	Análisis de incertidumbre	291
5	Conclusiones.....	296

CAPÍTULO 7: CONCLUSIONES, CONTRIBUCIONES Y FUTURAS LÍNEAS DE TRABAJO

1	Conclusiones.....	301
2	Contribuciones.....	304
3	Futuras líneas de trabajo	305

ANEXOS

Anexo A. Cálculo de las demandas del edificio.....	309	
1	Cálculo de la demanda de calefacción del edificio	309
1.1	Modelo trnsys del edificio seleccionado	309
1.2	Datos geométricos y constructivos	309
1.3	Condiciones de operación del edificio	316
1.4	Datos climáticos.....	323
1.5	Demanda de calefacción.....	323
2	Demanda de ACS	325
3	Demanda de electricidad	326

Anexo B. Datos de partida de la planta de micro-CHP	327
Anexo C. Características técnicas de las tecnologías de generación y datos de los recursos energéticos.....	335
1 Datos técnicos, económicos y medioambientales de las tecnologías de la superestructura.....	335
1.1 Generación térmica	336
1.2 Almacenamiento térmico.....	352
1.3 Generación eléctrica	355
1.4 Generación combinada de calor y electricidad.....	357
2 Coste económico e impacto medioambiental de los recursos energéticos	360
2.1 Coste de los recursos energéticos.....	360
2.2 Metodologías de evaluación de impacto ambiental	361
Anexo D. Caracterización experimental del comportamiento térmico y eléctrico del motor de cogeneración Dachs de Senertec	364
1 Objeto	364
1.1 Descripción del equipo de cogeneración	364
2 Ejecución del ensayo	364
2.1 Norma de ensayo utilizada.....	365
2.2 Metodología de ensayo	365
3 Resultados	367
3.1 Funcionamiento en régimen estacionario.....	367
3.2 Arranque en frío	368
3.3 Arranque en caliente	371
3.4 Ensayo de parada.....	373
Referencias.....	377

Nomenclatura

Abreviaturas

ACS	Agua Caliente Sanitaria
AVCO	Average Cost
CED	Demanda de energía acumulada (Cumulative Energy Demand)
CExD	Demanda de exergía acumulada (Cumulative Exergy Demand)
CHP	Cogeneración (Combined Heat and Power)
CHCP	Trigeneración (Combined Heat Cooling and Power)
CTE	Código Técnico de la Edificación
DHW	Domestic Hot Water (ACS en ingles)
EA	Algoritmo Evolutivo (Evolutionary Algorithm)
ECBCS	Programa EBC (Energy and Buildings Communities)
ESE	Empresa de Servicios Energéticos
EVE	Basque Energy Agency (Ente Vasco de la Energía)
GA	Algoritmo Genético (Genetic Algorithm)
GEI	Gases de Efecto Invernadero
GWP	Potencial de calentamiento global (Global Warming Potential)
HHV	High Heating Value (PCS en inglés)
HVAC	Calefacción, ventilación y aire acondicionado (Heating, Ventilating and Air Conditioning)
ICE	Motor de Combustión Interna (Internal Combustion Engine)
IEA	Agencia Internacional de la Energía (International Energy Agency)
IPCC	Panel Intergubernamental sobre Cambio Climático (Intergovernmental Panel on Climate Change)
LHV	Low Heating Value (PCI en inglés)
Micro-CHP	Microcogeneración
LCA	Análisis de Ciclo de Vida (Life Cycle Assessment)
LCC	Análisis de Ciclo de Vida Económico (Life Cycle Cost Analysis)
LCCE	Laboratorio de Control de Calidad en la Edificación
LIFO	Last-In-First-Out
MILP	Programación Lineal Entera Mixta (Mixed Integer Linear Programming)
MINLP	Programación No Lineal Entera Mixta (Mixed Integer Non Linear Programming)
MOPSA	Modified Productive Structural Analysis



NG	Natural Gas
REE	Rendimiento Eléctrico Equivalente
RITE	Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios
SE	Motor Stirling (Stirling Engine)
SPECO	Specific Exergy Costing
PES	Ahorro de Energía Primaria (Primary Energy Saving)
ORC	Ciclo Orgánico de Rankine (Organic Rankine Cycle)
PCI	Poder calorífico inferior
PCS	Poder calorífico inferior
ST	Teoría Estructural (Structural Theory)
TEC	Teoría del Coste Exergético (Theory of Exergy Cost)
TES	Sistema de almacenamiento de energía térmica (Thermal Energy Storage)
TFA	Análisis Termoeconómico Funcional (Thermoeconomic Functional Analysis)

Nomenclatura

a	Año
AER	Isla de simulación de demanda de calefacción del LCCE
B	Bombas e islas de distribución del LCCE
BB	Caldera de biomasa (Biomass Boiler)
BC	Isla de bomba de calor aire-agua del LCCE
BC_	Zonificación de planta Bajo Cubierta
bf	Beneficio
bin	Número binario
BL_	Zonificación de locales L en planta baja B
BZ_	Zonificación de zonas comunes Z en planta baja B
c	Coste unitario
C	Coste global
Ca	Coefficiente de ajuste
CA	Isla de caldera mural del LCCE
CB	Caldera de condensación (Condensing Boiler)
CB_HT	Caldera de condensación operando a alta temperatura
CB_LT	Caldera de condensación operando a baja temperatura
CE	Contenido Energético (Cumulative Energy)
CEx	Contenido Exergético (Cumulative Exergy)

CHAR	Carga del sistema de almacenamiento térmico
Co	Complemento
COG	Islas de microgeneración del LCCE
COP	Coefficiente de operación de la bomba de calor (Coefficient of Performance)
CO ₂	Emisiones unitarias de CO _{2eq}
CO ₂	Emisiones globales de CO _{2eq}
c _p	Calor específico a presión constante
CRF	Factor de recuperación de capital (Capital Recovery Factor)
cw	Calor específico del agua
d	Día
D	Destrucción de exergía
D/H	Relación diámetro/altura de los sistemas de almacenamiento
dc	Descuento
de	Distancia euclídea
DISCH	Descarga del sistema de almacenamiento térmico
DP	Sistemas de acumulación del LCCE
e	Espesor
E	Electricidad (el “.” superior indica potencia eléctrica)
Ex	Exergía (el “.” superior indica exergía por unidad de tiempo)
F	Fuel o consumo de combustible (el “.” superior indica potencia)
F _x	Exergía del fuel
FAM	Factor de amortización
fo	Factor de operación de la instalación fotovoltaica
G	Radiación global incidente
h	Hora (en los capítulos 5 y 6 también hace referencia a la entalpía específica del fluido)
H	Entalpía total del fluido
HC	Compensador hidráulico
HEAT	Demanda de calefacción
HP	Bomba de calor aire-agua (Heat Pump)
HT	Alta temperatura (High Temperature)
HX	Intercambiador de calor
i	Interés efectivo anual
I	Irreversibilidad
ICE	Motor de Combustión Interna (Internal Combustion Engine)



ICE_MAX	Número máximo de motores a instalar
I/O	Entrada/salida
int	Número entero
INT	Intercambiadores de calor del LCCE
Int_air	Aire Interior
Inv	Inversión
k	Componente, equipo o tecnología
k*	Coste exergético unitario
k'	Coefficiente de pérdidas lineal en colectores solares térmicos
L _x	Exergía de las pérdidas
LT	Baja temperatura (Low Temperature)
LTB	Caldera de baja temperatura (Low Temperature Boiler)
lw_ch	Límite inferior de la histéresis para carga del depósito
lw_dch	Límite inferior de la histéresis para descarga del depósito
m	Masa (el “.” superior indica flujo másico)
M	Constante del método de la Gran M (en esta tesis 10 ⁷)
Max	Maximizar
Min	Minimizar
MIX	Mezcla
n	Vida útil
N	Número de equipos instalados
nec	Cantidad del portador de energía (energy carrier)
NG	Gas Natural (Natural Gas)
NHD	Tarifa sin discriminación horaria (No hourly discrimination)
NHD_NCV	Tarifa NHD sin variación en los componentes seleccionados en la planta
NPV	Valor Actual Neto (Net Present Value)
NS	Ahorro neto generado en un periodo de tiempo
ntd	Número de días que se repite un día-tipo
P _x	Exergía del producto
PL	Carga
P_L_	Zonificación de locales L en plantas P
PM	Pump
PSU	Penalización al arranque
PUR	Relativo a la compra
PV	Instalación fotovoltaica (Photovoltaic)

P_V_	Zonificación de viviendas V en plantas P
P_Z_	Zonificación de zonas comunes Z en plantas P
2PHD	Tarifa con discriminación horaria de 2 periodos (2-period hourly discrimination)
Q	Calor (el “.” superior indica potencia térmica)
r	Tasa de descuento
R	Retribución (en anexo A hace referencia a la resistencia térmica de los materiales)
r_{ex-e}	Ratio de conversión de exergía a energía
Rabs	Radiación absorbida
RAD	Radiador
Re	Radiación efectiva
Ref H η	Valor de referencia de la eficiencia armonizada para la producción separada de calor
Ref E η	Valor de referencia de la eficiencia armonizada para la producción separada de electricidad
Rt	Tarifa regulada
s	Entropía específica de un fluido
S	Superficie
S_	Zonificación de plantas de sótano
SOLD	Relativo a la venta
st	Sonda de temperatura
ST	Solar térmica (Solar Thermal)
ST_HT	Solar térmica impulsada a circuito de alta temperatura
ST_LT	Solar térmica impulsada a circuito de baja temperatura
start_up	Función de arranque del motor
SVHD	Tarifa con discriminación horaria supervalle (Supervalley hourly discrimination)
t	Periodo de tiempo
T	Temperatura
T*	Temperatura reducida
upp_ch	Límite superior de la histéresis para carga del depósito
upp_dch	Límite superior de la histéresis para descarga del depósito
UT	Unidades terminales
V	Volumen (el “.” superior indica caudal volumétrico)
VNA	Valor Neto Activo
VR	Vida residual útil
VV	Válvula



V2V	Válvula dos vías
V3V	Válvula tres vías
u	Incertidumbre
W	Trabajo (el “.” superior indica potencia)
X	Contenido exergético anualizado de los componentes de la planta
y	Mensurando en capítulo 6
Y	Emisiones anualizadas de la fabricación de componentes de la planta
z	Zona
Z,k	Coste anual de amortización de la tecnología k

Símbolos griegos

Δ	Incremento
∂	Derivada parcial
ε	Eficiencia del sistema de ventilación con recuperador de calor
η	Rendimiento energético
η_0	Factor óptico en colectores solares térmicos
λ	Conductividad
ρ	Densidad
σ	Porcentaje de pérdidas en los colectores solares térmicos
Ψ	Rendimiento exergético

Superíndices

CH	Química
M	Mecánica
PH	Física
T	Térmica
W	Trabajo

Subíndices

0	Ambiente de referencia
%	Porcentual
a	Año

amb	Ambiente
ave	Relativo al valor promedio
BB	Relativo a la caldera de biomasa
CA-01	Relativo a la isla de caldera de condensación del LCCE
CAP	Relativo a la capacidad de almacenamiento térmico
CAP,k	Relativo a la capacidad de almacenamiento térmico de la tecnología k
cau	Caudalímetro
CB	Relativo a la caldera de condensación
CB_HT	Relativo a la caldera de condensación operando a alta temperatura
CB_LT	Relativo a la caldera de condensación operando a baja temperatura
ch	Química
CHAR	Relativo a la carga del sistema de almacenamiento térmico
CHP	Relativo a la cogeneración
COG-01	Relativo a la isla de microgeneración de motor de combustión interna del LCCE
col	Colector solar térmico
CONTROL	Relativo al control de carga y descarga del sistema de acumulación del LCCE
d	Diario
D	Relativo a la destrucción de exergía
DEM	Relativo a la demanda
DEM,HT	Relativo a la demanda a alta temperatura
DEM,LT	Relativo a la demanda a baja temperatura
dh	Discriminación horaria
DHW	Relativo a la demanda de agua caliente sanitaria
DISCH	Relativo a la descarga del sistema de almacenamiento térmico
DISS	Relativo al calor disipado en el TES
E	Relativo a la electricidad
E,k	Relativo a la generación o consumo de electricidad de la tecnología k
eff	Relativo a la eficiencia
ENV	Medioambiental
EPUR	Relativo a la electricidad comprada
ESOLD	Relativo a la electricidad vendida
ex	Relativo a la exergía
F	Relativo al consumo de combustible
FIN	Relativo al instante final de un periodo
FIX	Relativo a la fabricación de componentes (término fijo)



FM,k	Relativo a valores de mantenimiento fijos (% de la inversión) de la tecnología k
h	Horario
HEAT	Relativo a la demanda de calefacción
HEAT,HT	Relativo a la demanda de calefacción a alta temperatura
HEAT,LT	Relativo a la demanda de calefacción a baja temperatura
HHV	Relativo al poder calorífico superior
HP	Relativo a la bomba de calor aire-agua
ICE	Relativo al motor de combustión interna
ICE,U	Relativo al producto útil del motor de combustión interna
IN	Entrante
INF	Infiltraciones
INI	Relativo al instante inicial de un periodo
Int_air	Relativo al aire interior
INT-GAINS	Ganancias Internas
INV	Relativo a la inversión
k	Relativo al componente, equipo o tecnología
kin	Cinética
L, L _x	Relativo a las pérdidas de exergía
lat	Relativo al calor latente
LHV	Relativo al poder calorífico inferior
LOSS	Relativo a las pérdidas
LTB	Relativo a la caldera de baja temperatura
LTMD	Temperatura media logarítmica
MAX	Máximo
MIN	Mínimo
NOM	Relativo a los valores nominales
NG	Relativo al gas natural
nuc	Nuclear
O	Relativo a la operación
O&M	Operación y mantenimiento
op	Operativa
OPT	Relativo a la optimización
OUT	Saliente
pt	Potencial
pu	Por unidad

PUR	Relativo a la compra
PV	Relativo a la instalación fotovoltaica
PVI	Relativo a los inversores de la instalación fotovoltaica
Q	Relativo al calor
Q,k	Relativo a la generación de calor de la tecnología k
QDISS	Relativo al calor disipado
r	Relativo al retorno
rad	Radiación
RAD	Radiador
reac	Energía reactiva
rec	Relativo al sistema de recuperación de calor
ret_ice	Retorno a motor de combustión interna
rm	Radiante media
S	Sol
SIM	Relativo a la simulación
ST	Relativo a la solar térmica
st	Sonda de temperatura
std	Sonda de temperatura de depósito
STO	Relativo al calor almacenado en el sistema de almacenamiento térmico
STO,k	Relativo al calor almacenado en el TES de la tecnología k
SOL	Solar
SOLD	Relativo a la venta
ST_HT	Relativo a solar térmica impulsada a circuito de alta temperatura
ST_LT	Relativo a solar térmica impulsada a circuito de baja temperatura
t	Periodo de tiempo
TES	Relativo al sistema de almacenamiento térmico
TES,k	Relativo al calor descargado por el TES de la tecnología k
th	Térmica
TOT	Total
TRANS	Transferencia de calor a través de la envolvente
VENT	Ventilation
VM,k	Relativo a valores de mantenimiento variables de la tecnología k
w	Relativo al agua
x	Relativo a la exergía
z	Relativo a la zona

CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS DE LA TESIS

1 La cogeneración en edificios residenciales

La cogeneración (Combined Heat and Power: CHP) se define como la producción secuencial de energía eléctrica o mecánica y energía térmica útil a partir de una misma fuente de energía primaria. La microcogeneración (micro-CHP), por su parte, hace referencia a instalaciones de cogeneración de potencia eléctrica inferior a 50 kWe, que se emplean principalmente en pequeña industria y edificios comerciales y residenciales. La generación combinada de calor y electricidad permite obtener rendimientos globales elevados cercanos al 90%, permitiendo ahorros de energía primaria y una reducción en las emisiones de gases de efecto invernadero (GEI) al reducir las pérdidas de transporte y distribución de electricidad.

En Europa, los edificios residenciales y comerciales son responsables del 40% de la energía consumida y del 36% de emisiones de gases de efecto invernadero generadas [1], mientras que en España el sector residencial-comercial ocupa el tercer puesto en consumo de energía final con un 17% [2].

En Euskadi este valor es de un 14%, de los cuales un 8% corresponde al sector residencial y un 6% al sector servicios. De la energía demandada por los hogares, un 39.4% corresponde a la calefacción y un 19.6% al consumo de agua caliente sanitaria (ACS; Domestic Hot Water en inglés: DHW) [3]. Por este motivo, las soluciones para reducir el consumo están orientadas a la rehabilitación de la envolvente y/o la renovación de las instalaciones térmicas. El empleo de tecnologías más eficientes, así

como un correcto dimensionamiento de las instalaciones y un uso racional de la energía, puede traducirse en beneficios económicos, medioambientales y de confort para los usuarios.

La micro-CHP distribuida puede jugar un papel importante en la situación energética actual, proporcionando al sector de la edificación beneficios como: aumentar la eficiencia del sistema de generación y, por ende, disminuir el consumo de recursos energéticos; disminuir las emisiones de GEI; reducir las pérdidas en el transporte de la energía eléctrica; mejorar la calidad de suministro; y aumentar la transparencia del mercado eléctrico.

En la actualidad, existen varias tecnologías de microgeneración (micro-CHP), entre las que se encuentran las basadas en motores de combustión interna (Internal Combustion Engine: ICE), los motores de combustión externa como el motor Stirling (Stirling Engine: SE), las microturbinas, el ciclo orgánico de Rankine (Organic Rankine Cycle: ORC) y las pilas de combustible [4]. La tecnología más avanzada y comercializada en el mercado es la basada en motores de combustión interna, seguida muy de lejos de las microturbinas, los ORC y los motores Stirling. Las pilas de combustible, en cambio, se encuentran todavía en proceso de investigación, ya que actualmente no es una tecnología económicamente viable, por su elevado coste y su reducida vida útil.

El Boletín de Estadísticas Energéticas de la Cogeneración para el año 2013, pone de manifiesto que la potencia eléctrica total instalada de cogeneración de pequeña escala ($\leq 1\text{MW}$) en España asciende a 137.2MW, de los cuales un 96.2% se basa en motores de combustión interna y aproximadamente un 78.4% emplea como combustible gas natural. Por otra parte, el sector residencial-comercial tiene un potencial de cogeneración de pequeña escala instalado de 31.9MW en 57 unidades de cogeneración diferentes. En este sector, la mayor parte de las tecnologías de micro-CHP funcionan con gas natural, debido a su eficiencia y a su elevada rentabilidad económica. A pesar de que se están empezando a utilizar más sistemas de micro-CHP que emplean combustibles de origen renovable- tales como biogás-, aún no tienen un impacto significativo dentro del sector.

Los aspectos fundamentales que hacen que una planta de cogeneración sea competitiva en términos de rentabilidad económica, ahorro energético y emisiones de CO₂ generadas, reside en un adecuado dimensionamiento del sistema y de la estrategia de operación de la planta, cuya determinación se vuelve más compleja cuando las demandas son variables, los precios de mercado de los recursos energéticos son volátiles y la normativa se ve afectada por constantes cambios sustanciales.

Para la mayoría de las aplicaciones industriales, la selección del diseño principal y las características operativas de una planta de cogeneración es un procedimiento relativamente sencillo, dado que en un proceso industrial las cargas térmicas y eléctricas son bastante constantes durante todo el año. Es por ello, que el dimensionamiento óptimo de los componentes de una planta de cogeneración, en este sector, se puede obtener a partir de la demanda térmica promedio anual [5].

Las aplicaciones en el sector residencial y terciario requieren un enfoque totalmente diferente debido a las grandes fluctuaciones que presentan la demanda de electricidad y las demandas de ACS y calefacción, que están íntimamente relacionadas con las condiciones climáticas. Para este tipo de aplicaciones, no existe un método simple para la optimización de los parámetros de diseño de la planta y la estrategia de operación de la misma: por ejemplo, se desconoce cuál es el tamaño óptimo del equipo de micro-CHP, cuáles son las ventajas (o desventajas) de dividir la capacidad de la planta en diferentes unidades operando en cascada, si es necesaria la integración de un sistema de almacenamiento y el volumen óptimo del mismo, etc.

La integración de un sistema de almacenamiento térmico resulta especialmente atractivo cuando la demanda de calefacción presenta variaciones periódicas significativas: en tales casos, el almacenamiento de calor puede permitir reducir sustancialmente la disipación de calor útil, reduciendo el consumo de combustible en las calderas convencionales y favoreciendo el número de horas de funcionamiento de la unidad de micro-CHP.

Cuando no existe almacenamiento térmico, la adopción de un código de optimización puede resultar útil para en el dimensionamiento de la planta [4, 6], mientras que se vuelve prácticamente indispensable en el caso contrario. Uno de las cuestiones a

abordar reside en la selección de un método de optimización sólido que permita determinar el diseño y funcionamiento óptimos de los sistemas de cogeneración con almacenamiento térmico integrado.

2 Optimización de los sistemas de cogeneración

La optimización de la operación y el dimensionamiento de los sistemas de cogeneración adquiere una mayor relevancia en las aplicaciones residenciales o terciarias, debido principalmente a la variabilidad de las demandas térmicas y eléctricas, los precios de mercado, el marco legal de la cogeneración y la normativa en materia de eficiencia energética en edificación.

Cuando las restricciones normativas o de operación no tienen una misma base horaria, la optimización de estos tipos de sistemas se vuelve más compleja, ya que esto implica que la operación óptima anual no se ajuste a la suma de los óptimos horarios. Mientras las restricciones operacionales tienen una base horaria, muchas de las restricciones legales de la cogeneración se aplican a una base anual (eficiencia mínima requerida, ahorro mínimo de energía primaria, etc).

Si, además, la planta de cogeneración tiene integrado un sistema de almacenamiento térmico, la complejidad de la optimización aumenta considerablemente al introducir una variable de optimización adicional como es el nivel de almacenamiento térmico. Este hecho hace que el funcionamiento óptimo de un instante determinado dependa totalmente de la operación de la planta en los instantes previos, de modo que no sea posible estudiar por separado cada una de las horas del horizonte temporal considerado, lo que lleva a un aumento sustancial del número de posibles soluciones [7].

El alto número de variables de decisión difiere en función de si la fase considerada en el problema de optimización es la síntesis del sistema, su diseño o su operación. La síntesis del sistema implica la selección de las tecnologías que lo conforman, así como de las interconexiones existentes entre ellas. Para ello, se define una superestructura con las posibles tecnologías a instalar y las posibles interconexiones entre las mismas. Conocida la tecnología a instalar, la optimización del diseño se centra en el dimensionamiento de los equipos (tamaño o número de equipos), partiendo de sus características técnicas y el

coste de inversión (optimización económica) o emisiones generadas (optimización medioambiental) en la fabricación de los mismos. Finalmente, la operación se optimiza de acuerdo al consumo de los recursos energéticos, al coste o daño ambiental generado en la operación por el mismo, y a la eficiencia de los equipos.

Para abordar este tipo de problemas, en las últimas décadas se han propuesto varios métodos, desde los heurísticos (algoritmos genéticos [8], recocido simulado [9], enjambre de partículas, algoritmos basados en colonias de hormigas, búsqueda tabú, lógica difusa [10], programación dinámica [11] y relajación Lagrangiana [12, 13]), hasta métodos de programación matemática (Programación Lineal Entera Mixta [14] (Mixed Integer Linear Programming: MILP) o Programación No Lineal Entera Mixta (Mixed Integer Non Linear Programming: MINLP)). Hoy en día, gracias a la gran mejora de los solvers para los problemas MILP, un método muy empleado consiste en convertir el problema MINLP original en un MILP mediante la aproximación de las restricciones no lineales en restricciones lineales [12, 14].

Los métodos heurísticos se emplean principalmente para problemas de gran tamaño o para problemas no linealizables. Si se comparan con los MILP, presentan la ventaja de ser muy flexibles, pueden manejar las relaciones no lineales del problema (modelos más próximos a la realidad), se pueden aplicar a problemas muy complejos y son más eficientes en problemas grandes. No obstante, presentan grandes inconvenientes, como son: 1) la solución proporcionada por los métodos heurísticos puede corresponder o estar cercana a un óptimo local, mientras que los MILP devuelven una solución próxima al óptimo global, lo que se debe a que los algoritmos heurísticos pueden quedarse “atrapados” en un zona del espacio de soluciones; 2) el procedimiento de cálculo depende del problema, de modo que las técnicas aplicadas para su resolución son específicas del problema en cuestión, a diferencia de los MILP en los que el procedimiento es conciso, preestablecido e independiente de las particularidades del problema y 3) depende de la estructura del problema y no puede adaptarse a modificaciones del problema de partida, mientras que los MILP permiten optimizar dicha estructura.

Si bien es cierto que los MILP presentan una mayor complejidad matemática en su formulación –así como en la definición de los modelos lineales–, las ventajas

mencionadas frente a los métodos heurísticos han impulsado su uso en los últimos años. El MILP se basa en fundamentos matemáticos sólidos y emplea códigos eficientes para el tratamiento de variables continuas y binarias.

Los métodos heurísticos se han utilizado ampliamente en la optimización de sistemas de cogeneración y trigeneración [15, 16], principalmente los métodos más sofisticados como algoritmos evolutivos (Evolutionary Algorithm: EA) [17, 18] o algoritmos genéticos (Genetic Algorithm: GA) [19, 20]. Estos métodos se emplean para la optimización de la operación de la planta como una rutina interna dentro de un problema de optimización iterativo del diseño y la síntesis [21]. Por lo tanto, no se lleva a cabo un tratamiento integrado de todos los niveles de optimización (operación, diseño y síntesis)[22].

En los últimos años se ha fomentado el uso de programación matemática MILP para la optimización de la operación, diseño y síntesis de sistemas de cogeneración y trigeneración [7, 15, 23-28], debido a la posibilidad que ofrece de resolver problemas de gran tamaño con múltiples variables mediante un "algoritmo horizontal" donde las variables de operación, diseño y síntesis se tratan de manera similar y a un mismo nivel [22].

La optimización de los sistemas térmicos suele tener un enfoque uniobjetivo [29], bien el de minimizar el coste global o maximizar los beneficios medioambientales y el ahorro energético. Sin embargo, existe una creciente necesidad de alcanzar sistemas más eficientes que sean tanto económicamente rentables, como respetuosos con el Medio Ambiente. No obstante, el alcance de estos objetivos no es una tarea sencilla, por tratarse de objetivos en conflicto, por lo que se precisa definir un modelo de optimización multiobjetivo que considere simultáneamente los diferentes criterios. En la literatura se pueden encontrar diferentes métodos multiobjetivo planteados para la optimización de sistemas de cogeneración y trigeneración [30-33].

3 La Termoeconomía en instalaciones de cogeneración

La Termoeconomía combina el análisis termodinámico con el análisis económico con el objetivo de analizar y mejorar el rendimiento de los sistemas energéticos. Esta disciplina

se fundamenta en la idea de que la exergía es la base racional para determinar las ineficiencias y el coste asociado a las mismas (debido a que se considera el potencial real de los flujos energéticos [34]) y sienta las bases en la contabilidad y asignación de costes, en el diagnóstico de malfunciones y su impacto en fuel, y en la optimización de los sistemas energéticos y de sus componentes.

Dependiendo del propósito buscado, los estudios termoeconómicos se pueden agrupar en dos categorías: 1) los que se basan en la contabilidad de los costes de los productos y los flujos intermedios; 2) los que su objetivo es la optimización de los sistemas energéticos.

La contabilidad de costes calcula el coste de cada flujo en función de los recursos necesarios para producirlo y se centra en determinar los costes medios a partir del análisis del proceso de formación de costes en el sistema. Para ello, los métodos basados en la contabilidad y la asignación de costes emplean ecuaciones algebraicas extraídas del análisis económico convencional y ecuaciones de coste auxiliares para cada uno de los componentes del sistema analizado [35].

Dentro de estos métodos se distinguen la Teoría del Coste Exergético (Theory of Exergy Cost: TEC) [36] y los métodos de análisis exergoeconómicos, entre los que se encuentran el principio Last-In-First-Out (LIFO) [37], la aproximación Average Cost (AVCO: costes medios) [38], el enfoque SPECO (Specific Exergy Costing: costes específicos) [39] y el método MOPSA (Modified Productive Structural Analysis).

Para la optimización de los sistemas energéticos y el cálculo de los costes marginales se utiliza el método de los multiplicadores de Lagrange. La teoría más aplicada en este caso es el Análisis Termoeconómico Funcional (Thermoeconomic Functional Analysis: TFA) [40-42] que mediante los costes marginales permite realizar un diagnóstico de malfunciones del sistema y su optimización termoeconómica.

Por otra parte, la Teoría Estructural (Structural Theory: TCC) [43] se plantea como la formulación matemática estándar para todas las metodologías termoeconómicas y permite obtener de forma metódica las ecuaciones características que modelan el funcionamiento de un sistema termodinámico. Esta teoría tiene una gran ventaja, dado

que al permitir su aplicación a las distintas teorías con la misma base matemática, se pueden comparar los distintos métodos de análisis termoeconómico empleados.

Uno de los aspectos más relevantes de la Termoeconomía es la asignación de costes a co-productos. La asignación de costes adquiere importancia en sistemas que generan productos de distinta naturaleza, como es el caso de los sistemas de cogeneración [44-46] y trigeneración [47, 48]. Durante las últimas décadas, se han llevado a cabo varios estudios en los que se han aplicado diferentes criterios de asignación de costes, estando, gran parte de estas investigaciones, basadas en el análisis exergético. Con el objetivo de distribuir el consumo de exergía entre los productos de la planta, Valero *et al.* en [49] formulan un procedimiento que sienta las bases de la contabilidad y asignación de los costes exergéticos y económicos a los flujos internos y los productos.

Sin embargo, otros principios de asignación también pueden resultar interesantes dependiendo de los objetivos específicos del análisis, como pueden ser los métodos basados en el beneficio percibido por generación eficiente (cuya aplicación real puede resultar más viable por ser de más fácil comprensión para los usuarios y tratar a éstos de forma equitativa en el reparto de beneficios) [49, 50], o la extensión de los límites del sistema (cuando el objetivo se centra en comparar el coste de uno de los co-productos con otras formas de generación) [51].

El análisis termoeconómico se ha aplicado a diferentes sistemas térmicos del sector residencial [52-55]. Además, el análisis exergético y la asignación de costes se han llevado a cabo tanto en estado estacionario [56] como en condiciones dinámicas [57].

La aproximación del análisis termoeconómico se puede emplear con el objeto de obtener una evaluación ecológica si se combina con una metodología para la evaluación del impacto ambiental como es el Análisis de Ciclo de Vida (Life Cycle Assessment: LCA).

4 El Análisis de Ciclo de Vida en edificios (LCA)

La creciente preocupación de la sociedad por el Medio Ambiente exige una metodología que establezca el impacto ambiental de los productos y servicios consumidos durante su ciclo de vida. De acuerdo al 7º Programa Marco de la Unión Europea, un pensamiento de Ciclo de Vida engloba los tres pilares de la sostenibilidad: económica, ambiental y social.

Los orígenes del LCA se remontan a los años sesenta, cuando se desarrollaron los primeros estudios enfocados a la demanda de energía de los sistemas productivos. No obstante, fue a partir de la crisis energética de los 70 cuando esta clase de estudios relacionados con la energía recibieron mayor atención. No obstante, a pesar de los estudios realizados con anterioridad, el LCA se potenció a partir de comienzos de los noventa.

El ciclo de vida considera el estudio del producto desde que nace hasta que muere – “desde la cuna hasta la tumba”–, es decir, desde la adquisición de la materia prima hasta su retorno a la naturaleza en forma de residuo, teniendo en cuenta las fases intermedias como la transformación de la materia prima, el uso del producto, transporte, etc. Para realizar el estudio de LCA se toma el sistema a analizar como una caja negra y se cuantifican las entradas y salidas del mismo, es decir, las entradas o uso de recursos (materias primas, agua, energía) y las emisiones al medioambiente o salidas (emisiones al aire, agua y suelo) de todos los procesos unitarios del producto.

En los últimos años, las aplicaciones de esta metodología al sector de la edificación han crecido notablemente, buscando una construcción más sostenible. Tal y como se ha mencionado anteriormente, los edificios y los trabajos de ingeniería civil consumen considerables recursos energéticos durante su construcción y su fase de uso, siendo potenciales generadores de emisiones de GEI. Además es el sector con mayor consumo de materiales, suponiendo el 50% del total de residuos generados durante su ciclo de vida.

Por este motivo, el mandato europeo en materia de Eficiencia Energética aprobado por el Consejo en Marzo de 2007, establecía que la Unión Europea se comprometía a disminuir para el año 2020 el consumo de energía en un 20%, los GEI emitidos en un 20% respecto del año 1990 (14% respecto de 2005), y a aumentar en un 20% la contribución de las energías renovables. El cumplimiento del compromiso 20-20-20 supone que los edificios existentes en el año 2005 deben reducir su consumo en un 20%, permitiendo un ahorro energético de 140 Mtep/año, respecto del consumo anual de los edificios en Europa de 700 Mtep/año, y que los edificios nuevos construidos en el periodo 2005-2020 deben tener un ahorro de aproximadamente 25 Mtep/año. Por otra parte, tanto los edificios nuevos como los existentes deben incluir aproximadamente

40/50 Mtep/año adicionales de energías renovables [58]. Con este compromiso se abría un amplio horizonte de mejora en materia de eficiencia energética y medioambiental en el sector de la edificación.

Son mucho los estudios realizados para determinar el impacto ambiental asociado a cada una de las fases del ciclo de vida de un edificio [59-62], llegando en todos a la conclusión de que la fase de uso y explotación del edificio es la de mayor incidencia en el cómputo global, por ser la de mayor duración y por utilizar de forma dinámica los recursos energéticos. Se estima que entre el 20 y el 33% del total de la energía que se consume en un edificio está asociada a los denominados flujos estáticos y que el 67-80% restante está asociado a su vida útil [63].

El flujo de energía durante la vida útil de un edificio está relacionado directamente con los usos energéticos que posee entre los que destacan la climatización, el consumo de agua caliente sanitaria y el de electricidad. Esto ha dado lugar a que gran parte de estos estudios se centren en la disminución del consumo de energía durante la fase de uso, distinguiendo entre dos enfoques: a) análisis y mejora de la envolvente [64-66] y b) análisis de las instalaciones energéticas en edificios y búsqueda de las tecnologías más eficientes [67-69].

La combinación del LCA con la Termoeconomía permite hacer una evaluación medioambiental de los sistemas energéticos y contabilizar las cargas ambientales de los flujos intermedios y los productos. Teniendo en cuenta que ambas metodologías comparten la misma problemática en la asignación de cargas, la combinación de ambas marca las bases para vencer las dificultades y deficiencias encontradas en el reparto del impacto ambiental. El método proporciona, por un lado, información del impacto ambiental asociado a la fase de uso de las instalaciones y del correspondiente a la construcción, operación, mantenimiento y disposición final de los equipos que la componen.

Esta conexión entre la Termoeconomía y el LCA no es circunstancial, ya que varios autores han planteado la exergía como un indicador del consumo de energía, del daño ambiental generado y del desarrollo sostenible [34, 70].

5 Objetivos y estructura de la tesis

La variabilidad en las demandas térmicas del edificio, así como la alta volatilidad de los precios de mercado, unidos a la gran incertidumbre del marco legislativo de la cogeneración, conllevan una dificultad a la hora de dimensionar y seleccionar los equipos que integran una planta de micro-CHP. A pesar de los diferentes métodos empleados por las ingenierías, no se dispone de una metodología que permita dimensionar y seleccionar los equipos principales que componen la planta (la unidad de micro-CHP, el sistema de almacenamiento y el equipo de generación térmica auxiliar) a la vez que se determina la estrategia de operación óptima.

Por otra parte, la situación energética actual nos lleva a plantearnos qué tecnología o tipo de fuente de energía es mejor para el usuario. Actualmente no se dispone de ninguna metodología que establezca qué tecnología dentro de las comercializadas es la más viable –desde un punto de vista económico o medioambiental– para un edificio concreto. Es evidente que la solución más interesante sería aquella que aportase un mayor ahorro energético, con garantía de disponibilidad de servicio, que generase el menor impacto ambiental posible y que fuese económicamente la tecnología más rentable. No obstante, no hay una tecnología que cumpla todos los requisitos, las tecnologías limpias tienden a tener un coste de inversión muy elevado, mientras que las tecnologías de menor coste de inversión y operacional no suelen ser las más saludables con el Medio Ambiente. El sector residencial demanda, por lo tanto, una metodología que estudie la integración de sistemas de generación térmica para garantizar los objetivos buscados.

El incremento del coste de los recursos energéticos y la creciente preocupación por la conservación del Medio Ambiente, ha concienciado a la sociedad acerca de la necesidad de disminuir el consumo energético y disponer de sistemas más eficientes. Esto ha llevado al crecimiento de las Empresas de Servicios Energéticos (ESE), cuya finalidad se basa en la reducción del consumo de recursos fósiles –mediante el aumento de la eficiencia energética de las instalaciones–, reduciendo, en consecuencia, los costes asociados los productos de la planta. En este contexto, el conocimiento del campo de

aplicación de los diferentes métodos de asignación de costes y cargas medioambientales cobra una mayor importancia.

Por todo ello, en esta tesis se persiguen los siguientes objetivos:

- 1) Desarrollar una metodología basada en programación matemática MILP que permita optimizar el dimensionamiento y la operación de los equipos que constituyen una instalación de micro-CHP con almacenamiento térmico para bloques de viviendas.
- 2) Analizar la integración del sistema de almacenamiento de energía térmica (Thermal Energy Storage: TES) en instalaciones de micro-CHP y determinar la configuración y el tamaño del TES que optimizan el dimensionamiento y la operación de la planta. Determinar las ventajas técnicas, económicas y medioambientales de un correcto dimensionamiento del TES.
- 3) Mejorar la base de conocimiento de las tecnologías más empleadas o comercializadas en el sector de la edificación para instalaciones térmicas. Se realiza para ello una revisión bibliográfica exhaustiva de las diferentes tecnologías empleadas para la definición de sus especificaciones generales (potencias, rendimientos, curvas características, precios, auxiliares, emisiones de $\text{CO}_{2\text{eq}}$ en fabricación, contenido energético) y se analiza su integración en el edificio.
- 4) Desarrollar una metodología basada en MILP para integrar los sistemas energéticos existentes de una manera eficiente y determinar el control más adecuado a cada instalación, desde un punto de vista económico, medioambiental y multicriterio. A este estudio le acompañará un análisis de sensibilidad para la identificación de los factores externos que más influyen en la configuración óptima de la planta.
- 5) Calcular el contenido energético (CE) y contenido exergético (CE_x) de los diferentes componentes de la planta de cogeneración, empleando métodos basados en el Análisis de Ciclo de Vida y establecer su influencia en el cómputo global de la energía y exergía requerida durante el ciclo de vida de la planta.
- 6) Obtener los costes de los diferentes flujos de la planta de cogeneración utilizando

métodos de asignación de costes basados en la Termoeconomía. Posteriormente, comparar estos métodos de asignación y presentar las ventajas e inconvenientes de cada uno de ellos.

- 7) Determinar, mediante el empleo de métodos heurísticos, la estrategia de control óptima de una planta simple de micro-CHP con almacenamiento mediante simulación y contrastar los resultados obtenidos en una planta de ensayos experimental.

Estos objetivos se desarrollan a lo largo de los 7 capítulos de los que consta la tesis.

En los capítulos 2 y 3 se implementa una metodología MILP para la optimización del diseño y operación de sistemas de cogeneración con almacenamiento térmico en edificios de viviendas. La programación matemática lineal requiere un trabajo adicional para la definición de los modelos lineales del comportamiento de los equipos, así como de la toma de decisiones, como la activación o desactivación de una tecnología, o la instalación o no de la misma. En estos capítulos se presenta el modelado lineal de las diferentes restricciones no lineales encontradas en los problemas de optimización de los sistemas térmicos.

Mediante la metodología propuesta, en el capítulo 2 se aborda el análisis de la integración de los sistemas de almacenamiento en instalaciones de micro-CHP. A partir de los resultados de la optimización se calculan los costes marginales asociados a los diferentes modos de operación de la planta.

El capítulo 3 comprende la optimización del modo de funcionamiento y el redimensionamiento de una instalación de micro-CHP real, desde un enfoque económico (minimización del coste global) y medioambiental (minimización de las emisiones de $\text{CO}_{2\text{eq}}$). Posteriormente, se contrastan los resultados obtenidos con los de la estrategia de funcionamiento de la planta real, así como con el dimensionamiento de la misma.

Mediante las técnicas de programación matemática propuestas, en el capítulo 4 se desarrolla un modelo para la síntesis de sistemas térmicos en edificios. Esto se consigue mediante la definición de una superestructura que contempla las diferentes tecnologías propuestas y las interconexiones entre ellas. Con este modelo se pretende: a) determinar los tipos de tecnología a instalar y su capacidad, y b) establecer la operación

óptima del sistema en base horaria durante un año mediante la selección de días tipo. Se consideran diferentes enfoques para la determinar la configuración híbrida óptima: económica, ambiental y multicriterio (bicriterio: considerando los dos enfoques anteriores). En este capítulo se incluye un análisis de sensibilidad para analizar cómo influye la variación de los siguientes factores: a) la retribución a la inversión y a la operación, b) la discriminación horaria en la tarifa eléctrica, c) el ratio electricidad-gas natural y d) el mix energético de la electricidad.

En el capítulo 5 se combinan el análisis exergético y el LCA para llevar a cabo la valoración externa de los componentes y flujos entrantes de una instalación de micro-CHP. Se determinan el CE y CEx de la planta y se analiza su influencia en el reparto de costes de la planta. Uno de los aspectos más relevantes de este capítulo consiste en la comparación de los diferentes métodos de asignación de costes para establecer las ventajas e inconvenientes de cada uno de ellos y acotar su campo de aplicación.

En el capítulo 6 se presenta la optimización de la estrategia de operación de una planta real. Para ello, se ha empleado una técnica de optimización metaheurística basada en algoritmos genéticos para una instalación experimental. El motivo de abordar este problema mediante una técnica heurística frente a la programación matemática empleada en los capítulos 2, 3 y 4, se debe a que los métodos heurísticos permiten una representación más realista del problema planteado y el manejo de los modelos no lineales empleados en los programas de simulación. Además, el conocimiento del problema facilita la acotación de las variables de control, facilitando la convergencia del método. Por tanto, en el caso de la optimización del control de una planta real, puede resultar más interesante la aplicación de métodos heurísticos más próximos a la realidad –a pesar de no alcanzar un óptimo global– frente a la resolución exacta de un modelo menos realista en la programación matemática. Los resultados de la optimización se contrastan con los obtenidos de implementar la estrategia de control óptima en la instalación experimental. Al final de este capítulo, se introduce un análisis para la identificación de incertidumbres en la planta experimental en estudio.

El capítulo 7 resume las conclusiones principales alcanzadas en la tesis, las aportaciones realizadas y las futuras líneas de trabajo.

Al final del documento se incluyen 4 anexos:

- Anexo A) Cálculo de las demandas del edificio
- Anexo B) Datos de partida de la planta de micro-CHP
- Anexo C) Características técnicas de las tecnologías de generación y datos de los recursos energéticos
- Anexo D) Caracterización experimental del comportamiento térmico y eléctrico del motor de cogeneración Dachs de Senertec

CAPÍTULO 2: INTEGRACIÓN DEL ALMACENAMIENTO TÉRMICO EN INSTALACIONES DE MICROGENERACIÓN

1 Introducción y objetivos

El desarrollo y la implantación de instalaciones de cogeneración en edificios residenciales requieren un estudio de viabilidad técnica y económica del sistema. Este análisis, que bien podría parecer sencillo a simple vista, presenta un inconveniente por su dependencia del marco regulatorio que legisla este tipo de instalaciones, caracterizado por su variabilidad en el tiempo y su gran incertidumbre. Además, la viabilidad de las instalaciones está íntimamente ligada al dimensionamiento de los equipos y a su integración en la planta, así como al modo de funcionamiento global de la misma.

Este capítulo plantea como objetivo analizar la viabilidad de los sistemas de micro-CHP con sistema de almacenamiento térmico integrado y determinar la influencia de este último en los resultados finales.

Para ello, se ha resumido la evolución de la normativa relativa a la cogeneración desde el inicio de su regulación hasta la legislación ahora vigente, con el fin de analizar su influencia en la viabilidad de estos sistemas. Dentro de este marco se incluye la normativa de la edificación que afecta a las instalaciones de cogeneración, para disponer de un enfoque global de la integración de esta tecnología en el sector residencial.

Posteriormente, se han recogido los diferentes métodos empleados para el dimensionamiento de instalaciones de cogeneración, que afectan principalmente al

dimensionamiento del equipo de cogeneración, del sistema de almacenamiento y del sistema de generación auxiliar.

Finalmente, se ha presentado un método de dimensionamiento del TES basado en programación matemática lineal. A partir del mismo se ha hecho un análisis exhaustivo de la influencia de la integración y del tamaño del TES en el dimensionamiento y operación de otros equipos, así como en los índices económicos, energéticos y medioambientales.

2 Marco regulatorio de la cogeneración en el sector de la edificación

La generación de energía eléctrica procedente de fuentes de energía de alta eficiencia como la cogeneración o de fuentes renovables, constituye un pilar fundamental para la consecución de los objetivos de reducción de emisiones de gases de efecto invernadero garantizando la seguridad de abastecimiento energético. Durante los últimos veinte años, las tecnologías de producción de energía eléctrica a partir de fuentes de energía renovables, cogeneración y residuos, han experimentado un desarrollo muy significativo, lo que ha dado lugar a grandes variaciones en el ámbito normativo.

Las energías renovables y las tecnologías de alta eficiencia se regularizaron y comenzaron a desarrollarse en España en la década de 1980, a partir de la Ley 82/1980 de conservación de la energía. Esta ley nació con el fin de hacer frente a la crisis del petróleo y reducir la dependencia del exterior, así como de mejorar la eficiencia energética en el sector industrial, fomentando la autogeneración y la generación mini-hidráulica. A partir de la misma se redactó el Real Decreto 907/82 para el fomento de la autogeneración de la energía eléctrica.

En la década siguiente, se desarrolló el Plan Energético Nacional 1991-2000, que establecía un programa de incentivos a la producción mediante cogeneración y energías renovables, y se aprobó la Ley 40/1994 del sistema eléctrico nacional, a partir de la cual se consolidaba el concepto de régimen especial. A partir de esta ley, se publicó el Real Decreto 2366/1994 que regulaba la generación de energía eléctrica en régimen especial, en el que se incluía la producción de energía eléctrica mediante instalaciones

hidráulicas, cogeneración, fuentes renovables, residuos y aprovechamiento de calor residual, de potencia menor o igual a 100 MVA.

La Ley 54/1997 del Sector Eléctrico distinguía la producción en régimen ordinario de la producción en régimen especial e identificaba también el marco económico de retribución para cada uno de estos modelos de generación de electricidad. La actividad en régimen especial recogía la generación de electricidad en instalaciones de potencia no superior a 50 MW que utilizasen como energía primaria energías renovables o residuos, e instalaciones de alta eficiencia como la cogeneración.

El Real Decreto 2818/1998, sobre producción de energía eléctrica por instalaciones abastecidas por recursos o fuentes de energías renovables, residuos y cogeneración, establecía la retribución de la energía vertida en régimen especial, que debería ser actualizada anualmente y revisada cada 4 años.

La nula participación de las instalaciones de régimen especial en el mercado bajo el Real Decreto 2818/98 dio lugar a la aprobación del Real Decreto-ley 6/2000, que introducía medidas urgentes de intensificación de la competencia en mercados de bienes y servicios, incentivando la participación en el mercado de las instalaciones del régimen especial y estableciendo la posibilidad de realizar contratos de venta de energía con comercializadores. Estos objetivos se desarrollaron posteriormente en el Real Decreto 841/2002.

Por otra parte, la Directiva 2002/91/CE del Parlamento Europeo y del Consejo, de 16 de diciembre de 2002, relativa a la eficiencia energética de los edificios, obliga a poner a disposición de los usuarios de los edificios certificados que informen de las características energéticas de los edificios, de manera que se pueda evaluar y comparar su eficiencia energética. En España esta Directiva está recogida en el Real Decreto 47/2007. Este certificado incluye una escala compuesta por 7 letras que determinan la eficiencia energética del edificio y que van desde la A de máxima eficiencia a la clase G de menor eficiencia, incluyendo una estimación del consumo energético de edificios y las emisiones de CO₂ generadas.

En 2004 se aprueba el Real Decreto 436/2004, que derogaba al Real Decreto 2818/1998, y que establece la metodología para la actualización y sistematización del

régimen jurídico y económico de la actividad de producción de energía eléctrica en régimen especial, desarrolla la Ley del Sector Eléctrico y establece un nuevo marco regulatorio para el régimen especial. El titular de la instalación puede optar por vender su producción a tarifa regulada o por vender la electricidad a un precio negociado en el mercado, percibiendo un incentivo y una prima por su participación en él.

En febrero de 2004 se aprueba la Directiva 2004/8/CE del Parlamento Europeo, relativa al fomento de la cogeneración sobre la base de la demanda de calor útil en el mercado interior de la energía. Su objetivo es incrementar la eficiencia energética y mejorar la seguridad del abastecimiento mediante la creación de un marco para el desarrollo de la cogeneración de alta eficiencia de calor y electricidad, basado en la demanda de calor útil y en el ahorro de energía primaria en el mercado interior de energía, teniendo en cuenta las circunstancias nacionales específicas, especialmente cuanto se refiere a las condiciones climáticas y económicas. Las actuaciones legislativas de acuerdo a esta normativa pasan por eliminar la obligación de autoconsumo eléctrico, incentivar o primar la producción total de electricidad, y no sólo la excedentaria, establecer un régimen económico que prime el ahorro de energía primaria e independizar la figura del promotor del proyecto de cogeneración y del consumidor final de la energía térmica.

La Directiva 2004/8/CE, establece que, para que una planta de cogeneración pueda considerarse cogeneración de alta eficiencia, debería tener un ahorro de energía primaria (PES) de al menos un 10% respecto a los valores de referencia de la producción separada de calor y electricidad. En el caso de la producción de las unidades de cogeneración a pequeña escala y de microgeneración, se considera cogeneración de alta eficiencia cuando simplemente aporten un ahorro de energía primaria. El concepto de PES proporciona una mayor comprensión de la eficiencia de la plantas de cogeneración en comparación con la producción separada. Éste se calcula de la siguiente forma:

$$PES (\%) = \left(1 - \frac{1}{\frac{\eta_Q}{Ref H_\eta} + \frac{\eta_E}{Ref E_\eta}} \right) \cdot 100 \geq 0 \quad \text{Eq. 2.1}$$

donde η_Q y η_E son los rendimientos térmico y eléctrico de la producción de la cogeneración definidos como el calor útil anual y la electricidad anual entre el

combustible consumido para la producción de ambas, respectivamente, y $Ref H_\eta$ y $Ref E_\eta$ son los valores de referencia de la eficiencia armonizados para la producción separada de calor y electricidad publicados por la Comisión Europea en la Decisión 2007/74/EC [71], cuyos valores son 45% para la generación separada de electricidad considerando pérdidas en la red, y 90% en el caso de la producción separada de calor con gas natural.

El Real Decreto 314/2006, que aprueba el Código Técnico de la Edificación (CTE), establece la obligatoriedad de que un mínimo porcentaje de la demanda de ACS de edificios nuevos y rehabilitados debe ser cubierta por energía solar térmica u otra fuente de energía renovable o cogeneración.

El mandato europeo en materia de Eficiencia Energética, aprobado por el Consejo en Marzo de 2007, pone de manifiesto que la Unión Europea se compromete a disminuir para el año 2020 su consumo de energía en un 20%, los GEI emitidos en un 20% respecto del año 1990 (14% respecto de 2005), y a aumentar en un 20% la contribución de las energías renovables [72].

El cumplimiento del compromiso europeo 20-20-20 supone que los edificios existentes en el año 2005 reduzcan su consumo en un 20%, permitiendo un ahorro energético de 140 Mtep/año, respecto del consumo anual de los edificios en Europa de 700 Mtep/año, y que los edificios nuevos construidos en el periodo 2005-2020 tengan un ahorro de aproximadamente 25 Mtep/año. Por otra parte, tanto los edificios nuevos como los existentes deben incluir aproximadamente 40/50 Mtep/año adicionales de energías renovables [73]. Como se puede observar, los edificios existentes tienen un amplio rango de mejora, cobrando la rehabilitación de los edificios una gran importancia en materia energética.

En julio de 2007 se aprueba el nuevo Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios (RITE) a través del Real Decreto 1007/2007, que deroga el entonces vigente Real Decreto 1751/1998 [74]. El nuevo RITE establece las condiciones que deben cumplir las instalaciones térmicas destinadas a atender la demanda de bienestar térmico e higiene a través de las instalaciones de calefacción, climatización y agua caliente sanitaria, para conseguir un uso racional de la energía. Para ello, se aboga por un aumento de las exigencias en materia de eficiencia energética de estas instalaciones.

Algunos de los artículos e instrucciones técnicas de este RITE se han visto modificados posteriormente en el Real Decreto 238/2013 [75].

Ese mismo año, se aprueba el Real Decreto 661/2007 (transposición Directiva 2004/8/CE) [76], por el que se regula la actividad de producción de energía eléctrica en régimen especial, basada en renovables y cogeneración. Éste sustituye al Real Decreto 436/2004, pero manteniendo su esquema básico.

Se mantiene la doble opción de retribución, el titular de la planta puede suministrar electricidad a la red a una tarifa regulada o vender energía en el mercado libre percibiendo una prima, pero se elimina el incentivo de participación en el mercado. Sin embargo, para las plantas de cogeneración a pequeña escala, sólo era posible vender electricidad a tarifa regulada. Esta tarifa dependía del grupo al que pertenecía la instalación, que se determina por la potencia instalada y el combustible utilizado.

Además de la tarifa regulada Rt_e , las unidades de cogeneración podían recibir varios complementos, como el complemento por eficiencia Co_{eff} , el complemento por energía reactiva Co_{reac} y el complemento opcional de discriminación horaria Co_{dh} para premiar a aquellas instalaciones que vierten la electricidad producida en los periodos punta. De modo que el beneficio total obtenido bf_e era:

$$bf_e = Rt_e + Co_{eff} + Co_{reac} + Co_{dh} \quad \text{Eq. 2.2}$$

Asimismo, el RD 661/2007 define la eficiencia de la cogeneración a través de la eficiencia eléctrica equivalente (REE), que compara la electricidad generada en una planta de cogeneración con la obtenida por una planta que únicamente produce energía eléctrica. RD 661/2007 fija un valor mínimo de REE de 49,5% en el caso de instalaciones de cogeneración con motores de gas natural y de potencia eléctrica inferior a 1MW. Este REE mínimo debía certificarse anualmente por la Administración competente.

$$REE = \frac{E_{CHP}}{F_{CHP} - \left(\frac{Q_{CHP}}{RefH_\eta}\right)} \quad \text{Eq. 2.3}$$

Sin embargo, todos los complementos retributivos se revocaron con la entrada en vigor del Real Decreto-Ley 1/2012 [77], por el que se llevó a cabo la suspensión de los procedimientos de pre-asignación de la retribución y la supresión de los incentivos

económicos para nuevas instalaciones de producción de energía eléctrica a partir de cogeneración, fuentes de energía renovables y residuos, limitando las posibilidades de desarrollo de la cogeneración.

Más tarde, se adoptó la ley 15/2012 de medidas fiscales para la sostenibilidad energética, en donde se marca la creación de nuevos impuestos para el sector eléctrico con fines estrictamente recaudatorios con la intención de reducir el déficit eléctrico. Se establece un nuevo impuesto para la producción de la energía eléctrica, que grava la actividad de generación y la incorporación de la energía al sistema eléctrico con un tipo impositivo de un 7%. Esta ley también excluye del régimen económico primado a la electricidad generada a partir de combustibles fósiles en instalaciones renovables (ya sean instalaciones híbridas o no híbridas) e introduce el céntimo verde o impuesto especial sobre hidrocarburos que es un nuevo impuesto sobre cada GJ de gas natural consumido.

Durante 2013, la cogeneración en España sufre recortes sustanciales que afectan a la retribución y se lleva a cabo la derogación del marco regulatorio de la actividad. En febrero de ese mismo año se aprueba el RDL 2/2013, que suprime la opción de precio de mercado más prima para aquéllas tecnologías a las que era aplicable y elimina la posibilidad de poder acogerse con posterioridad a la opción de retribución a tarifa a aquellas instalaciones en régimen especial que a la entrada en vigor de este Real Decreto-ley opten por vender su energía en el mercado.

En julio de ese mismo año, se aprueba el RDL 9/2013 y se eliminan los complementos para la eficiencia y la potencia reactiva. Más tarde, se aprueba la Ley 24/2013 del sector eléctrico, regula el sector eléctrico con el objetivo de garantizar el suministro de energía eléctrica y de adecuarlo a las necesidades de los consumidores en términos de seguridad, calidad, eficiencia y al mínimo coste, permitiendo un nivel efectivo de la competencia en el sector eléctrico. Ambas normas asumen uno de los principios fundamentales recogidos desde su redacción originaria en la Ley 54/1997, que recoge que los regímenes retributivos que se articulen deben permitir a las instalaciones en régimen especial cubrir los costes necesarios para competir en el mercado en nivel de igualdad con el resto de tecnologías y obtener una rentabilidad razonable sobre el conjunto del proyecto.

Finalmente, y de acuerdo con la nueva Ley del Sector eléctrico, en junio de 2014 se publica el RD 413/2014 [78] ahora vigente, que establece un nuevo marco de retribución de las energías renovables, cogeneración y las instalaciones de producción de electricidad a partir de desechos.

Según este RD 413/2014, la retribución sólo se aplica a aquellas instalaciones que no pueden ser viables con los precios de mercado existentes, siempre que éstas cumplan las condiciones de alta eficiencia definidos en el RD 661/2007. Este nuevo marco retributivo distingue entre unos costes fijos (inversión, operación y mantenimiento fijo) y otros costos variables (combustible, operación y mantenimiento variable).

En consecuencia, la retribución se divide en dos grandes grupos: la venta de electricidad a precio de mercado y la retribución específica. Este segundo término se divide, a su vez, en dos categorías: la retribución a la inversión R_{INV} y la retribución a la operación R_O . Los parámetros retributivos, se recogen en la Orden IET/1045/2014 [79] y se revisarán en períodos de tres años.

La retribución anual percibida se calcula como el producto de la retribución a la inversión anual por unidad de potencia R_{INV} y la potencia instalada. R_{INV} se obtiene a partir de la siguiente expresión:

$$R_{INV_{t,a}} = Ca_{t,a} \cdot VNA_{t,a} \cdot \frac{r_t \cdot (1 + r_t)^{VR_t}}{(1 + r_t)^{VR_t} - 1} \quad \text{Eq. 2.4}$$

donde R_{INV} es la retribución a la inversión anual por unidad de potencia que le corresponde a la instalación tipo con autorización de explotación definitiva en el año a , cada año del periodo t , expresada en €/MW, $Ca_{t,a}$ es un coeficiente de ajuste correspondiente a los costes de inversión de la instalación de referencia que no se pueden recuperar sólo con las ventas de electricidad durante cada año a en el período t , $VNA_{t,a}$ representa el valor neto del activo por unidad de potencia, al inicio del período regulatorio t para la instalación tipo con autorización de explotación en el año a (se tabula en función del tipo de instalación, potencia, combustible y edad de la instalación), r_t es la tasa de actualización o descuento cuyo valor es el de la rentabilidad razonable para el periodo t , y VR_t es la vida residual útil de la instalación tipo al comienzo del período de regulación t .

Por otro lado, la retribución a la operación se establece como la diferencia entre los costes operativos estimados y los ingresos estimados de la instalación. La retribución percibida se obtiene multiplicando el valor estipulado por la electricidad vendida.

La Fig. 2. recoge la evolución del marco legislativo tanto para la cogeneración, como en materia de eficiencia energética en edificios.

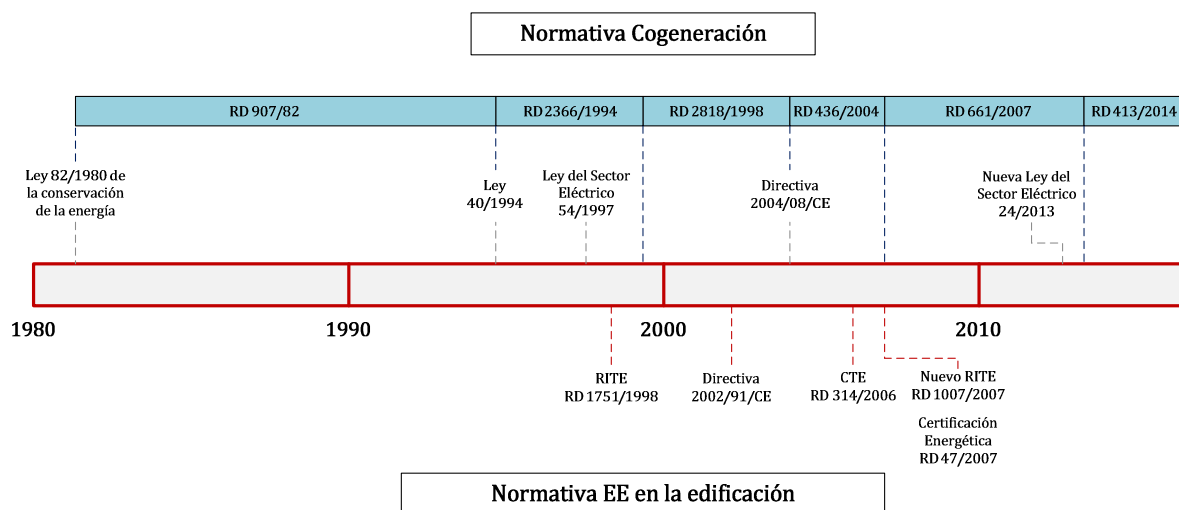


Fig. 2.1. Marco legislativo de la cogeneración y de la eficiencia energética en los edificios

3 Viabilidad de las instalaciones de microcogeneración

La viabilidad técnica, económica y medioambiental de las instalaciones de cogeneración en el sector residencial está íntimamente ligada al correcto dimensionamiento de los equipos de micro-CHP y del sistema de almacenamiento, así como al número de horas de funcionamiento de la micro-CHP y a la disminución o aprovechamiento del calor residual. A continuación, se presentan los diferentes criterios empleados en el diseño y elección de los sistemas de micro-CHP y del sistema de almacenamiento.

3.1 Criterios de diseño en instalaciones de microcogeneración

3.1.1 Diseño y elección de la unidad de microcogeneración

Entre los criterios de diseño que se emplean actualmente en las ingenierías para la selección de la unidad de microcogeneración se pueden diferenciar el dimensionamiento en función de la demanda de calor y el dimensionamiento en función de la demanda eléctrica. No obstante, este último caso presenta riesgos por la gran

incertidumbre en los precios de venta de la electricidad, dependiente del marco regulatorio, y por el aumento del calor desaprovechado, disminuyendo el REE y la eficiencia global de la instalación [80].

Por ello, el criterio de dimensionamiento más comúnmente empleado en el diseño de instalaciones de microgeneración se basa en que la potencia instalada maximice la producción térmica cogenerada. Para ello, es necesario conocer la demanda térmica horaria total requerida por el usuario, que contempla la demanda de calefacción y ACS. A partir de estos datos se determina la curva monótona de carga que representa la demanda anual acumulada. Esta curva se confecciona a partir del pico de máxima demanda térmica que se corresponderá con el 100% de la demanda. A partir de la misma, se determina el número de horas de funcionamiento de la instalación para cubrir cada porcentaje de demanda.

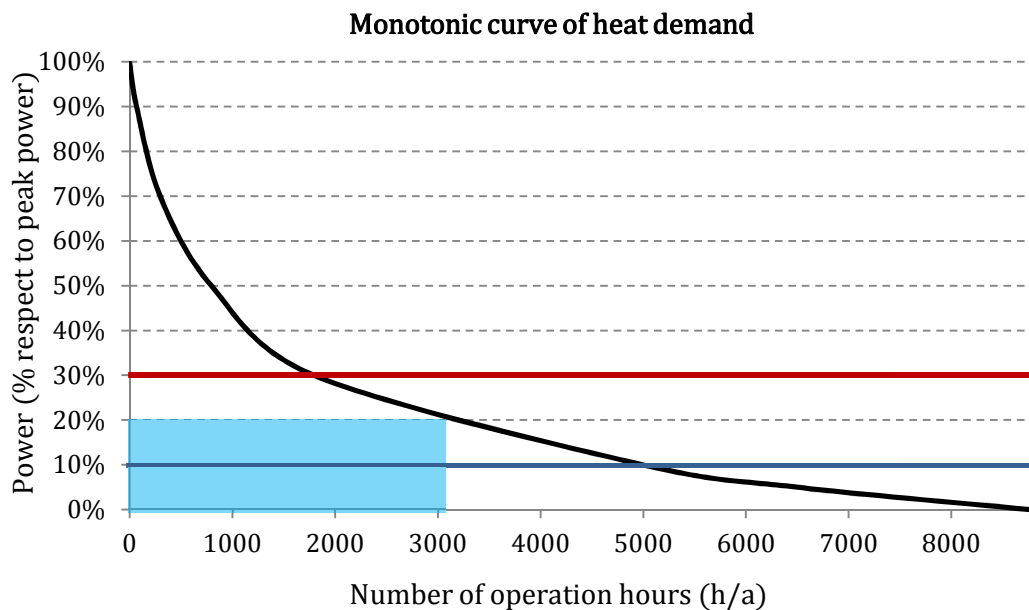


Fig. 2.2 Curva monótona de carga

La potencia térmica del módulo de microgeneración a instalar será aquella que conforme el rectángulo inscrito de mayor superficie, que se corresponde con la energía térmica producida anual en el caso de equipos no modulables. De acuerdo con los criterios empleados por los fabricantes y empresas instaladoras, se recomienda que la potencia de la unidad de microgeneración no supere el 20% de la demanda máxima (10-30% dependiendo del número de horas de funcionamiento). Esto es debido, a que

un equipo de menores dimensiones opera un mayor número de horas de una manera más continuada, evitando así múltiples arranques y paradas del equipo que pueden ser perjudiciales para el equipo si acontecen repetidamente, reduciendo su vida útil de manera considerable [81].

El método convencional de dimensionamiento del equipo de CHP –basado en la maximización de la producción térmica– presenta el inconveniente de que, en numerosas ocasiones, la producción térmica máxima se obtiene mediante la instalación de una elevada potencia nominal con un bajo número de horas de funcionamiento. Existen diferentes soluciones que permiten garantizar una operación más continuada de las unidades de cogeneración y, con ello, una mayor vida útil del equipo [82]:

A) Instalación de un acumulador de inercia

Por lo general, la unidad de cogeneración cubre la carga base, mientras que las calderas auxiliares cubren la demanda térmica restante. Estas calderas se pueden sustituir en parte por equipos de almacenamiento de energía térmica, que se cargan cuando la demanda es baja y se descargan en los picos de demanda, aumentando el número de horas de operación de la cogeneración. La demanda de calor en el sector terciario y residencial se caracteriza por ser variable en el tiempo. El uso de sistemas de almacenamiento de calor en instalaciones de cogeneración permite aliviar los efectos negativos de la variabilidad de la demanda de energía, mejorando el acoplamiento con los sistemas de generación de energía [83, 84].

B) Instalación de diferentes unidades de cogeneración en cascada

En este caso, cada uno de los equipos juega un papel diferente en la producción de la energía térmica, ajustando mejor la potencia suministrada a la curva de demanda. Tal y como se muestra en la Fig. 2., uno de los equipos cubrirá la demanda base operando un mayor número de horas, mientras que otro funcionará únicamente cuando sea necesario cubrir la potencia máxima de cogeneración instalada.

C) Cogeneración a carga parcial

Algunos de los motores de cogeneración disponibles en el mercado pueden operar a carga parcial, disminuyendo levemente sus rendimientos respecto a la operación a plena

carga. Esto permite ampliar el uso del equipo de cogeneración y una mejor adecuación de la producción térmica a la curva de demanda.

D) Reducción de la potencia nominal instalada

Reducir el tamaño de la unidad de cogeneración incrementaría el funcionamiento de la unidad de cogeneración (D).

E) Disipación del calor sobrante

Otra opción a la problemática de un bajo funcionamiento, sería ampliar la operación de la unidad de cogeneración a los períodos de menor demanda de calor, disipando el calor generado y no aprovechado. No obstante, esta solución puede llevar a un menor aprovechamiento de la energía primaria y un bajo REE.

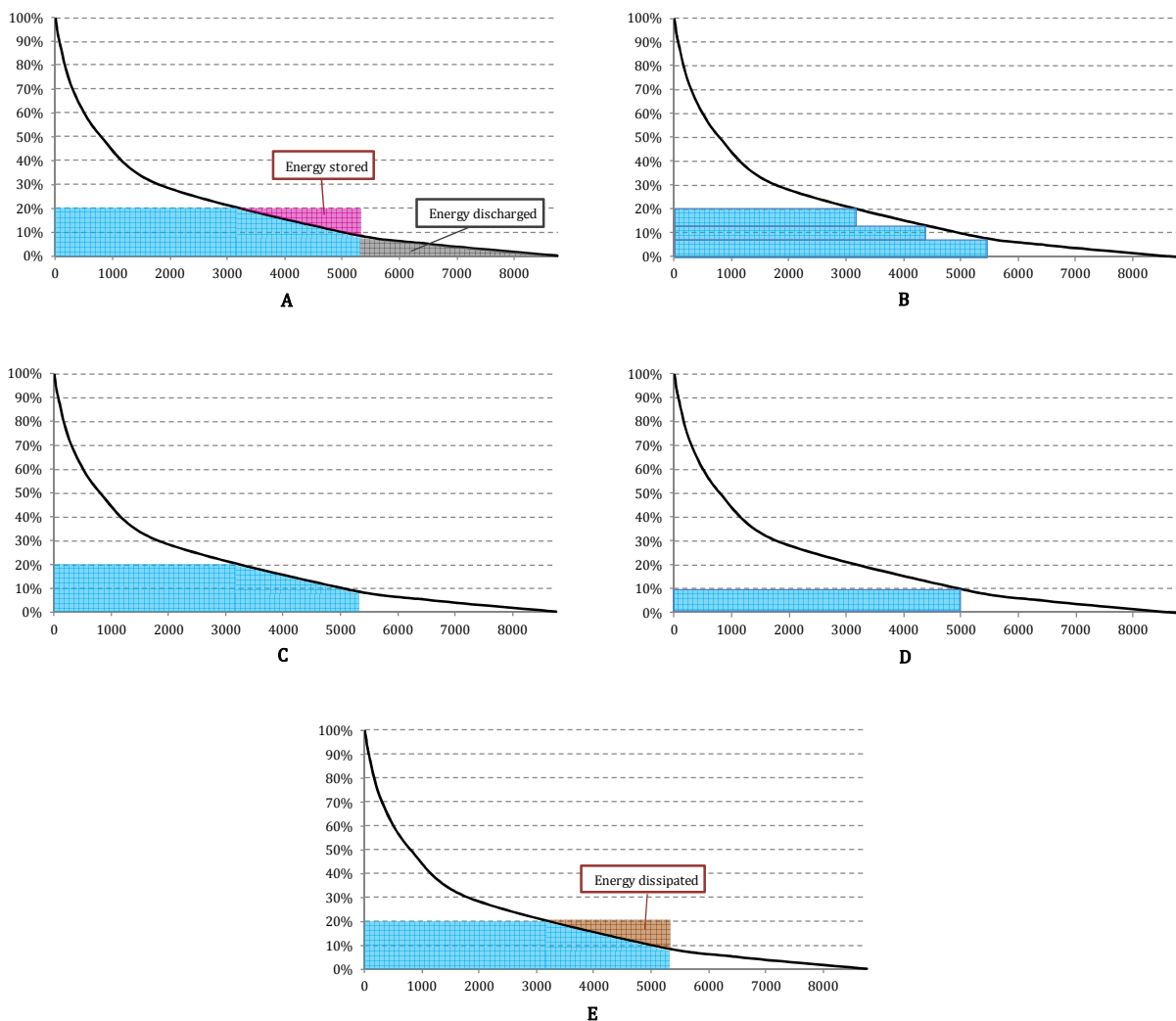


Fig. 2.3 Soluciones para aumentar el número de horas de funcionamiento de la unidad micro-CHP

3.1.2 Diseño del sistema de almacenamiento térmico

La instalación de un sistema de almacenamiento de calor es especialmente interesante cuando la demanda de calefacción presenta variaciones periódicas significativas: en tales casos, el almacenamiento de calor puede permitir que se reduzca sustancialmente la disipación de calor útil, el consumo de combustible de calderas convencionales y, en general, el tamaño óptimo de la unidad de cogeneración. Esto se traduce en un aumento de la eficiencia energética y una disminución del coste económico anual de la misma [15].

Para alcanzar los objetivos mencionados, es necesario un correcto dimensionamiento del sistema de almacenamiento. Las ingenierías, por ejemplo, emplean métodos aproximados para el dimensionamiento del depósito de inercia, suponiendo que el volumen mínimo del depósito a instalar será el equivalente a la energía almacenada durante una hora de funcionamiento continuo del equipo de microgeneración [81].

$$V_{MIN} = \frac{Q_{CHP} \cdot t}{c_w \cdot \Delta T} \quad \text{Eq. 2.5}$$

Donde:

- V_{MIN} es capacidad mínima del depósito de inercia en l
- Q_{CHP} es la potencia del módulo de cogeneración kW
- t es el tiempo de almacenamiento en h
- c_w es el calor específico del agua en kWh/l·K ($c_w=1/860$ kWh/l·K)
- ΔT es el salto de temperaturas en el depósito en K

No obstante, los métodos aproximados empleados en las ingenierías llevan, en muchas ocasiones, a un dimensionamiento inadecuado del sistema de almacenamiento. Esto puede traducirse en un sobredimensionamiento del mismo, con el aumento de la inversión y del espacio ocupado que ello supone, así como en mayores pérdidas de calor, con una disminución del potencial de ahorro de energía primaria de la instalación [85].

Tal y como se indicaba en el Capítulo 1, el efecto de almacenamiento térmico en los sistemas de cogeneración no es lineal [7, 86], debido a la variabilidad de los perfiles de demanda, a las características de los equipos, al efecto de carga y descarga del sistema de almacenamiento y al apagado y encendido de los equipos. Esto hace que el

dimensionamiento del sistema de almacenamiento óptimo adquiera una mayor complejidad. Son numerosas las metodologías publicadas para el dimensionamiento de los sistemas de almacenamiento, desde métodos más simples basados en aproximaciones, hasta métodos de mayor complejidad matemática.

Dentro de los métodos de menor complejidad, cabe destacar el dimensionamiento mediante una estrategia de optimización iterativa (heurística), que se basa en la búsqueda del modo de funcionamiento óptimo, acotando y comparando los modos de funcionamiento más razonables de una planta de cogeneración hasta alcanzar el óptimo. Este método se basa en un enfoque de varias etapas que se van comparando sistemáticamente, desde la operación óptima sin almacenamiento hasta la agrupación horaria de la operación del equipo de cogeneración, pasando por el dimensionamiento del almacenamiento para minimizar el calor disipado y la consecuente disminución de la operación de las calderas. Este método se ha estudiado ampliamente en los últimos años para el caso de motores de combustión interna con almacenamiento [87, 88] y su adaptación para el almacenamiento en instalaciones simples con dos niveles de temperatura [15], con óptimos resultados al compararlo con métodos más sofisticados.

Otro método de dimensionamiento aproximado se basa en el diseño de acuerdo al cálculo del PES anual [85, 89]. Este método sencillo se aplica a sistemas de trigeneración (Combined Heat Cooling and Power: CHCP) para estimar su capacidad y la estrategia de funcionamiento, bajo la hipótesis de que toda la electricidad generada se vierte a red. De acuerdo al marco regulatorio vigente en el momento de su publicación, una instalación de estas características era más viable cuando el PES anual tendía al mínimo establecido por la norma. Esta estrategia combina diferentes métodos de evaluación con el fin de encontrar el tamaño óptimo del TES que aumenta la operación tanto como sea posible, mientras se mantiene el PES por encima del umbral mínimo. De acuerdo a este criterio, se analizaron diferentes situaciones obteniendo resultados similares a los obtenidos mediante métodos más complejos.

Los métodos de dimensionamiento más sofisticados emplean algoritmos de optimización para el diseño global de la instalación, basados en métodos heurísticos mediante algoritmos genéticos [90] o en modelos matemáticos lineales [25, 31, 91] o no lineales [92].

3.2 Integración de los sistemas de cogeneración y almacenamiento térmico en edificios

La instalación de los sistemas de cogeneración, en la mayoría de los casos, requiere de un apoyo mediante caldera auxiliar y un sistema de almacenamiento térmico. Básicamente, la integración hidráulica de los equipos de generación se realiza en serie o en paralelo [93]. En la integración en serie (Fig. 2.) el equipo de CHP está conectado al retorno principal y la caldera a la salida del equipo de CHP. La unidad de CHP opera aportando calor al fluido, y en el caso de que no se alcance la consigna deseada, recibe el apoyo de la caldera. Este modo de integración es muy útil para configuraciones sencillas de calefacción y ACS y garantiza largos periodos de operación de la unidad de CHP.

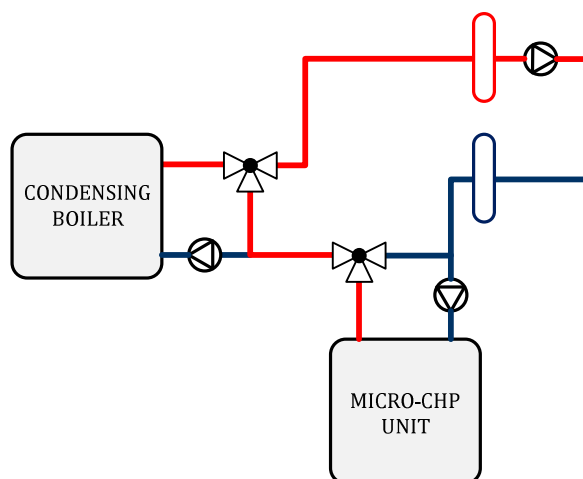


Fig. 2.4 Conexión en serie de micro-CHP y caldera

La instalación de los equipos de generación en paralelo se emplea para configuraciones más complejas y que tienen sistemas de apoyo que alcanzan rendimientos más elevados a menor temperatura (calderas de condensación). En este caso, el agua de retorno se distribuye entre los equipos de generación, lo que permite alcanzar mayores rendimientos de los equipos individuales.

La integración en paralelo es la más empleada en instalaciones de edificios residenciales, por lo que a partir de este momento todos los análisis de esta tesis se llevarán a cabo de acuerdo a esta configuración. Atendiendo a la operación de los equipos de generación térmica, el control de la planta se debe implementar de modo que la unidad de CHP tenga prioridad frente al funcionamiento de la caldera. Este modo de control permite

reducir el número de arranques y paradas del equipo de CHP y aumentar el número de horas que opera de manera continuada.

Tal y como se ha mencionado a lo largo de este capítulo, este tipo de sistemas suelen requerir un sistema de almacenamiento que garantice la continuidad de operación de la unidad de CHP. La integración del almacenamiento influye de manera significativa en la operación de la planta y en su rendimiento global, por lo que es importante analizar el comportamiento de las configuraciones posibles.

En la Fig. 2. se muestra la integración en paralelo del equipo de micro-CHP y caldera, sin almacenamiento térmico.

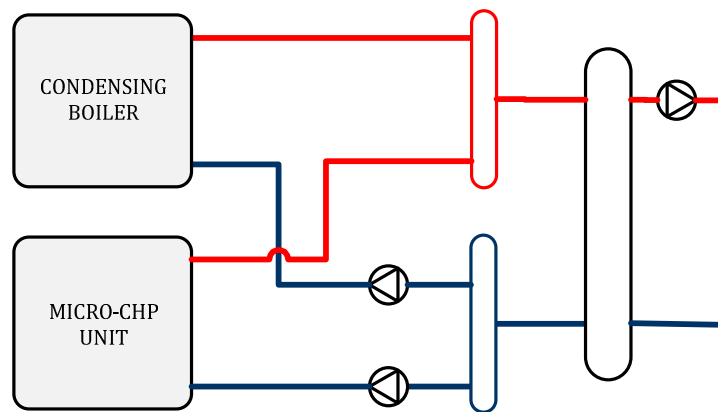


Fig. 2.5 Conexión en paralelo de micro-CHP y caldera

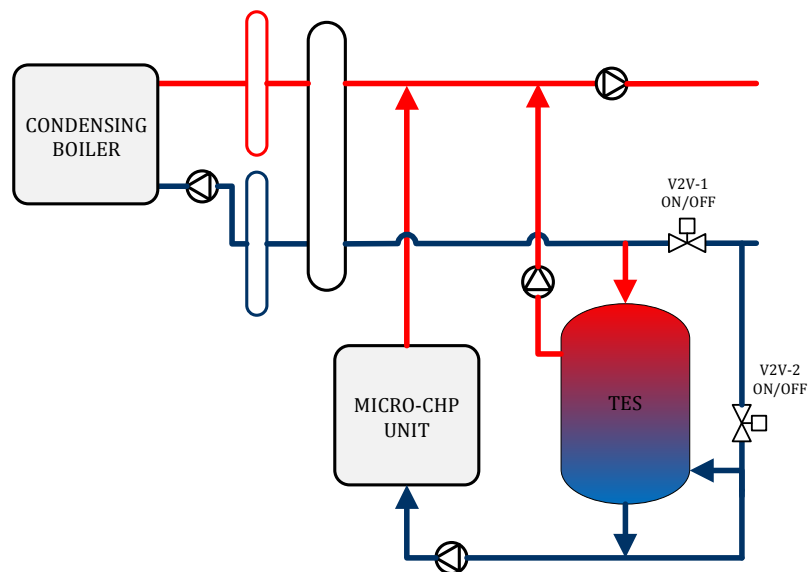


Fig. 2.6 Conexión en paralelo de micro-CHP y caldera, con almacenamiento en el retorno

En la Fig. 2. se ilustra el esquema de una conexión en paralelo del equipo de micro-CHP y la caldera, con sistema de almacenamiento en el retorno. En esta configuración, el depósito está conectado por su parte superior al retorno ($V2V-1$: *ON*; $V2V-2$: *OFF*), por la que se realiza el llenado, y a la unidad de micro-CHP por la parte inferior, a la que envía el agua de retorno a menor temperatura después de su almacenamiento. Cuando la temperatura de acumulación intermedia alcanza un valor determinado y existe demanda de energía térmica se produce la descarga del depósito. La descarga se lleva a cabo mediante el cierre de la válvula de dos vías todo-nada $V2V-1$, que distribuye a la carga del depósito, y la apertura de la válvula de dos vías todo-nada $V2V-2$ que distribuye el flujo de retorno entre la descarga del depósito y la unidad de micro-CHP. Esto hace que se pueda producir el suministro de calor de forma paralela desde la unidad de micro-CHP y el depósito de inercia.

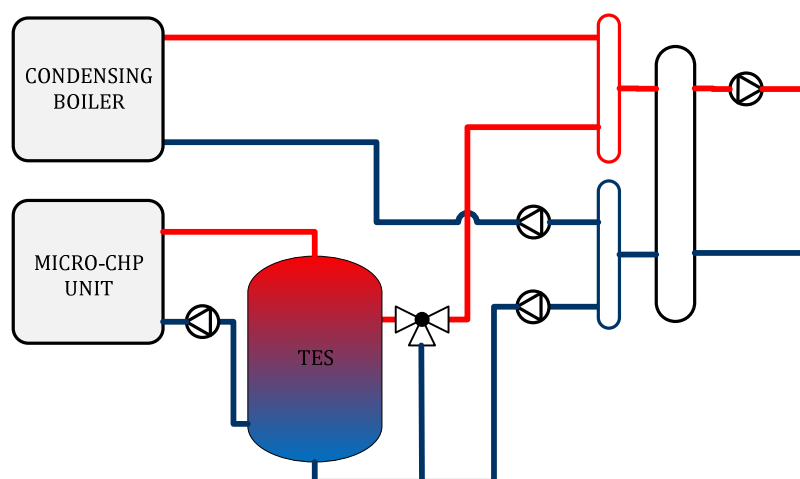


Fig. 2.7 Conexión en paralelo de micro-CHP y caldera con almacenamiento intermedio

Por otro lado, la configuración se puede ajustar al esquema de la Fig. 2., que corresponde a una conexión paralela del equipo de micro-CHP y caldera con acumulación intermedia. En este caso, la unidad de micro-CHP trabaja directamente contra depósito, cargándolo, y el calor suministrado desde la CHP al usuario es la energía descargada. El modo de operación de esta configuración puede ser tal que la carga y la descarga no se puedan producir al mismo tiempo, o que el sistema de almacenamiento haga las funciones de un compensador hidráulico permitiendo la carga y la descarga de forma paralela a través de una válvula de tres vías. Las ventajas y desventajas de los diferentes tipos de integración del TES se analizan en el apartado 5 de este capítulo.

4 Optimización lineal para el dimensionamiento de instalaciones de cogeneración

Como ya se ha mencionado al analizar los métodos empleados en el dimensionamiento de las instalaciones de cogeneración, el problema de optimización del dimensionamiento y operación de la planta se puede resolver mediante programas matemáticos de optimización lineal entera mixta MILP. En estos modelos matemáticos el coste global de la instalación se minimiza sujeto a restricciones matemáticas que representan la configuración de la instalación. Un diseño factible de la instalación corresponde a una solución que satisfaga todas estas restricciones, es decir, una solución contenida en el interior del conjunto definido por las mismas.

El modelo matemático MILP presenta la característica de que algunas de las variables del problema son enteras y pueden tomar valores binarios. Este modelo presenta grandes ventajas en la optimización del diseño y operación de sistemas de generación distribuida [23, 94, 95]. Las variables enteras y binarias permiten modelar y tomar decisiones sobre situaciones complejas que se producen habitualmente en este tipo de instalaciones: apagado o encendido de equipos, número de equipos a instalar y operativos en cada instante, carga o descarga de depósitos, compra o venta de energía eléctrica, arranque o parada de equipos, etc.

Los modelos MILP, por lo tanto, permiten, mediante una programación lineal relativamente sencilla, obtener una información cuantitativa y/o cualitativa sobre la configuración óptima de la planta, que garantiza la minimización del coste global y la cobertura de las necesidades requeridas por los usuarios. Los algoritmos MILP proporcionan la solución óptima global en problemas con múltiples variables y restricciones en un tiempo menor que el empleado por métodos heurísticos.

La forma general de un problema de programación lineal consiste en minimizar o maximizar una función objetivo lineal de la siguiente forma:

$$\text{Min (Max) } f(x) = \sum_j c_j \cdot x_j \quad \text{Eq. 2.6}$$

Sujeto a restricciones lineales de igualdad y desigualdad:

$$\sum_j a_{ij} \cdot x_j \leq b_i$$

Eq. 2.7

y siendo todas las variables y las componentes del vector b no negativas:

$$x_j \geq 0$$

Eq. 2.8

Dentro del problema c_j , a_{ij} y b_i son constantes y x_j las variables de decisión.

El modelo de optimización se implementa en un software de optimización lineal y entera. En este documento, el software utilizado es el optimizador de código abierto OpenSolver que se emplea como complemento de Excel VBA [96]. A menudo, cuando se aplican códigos de optimización a situaciones reales, se observa que el tamaño del problema planteado es muy superior a los límites establecidos por los solvers comerciales, siendo necesarias versiones industriales o extendidas con un mayor coste. OpenSolver, permite resolver modelos de programación lineal entera de gran tamaño en Excel, mediante el motor de optimización de código abierto CBC desarrollado dentro del proyecto COIN-OR (COmputational INfrastructure for Operations Research), sin limitar el número de variables y restricciones del problema. Opensolver ha sido desarrollado por Andrew Mason en el Departamento de Ciencias de la Ingeniería en la Universidad de Auckland.

Aunque normalmente no es tan rápido como sus equivalentes comerciales, el software CBC (COIN-OR) ha ganado una reputación de calidad y confiabilidad y ahora es ampliamente utilizado en aplicaciones industriales. Tiene la ventaja añadida de ser compatible con los modelos de Solver existentes y con otros solvers de programación lineal de NEOS, como Gurobi, GAMS o AMPL. CBC (COIN-OR) emplea los algoritmos simplex y Branch and Bound (ramificación y acotación).

El método Branch and Bound es uno de los más utilizadas para resolver los problemas de programación entera mixta y se basa en crear un árbol de soluciones, donde cada rama representa a una posible solución. Mediante las restricciones se acotan partes del espacio que dividen la región de factibilidad (feasible region) de aquellas en las que no existe solución, permitiendo descartar dichas ramas del árbol de soluciones (acotación o

poda). Las regiones que no se han descartado se subdividen en nuevas partes añadiendo restricciones y/o se calcula la solución por el método simplex.

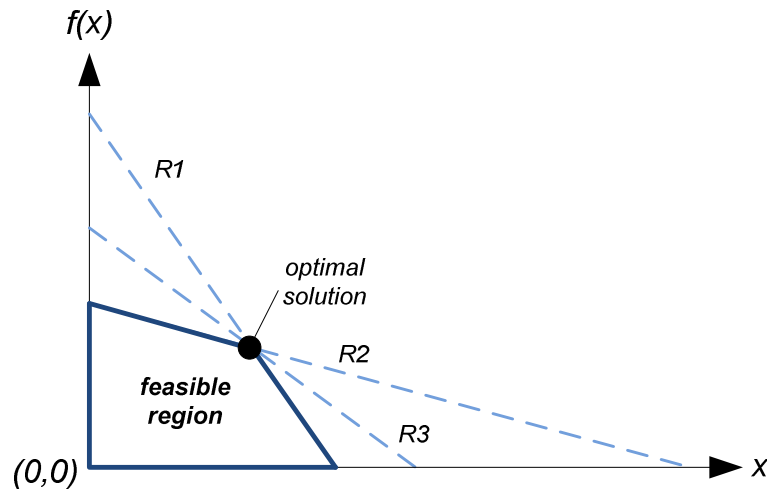


Fig. 2.8 Región factible calculada por el método simplex

4.1 Construcción de modelos lineales

El uso de la programación matemática lineal requiere que una amplia variedad de situaciones reales (que responden a ecuaciones no lineales) se modelen.

Como ya se ha mencionado previamente, es necesario emplear modelos de la programación matemática entera cuando las variables de decisión del problema representan bienes o equipos que no pueden fraccionarse, o en situaciones en las que es preciso tomar decisiones de tipo if-else, en las que se requiere el uso de variables binarias.

En la operación y dimensionamiento de las instalaciones de calefacción y ACS de edificios en general, y en las de micro-CHP en particular, es común encontrarse situaciones cuyo comportamiento no es lineal. A continuación se han propuesto los métodos de modelado lineal genéricos para la resolución de estos problemas, que se emplearán a lo largo de este documento. En este apartado no se ha entrado a valorar el modelado de cada una de las situaciones en particular, sino que se ha intentado dar una pequeña pincelada de los métodos empleados para desarrollarlos en mayor detalle cuando nos enfrentemos al problema en cuestión.

El modelado mediante el uso de variables binarias y enteras supone una mayor complejidad que el modelado continuo, por lo que los métodos estudiados en este apartado se centran en generar modelos de programación MILP. Dominar este tipo de modelado facilitará asimismo la comprensión y la construcción de otros modelos más sencillos (como son los modelos continuos).

4.1.1 Método de la Gran M (Big M method) para la linealización del producto de variables

En este método –desarrollado en [97]– se supone una restricción genérica, donde x_1 es una variable binaria (o entera), x_2 es una variable continua mayor o igual que 0 y z el producto de las variables:

$$z = x_1 \cdot x_2 \quad \text{Eq. 2.9}$$

El producto de las variables $x_1 \cdot x_2$ representa una función no lineal que es necesario linealizar. La linealización es posible cuando una de las variables es entera y está acotada. Cuando es así, este problema se puede solucionar por el método de la gran M, de modo que se transforma la restricción anterior en las siguientes:

$$z \leq x_2 + (1 - x_1) \cdot M \quad \text{Eq. 2.10}$$

$$z \geq x_2 - (1 - x_1) \cdot M \quad \text{Eq. 2.11}$$

$$z \leq x_2 \quad \text{Eq. 2.12}$$

$$z \leq x_1 \cdot M \quad \text{Eq. 2.13}$$

$$z \geq 0 \quad \text{Eq. 2.14}$$

Donde M es un número suficientemente grande para no interferir en los resultados obtenidos. A lo largo de esta tesis se ha utilizado una M de valor igual a 10^7 .

Si se analiza el comportamiento de este nuevo problema se observa que es idéntico al de la restricción inicial:

- Cuando la variable binaria x_1 toma el valor unidad, se obtienen las siguientes expresiones:

$$z \leq x_2 + (1 - 1) \cdot M$$

$$z \geq x_2 - (1 - 1) \cdot M$$

De modo que el producto de las variables z es igual a x_2 .

- Mientras que cuando la variable binaria x_1 toma valor 0 el producto de las variables z es igual a 0:

$$z \leq 0 \cdot M$$

$$z \geq 0$$

$$z \geq x_2 - (1 - 0) \cdot M$$

$$z \leq x_2 + (1 - 0) \cdot M$$

Cuando x_1 y x_2 son variables binarias, el producto de las mismas ($z = x_1 \cdot x_2$) se resuelve de forma que si x_1 es 0, x_2 será mayor o igual que 0; mientras que si x_1 es 1, x_2 será mayor o igual que z .

$$z \leq x_1 ; z \leq x_2 \quad \text{Eq. 2.15}$$

$$z \geq x_1 + x_2 - 1 \quad \text{Eq. 2.16}$$

4.1.2 Método de la Gran M (Big M method) para la activación y desactivación de restricciones disyuntivas

En ciertas situaciones, como la secuenciación de tareas o la representación de problemas no convexos, se presentan restricciones que no pueden satisfacerse de forma simultánea. Se dispone de restricciones disyuntivas que no se pueden cumplir a la vez y que no se pueden excluir del problema, ya que a priori no se conoce cuál de ellas se va a satisfacer.

Suponiendo dos restricciones genéricas que no se pueden satisfacer simultáneamente:

$$\sum_{j=1}^n a_{ij} \cdot x_j \leq b_i \quad \text{Eq. 2.17}$$

$$\sum_{j=1}^n c_{ij} \cdot x_j \leq d_i \quad \text{Eq. 2.18}$$

Para determinar que se cumpla una u otra se emplea una variable binaria δ y una constante M de valor suficientemente alto para que no interfiera en los resultados del problema.

$$\sum_{j=1}^n a_{ij} \cdot x_j \leq b_i + M \cdot (1 - \delta) \quad \text{Eq. 2.19}$$

$$\sum_{j=1}^n c_{ij} \cdot x_j \leq d_i + M \cdot \delta \quad \text{Eq. 2.20}$$

De esta forma, cuando δ es 1 se cumple la primera restricción, quedando desplazada la segunda de ellas en una cantidad M , de manera que no contribuye en la definición de la región de admisibilidad del problema. Cuando δ es 0, se cumple la segunda restricción y la primera de ellas se desplaza.

4.1.3 Linealización por tramos de funciones no lineales

Este método se basa en dividir una función no lineal mediante segmentos lineales, de modo que se obtiene un conjunto de restricciones lineales que representan la curva y que hay que añadir al modelo. El conjunto de pares $(z_k, f(z_k))$ a seleccionar (siendo $k=1\dots n$) dependerá del tipo de función disponible, siendo la aproximación lineal más exacta cuando aumenta el número de intervalos.

Una función $y=f(z)$ como la mostrada en la Fig. 2. se divide en un conjunto de tantas variables continuas como intervalos haya:

$$z = \sum_{k=1}^{n-1} x_k \quad \text{Eq. 2.21}$$

Cada una de estas variables x_k se acota dentro de un intervalo (z_k, z_{k+1}) de modo que sólo una de ellas puede ser positiva. Esto se consigue multiplicando los extremos de cada intervalo por una variable auxiliar binaria λ , de modo que sólo una de las variables binarias tenga valor unidad, determinando así en qué segmento se encuentra la función.

$$z_1 \cdot \lambda_1 \leq x_1 \leq z_2 \cdot \lambda_1$$

$$z_2 \cdot \lambda_2 \leq x_2 \leq z_3 \cdot \lambda_2$$

...

$$z_{n-1} \cdot \lambda_{n-1} \leq x_{z-1} \leq z_n \cdot \lambda_{n-1} \quad \text{Eq. 2.22}$$

$$\sum_{k=1}^{n-1} \lambda_k = 1 \quad \text{Eq. 2.23}$$

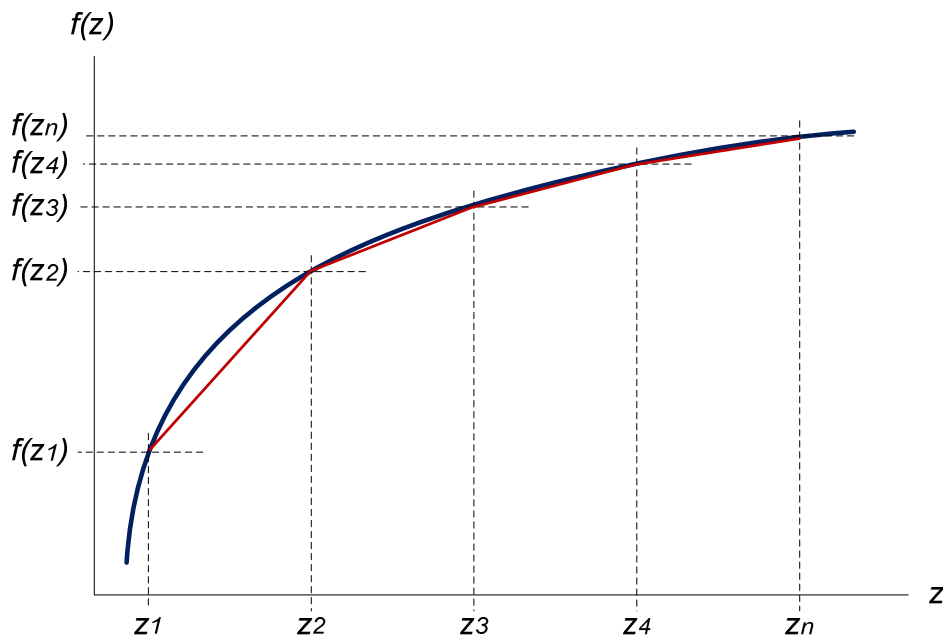


Fig. 2.9 Linealización por tramos

Para modelar la variable y se suman las funciones de los segmentos obtenidos en la aproximación lineal, teniendo en cuenta la ordenada en el origen. Para el segmento (z_s, z_{s+1}) , la recta que aproxima la función no lineal pasa por los puntos $(z_s, f(z_s), z_{s+1}, f(z_{s+1}))$:

$$y = f(z_s) + \frac{f(z_{s+1}) - f(z_s)}{z_{s+1} - z_s} \cdot (z - z_s) \quad \text{Eq. 2.24}$$

Que se puede expresar también como:

$$y = \frac{f(z_{s+1}) - f(z_s)}{z_{s+1} - z_s} \cdot z + f(z_s) - \frac{f(z_{s+1}) - f(z_s)}{z_{s+1} - z_s} \cdot z_s \quad \text{Eq. 2.25}$$

De modo que el valor de la variable y se obtiene como la suma de las funciones de cada uno de los segmentos, teniendo en cuenta que la variable z sólo puede encontrarse en uno de los segmentos.

$$y = \sum_{s=1}^{n-1} \left(\frac{f(z_{s+1}) - f(z_s)}{z_{s+1} - z_s} \right) \cdot x_s + \sum_{s=1}^{n-1} \left(f(z_s) - \frac{f(z_{s+1}) - f(z_s)}{z_{s+1} - z_s} \right) \cdot \lambda_s \quad \text{Eq. 2.26}$$

4.2 El problema de optimización en instalaciones térmicas de edificios y la elección de los días tipo

El sector residencial-comercial se caracteriza por tener unas necesidades energéticas (electricidad, calefacción y/o refrigeración y ACS) con grandes fluctuaciones diarias y estacionales, que se deben principalmente a las condiciones climatológicas y a la ocupación variable de los edificios. Algunas tarifas eléctricas –como es el caso de la tarificación con discriminación horaria– también presentan una fuerte dependencia temporal; así como el rendimiento de algunos equipos que puede verse realmente afectado por las condiciones ambientales en las que operan. Esto hace necesario que el tiempo de análisis requerido para conocer el comportamiento energético de un edificio o de sus instalaciones sea como mínimo de un año.

Este tipo de estudios se llevan a cabo en base horaria, en la mayoría de los casos, o sub-horaria cuando se quiere analizar el comportamiento transitorio de los arranques y paradas de algunos equipos, o de los sistemas de almacenamiento de agua caliente [98].

Una optimización MILP en base horaria del comportamiento anual de la instalación- que considerara la variabilidad de las demandas y de otros factores- plantearía grandes dificultades al ejecutar el modelo debido al tiempo computacional requerido. Éste aumentará linealmente con el número de restricciones y exponencialmente con el número de variables enteras, siendo imposible la resolución de un modelo MILP de estas dimensiones en un plazo razonable.

Por otra parte, a la hora de desarrollar el modelo de una instalación térmica, hay que tener en cuenta que no todas las restricciones se aplican para una misma base horaria. Por ejemplo, es común que se presenten situaciones en que las condiciones de operación de una hora dependan de la hora anterior, como puede ser el caso de arranque y parada de motores, almacenamiento térmico, tiempo mínimo de funcionamiento requerido por algunos equipos, etc. También existen restricciones que pueden tener una base anual, como pueden ser requisitos legales: eficiencia mínima a garantizar, cobertura mínima de ACS a cubrir mediante sistemas renovables o de alta eficiencia, porcentaje mínimo de energía primaria a ahorrar, etc. El empleo de restricciones de diferente base horaria implica que las condiciones óptimas anuales no se correspondan con la suma de los óptimos horarios, lo que reduciría considerablemente el tiempo de cálculo del modelo.

Todo esto hace necesario reducir la dimensión del problema mediante la selección de unos pocos días representativos del año, de modo que se puedan obtener resultados fiables en un plazo de tiempo razonable. No obstante, el problema principal reside en que no existe ninguna regla que permita determinar el número de días tipo necesarios, ni seleccionar estos días-tipo de modo que representen apropiadamente los valores anuales del modelo.

Se han empleado diferentes métodos en la obtención de los días-tipo para garantizar una correcta representación de la demanda en instalaciones de generación distribuida. Algunos autores emplean tres días representativos que tengan en cuenta las variaciones horarias y estacionales de las demandas (invierno, verano, primavera-otoño)[99, 100].

En [101] se desarrolla un método gráfico para la selección de los días representativos basado en la reproducción de la curva monótona de carga a partir de los días-tipo. El análisis se lleva a cabo para la optimización de una instalación de trigeneración considerando 5, 7 y 10 días-tipo. Posteriormente, se calcula el número de días que se repite cada día-tipo a lo largo del año, obteniendo una curva monótona de carga para cada tipo de demanda de energía.

También es común el empleo de 12 días-tipo para representar cada uno de los meses del año [102-104].

En [102] se intenta obtener un modelo más compacto partiendo de un día-tipo por mes y agrupando los meses por similitud en las condiciones climatológicas, hasta obtener 6 días representativos por año. Se presenta asimismo una metodología para crear un día-tipo que represente el carácter estacional (en el caso de invierno el día-tipo correspondiente a los meses de uso de calefacción). El día-tipo de invierno, por ejemplo, se crea a partir de la hora de máxima demanda de calefacción, a la que se atribuye la demanda pico. La demanda del resto de horas se calcula como el valor promedio de los 6 meses. Con el fin de suavizar el perfil de demanda en torno a la carga máxima, la demanda de las 2h anteriores y posteriores a la demanda pico, se calcula como la suma ponderada, dando más peso a la demanda del mes en el que se registró la carga pico. En el caso de la hora anterior y posterior se le atribuye un peso del 75% a la demanda del mes de máxima demanda y un 25% al promedio del resto de los meses, mientras que la hora inmediatamente anterior y posterior a éstas se ponderan con un 50% para el mes de máxima demanda y un 50% para el promedio del resto de meses. Como la ponderación lleva a que el consumo diario de energía del día-tipo estacional sea mayor que el consumo de energía promedio de los respectivos meses, las demandas de las horas no ponderadas se reducen de manera proporcional hasta ajustar la demanda del día-tipo a la demanda promedio. Este procedimiento puede aplicarse para el cálculo del día representativo de cualquier periodo de tiempo.

En otros casos, se plantea añadir a estos 12 días-tipo los días de máxima demanda de calefacción y refrigeración [105], o se consideran 2 días representativos por mes, 24 en total, para diferenciar entre días laborables y festivos [94].

En [106, 107] se analiza el efecto del número de días-tipo para la optimización de instalaciones centralizadas de calefacción y refrigeración. Este estudio se aplica a la instalación térmica centralizada de un parque tecnológico en el que predominan los edificios de oficinas, de la cual se conocen las demandas horarias anuales de calefacción y refrigeración a cubrir. La selección de los días-tipo se lleva a cabo mediante la agrupación de los días (objetos) en función de su demanda y sucesiva selección del día (objeto) representativo de cada grupo. Este elemento, al que se le denomina medoide, ocupa la posición central del grupo al que pertenece. Posteriormente, las series de demanda original se sustituyen por la demanda de los días-tipo obtenidos y se

comparan entre sí, dando lugar a un mejor ajuste entre la curva real y la de días-tipo a medida que aumenta el número de días representativos. No obstante, el error existente entre ambas curvas cae rápidamente, concluyendo que una selección de entre 12-20 días tipo es suficiente para una buena representación de la distribución de demandas térmicas en instalaciones centralizadas de calefacción y refrigeración.

En [22] se analiza la influencia que tiene el número de días representativos en los resultados de un modelo de optimización lineal propuesto en el mismo estudio y aplicado a una planta de trigeneración de un hotel y un hospital en Italia. En éste se concluía que a partir de un número de días entre 15 y 20 se obtienen resultados más precisos y que a partir de 30 días-tipo el tiempo de ejecución del modelo aumenta considerablemente, por lo que se fijaba un rango de 24-30 días-tipo para proporcionar resultados fiables.

El método de selección de días tipo propuesto en esta tesis se basa en elegir un día-tipo para cada uno de los meses que represente a los días de dicho mes, añadiendo a éstos el día de máxima demanda térmica, que se considera un día representativo en sí mismo. La demanda de electricidad y de ACS se considera constante para cada uno de los días del mes, mientras que la demanda de calefacción varía para cada uno de los días del año. En consecuencia, se han seleccionado 13 días-tipo para representar la demanda calefacción y 12 días-tipo para la demanda de ACS, la demanda eléctrica y las condiciones meteorológicas, tales como la temperatura ambiente o la radiación solar.

En el caso de la demanda de calefacción, el día de máxima demanda se ha tomado como un día representativo por sí mismo, mientras que el resto de días corresponden al día-tipo promedio de cada uno de los meses. En el caso del mes que incluye el día de máxima demanda, se tendrán en cuenta dos días-tipo, el día de demanda pico y el día-tipo que representa al resto de los días del mes, que se calcula como el día promedio del mes sin incluir el de máxima demanda.

El día-tipo de cada mes se corresponde con el vector promedio (centroide) de todos los días del mes seleccionado. La selección del método del centroide (día promedio) como día representativo se justifica por el teorema de Chebyshev, a partir del cual se concluye que el centro de gravedad es el elemento que presenta la mínima distancia respecto del

resto de elementos. El método propuesto conserva el pico de demanda para el dimensionamiento y síntesis de la planta, así como la demanda total anual.

Con el fin de comprobar cómo varía la curva monótona de carga anual definida mediante los días-tipo respecto de la real, en la Fig. 2. se muestra una comparativa de las curvas monótonas de carga real y representativa para un edificio de 36 viviendas ubicado en el barrio de Otxakoaga de Bilbao y que se empleará en el análisis de este capítulo. Como se desconoce la demanda real, se ha obtenido la demanda mediante la simulación del edificio en Trnsys 17 para un año meteorológico tipo. Mientras, la demanda representativa se ha calculado mediante la aplicación del método propuesto en el que se emplean 13 días-tipo que representan la demanda simulada previamente.

Se puede observar que la curva obtenida mediante el método empleado de días-tipo se ajusta a la curva de demanda simulada con pequeñas diferencias en algunas potencias. Se considera válido el método de selección de los días-tipo planteado, ya que la precisión obtenida al aumentar el número de días tipo no se ve compensada por el mayor tiempo computacional requerido.

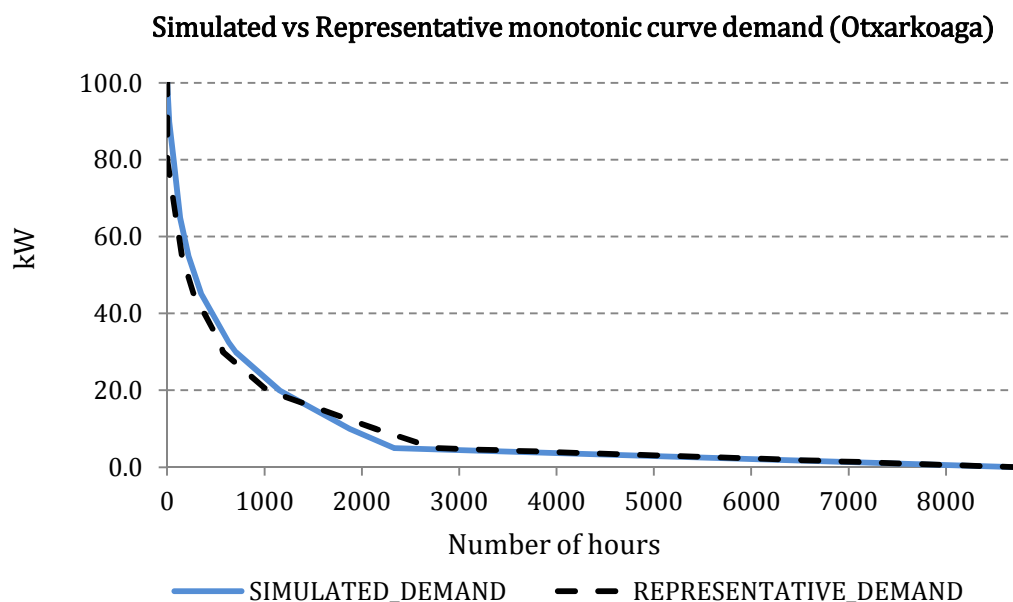


Fig. 2.10 Curva monótona de carga simulada y aproximada para 36 viviendas en Otxarkoaga

5 Integración óptima del almacenamiento térmico en instalaciones de micro-CHP

5.1 Caso en estudio

Uno de los objetivos de este capítulo es determinar la influencia de la integración del sistema de almacenamiento térmico en el dimensionamiento y la viabilidad de las plantas de micro-CHP. Para ello, en este apartado, se han analizado las diferentes configuraciones de integración definidas en el apartado 4 de este capítulo. Una vez determinada la configuración más favorable, se ha analizado cómo influye la capacidad del TES en el funcionamiento y viabilidad de la planta. Con ello se pretende comprobar la influencia del TES y del dimensionamiento óptimo en los siguientes aspectos:

- En su integración en la planta de cogeneración.
- En el tamaño de la caldera auxiliar.
- En su aportación a la cobertura de la demanda térmica (Calefacción + ACS).
- En el ahorro de energía primaria de la planta y las emisiones de CO₂ generadas.
- En el número de horas de funcionamiento y número de arranques.
- En el retorno económico de la instalación y en el valor actual neto (NPV).

El diseño de la instalación se ha propuesto para un edificio de 36 viviendas sociales localizado en Bilbao, al que se le ha aplicado una rehabilitación en la envolvente. Para llevar a cabo la optimización, se han definido las demandas térmicas y eléctricas del edificio propuesto. La demanda de calefacción se ha obtenido del documento [108] en el que ésta se calculaba mediante el software de simulación dinámica Trnsys 17 para el edificio una vez rehabilitado. La demanda de ACS se ha calculado a partir de unos factores multiplicadores diarios y mensuales que determinan el perfil de ACS [109], la temperatura media de entrada de red y el consumo de litros/(persona·día) estimado por el CTE [110] (véase anexo A). Finalmente se ha definido la demanda de electricidad mediante los perfiles diario y anual de demanda eléctrica (véase anexo A) y suponiendo un consumo eléctrico anual para una vivienda en Bizkaia de 3500kWh [3].

Se ha planteado una instalación de micro-CHP con caldera de condensación operando para abastecer la demanda térmica en el salto de temperaturas 80-60°C. La selección de

una caldera de condensación para estas temperaturas, se justifica por los altos niveles de exigencia de los requisitos de eficiencia del Real Decreto 238/2013, que únicamente se cumplen con la instalación de calderas de condensación. La unidad de micro-CHP seleccionada es un motor de combustión interna alternativo Dachs™ de Senertec que tiene una producción térmica y eléctrica de 12.5kW y 5.5kW respectivamente, con un consumo nominal de gas natural de 20.5kW. La elección de este motor se justifica por ser la unidad más extendida en Europa, liderando el mercado de micro-CHP en el sector residencial y terciario con más de 20.000 unidades instaladas [98]. Este equipo opera a plena carga, sin posibilidad de modulación.

A partir de esta unidad de micro-CHP se han planteado diferentes configuraciones de planta en función de la integración del TES, de manera que se puede comparar el dimensionamiento del TES y la caldera basándose en el comportamiento del sistema de almacenamiento para cada una de las configuraciones.

El dimensionamiento y operación de las configuraciones propuestas se ha optimizado de acuerdo a un criterio económico y considerando que la demanda térmica se satisface completamente y que la electricidad generada es autoconsumida en el edificio. Para ello se han empleado algoritmos MILP, por lo que es necesario linealizar todos los problemas de carácter no lineal que se encuentren al modelizar el funcionamiento de la planta. Con el objetivo de tener un mayor aprovechamiento de la energía primaria se considera un horizonte temporal de 24 horas en la optimización. Una optimización en un horizonte temporal diario presenta un mayor aprovechamiento de la energía primaria y un mayor REE, debido principalmente a la reducción de las pérdidas de calor producidas en el sistema de almacenamiento térmico con la consecuente disminución del calor útil obtenido.

5.1.1 Integración del TES

Se han analizado cuatro configuraciones diferentes de instalación en función de la integración de la acumulación en la planta de micro-CHP y su modo de operación. La configuración 0 corresponde al funcionamiento del motor de cogeneración sin almacenamiento, mientras que en las configuraciones 1, 2 y 3 se analizan diferentes integraciones y estrategias de acumulación del sistema de acumulación.

Se parte de un mismo motor –previamente seleccionado mediante los sistemas convencionales de dimensionamiento– para todas las configuraciones analizadas. Por otra parte, se emplea una caldera de condensación de apoyo con un rendimiento térmico del 98% que depende de la tecnología empleada y que se ha considerado constante independientemente del factor de carga. La potencia a instalar de la caldera no se ha seleccionado previamente y se obtendrá a partir del problema de programación lineal, a partir del cual se establece la relación existente entre el modo de integración del almacenamiento, el volumen de éste y el tamaño de la caldera a instalar, cuando se dispone de un mismo motor.

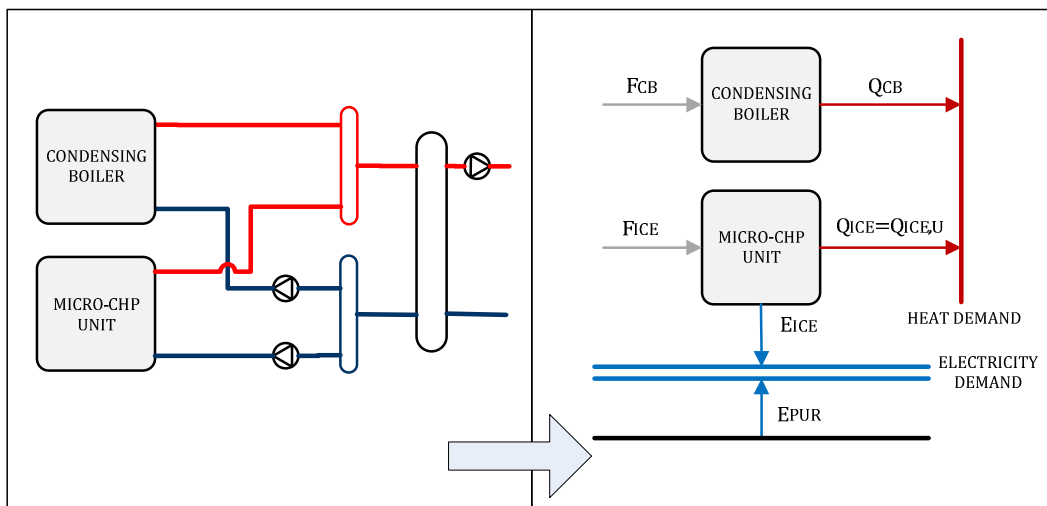


Fig. 2.11 Esquema de la configuración 0: sin almacenamiento

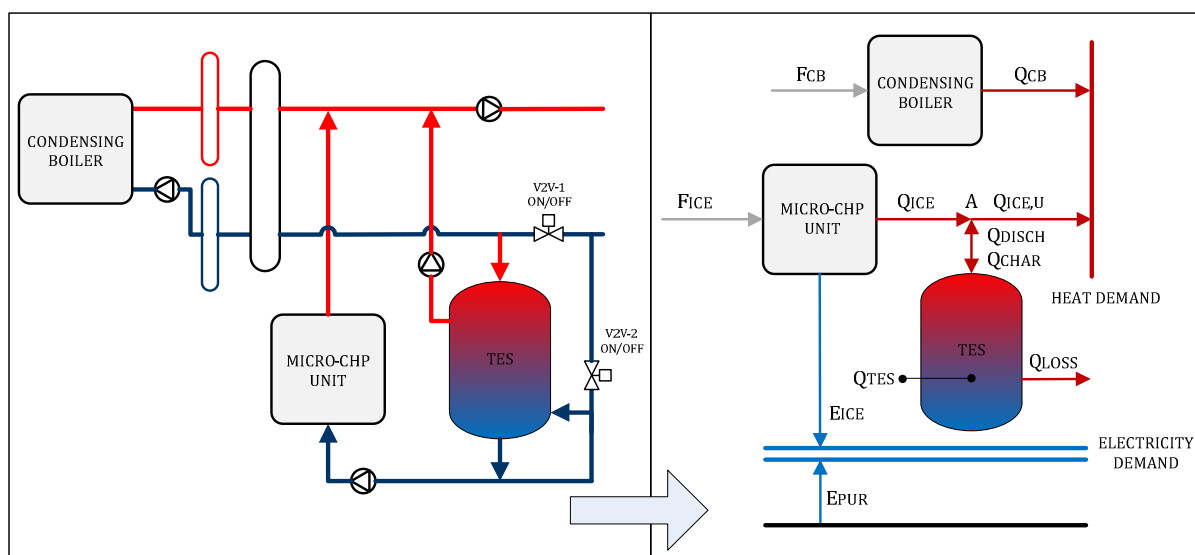


Fig. 2.12 Esquema de la configuración 1: con almacenamiento en retorno

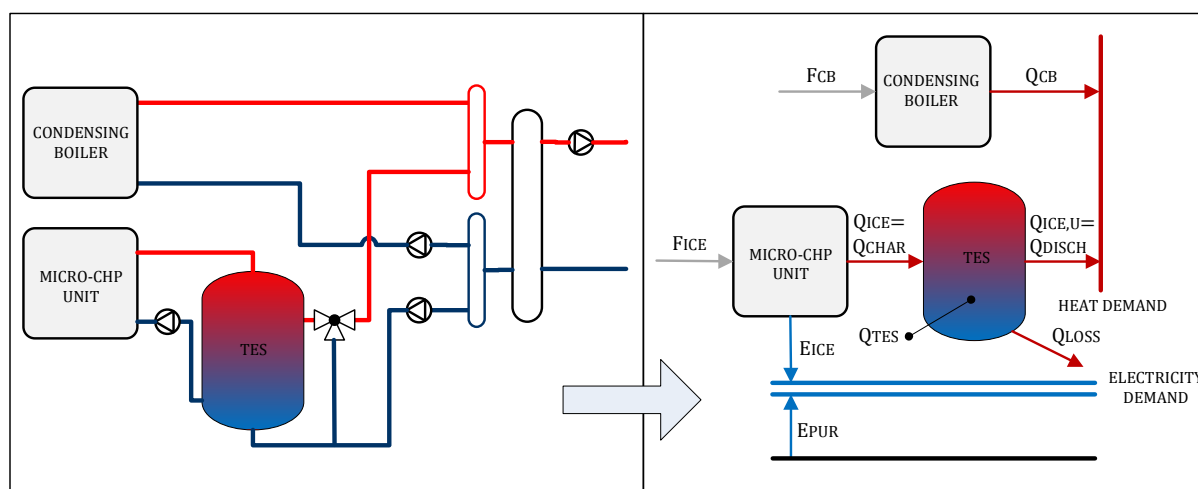


Fig. 2.13 Esquema de las configuraciones 2 y 3: con almacenamiento intermedio

5.1.2 Análisis económico y medioambiental

Para el desarrollo del análisis económico se han definido las tarifas de electricidad y gas natural, y la inversión inicial de los equipos y su mantenimiento. El precio de compra de electricidad se corresponde con el de la tarifa fija de último recurso que establece un valor de 12.411c€/kWh [111], mientras el precio del gas natural para el usuario final es de 5.726c€/kWh [112]. Asimismo, se ha considerado un coste de mantenimiento variable de 2.5c€/kWh_e para el equipo de cogeneración [113].

Cabe indicar que en los costes de inversión únicamente se han tenido en cuenta el coste de los equipos a dimensionar, por ser el resto constantes en todas las configuraciones. Por ello, únicamente se requiere la relación lineal coste-volumen del sistema de almacenamiento ($C_{TES}=f(V_{TES})$) y la relación lineal coste-potencia de la caldera de condensación ($C_{CB}=f(Q_{CB,NOM})$) (véase anexo C).

El análisis de impacto ambiental se ha enfocado en las emisiones de GEI. Las emisiones de CO₂ de los recursos energéticos de la planta son de 399 g de CO_{2eq}/kWh para la electricidad convencional consumida y de 252 g de CO_{2eq}/kWh para la combustión del gas natural [114]. No se han tenido en cuenta las emisiones ni la energía consumida durante la fase de fabricación de los equipos.

5.2 Modelo de optimización lineal

El problema a solucionar en este apartado es la minimización de la función C_{TOT} que representa el coste global anual de una instalación de micro-CHP basada en ICE y con apoyo de una caldera de condensación de gas natural. El coste total engloba el coste de amortización anual del capital C_{INV} de los componentes a dimensionar y el coste variable debido a la operación y mantenimiento de los equipos que constituyen la planta $C_{O\&M}$.

5.2.1 Función objetivo:

$$\text{Min } C_{TOT} = C_{INV} + C_{O\&M} \quad \text{Eq. 2.27}$$

La amortización anual de la inversión C_{INV} se calcula como el producto del factor de recuperación de capital CRF de cada tecnología k y el coste de inversión de dicha tecnología. Dentro de este coste únicamente se incluye el coste de inversión de la caldera y del sistema de almacenamiento, mientras que el coste del motor no se tiene en cuenta por ser el mismo en todos los casos analizados. Asimismo, se incluye el coste de mantenimiento de la caldera y del TES, debido a que, para estos equipos, el coste de mantenimiento es función del coste de inversión (véase anexo C):

- $C_{FM_TES} = 2.1\% \cdot C_{TES}$
- $C_{FM_CB} = 9.5\% \cdot C_{CB}$

$$C_{INV} = \sum_k (CRF_k \cdot C_k + C_{FM,k}) \quad \text{Eq. 2.28}$$

El factor CRF se calcula a través de la siguiente expresión:

$$CRF_k = \frac{i \cdot (1 + i)^{n_k}}{(1 + i)^{n_k} - 1} \quad \text{Eq. 2.29}$$

donde i es el interés efectivo anual y n_k es la vida útil de cada tecnología k . El interés asumido es el vigente en la actualidad, que es aproximadamente de un 5% [115, 116]. La vida útil supuesta ha sido de 15 años.

El coste de operación y mantenimiento anual es un coste variable calculado como el sumatorio del producto entre el coste de operación y mantenimiento horario de la

instalación durante cada uno de los días representativos y el vector columna $ntd(d)$ que representa el número de días que se repite a lo largo del año cada día-tipo.

$$C_{O\&M} = \sum_d \sum_h C_{O\&M}(d, h) \cdot ntd(d) \quad \text{Eq. 2.30}$$

$C_{O\&M}(d, h)$ engloba tanto el coste de los recursos energéticos –el gas natural consumido en motor y caldera c_F y la electricidad comprada a red c_E – como el coste variable de mantenimiento de los equipos $C_{VM}(d, h)$, que es dependiente de su operación. En este caso, $C_{VM}(d, h)$ se refiere principalmente al mantenimiento del motor, cuyo valor proporcionado por el fabricante es función de la electricidad generada.

$$C_{O\&M}(d, h) = c_F \cdot (F_{CB}(d, h) + F_{ICE}(d, h)) + c_E(d, h) \cdot (E_{DEM}(d, h) - E_{ICE}(d, h)) + C_{VM}(d, h) \quad \text{Eq. 2.31}$$

$$C_{VM}(d, h) = C_{VM_ICE}(d, h) = f(E_{VM_ICE}(d, h)) \quad \text{Eq. 2.32}$$

El grupo de ecuaciones lineales de igualdad y desigualdad del problema se obtienen a partir de los balances de energía de cada equipo o tecnología instalada, sus límites de capacidad y de producción y el cumplimiento de la normativa vigente. A continuación se presentan las restricciones técnicas para cada una de las tecnologías a instalar y las restricciones legales a considerar.

5.2.2 Restricciones técnicas, económicas y legales

5.2.2.1 Motor de Combustión Interna Alternativo (ICE)

Para determinar el coste de operación del *ICE* se debe conocer el combustible consumido durante un año. Sabiendo que el motor seleccionado opera sólo a plena carga, el combustible total consumido por el motor se calcula como el producto entre el consumo nominal F_{ICE_NOM} y la variable binaria $ICE(d, h)$. Esta variable es la encargada de indicar si en el instante h del día d el motor opera.

$$F_{ICE}(d, h) = ICE(d, h) \cdot F_{ICE_NOM} \quad \text{Eq. 2.33}$$

$$ICE(d, h) \text{ bin} \quad \text{Eq. 2.34}$$

Por norma general, a partir de los rendimientos térmico y eléctrico se calculan las producciones térmica y eléctrica, respectivamente.

$$E_{ICE}(d, h) = F_{ICE}(d, h) \cdot \eta_E \quad \text{Eq. 2.35}$$

$$Q_{ICE}(d, h) = F_{ICE}(d, h) \cdot \eta_Q \quad \text{Eq. 2.36}$$

No obstante, el comportamiento transitorio en los periodos de arranque y parada de los motores puede suponer una disminución en la eficiencia eléctrica y térmica. Dentro de las actividades del proyecto ANNEX 42 del programa IEA – ECBCS (International Energy Agency’s Energy and Buildings Communities Programme), se ha llevado a cabo la caracterización del motor Dachs de Senertec, así como su modelado y posterior validación del modelo [117], donde se han recogido los resultados del comportamiento transitorio del motor en condiciones de arranque en frío, arranque en caliente y parada.

En el modelo desarrollado a continuación, la disminución de la eficiencia durante el periodo de arranque del motor se ha cuantificado en modo de penalización, que se ha aplicado tanto a la producción de calor como a la electricidad. Los efectos de parada del motor no se han considerado. Es sabido que un correcto funcionamiento del motor que garantice una mayor vida útil del equipo implica que éste opere de forma continuada, así como que la viabilidad de la micro-CHP está íntimamente ligada al número de horas de operación del equipo. Por estos motivos, se ha supuesto que el equipo no alcanza las condiciones ambientales tras la parada y que, en cualquier caso, el arranque se produce en caliente, tomando, por lo tanto, el valor correspondiente a la disminución de la producción térmica para el arranque en caliente. Esta disminución en la generación térmica es de aproximadamente un 8%, mientras que la producción eléctrica se ve mermada en un 5%.

La penalización se ha aplicado únicamente en el arranque, esto es, cuando $ICE(d, h-1)$ sea igual a 0 y $ICE(d, h)$ sea 1. En cualquier otro caso, no existe penalización alguna, ya que el motor seguiría operando de manera continuada ($ICE(d, h-1)=1$; $ICE(d, h)=1$), o se pararía ($ICE(d, h-1)=1$; $ICE(d, h)=0$). Se considerará que el equipo en el instante inicial de cada día ($ICE(d, 0)$) está apagado. La diferencia entre el estado del motor en la hora h y el estado del motor en la hora $h-1$ del día tipo d se representa con la función $x(d, h)$.

$$x(d, h) = ICE(d, h) - ICE(d, h - 1) \quad \text{Eq. 2.37}$$

$$ICE(d, 0) = 0 \quad \text{Eq. 2.38}$$

Asimismo, se define la función $start_up(x)$ que representa el arranque del motor. Esta función tomará el valor unidad cuando el motor arranque ($x(d, h)=1$) y el valor 0 en el resto de los casos:

$$start_up(x): \quad \text{Eq. 2.39}$$

$start_up(x) = 0$; cuando $x = x_1 = -1$ (parada)

$start_up(x) = 0$; cuando $x = x_2 = 0$ (modo de operación no varía)

$start_up(x) = 1$; cuando $x = x_3 = 1$ (arranque)

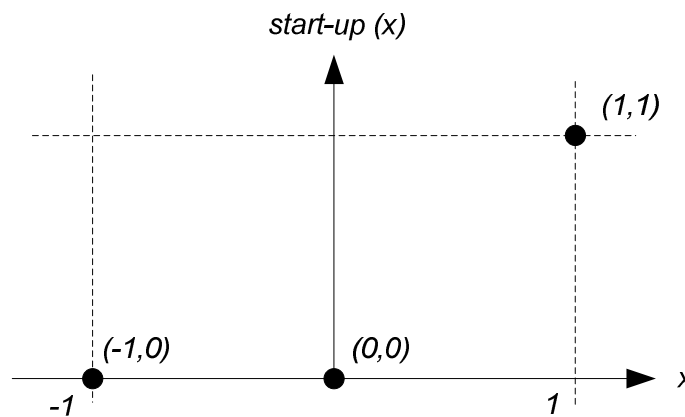


Fig. 2.14 Función discontinua $start_up$

$$x(d, h) = x_1(d, h) + x_2(d, h) + x_3(d, h) \quad \text{Eq. 2.40}$$

De este modo únicamente se debe aplicar la penalización cuando el equipo arranque ($x(d, h)=x_3(d, h)$). Para definir cuando se produce el arranque y poder aplicar la correspondiente penalización, es necesario emplear variables binarias de modo que únicamente una sola variable sea positiva en cada instante considerado.

$$\delta_1(d, h), \delta_2(d, h), \delta_3(d, h) \quad \text{bin} \quad \text{Eq. 2.41}$$

$$\delta_1(d, h) + \delta_2(d, h) + \delta_3(d, h) = 1 \quad \text{Eq. 2.42}$$

$$x_1(d, h) = -\delta_1(d, h) \quad \text{Eq. 2.43}$$

$$x_2(d, h) = 0 \quad \text{Eq. 2.44}$$

$$x_3(d, h) = \delta_3(d, h) \quad \text{Eq. 2.45}$$

$$start_up(d, h) = \delta_3(d, h) \quad \text{Eq. 2.46}$$

Durante el arranque la generación de potencia eléctrica en el motor se ve reducida en un 5% mientras que la generación de potencia térmica disminuye en un 8%.

$$PSU_E = 0.05 \quad \text{Eq. 2.47}$$

$$PSU_Q = 0.08 \quad \text{Eq. 2.48}$$

$$E_{ICE}(d, h) = (ICE(d, h) - start_up(d, h) \cdot PSU_E) \cdot F_{ICE_NOM} \cdot \eta_E \quad \text{Eq. 2.49}$$

$$Q_{ICE}(d, h) = (ICE(d, h) - start_up(d, h) \cdot PSU_Q) \cdot F_{ICE_NOM} \cdot \eta_Q \quad \text{Eq. 2.50}$$

5.2.2.2 Sistema de almacenamiento térmico (TES)

Se analizan las diferentes configuraciones propuestas.

Configuración 0: Sin almacenamiento

En el caso de la *configuración 0* en la que no se instala ningún sistema de almacenamiento, el calor útil del motor será el generado por el mismo.

$$Q_{ICE}(d, h) = Q_{ICE,U}(d, h) \quad \text{Eq. 2.51}$$

Configuración 1: Con almacenamiento en retorno

Aplicando el balance de energía en el nodo A de la Fig. 2. se tiene que:

$$Q_{ICE}(d, h) + Q_{DISCH}(d, h) = Q_{CHAR}(d, h) + Q_{ICE,U}(d, h) \quad \text{Eq. 2.52}$$

El calor almacenado en cada instante $Q_{STO}(d, h)$ se obtiene del balance de energía en el depósito, donde las pérdidas $Q_{LOSS}(d, h)$ se calculan como el 1% del calor acumulado en el instante anterior. El porcentaje promedio de pérdidas se ha calculado en el anexo C para diferentes tipos de aislamiento, relación diámetro-altura y temperatura de almacenamiento.

$$Q_{STO}(d, h) = Q_{STO}(d, h - 1) + Q_{CHAR}(d, h) - Q_{DISCH}(d, h) - Q_{LOSS}(d, h) \quad \text{Eq. 2.53}$$

$$Q_{LOSS}(h) = 0.01 \cdot Q_{STO}(d, h - 1) \quad \text{Eq. 2.54}$$

Como la carga y la descarga no pueden ocurrir de forma simultánea, es necesario emplear variables binarias de manera que cuando una se produzca la otra no lo haga y viceversa. $CHAR(d, h)$ y $DISCH(d, h)$ son dos variables binarias que representan la carga y la descarga, respectivamente. Como no pueden ocurrir al mismo tiempo, la suma de ambas no podrá ser superior a la unidad.

$$CHAR(d, h), DISCH(d, h) \text{ bin} \quad \text{Eq. 2.55}$$

$$CHAR(d, h) + DISCH(d, h) \leq 1 \quad \text{Eq. 2.56}$$

Por otra parte, cuando se produzca la carga del depósito ($CHAR(d, h)=1$) el calor almacenado en el depósito en ese instante $Q_{CHAR}(d, h)$ debe ser igual o inferior al calor generado por el motor.

$$Q_{CHAR}(d, h) \leq CHAR(d, h) \cdot Q_{ICE}(d, h) \quad \text{Eq. 2.57}$$

Debido a que tanto $CHAR(d, h)$ como $Q_{ICE}(d, h)$ son variables en cada instante, la función producto de las mismas no es lineal. La linealización de este producto se llevará a cabo por el método de la gran M. Este método consiste en tomar una constante M de valor suficientemente elevado que permita que la restricción se desplace fuera de la región descrita por el resto de restricciones del problema, dejando de ser activa cuando el problema lo requiera.

$$Q_{CHAR}(d, h) \leq M \cdot CHAR(d, h) \quad \text{Eq. 2.58}$$

Asimismo, se debe cumplir la condición de que el calor almacenado sea inferior al generado por el motor:

$$Q_{CHAR}(d, h) \leq Q_{ICE}(d, h) \quad \text{Eq. 2.59}$$

De esta manera, en el caso en el que no se almacene calor:

$$CHAR(d, h) = 0$$

$$Q_{CHAR}(d, h) \leq M \cdot 0$$

$$Q_{CHAR}(d, h) \leq Q_{ICE}(d, h)$$

Teniendo en cuenta que todas las variables se consideran no negativas, el único valor que puede tomar $Q_{CHAR}(d, h)$ es 0. En caso contrario ($CHAR(d, h)=0$), el valor de $Q_{CHAR}(d, h)$ se encontrará entre 0 y $Q_{ICE}(d, h)$.

En el caso de que se descargue el depósito ($DISCH(d, h)=1$), el calor desacumulado en ese instante no puede ser mayor que el calor que se encuentre almacenado en el depósito en el instante previo.

$$Q_{DISCH}(d, h) \leq DISCH(d, h) \cdot Q_{STO}(d, h - 1) \quad \text{Eq. 2.60}$$

En este caso se presenta otro producto de variables que es necesario linealizar. Empleando el método de la gran M:

$$Q_{DISCH}(d, h) \leq M \cdot DISCH(d, h) \quad \text{Eq. 2.61}$$

$$Q_{DISCH}(d, h) \leq Q_{STO}(d, h - 1) \quad \text{Eq. 2.62}$$

Por otra parte, se considera que no existe calor almacenado en el depósito en el instante inicial y que el calor almacenado en cada instante debe ser inferior a la capacidad de almacenamiento del tanque instalado Q_{CAP} y que es, a su vez, una variable. Q_{CAP} está relacionado con el volumen de almacenamiento V_{TES} de modo que $V_{TES} = 860 \cdot Q_{CAP} / \Delta T$.

$$Q_{STO}(d, 0) = 0 \quad \text{Eq. 2.63}$$

$$Q_{STO}(d, h) \leq Q_{CAP} \quad \text{Eq. 2.64}$$

La capacidad de almacenamiento se ha calculado considerando un salto térmico en el depósito de 13°C, que es el salto de temperaturas en el motor Dachs de Senertec (de acuerdo al modelo desarrollado por el ANNEX 42 para caudal constante [117]).

Configuración 2: Con almacenamiento intermedio. Sin posibilidad de carga y descarga simultáneas.

El balance térmico del TES y las pérdidas se calculan mediante las ecuaciones definidas en la configuración 1.

$$Q_{STO}(d, h) = Q_{STO}(d, h - 1) + Q_{CHAR}(d, h) - Q_{DISCH}(d, h) - Q_{LOSS}(d, h) \quad (\text{Eq. 2.53})$$

$$Q_{LOSS}(h) = 0.01 \cdot Q_{STO}(d, h - 1) \quad (\text{Eq. 2.54})$$

Si se analiza la Fig. 2., se observa que en las configuraciones 2 y 3 toda la energía térmica generada en el motor se carga en el depósito, ya que el motor trabaja directamente contra éste. En la configuración 2 todo el calor generado se almacena y se descarga en otro instante, ya que no se pueden producir la carga y la descarga al mismo tiempo. La energía térmica descargada se corresponde con el calor útil del motor $Q_{ICE,U}(d, h)$.

$$Q_{CHAR}(d, h) = Q_{ICE}(d, h) \quad \text{Eq. 2.65}$$

$$Q_{DISCH}(d, h) = Q_{ICE,U}(d, h) \quad \text{Eq. 2.66}$$

Debido a que la carga y la descarga no pueden producirse simultáneamente, es necesario emplear las dos variables binarias $CHAR$ y $DISCH$ empleadas en la configuración anterior que no permita que ambas situaciones se produzcan al mismo tiempo.

$$CHAR(d, h), DISCH(d, h) \text{ bin} \quad (\text{Eq. 2.55})$$

$$CHAR(d, h) + DISCH(d, h) \leq 1 \quad (\text{Eq. 2.56})$$

$$Q_{CHAR}(d, h) \leq M \cdot CHAR(d, h) \quad (\text{Eq. 2.58})$$

$$Q_{DISCH}(d, h) \leq M \cdot DISCH(d, h) \quad (\text{Eq. 2.61})$$

$$Q_{DISCH}(d, h) \leq Q_{STO}(d, h - 1) \quad (\text{Eq. 2.62})$$

$$Q_{STO}(d, 0) = 0 \quad (\text{Eq. 2.63})$$

$$Q_{STO}(d, h) \leq Q_{CAP} \quad (\text{Eq. 2.64})$$

Configuración 3: Con almacenamiento intermedio. Con posibilidad de carga y descarga simultáneas.

Esta configuración difiere de la configuración 2 en el hecho de que la carga y la descarga sí se pueden producir de forma simultánea. Por este motivo, no es necesario el empleo de variables binarias. El modelo en este caso queda de la siguiente manera:

$$Q_{STO}(d, h) = Q_{STO}(d, h - 1) + Q_{CHAR}(d, h) - Q_{DISCH}(d, h) - Q_{LOSS}(d, h) \quad (\text{Eq. 2.53})$$

$$Q_{LOSS}(h) = 0.01 \cdot Q_{STO}(d, h - 1) \quad (\text{Eq. 2.54})$$

$$Q_{STO}(d, 0) = 0 \quad (\text{Eq. 2.63})$$

$$Q_{STO}(d, h) \leq Q_{CAP} \quad (\text{Eq. 2.64})$$

$$Q_{CHAR}(d, h) = Q_{ICE}(d, h) \quad (\text{Eq. 2.65})$$

$$Q_{DISCH}(d, h) = Q_{ICE,U}(d, h) \quad (\text{Eq. 2.66})$$

El coste del depósito se calcula a partir de la función ($C_{TES}=f(V_{TES})$) presentada en el anexo C, cuyo modelo lineal se ha obtenido mediante la técnica de linealización por tramos.

$$C_{STO} = 3.1635 \cdot x_1 + 1.7601 \cdot x_2 + 701.69 \cdot \lambda_2 + 1.0360 \cdot x_3 + 1358.3 \cdot \lambda_3 \quad \text{Eq. 2.67}$$

$$V_{STO} = x_1 + x_2 + x_3 \quad \text{Eq. 2.68}$$

$$\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3 \text{ bin} \quad \text{Eq. 2.69}$$

$$\lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_3 = 1 \quad \text{Eq. 2.70}$$

$$0 \leq x_1 \leq 500 \cdot \lambda_1 \quad \text{Eq. 2.71}$$

$$500 \cdot \lambda_2 \leq x_2 \leq 1000 \cdot \lambda_2 \quad \text{Eq. 2.72}$$

$$1000 \cdot \lambda_3 \leq x_3 \leq 5000 \cdot \lambda_3 \quad \text{Eq. 2.73}$$

5.2.2.3 Caldera de condensación (CB)

El calor generado por la caldera de condensación en cada instante $Q_{CB}(d, h)$ tiene que ser necesariamente igual o inferior a la potencia térmica nominal Q_{CB_NOM} , que también es una variable. El combustible consumido $F_{CB}(d, h)$ se calcula para un rendimiento medio de la caldera de condensación operando a alta temperatura del 97.8% (véase anexo C).

$$Q_{CB}(d, h) \leq Q_{CB_NOM} \quad \text{Eq. 2.74}$$

$$F_{CB}(d, h) = \frac{Q_{CB}(d, h)}{\eta_{CB}} \quad \text{Eq. 2.75}$$

El coste de la caldera es función de la potencia térmica nominal con la que está relacionado de la siguiente manera (véase anexo C):

$$C_{CB} = (39.416 \cdot Q_{CB_NOM} + 8771.6) \quad \text{Eq. 2.76}$$

5.2.2.4 Suministro de energía térmica

La demanda térmica es la suma de las demandas de calefacción $Q_{HEAT}(d, h)$ y ACS $Q_{DHW}(d, h)$. El suministro de energía térmica se abastece mediante el calor útil proporcionado el motor $Q_{ICE,U}(d, h)$ y la caldera de condensación $Q_{CB}(d, h)$.

$$Q_{DEM}(d, h) = Q_{HEAT}(d, h) + Q_{DHW}(d, h) \quad \text{Eq. 2.77}$$

$$Q_{DEM}(d, h) = Q_{ICE,U}(d, h) + Q_{CB}(d, h) \quad \text{Eq. 2.78}$$

5.2.2.5 Suministro eléctrico

Como la electricidad generada en el motor $E_{ICE}(d, h)$ es autoconsumida siempre será inferior a la demanda de electricidad, obteniendo la electricidad restante de la red eléctrica $E_{PUR}(d, h)$.

$$E_{DEM}(d, h) = E_{ICE}(d, h) + E_{PUR}(d, h) \quad \text{Eq. 2.79}$$

$$E_{PUR}(d, h) \geq 0 \quad \text{Eq. 2.80}$$

5.2.2.6 Restricciones legales

En la normativa [110], se establece un porcentaje de ACS mínimo que debe ser cubierto por cogeneración u otras fuentes renovables. En el caso de Bilbao este porcentaje mínimo es del 30%. Por ello, el calor útil de la cogeneración debe ser superior a este valor.

$$\sum_h Q_{ICE,U}(d, h) \geq 0.30 \cdot \sum_d \sum_h Q_{DHW}(d, h) \quad \text{Eq. 2.81}$$

En lo referente al REE de motores de micro-CHP de gas natural, éste debe ser mayor o igual al 49.5%.

$$REE = \frac{E_{CHP}}{F_{CHP} - \left(\frac{Q_{CHP}}{Ref H_\eta}\right)} \geq 49.5\% \quad (\text{Eq. 2.3})$$

Adecuando la restricción al modelo matemático y teniendo en cuenta que, al disponer de un sistema de almacenamiento térmico, el calor útil proporcionado por la cogeneración se corresponde con la energía térmica descargada en el TES, se tiene la siguiente expresión:

$$\sum_d \sum_h E_{ICE}(d, h) \geq 0.495 \cdot \left(\sum_d \sum_h F_{ICE}(d, h) - \sum_d \sum_h Q_{ICE,U}(d, h) / Ref H_\eta \right) \quad \text{Eq. 2.82}$$

Asimismo, debe existir un ahorro de energía primaria (PES), para que la micro-CHP se considere de alta eficiencia.

$$PES (\%) = \left(1 - \frac{1}{\frac{\eta_Q}{Ref H_\eta} + \frac{\eta_E}{Ref E_\eta}} \right) \cdot 100 \geq 0 \quad (\text{Eq. 2.1})$$

Tal y como ocurre en el cálculo del REE, el empleo del TES supone que el rendimiento térmico de la cogeneración se calcule a partir de su calor útil. Además, la inclusión de una penalización al arranque da lugar a que los rendimientos térmico y eléctrico no sean constantes. De acuerdo a estas consideraciones la restricción se expresa de la siguiente forma:

$$\frac{\sum_d \sum_h Q_{ICE,U}(d, h) / \sum_d \sum_h F_{ICE}(d, h)}{Ref H_\eta} + \frac{\sum_d \sum_h E_{ICE}(d, h) / \sum_d \sum_h F_{ICE}(d, h)}{Ref E_\eta} - 1 \geq 0 \quad \text{Eq. 2.83}$$

5.3 Resultados y discusión

En este apartado se recogen los resultados anuales de la optimización de las cuatro configuraciones analizadas. En la Tabla 2. se presentan los resultados relativos al dimensionamiento de la caldera de condensación y el sistema de almacenamiento, las horas de operación, el número de arranques y generación eléctrica y térmica del ICE, el

combustible consumido por los equipos de generación, la contribución de la cogeneración al suministro de ACS, el análisis económico, el REE, las emisiones generadas y el ahorro de energía primaria (PES) en cada una de las configuraciones. El PES se ha calculado en términos porcentuales como establece la Directiva 2004/8/CE, así como en términos energéticos. El PES en términos de energía se expresa de la siguiente forma:

$$PES (MWh) = \frac{Q_{ICE,U}}{Ref H_{\eta}} + \frac{E_{ICE}}{Ref E_{\eta}} - F_{ICE} \quad \text{Eq. 2.84}$$

Para llevar a cabo el estudio económico, se ha calculado el valor actual neto (Net Present Value NPV) que es un índice que permite evaluar la rentabilidad de una inversión. El NPV representa el valor actual de todos los ingresos y gastos durante la vida de la instalación en relación a la inversión inicial del proyecto, mientras que el payback representa el periodo de recuperación de la inversión. Suponiendo que toda la inversión se lleve a cabo al inicio del proyecto, el valor *NPV* se obtiene a través de la siguiente ecuación:

$$NPV = -Inv + \sum_{t=1}^{t=n_k} \left[NS / (1+r)^t \right] \quad \text{Eq. 2.85}$$

donde *Inv* es la inversión total del proyecto, teniendo en cuenta los costos evitados de la planta convencional, n_k es la vida útil de la planta, r es la tasa de descuento (5%) [115, 116], y *NS* representa ahorro neto generado en cada periodo t , que se calcula como la diferencia entre el coste de operación de la configuración en estudio y el coste operacional de la planta convencional, que se corresponde con la configuración sin sistema de almacenamiento.

En la Tabla 2. se puede observar que las configuraciones 1 y 3 son las que presentan mejores resultados termodinámicos, económicos y medioambientales. El volumen de almacenamiento en estas configuraciones es muy inferior al obtenido para la configuración 2, donde la carga y la descarga se producen de forma separada. Esto hace a su vez, que el número de arranques y paradas aumente considerablemente para un número de horas de funcionamiento inferior, tal y como ocurre cuando no existe sistema de almacenamiento. El funcionamiento intermitente del motor conlleva una disminución

de la vida útil del mismo, por lo que es un aspecto cualitativo importante a tener en cuenta.

	Configuration 0	Configuration 1	Configuration 2	Configuration 3
<i>Generated electricity (MWh)</i>	18.6	28.1	23.9	28.3
<i>Useful heat (MWh)</i>	42.7	64.3	52.7	64.6
<i>Fuel consumed by ICE (MWh)</i>	71.4	107.1	92.1	107.7
<i>Boiler nominal heat (kW)</i>	95.5	85.3	70.5	85.7
<i>Fuel consumed by boiler (MWh)</i>	82.0	60.0	71.7	59.7
<i>Thermal storage capacity (kWh)</i>	0.0	10.3	73.2	9.9
<i>Thermal storage volume (litres)</i>	0	683	4839	653
<i>Operation hours</i>	3482	5222	4492	5252
<i>Number of start-ups</i>	821	856	1155	763
<i>Contribution to DHW (%)</i>	54.7	82.6	58.6	82.8
<i>Global efficiency of the plant (%)</i>	94.5%	92.0%	91.4%	91.9%
<i>Operation cost (€)</i>	22578.8	22414.7	22651.5	22410.7
<i>Overall cost (€)</i>	25713.1	25689.3	26136.8	25679.9
<i>Payback (years)</i>	-	8.9	-	8.4
<i>Net Present Value (€)</i>	0.0	241.8	-3656.1	339.6
<i>Primary energy saving (%)</i>	19.5	20.0	17.5	20.1
<i>Primary energy saving (MWh)</i>	17.3	26.8	19.6	27.0
<i>Equivalent electrical efficiency REE (%)</i>	77.6	78.9	71.3	78.9
<i>Emissions of CO₂ avoided (ton CO₂ eq)</i>	10.4	15.9	12.7	16.1

Tabla 2.1 Comparativa entre las configuraciones de integración del TES

Si atendemos a la potencia de la caldera instalada, ésta disminuye al aumentar el volumen del depósito. Es por ello que en la configuración 2 la potencia de la caldera a instalar es inferior, lo que no compensa las pérdidas de energía térmica producidas en el sistema de almacenamiento y la menor electricidad generada, debidas al desacople de la carga y la descarga.

En lo que respecta a aspectos económicos, las configuraciones 1 y 3 presentan un NPV positivo que garantiza la rentabilidad de éstas respecto de la configuración sin TES; mientras que el NPV de la configuración 2 es negativo, lo que implica que el proyecto puede suponer una pérdida y que no es viable.

Por otra parte, los valores de los índices energéticos como el PES y el REE y las emisiones de CO_{2eq} evitadas también son mayores en las configuraciones 1 y 3, registrándose los menores valores en el caso de la configuración 2.

Para una mejor comprensión de estos resultados, se ha graficado el balance térmico de cada una de las configuraciones donde se recoge la operación de los diferentes componentes que constituyen la planta. En cada caso, se ha obtenido el modo de operación optimizado de acuerdo a un criterio económico para un año constituido por 13 días tipo. No obstante, aquí se representan los balances del día tipo de máxima demanda térmica (11 de enero) y del día tipo de mínima demanda (julio), que proporcionan una visión global del funcionamiento óptimo. Los horarios del balance aparecen referenciados desde la hora 1 a la 24. La hora 1 representa el valor de la variable graficada supuesta constante en ese valor durante el tiempo que transcurre entre las horas 0 y 1, y así sucesivamente.

Configuración 0

Si se analiza el comportamiento de la planta cuando no se integra ningún sistema de almacenamiento, se puede observar que el ICE operará únicamente en aquellas horas en las que la demanda sea superior a su potencia térmica nominal. De esta manera, el día de máxima demanda el motor operará de manera continuada entre las 5.00 a.m y las 11.00 p.m (Fig. 2.), mientras que en verano tendrá un funcionamiento discontinuo, operando pocas horas y con múltiples arranques y paradas, lo que lleva, a su vez, a un mayor funcionamiento de la caldera (Fig. 2.).

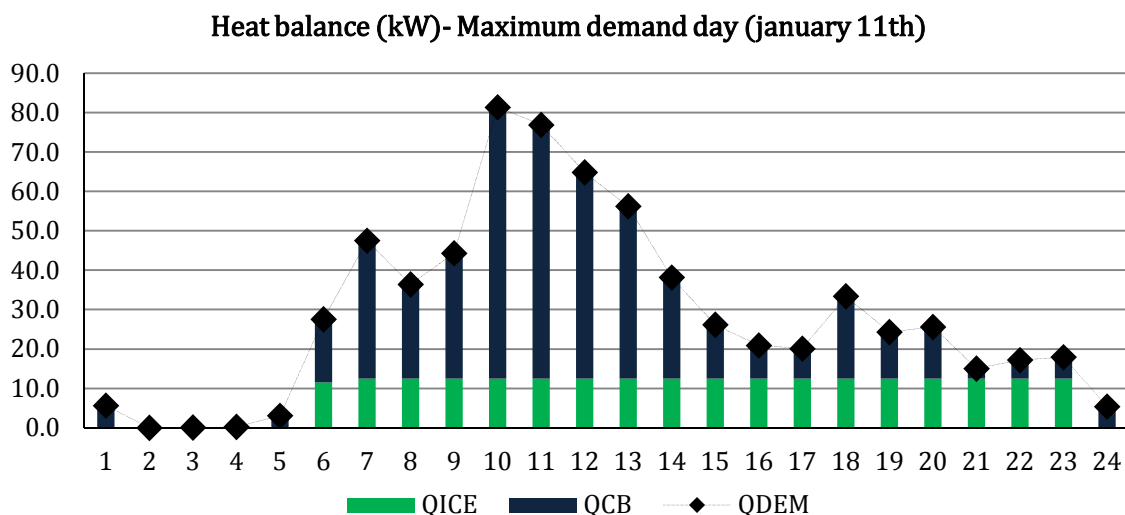


Fig. 2.15 Balance térmico del día-tipo de máxima demanda de la configuración 0

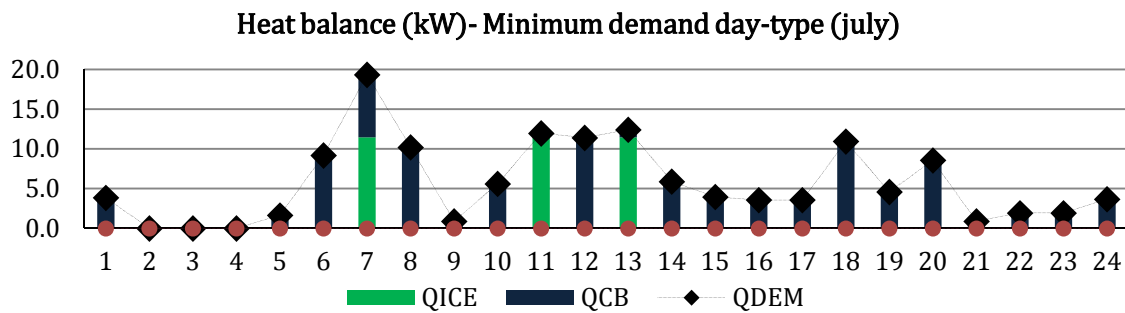


Fig. 2.16 Balance térmico del día-tipo de mínima demanda de la configuración 0

Configuración 1

En el caso de la integración del almacenamiento en retorno, el motor opera de manera continuada entre las 4.00 a.m y las 11.00 p.m en el día de máxima demanda (Fig. 2.). Debido a que para este día tipo la demanda es elevada, únicamente se almacena energía térmica entre las 4.00 y las 5.00 a.m. Cuando en la hora siguiente la demanda térmica aumenta, se emplea este calor almacenado previamente. No descargar el depósito cuando aumenta la demanda y el calor puede ser aprovechado, aumentaría las pérdidas en el depósito y el calor descargado en horas posteriores sería inferior.

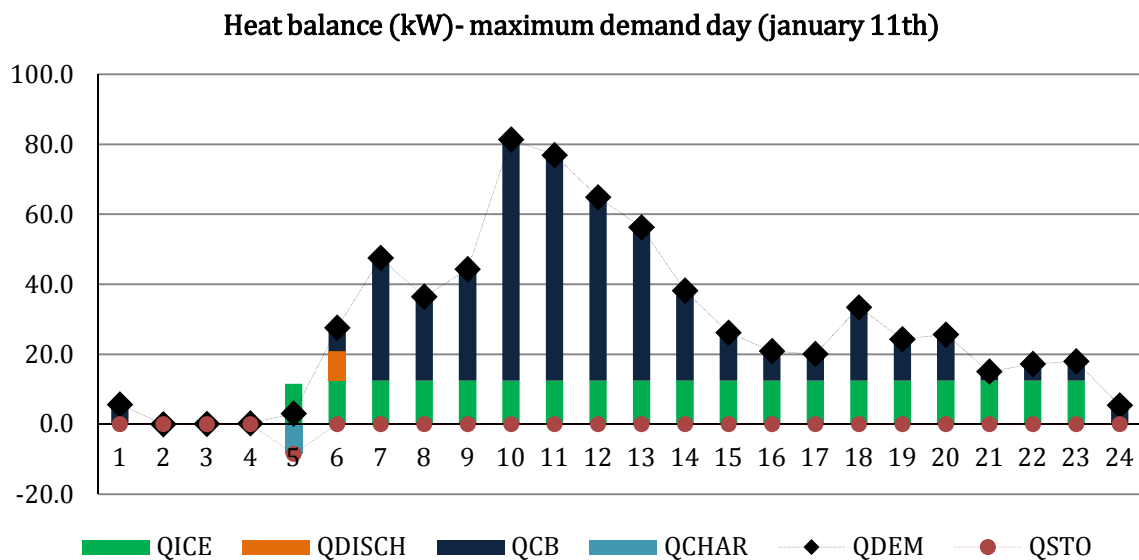


Fig. 2.17 Balance térmico del día-tipo de máxima demanda de la configuración 1

En el día de mínima demanda (Fig. 2.) y a diferencia de la configuración sin almacenamiento, el motor suministra la mayor parte de la potencia térmica demandada. Éste opera de modo que el calor sobrante se almacena y se descarga en horas de menor demanda. Se logra así un funcionamiento más continuo del motor y un mayor número de horas de operación.

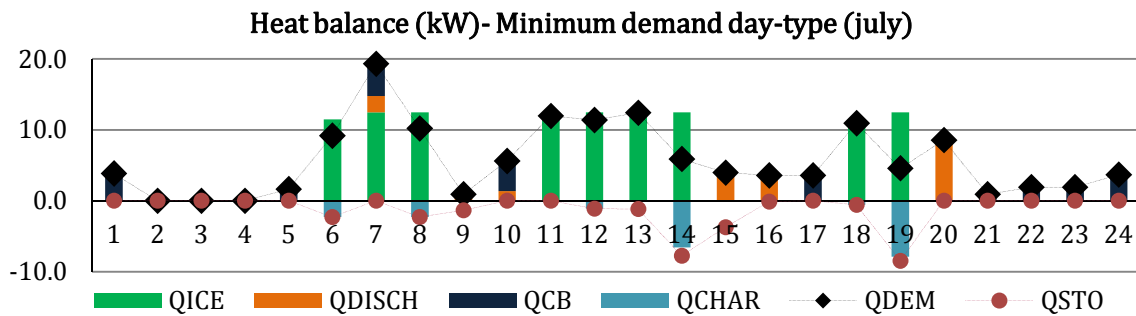


Fig. 2.18 Balance térmico del día-tipo de mínima demanda de la configuración 1

Configuración 2

En la configuración 2, se tiene una integración intermedia del almacenamiento sin posibilidad de carga y descarga simultáneas. En Fig. 2. y Fig. 2. se observa que el motor opera en las primeras horas del día, acumulándose la potencia térmica generada en el depósito, para poder aprovecharla posteriormente cuando exista demanda. Cuando el depósito se descarga, el motor deja de operar, por estar conectado directamente a la carga. Este requisito del sistema de almacenamiento conlleva un mayor número de arranques y paradas del motor y mayores volúmenes del sistema de almacenamiento.

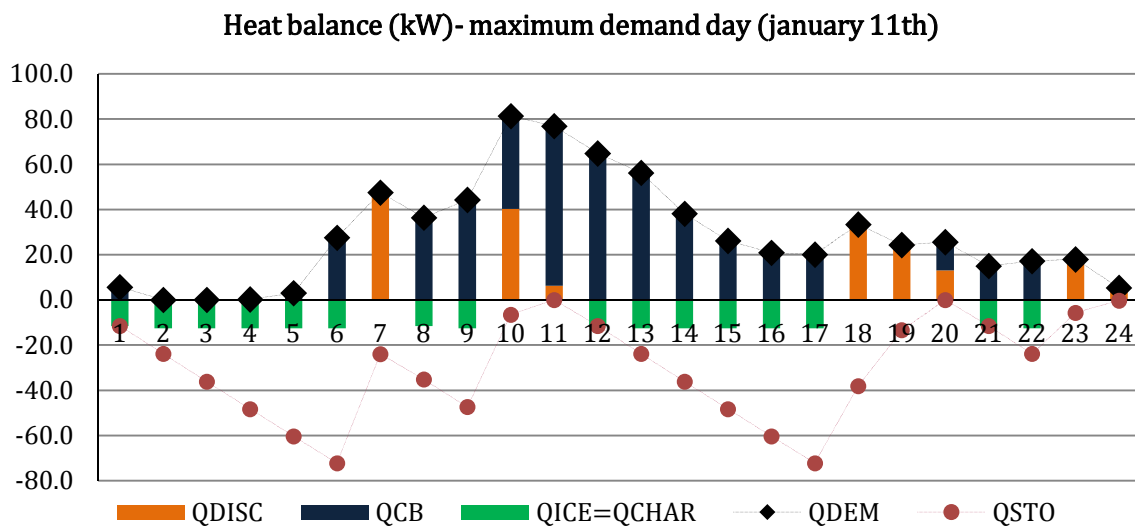


Fig. 2.19 Balance térmico del día-tipo de máxima demanda de la configuración 2

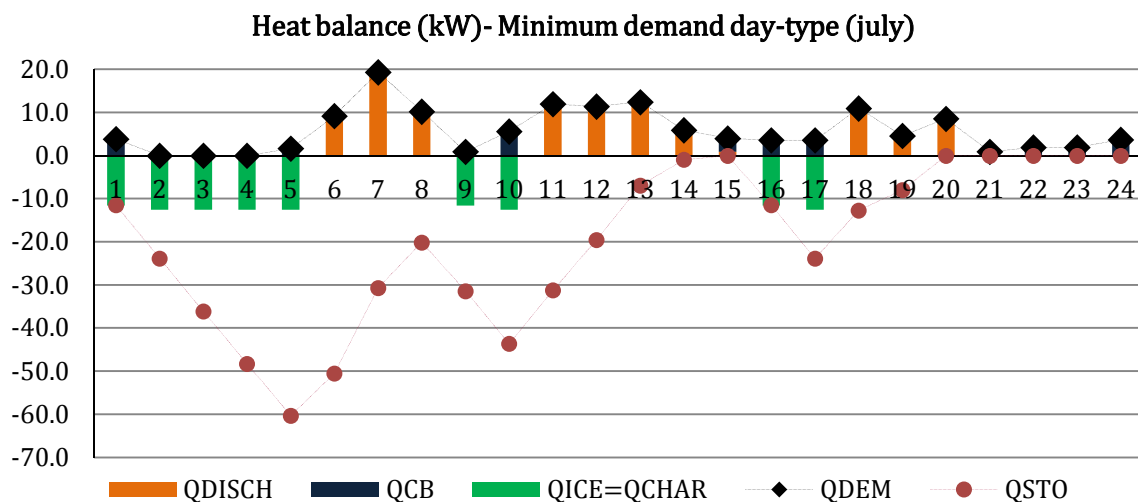


Fig. 2.20 Balance térmico del día-tipo de mínima demanda de la configuración 2

Configuración 3

La configuración 3 representa una integración intermedia del sistema de almacenamiento con posibilidad de cargar y descargar al mismo tiempo. En las Fig. 2. se muestra que el motor opera entre las 4.00 a.m y las 11.00 p.m en el día de máxima demanda. A diferencia de lo que ocurría en la configuración 2, donde el motor sufría múltiples arranques y paradas, el funcionamiento es continuado. Si atendemos al día de mínima demanda (Fig. 2.) el motor opera haciendo un seguimiento de la demanda térmica sin necesidad de almacenar la energía térmica previamente para disponer de ella en las horas de demanda como ocurría en la configuración anterior. Esto da lugar a volúmenes de almacenamiento menores y a una disminución en las pérdidas de almacenamiento.

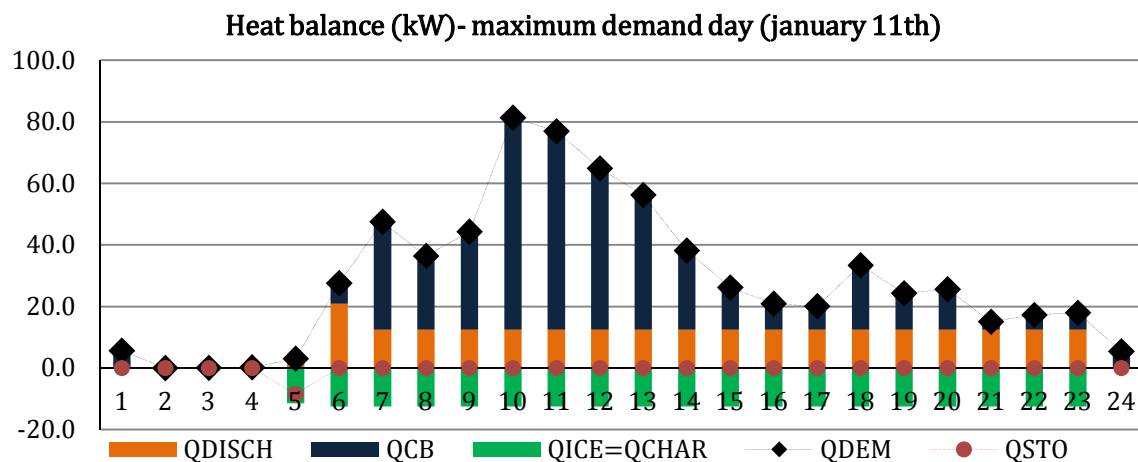


Fig. 2.21 Balance térmico del día-tipo de máxima demanda de la configuración 3

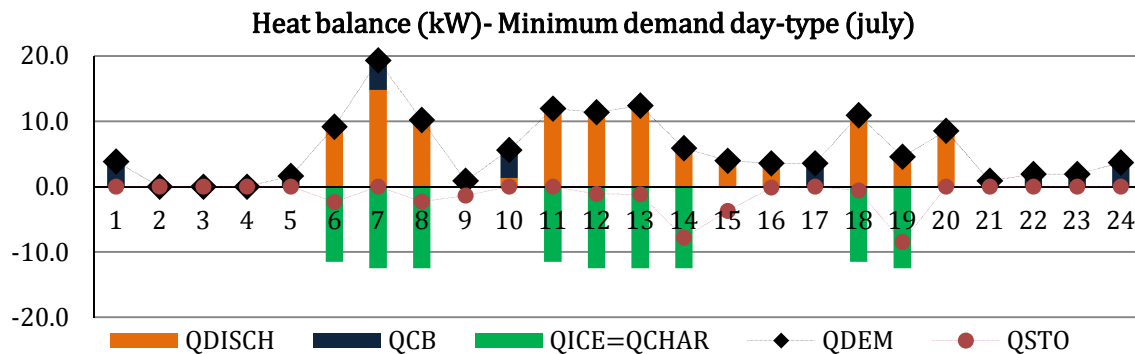


Fig. 2.22 Balance térmico del día-tipo de mínima demanda de la configuración 3

Una vez analizada la integración óptima del sistema de almacenamiento dentro de una instalación simple de microgeneración, se ha estudiado cómo varían los resultados al modificar la capacidad de almacenamiento en la configuración 3, que es la que presenta mejores resultados.

Se puede intuir que la potencia térmica nominal instalada de la caldera auxiliar disminuye al aumentar el volumen de almacenamiento. No obstante, esta disminución no es constante, como puede observarse en la Fig. 2.. Cuando aumenta el volumen a partir del volumen de almacenamiento óptimo, la pendiente de la curva se suaviza y la variación del tamaño de la caldera no es tan notable, siendo necesarios volúmenes de almacenamiento mucho mayores que el óptimo para disminuir el tamaño de ésta.

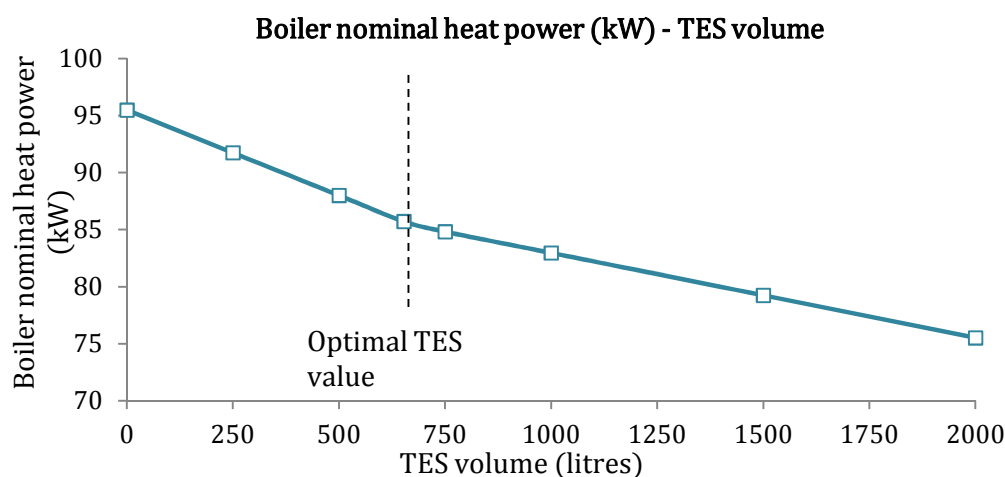


Fig. 2.23 Variación de la potencia nominal instalada de la caldera con el volumen del TES

En la Fig. 2. se representa la variación del calor útil proporcionado por el TES y, por lo tanto, con la capacidad de almacenamiento. Se aprecia que existe un tamaño óptimo del TES por encima del cual el calor útil suministrado por el TES (o la demanda cubierta) se mantiene constante o aumenta ligeramente, modificándose la pendiente de la curva.

El calor útil suministrado por el TES está íntimamente ligado a las horas de operación del motor. Tal y como se muestra en la Fig. 2., a partir del valor óptimo de almacenamiento el número de horas que opera el motor se mantiene prácticamente constante; mientras que por debajo de éste, el número de horas de operación disminuye de un modo sustancial. Contrariamente, el número de arranques del motor es menor al aumentar el volumen del TES, sin que se aprecien variaciones significativas en la pendiente de la curva en el punto de almacenamiento óptimo.

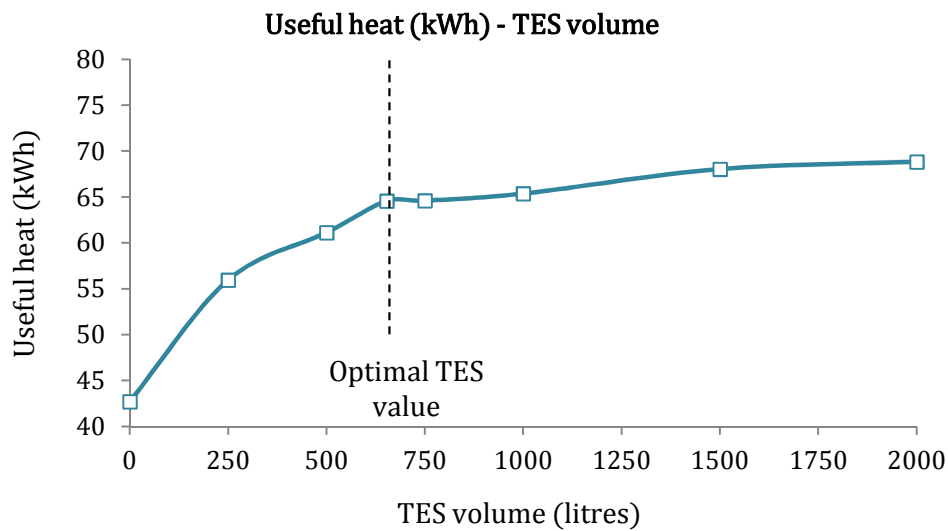


Fig. 2.24 Relación entre de la potencia útil suministrada por el TES y su volumen

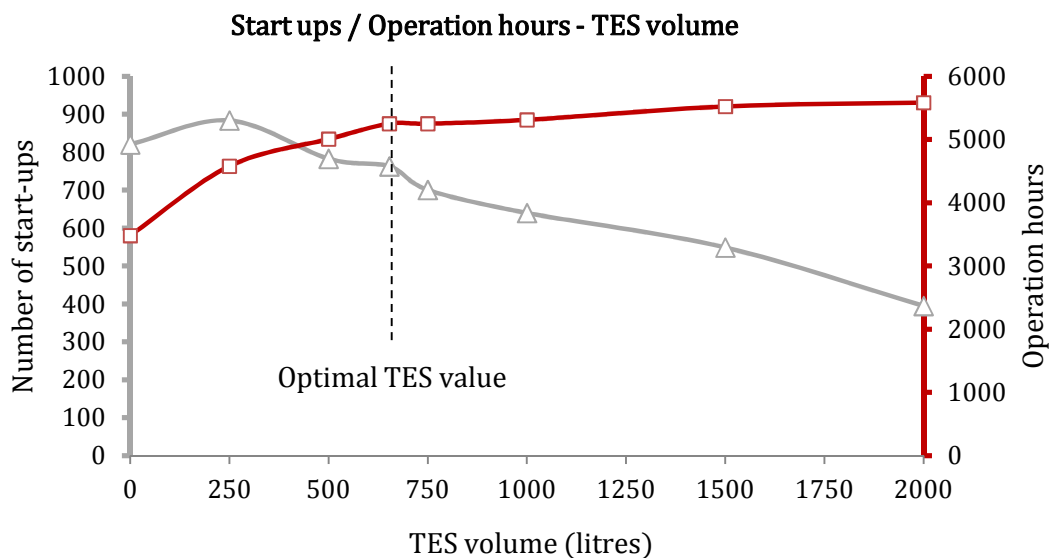


Fig. 2.25 Relación entre el número de arranques/horas de operación de la micro-CHP y el volumen del TES

Como es obvio, el coste global de anual de la planta es mínimo en el volumen de almacenamiento óptimo, ya que éste se ha dimensionado a partir de la optimización económica de la planta (Fig. 2.).

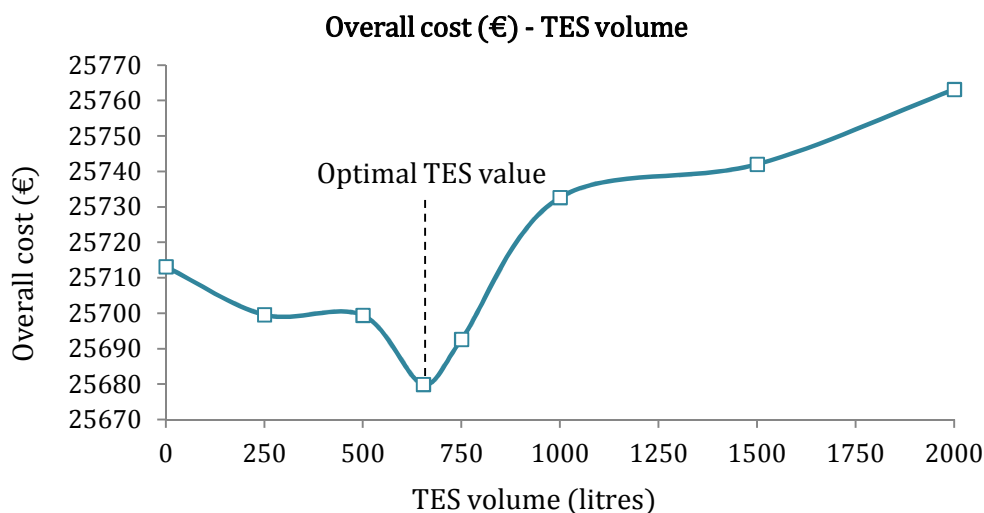


Fig. 2.26 Variación del coste global con la capacidad de almacenamiento

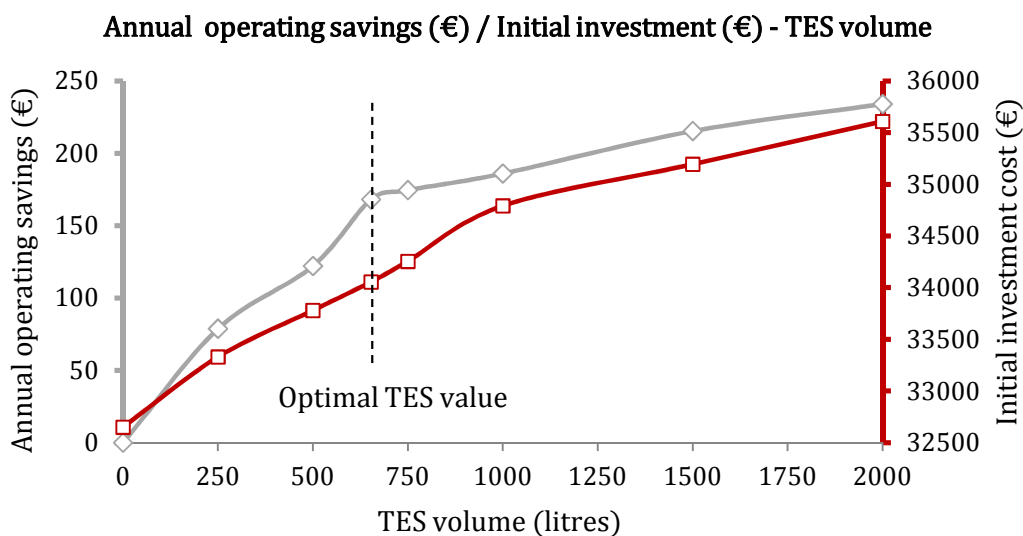


Fig. 2.27 Ahorro en coste de operación y capital inicial respecto del volumen del TES

Si se disgrega el coste global en la inversión de capital y el ahorro en el coste operacional respecto de la configuración sin almacenamiento, tal y como se ilustra en la Fig. 2., el coste de inversión aumenta paulatinamente sin variar la pendiente, incluso después de ser superado el valor de almacenamiento óptimo. Ésta varía con la curva de inversión del TES principalmente, ya que la correspondiente al coste de la caldera se considera lineal. Cuando se atiende al ahorro en el coste operacional, se observa que la curva sufre un cambio brusco de pendiente en el punto de volumen óptimo, disminuyendo su

inclinación al superar este valor, por lo que a partir de dicho punto el ahorro aumenta ligeramente y no se ve compensado por el mayor coste de inversión. El óptimo global está justificado por un menor crecimiento de la pendiente de la energía térmica útil suministrada a partir del punto óptimo, lo que supone asimismo una disminución en la pendiente del ahorro en el coste operacional.

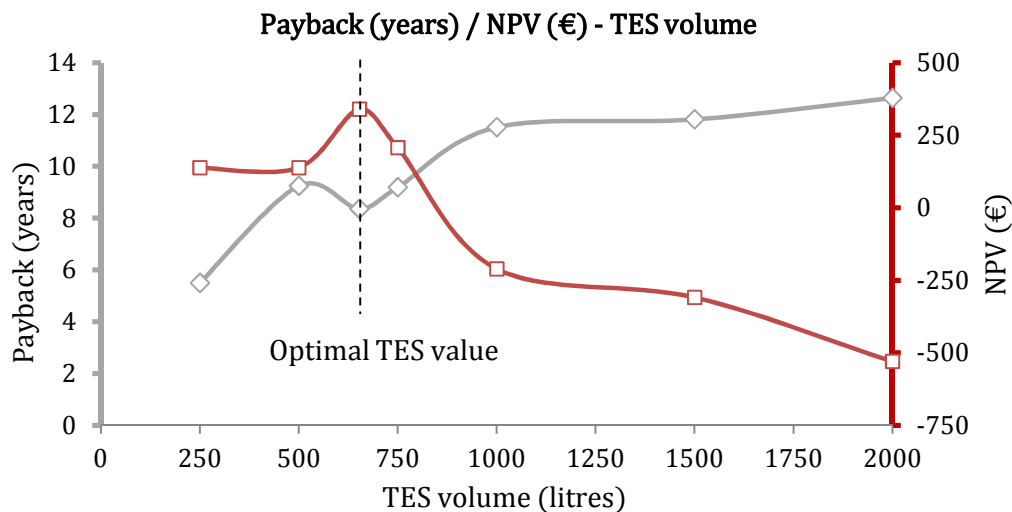


Fig. 2.28 Retorno económico y valor actual neto (NPV) respecto del volumen del TES

En el caso del ahorro de energía primaria, las emisiones evitadas y el REE se observan resultados similares a los anteriores como se muestra en las Fig. 2. y Fig. 2.. Debido a que el calor útil proporcionado a partir del volumen óptimo no varía considerablemente, las curvas del PES, de las emisiones evitadas y del REE aumentan con una pendiente más brusca hasta este punto para decaer posteriormente.

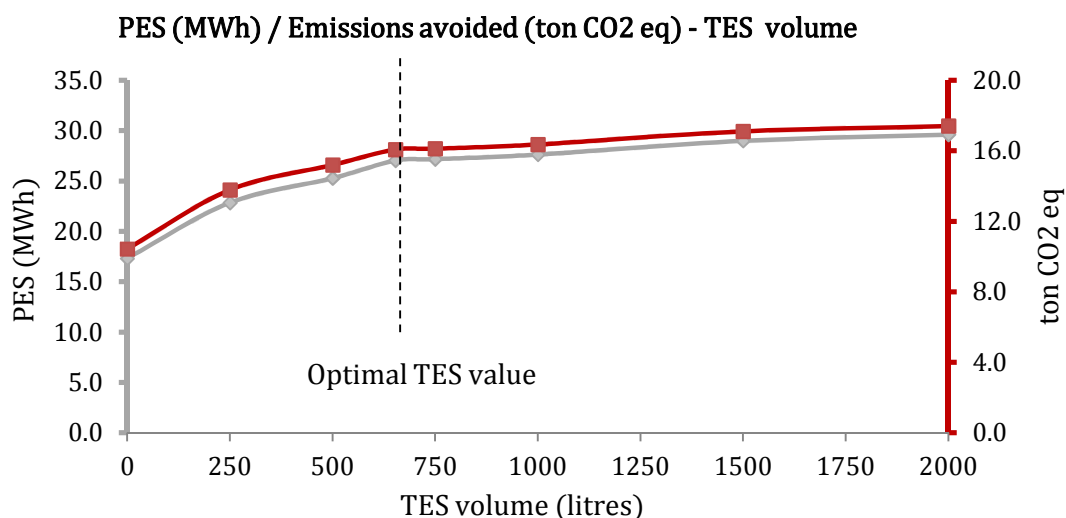


Fig. 2.29 Ahorro de energía primaria (PES) y emisiones evitadas de CO_{2eq} respecto del volumen del TES

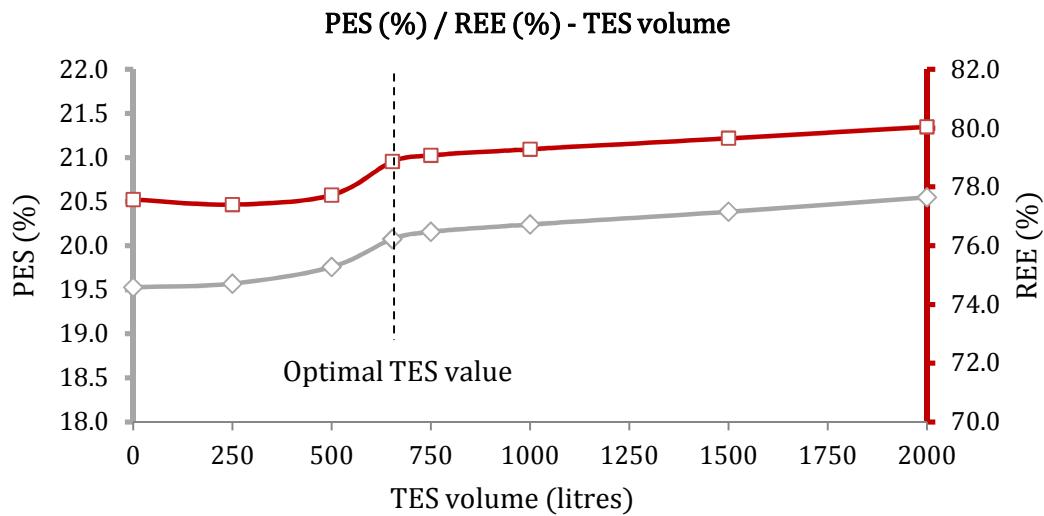


Fig. 2.30 PES y REE respecto del volumen del TES

A partir de los resultados obtenidos se concluye que, si el sistema de almacenamiento se dimensiona correctamente, proporciona grandes ventajas termodinámicas, económicas y medioambientales asociadas a la contribución térmica del TES.

5.4 Análisis de los costes marginales en la optimización de instalaciones de microgeneración

Los costes marginales, denominados también precios sombra, precios duales o multiplicadores de Lagrange, son los costes asociados al consumo adicional de recursos para obtener una unidad adicional de producto. Éstos dependen de las condiciones de diseño y operación y hacen referencia a los cambios en el sistema productivo, siendo de gran utilidad en la optimización de sistemas. Permiten predecir el comportamiento de la planta ante cualquier cambio en las condiciones de operación externas, como la variación en los precios de mercado o en la demanda de los productos, así como identificar las restricciones de operación en las que se pueden establecer mejoras. No obstante, no se pueden emplear para la contabilidad de costes, debido a que el coste global de la planta no se puede determinar a partir del coste de las últimas unidades de producto demandadas, sino que debe obtenerse a partir de los costes medios de los productos.

Los costes medios se emplean en el análisis estructural de un sistema de producción existente y se calculan como el coste total del suministro de un producto entre la unidad

característica del mismo. Los costes medios se calculan a posteriori, una vez conocidos los recursos que se han utilizado para la obtención de un producto. Sin embargo, los costes medios por sí mismos no permiten determinar el coste de una unidad adicional de recursos.

En este apartado se ha analizado el coste marginal de los recursos en una instalación de microgeneración con almacenamiento para diferentes modos de operación. La configuración seleccionada se corresponde con la configuración óptima obtenida en el apartado 5.3 (Fig. 2.).

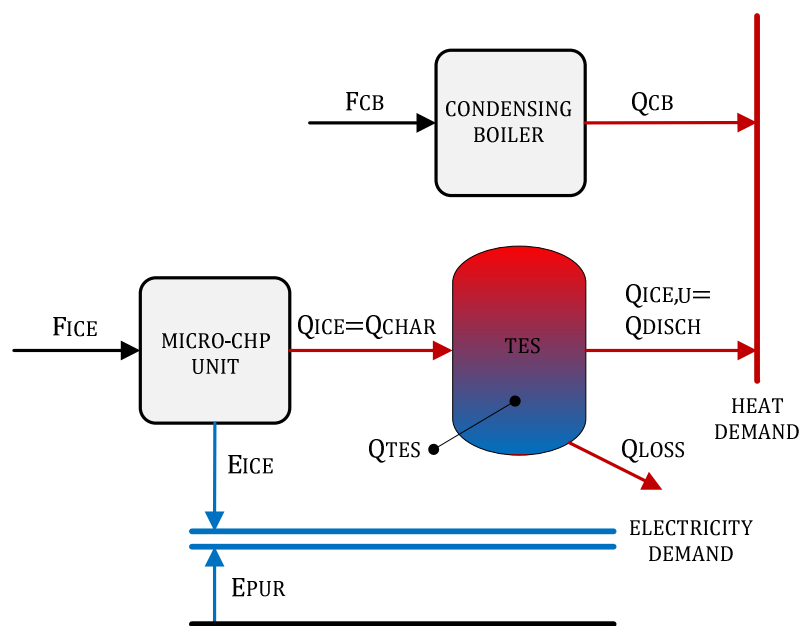


Fig. 2.31 Instalación simple de microgeneración con almacenamiento

Los diferentes modos de funcionamiento que se pueden encontrar dependen de las demandas, de la posibilidad de venta de la energía eléctrica, del calor almacenado en los depósitos o del funcionamiento a carga parcial de los motores en el caso de que sean modulables.

En función de la demanda térmica se distinguen los siguientes modos de funcionamiento:

A. Motores sin opción de modular y sin almacenamiento térmico

Si la demanda térmica es mayor que el calor generado por el motor, una unidad adicional de demanda se proporciona mediante la caldera de condensación, por lo que el coste marginal es el coste de obtener una unidad de Q_{CB} .

Si la demanda térmica es inferior a la generación térmica nominal del motor y la suma de una unidad adicional de demanda sigue siendo inferior a ésta, el coste marginal se corresponde también con el coste de generar una unidad de Q_{CB} .

B. Motores sin opción de modular y con almacenamiento térmico

Si la demanda térmica es mayor que el calor útil que puede proporcionar el tanque ($Q_{ICE,U}(h) > Q_{ICE}(h) + Q_{STO}(h-1)$), una unidad adicional de demanda se proporciona mediante la caldera de condensación, por lo que el coste marginal es el coste de obtener una unidad de Q_{CB} .

En caso contrario, el coste marginal de una unidad adicional de demanda térmica depende de la hora en la que se produce ese aumento de la unidad de demanda y del calor almacenado en el tanque. El consumo de una unidad adicional de calor almacenado en la hora h supone que el calor almacenado correspondiente a esa unidad ya no esté disponible cuando el depósito se termine de descargar en la hora $h+h'$. Por este motivo, en la hora $h+h'$ es necesario generar calor mediante la caldera para suministrar el calor que hubiese quedado almacenado en el instante $h+h'$ si no se hubiese abastecido la unidad de demanda adicional en la hora h . Cuanto mayor sea el tiempo transcurrido h' entre el instante en el que se consume la unidad adicional desde el depósito y el instante en el que el depósito se descarga, menor será el coste marginal de dicha hora. Esto se debe a que si no se hubiese consumido previamente esa unidad adicional se hubiese quedado almacenada durante h' horas, produciéndose unas pérdidas de calor en el tanque (TES_{LOSS}) y siendo el calor almacenado de esa unidad en el instante $h+h'$ igual a $(1 - TES_{LOSS})^{h'}$.

$$Marginal\ cost = \frac{(1 - TES_{LOSS})^{h'} \cdot c_F}{\eta_{CB}} \quad \text{Eq. 2.86}$$

C. Motores con opción de modular y sin almacenamiento térmico

De la misma forma que en el modo de operación A, cuando la energía térmica demandada es mayor o igual que la generada por el motor, la unidad adicional de demanda la proporciona la caldera de condensación y el coste marginal es el de obtener una unidad de Q_{CB} .

En caso contrario, la unidad adicional la proporciona el motor, ya que es modulable, siendo el coste marginal el coste de obtener una unidad adicional de Q_{ICE} , que es igual al coste del combustible consumido en el motor para generar dicha unidad de calor menos el beneficio obtenido de la generación de electricidad en el mismo para obtener la unidad adicional de calor. Cuando Q_{DEM} es menor que Q_{ICE} , el motor opera para proporcionar la energía térmica demandada y genera $(Q_{ICE} \cdot \eta_E) / \eta_Q$ de energía eléctrica. Por este motivo, el beneficio será diferente dependiendo del valor de E_{DEM} .

Si la energía eléctrica demandada E_{DEM} es mayor o igual que la electricidad que se puede generar abasteciendo toda la demanda térmica con el motor ($Q_{DEM} = Q_{ICE}$; $E_{DEM} \geq (Q_{DEM} \cdot \eta_E) / \eta_Q$), la electricidad demandada que no se abastece con el motor se compra a red. Por ello, el coste marginal de la obtención de una unidad adicional de Q_{DEM} se corresponde con el coste de generar una unidad de Q_{ICE} al que se le debe restar el ahorro de generar $(1 \cdot \eta_E) / \eta_Q$ de energía eléctrica que no se debe suministrar desde la red.

$$\text{Marginal cost} = \frac{c_F}{\eta_Q} - \frac{c_{EPUR} \cdot \eta_E}{\eta_Q}; E_{DEM} \geq \frac{Q_{ICE} \cdot \eta_E}{\eta_Q} \quad \text{Eq. 2.87}$$

Si E_{DEM} es menor $(Q_{DEM} \cdot \eta_E) / \eta_Q$ el coste marginal de la unidad adicional de calor dependerá de si existe o no venta de electricidad. En caso positivo, el beneficio de obtener una unidad adicional de calor se corresponde con la venta de $(1 \cdot \eta_E) / \eta_Q$ de energía eléctrica generada a red.

$$\text{Marginal cost} = \frac{c_F}{\eta_Q} - \frac{c_{ESOLD} \cdot \eta_E}{\eta_Q}; E_{DEM} < \frac{Q_{ICE} \cdot \eta_E}{\eta_Q} \quad \text{Eq. 2.88}$$

En caso de que no se diera la venta de electricidad por no ser rentable, el funcionamiento óptimo sería tal que el motor operaría para proporcionar la electricidad demandada ($E_{ICE} = E_{DEM}$) y proporcionando $(E_{DEM} \cdot \eta_Q) / \eta_E$ de energía térmica, siendo necesario generar el calor restante con la caldera auxiliar. Por este motivo, el coste marginal de la unidad adicional de calor demandado se corresponde con el de obtener una unidad de Q_{CB} .

En función de la demanda eléctrica se distinguen las siguientes opciones:

D. Autoconsumo de la energía eléctrica generada

Cuando la demanda eléctrica es mayor que la potencia eléctrica generada por el motor, por lo que el coste marginal de una unidad de demanda eléctrica adicional se corresponde en todos los casos con el precio de compra de electricidad a red.

Esto puede ocurrir, bien cuando la electricidad demandada es superior de la potencia eléctrica nominal del motor o cuando, aún siendo inferior a ésta ($E_{DEM} < E_{ICE}$), la demanda térmica es inferior o igual al calor proporcionado por el motor al generar la electricidad demandada ($Q_{DEM} \leq (E_{DEM} \cdot \eta_Q) / \eta_E$). En este último caso, la operación óptima es aquella en la que el motor opera para suministrar el calor demandado generando $(Q_{DEM} \cdot \eta_E) / \eta_Q$ de electricidad y comprando la electricidad restante a red.

E. Venta de la energía eléctrica generada

Esta situación se produce cuando la demanda eléctrica es inferior que la potencia eléctrica generada ($E_{DEM} < E_{ICE}$) y la demanda térmica es superior al calor generado por el motor que suministra toda la demanda de electricidad ($Q_{DEM} > (E_{DEM} \cdot \eta_Q) / \eta_E$). Si la venta de electricidad a red compensa el consumo de fuel en el motor para obtener una unidad adicional de demanda eléctrica, el motor opera generando toda la demanda térmica y vendiendo la electricidad sobrante a red. Es por ello que el coste marginal de esta unidad adicional es el precio de venta de electricidad.

De no ser rentable la venta de electricidad y con $E_{DEM} < E_{ICE}$ y $Q_{DEM} > (E_{DEM} \cdot \eta_Q) / \eta_E$, el funcionamiento óptimo del sistema simple de cogeneración pasa por generar toda la electricidad demandada con el motor y $(E_{DEM} \cdot \eta_Q) / \eta_E$ de energía térmica, y por proporcionar la demanda térmica restante con la caldera auxiliar. Así, el coste marginal de una unidad adicional de demanda eléctrica se corresponde con la diferencia entre el coste del fuel del motor necesario para producir esa unidad adicional de electricidad y el coste del combustible ahorrado en la caldera por $(1 \cdot \eta_Q) / \eta_E$ de energía térmica no producida.

$$\text{Marginal cost} = \frac{c_F}{\eta_E} - \frac{c_F \cdot \eta_Q}{\eta_{CB} \cdot \eta_E} \quad \text{Eq. 2.89}$$

6 Conclusiones

Este capítulo presenta el contexto actual de la viabilidad de las instalaciones de microgeneración en edificios. Para ello, se ha presentado un método de optimización basado en MILP para el correcto dimensionamiento y operación de los equipos principales que constituyen estas instalaciones: la unidad de micro-CHP, el equipo auxiliar de generación térmica y el sistema de almacenamiento térmico. Un método MILP requiere la modelización lineal de las restricciones no lineales que caracterizan el problema de optimización de sistemas térmicos. Como aportación a la modelización lineal de los sistemas de generación térmica, en este capítulo se han presentado los modelos lineales del comportamiento de los sistemas de almacenamiento y del arranque de un motor de micro-CHP, cuyas producciones térmica y eléctrica durante el arranque son inferiores al valor nominal, lo que se ha analizado como una penalización al arranque.

Posteriormente, se ha llevado a cabo la optimización de la operación y dimensionamiento de una instalación simple de micro-CHP para diferentes configuraciones en la integración del sistema de almacenamiento. Para poder comparar los cuatro escenarios considerados (sin TES, con almacenamiento en retorno y con almacenamiento intermedio con y sin posibilidad de carga y descarga simultáneas), se ha seleccionado un mismo equipo de micro-CHP para todos los casos, optimizando el dimensionamiento del TES y de la caldera de condensación auxiliar. Los resultados obtenidos ponen de manifiesto que el almacenamiento en retorno y el almacenamiento intermedio con carga y descarga simultáneas son las configuraciones que presentan mayores ventajas termodinámicas, económicas y ambientales cuando el TES se dimensiona correctamente, siendo la segunda de éstas la que presenta los mejores resultados.

Una vez obtenida la integración óptima del TES, se ha analizado la influencia del correcto dimensionamiento del TES en otros aspectos de la planta como: el tamaño de la caldera, su cobertura de la demanda térmica, en el PES y las emisiones de CO₂ del sistema, la operación del motor y los índices económicos como el payback y el NPV. Se ha demostrado que para un periodo de operación dado, existe un volumen óptimo del TES a partir del cual la energía térmica útil del equipo de micro-CHP no varía de forma

sustancial y que minimiza los costes de operación del sistema y las emisiones generadas. Por otra parte, los índices PES y REE aumentan considerablemente con el volumen del TES, no presentando grandes variaciones a partir del volumen óptimo. En lo que se refiere a aspectos económicos, destacar que el NPV alcanza su valor máximo para el tamaño óptimo del motor.

Si bien es cierto que una optimización metaheurística con modelos no lineales puede ajustarse más a la realidad, los resultados obtenidos mediante los modelos MILP no varían significativamente y, a efectos generales, las conclusiones son las mismas.

Para finalizar se han presentado los costes marginales para diferentes modos de operación un sistema de micro-CHP con almacenamiento. Los costes marginales proporcionan información que resulta útil para conocer el comportamiento de la planta cuando se presentan variaciones en la operación debidas a factores externos, como puede ser el caso de una variación en la demanda.

**CAPÍTULO 3: OPTIMIZACIÓN DEL
DISEÑO Y OPERACIÓN DE
INSTALACIONES DE
MICROGENERACIÓN EN
EDIFICIOS**

1 Introducción y objetivos

Este capítulo constituye la aplicación de la programación matemática MILP a la operación y el redimensionamiento de la instalación existente en la promoción Salburua 176 ubicada en Vitoria-Gasteiz. Dentro de los objetivos de este capítulo reside el establecer los factores que determinan la operación óptima de una instalación existente, respondiendo tanto a criterios económicos como medioambientales. Como se verá a lo largo de este capítulo 3, el ratio del precio de la energía eléctrica respecto del precio del gas natural es un elemento determinante en la definición del modo de funcionamiento óptimo económico, como lo será, a su vez, el ratio de emisiones de $\text{CO}_{2\text{eq}}$ de ambas fuentes de energía en el funcionamiento óptimo medioambiental. Por ello, se ha obtenido una relación entre este ratio y los rendimientos del equipo de micro-CHP y la caldera auxiliar para establecer el ratio mínimo para el cual el funcionamiento de la micro-CHP resulta económica o medioambientalmente rentable respecto de la generación separada.

Otro objetivo de este capítulo, no menos importante, se basa en determinar el dimensionamiento óptimo de la planta que minimice el coste global o las emisiones de gases de efecto invernadero, considerando las mismas tecnologías empleadas en la instalación existente, de modo que se pueda llevar a cabo una comparativa entre el dimensionamiento realizado por la ingeniería contratada en el proyecto y el modelo matemático de optimización propuesto.

2 Edificio en estudio

El edificio seleccionado correspondiente al proyecto Salburua 176 acoge 171 viviendas sociales, un local dotacional, tres locales comerciales, anejos y urbanización vinculada. Las 171 viviendas se disponen en las plantas 2^a a 8^a de la escalera n°1 y en las plantas 1^a a 8^a de las escaleras 2, 3, 4 y 5. Las viviendas disponen de trasteros vinculados ubicados en la planta baja cubierta que consta de 176 trasteros y de plazas de garaje vinculadas situadas en las plantas sótano -1 y -2 con 184 plazas. Por otra parte, el local dotacional destinado a uso de equipamiento asistencial está ubicado en la planta 1^a de la escalera n°1 con acceso desde planta baja, mientras que los tres locales terciarios se encuentran en la planta baja. En la planta baja, a su vez, se ubica la sala de calderas, cogeneración y acumuladores de agua caliente y el centro de transformación. Todos los datos geométricos y constructivos del edificio se pueden consultar en el anexo B.



Fig. 3.1 Edificio Salburua 176

La producción de energía térmica (calefacción y ACS) y eléctrica, se basa en la integración de sistemas de alta eficiencia y renovables. De esta manera, se dispone de una planta de microgeneración basada en motores de combustión interna alternativos de gas natural y que está apoyada por dos calderas de baja temperatura del mismo combustible. Se dispone además de paneles fotovoltaicos integrados en fachada.

2.1 Demandas del edificio

2.1.1 Demanda de calefacción

El cálculo de la demanda de calefacción que se empleará en la optimización de la operación, dimensionamiento y síntesis del sistema, se ha llevado a cabo mediante el modelado y simulación del edificio en el software de simulación dinámica Trnsys 17. En el anexo A se recogen las condiciones de ocupación del edificio, temperaturas de consigna, tasa de ventilación, infiltraciones, etc., requeridas para la determinación de la demanda, así como la metodología utilizada para tal fin.

De acuerdo con los resultados de la simulación horaria del edificio, la demanda de calefacción anual es de 704.9MWh, de la cual 600.5MWh corresponde a la demanda en viviendas y la parte restante a los locales. El pico de demanda de calefacción es de 538.8kW cuando se instala un recuperador de calor en el portal 4 y la mano izquierda del portal 3. El día de máxima demanda, que constituye un día representativo en sí mismo en la optimización de sistemas, corresponde al 15 de febrero.

El perfil de demanda anual, en MWh, es el mostrado en Fig. 3.2.

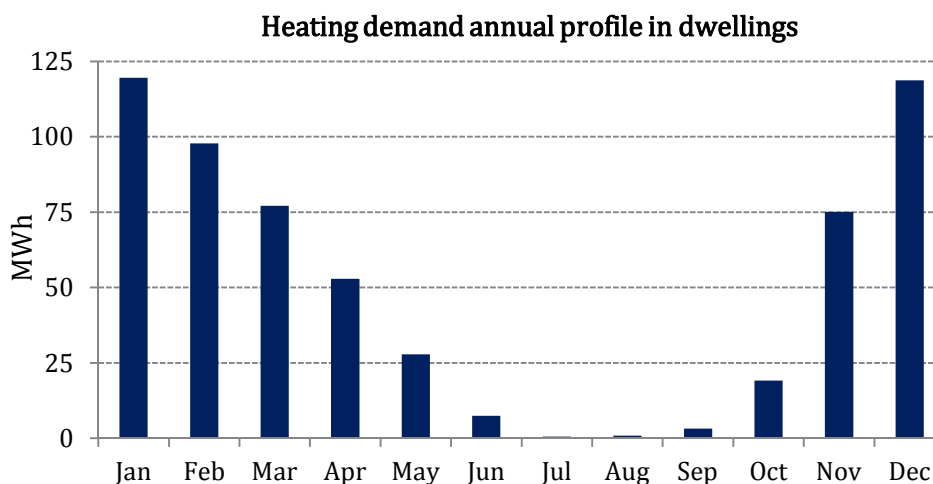


Fig. 3.2 Distribución de la demanda de calefacción en viviendas

A partir de la demanda de calefacción horaria se ha obtenido la curva monótona de carga para los resultados de la simulación en Trnsys para un año meteorológico tipo y para los 13 días representativos. Se observa que la curva representativa se ajusta correctamente a la curva de demanda simulada exceptuando pequeñas diferencias en algunas potencias.

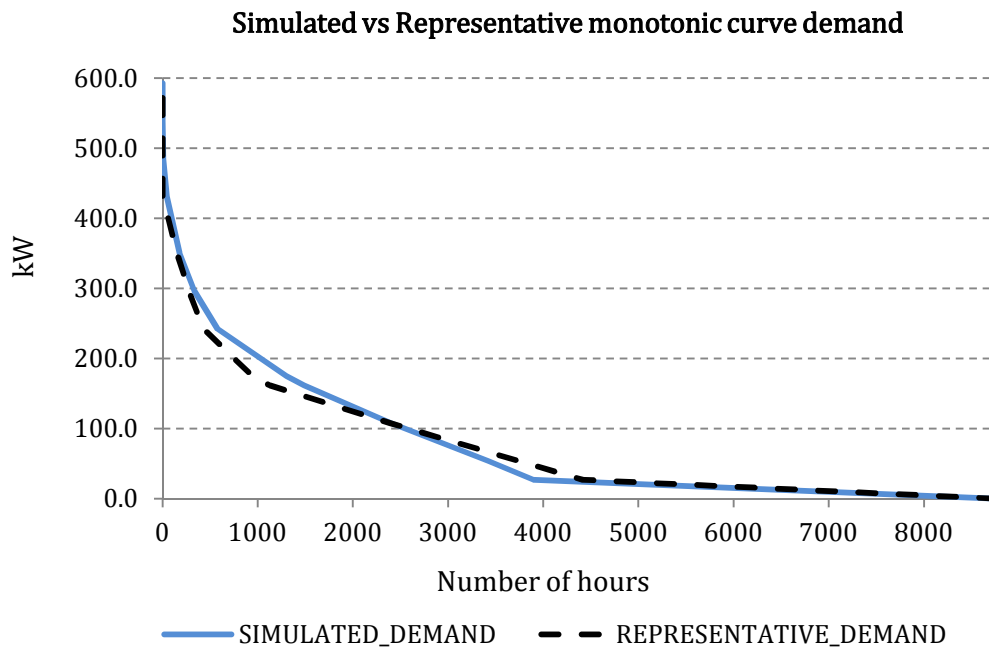


Fig. 3.3 Curva monótona de carga simulada y aproximada para 176 viviendas en Salburua

2.1.2 Demanda de ACS

El cálculo de la demanda de ACS se calcula a partir de los factores multiplicadores diarios y mensuales definidos en el anexo A y del consumo diario de ACS fijado por el CTE en 28 litros/persona para viviendas multifamiliares. El número de personas por vivienda se ha calculado de acuerdo a los valores mínimos de ocupación definidos en el CTE de modo que las viviendas de única habitación están ocupadas por 1.5 personas y las de dos y tres habitaciones por 3 y 4 personas, respectivamente.

Teniendo en cuenta una temperatura de acumulación de 60°C que garantiza la prevención de la legionella –tal y como determina el RD 865/2003– y una temperatura de red media mensual establecida en el CTE de acuerdo a la ciudad de ubicación de la planta [118]. Esta demanda asciende a 289.6 MWh, que se distribuye a lo largo de los meses como se observa en la Fig. 3.4.

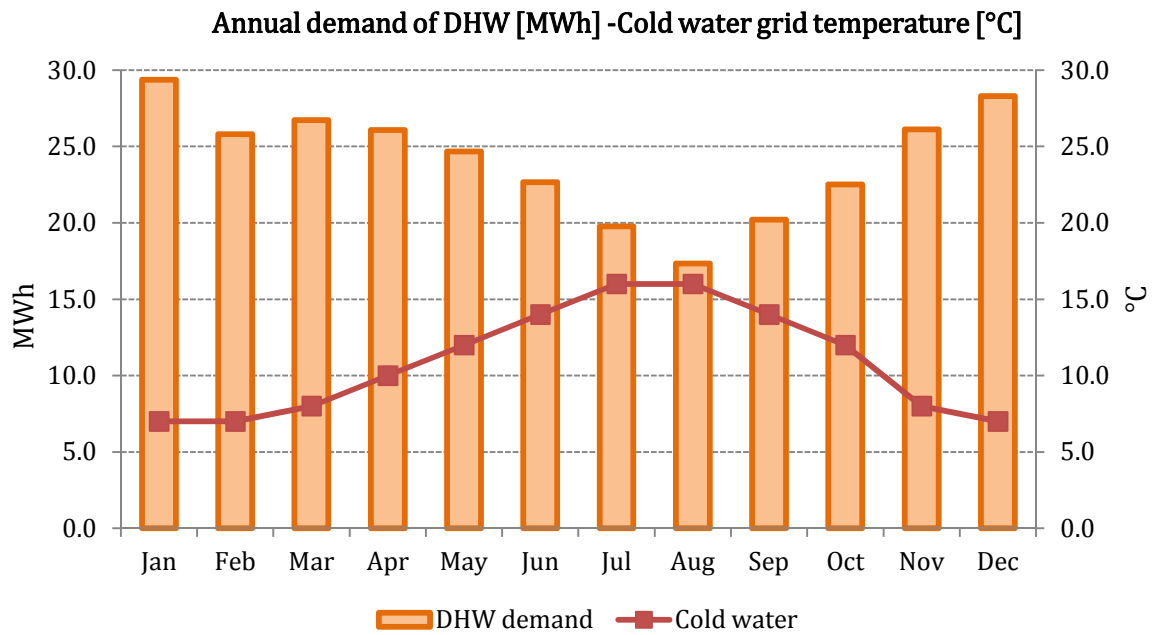


Fig. 3.4 Demanda mensual de ACS y temperaturas mensuales del agua de red

2.1.3 Demanda de electricidad

La demanda de electricidad –mostrada en la Fig. 3.5– se ha calculado a partir de los perfiles diario y anual de demanda eléctrica definidos en anexo A y suponiendo una demanda media anual de electricidad de 3100 kWh por vivienda en Álava [3].

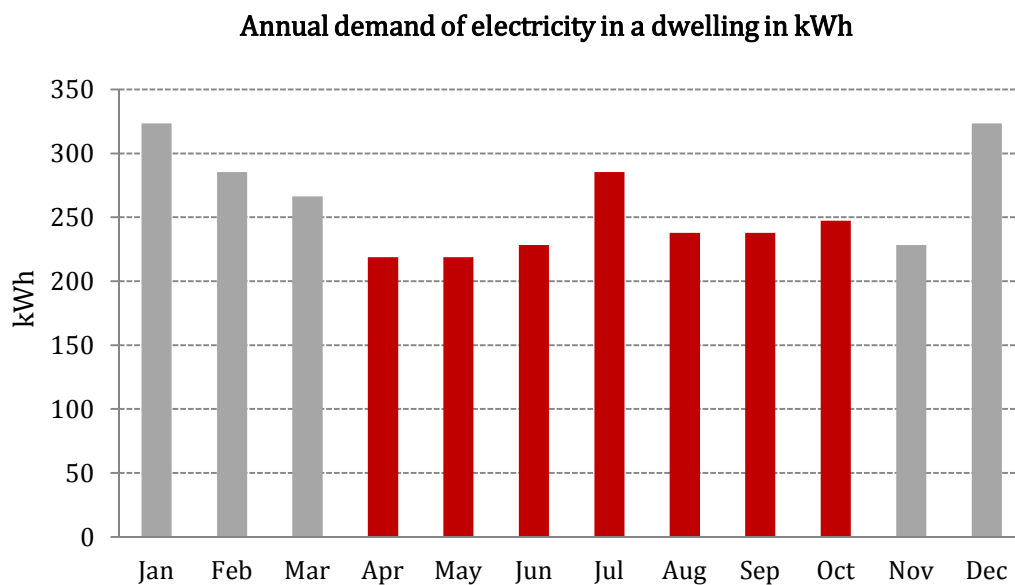


Fig. 3.5 Demanda de electricidad anual por vivienda en kWh

2.2 Instalación de calefacción y ACS en la promoción Salburua 176

La instalación central de producción de calor para calefacción y ACS es una instalación por agua caliente a 80°/60°C. Está constituida por dos calderas de alto rendimiento HOVAL MAX 3-420 de gas natural que trabajan en cascada, con una potencia útil regulable entre 320-500kW c.u.

El Código Técnico de la Edificación (CTE), vigente desde el año 2006, en su Documento Básico de Ahorro de Energía [110] establece la necesidad de cubrir un porcentaje del consumo de ACS de edificios nuevos y rehabilitados mediante energía solar térmica o cogeneración, en este caso un 30% (zona climática I).

Para cumplir este propósito y apoyar al suministro de calefacción, se han instalado dos grupos de cogeneración Dachs-Senertec de la Marca BAXIROCA que constan de un motor de combustión interna. Los motores trabajan contra un depósito de inercia de 3000 litros a través de un intercambiador de placas con una eficiencia del 90%. La integración del depósito de inercia permite que se pueda cargar y descargar de manera simultánea. Los flujos procedentes del depósito de inercia y de las calderas se dirigen a un colector de impulsión desde el cual se distribuye el agua a los circuitos de calefacción y ACS. El flujo enviado a este último pasa a través de un intercambiador de placas de eficiencia 90%. El circuito secundario del intercambiador de placas conecta a éste con el depósito de acumulación de ACS de 3000 litros.

Asimismo, en el edificio se ha proyectado un sistema de captación de energía solar mediante paneles fotovoltaicos colocados sobre las fachadas orientadas al sur, que son las situadas en los extremos de la “U” que forma el conjunto de la edificación, y sobre las que no se producen sombras arrojadas por otros edificios debido a la distancia que los separa. Los paneles fotovoltaicos se instalan sobre una estructura soporte, formando planos inclinados de 60° respecto a la horizontal, entre los dinteles de las ventanas del piso inferior y los alfeizares de las ventanas del piso superior, comenzando por la planta primera y acabando por la octava planta. Entre las alas Este y Oeste se han colocado un total de 256 paneles, de los cuales 224 paneles tienen una potencia de 222 Wp y 32 tienen una potencia de 280 Wp, alcanzando una potencia pico nominal instalada de 58688 Wp. Para transformar la corriente continua generada por los paneles a corriente alterna, se instalan 12 inversores de 5kW cada uno.

Las características técnicas de cada uno de los equipos que constituyen la producción de calor y electricidad en el edificio, se detallan en la Tabla 3.1, la Tabla 3.2, la Tabla 3.3 y la Tabla 3.4.

TECHNICAL SPECIFICATIONS		
Nominal thermal power	kW	500
Power range	kW	320-500
Efficiency at full load (80/60°C) (based on PCI)	%	92.7
Efficiency at 30% partial load, return at 37°C (based on PCI)	%	95.2
Minimum return temperature	°C	55
Dimensions	m	1.190x1.435x2.178
Weight	kg	1093



Tabla 3.1 Caldera de gas natural Hoval max-3 420 Kw

TECHNICAL SPECIFICATIONS		
Fuel	-	Natural gas
Electric power	kW	5.5
Thermal power	kW	12.5
Fuel consumption	kW	20.5
Maximum return temperature	°C	70
Electrical efficiency	%	27
Thermal efficiency	%	61
Overall efficiency	%	88
Dimensions	mm	720x1070x1000
Weight	kg	530



Tabla 3.2 Motor de microgeneración Dachs (Senertec) 5.5 kWe/ 12.5 kWt

TECHNICAL SPECIFICATIONS		
Nominal peak power	W	222
Number of cells in series	ud	60
Module efficiency	%	13.63
Intensity	A	7.44
Voltage	V	29.84
Short-circuit current	A	7.96
Open-circuit voltage	V	32.20
Dimensions	mm	1639x984x50
Weight	kg	19



Tabla 3.3 Panel fotovoltaico Atersa A-222-P

TECHNICAL SPECIFICATIONS		
Nominal peak power	W	280
Number of cells in series	ud	72
Module efficiency	%	14.43
Intensity	A	7.95
Voltage	V	35.2
Short-circuit current	A	8.33
Open-circuit voltage	V	44.8
Dimensions	mm	1956x992x50
Weight	kg	27



Tabla 3.4 Panel fotovoltaico Atersa A-280-P

El esquema hidráulico simplificado de la planta se muestra en la Fig. 3.6.

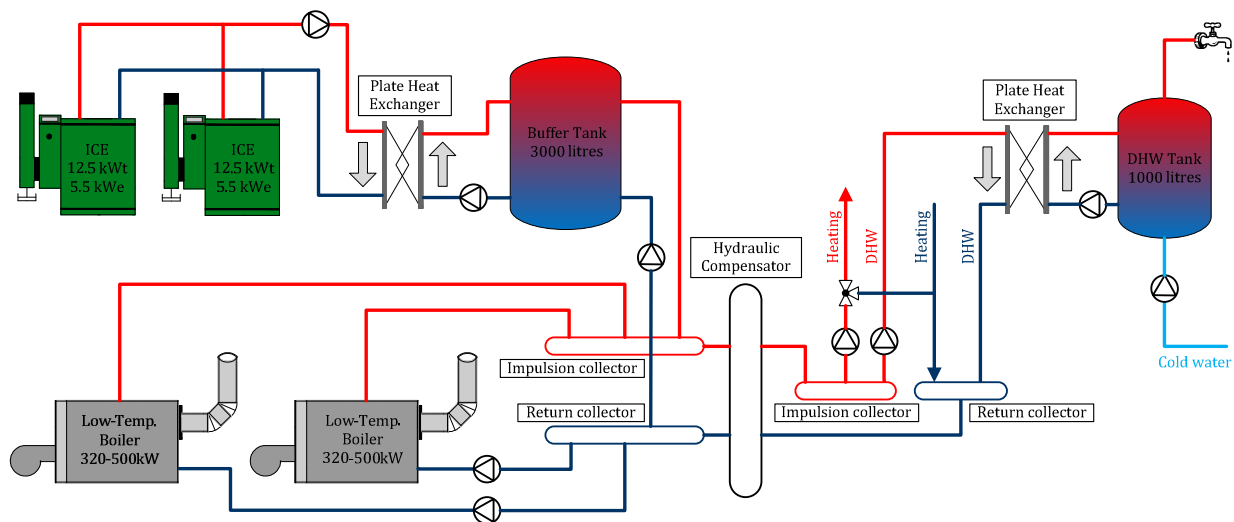


Fig. 3.6 Esquema de la instalación de Salburua 176

Los costes de cada uno de los equipos y componentes auxiliares de la producción de calor, la instalación hidráulica, la instalación de gas y eléctrica, la generación fotovoltaica y la recuperación de calor se han obtenido de la partida de precios relativa a la instalación propuesta que se recoge en el anexo B y se han separado por cada tipo de instalación (hidráulica, control, gas). La instalación hidráulica se ha dividido en los componentes principales para la producción térmica y eléctrica (equipos de generación, bombas, depósitos, compensador hidráulico, intercambiadores, etc.) y en los componentes de distribución y auxiliares (tuberías, filtros, válvulas, equipos de medida, etc.). A partir de los mismos se han separado los costes fijos y variables relativos a cada sistema, a fin de definir los costes sensibles a la variación en el redimensionamiento de la planta.

En la Tabla 3.5 se observa que el apartado de la producción de electricidad y calor es el que más peso tiene, contribuyendo en un 64.5% al coste global de la planta. De los equipos principales, es la instalación fotovoltaica la que supone un mayor coste con un 32.55% del coste global y un 50.47% del coste del apartado de producción térmica y eléctrica.

Por otra parte, los componentes comunes a toda la planta, que no se pueden dividir por tecnología de generación térmica, tienen un peso del 16.95% en el apartado de producción, del 100% del control que es común a toda la planta, del 95.48% en la instalación de gas y del 78.84% en la distribución y equipos auxiliares de la planta.

Por ello, la optimización económica del diseño y redimensionamiento de la planta se ha centrado únicamente en la optimización del apartado de producción térmica y eléctrica, sin entrar a valorar la optimización de los componentes comunes a las tecnologías de generación térmica.

INSTALLATION	Cost	%resp. global	% resp. part
HEAT AND ELECTRICITY PRODUCTION	276502.6	64.50%	
BOILERS	42790.3	9.98%	15.48%
MICRO-CHP	47309.7	11.04%	17.11%
DISTRIBUTION AND GENERAL COMPONENTS	46864.0	10.93%	16.95%
PHOTOVOLTAIC	139538.6	32.55%	50.47%
ELECTRICAL INSTALLATION AND CONTROL	58254.7	13.59%	
GAS INSTALLATION AND DISTRIBUTION	31558.3	7.36%	
BOILERS	996.1	0.23%	3.16%
MICRO-CHP	430.9	0.10%	1.37%
DISTRIBUTION AND GENERAL COMPONENTS	30131.3	7.03%	95.48%
HYDRAULIC INSTALLATION	62378.8	14.55%	
BOILERS	7124.8	1.66%	11.42%
MICRO-CHP	6072.4	1.42%	9.73%
DISTRIBUTION AND GENERAL COMPONENTS	49181.6	11.47%	78.84%
GLOBAL COST	428694.4€		

Tabla 3.5 Resumen global de la partida de precios

Partiendo de la información de los componentes instalados, se han calculado las emisiones de CO_{2eq} y la energía contenida de los mismos (véase anexo B). Al igual que en el análisis de los costes de inversión, los resultados de emisiones y contenido energético se recogen en la Tabla 3.6 separados por tipos de instalación. En este caso el apartado de producción térmica y eléctrica es responsable de un 90.52% de las emisiones globales

de CO₂ de la planta y de un 92.55% de la energía contenida. Los componentes comunes apenas contribuyen en un 2.85% a estos resultados. Por este motivo, la optimización medioambiental del diseño de la planta también se ha centrado únicamente en la optimización de las tecnologías de producción.

INSTALLATION	kg CO ₂	MJ	%resp. global	% resp. part
HEAT AND ELECTRICITY PRODUCTION	116770	1905064	90.52%	92.55%
BOILERS	14691	143654	11.39%	6.98%
MICRO-CHP	7959	119747	6.17%	5.82%
DISTRIBUTION AND GENERAL COMPONENTS	5512	58647	4.27%	2.85%
PHOTOVOLTAIC	88608	1583016	68.69%	76.90%
ELECTRICAL INSTALLATION AND CONTROL	0	0	0.0%	0.0%
GAS INSTALLATION AND DISTRIBUTION	1664	19604	1.29%	0.95%
BOILERS	385	4354	0.30%	0.21%
MICRO-CHP	193	2183	0.15%	0.11%
DISTRIBUTION AND GENERAL COMPONENTS	1086	13067	0.84%	0.63%
HYDRAULIC INSTALLATION	10571	133857	8.19%	6.50%
BOILERS	1305	18337	1.01%	0.89%
MICRO-CHP	1001	13414	0.78%	0.65%
DISTRIBUTION AND GENERAL COMPONENTS	8265	102106	6.41%	4.96%
CO2 GLOBAL EMISSIONS AND ENERGY CONTENT	129005	2058526		

Tabla 3.6 Resumen global de las emisiones de CO_{2eq} y el contenido energético

3 Optimización de la operación de la planta

La viabilidad de una instalación de cogeneración se ve condicionada por los precios de mercado de la electricidad y del combustible empleado y la relación existente entre ellos, por los rendimientos térmico y eléctrico de los equipos de cogeneración y de apoyo instalados, y por las demandas energéticas a cubrir por la misma. Una misma instalación de cogeneración puede actuar de acuerdo a múltiples modos de funcionamiento para suministrar la energía demandada.

Este apartado está enfocado, en un primer lugar, a analizar la operación óptima que minimiza el coste de operación y mantenimiento de la planta en estudio, de acuerdo a criterios económicos y medioambientales, y a establecer un método que identifique este modo óptimo de operación en función de los rendimientos y del ratio existente entre el precio de la electricidad y el del combustible empleado. En segundo lugar, se ha llevado

a cabo una comparativa entre los resultados obtenidos de la operación y la simulación del modo de funcionamiento actual de la planta, para analizar de forma cuantitativa y cualitativa las diferencias que se presentan al emplear un método de optimización que requiere una mayor simplificación de los modelos reales como es el MILP.

3.1 Optimización económica de la operación

La solución del modelo matemático para la optimización económica de la operación de la planta proporciona todos los flujos energéticos y económicos para el periodo operacional de un año. El modelo correspondiente se describe a continuación.

3.1.1 Función objetivo

El objetivo de problema de optimización de la operación reside en minimizar los costes variables de operación y mantenimiento $C_{O\&M}(d,h)$.

$$\text{Min } C_{O\&M} = \sum_d \sum_h C_{O\&M}(d, h) \cdot ntd(d) \quad (\text{Eq. 2.30})$$

Donde $ntd(d)$ es el vector columna que indica el número de días que se repite a lo largo del año cada día representativo.

$$C_{O\&M}(d, h) = c_F \cdot (F_{LTB}(d, h) + F_{ICE}(d, h)) + c_E(d, h) \cdot (E_{DEM}(d, h) - E_{ICE}(d, h)) + C_{VM}(d, h) \quad \text{Eq. 3.1}$$

Donde c_F es el precio del gas natural igual a 5.726c€/kWh y c_E el precio de compra la electricidad para la que se distinguen 3 tipos de tarifa: 1) la tarifa sin discriminación horaria (NHD) con un precio constante de la electricidad de 12.411c€/kWh; 2) con discriminación horaria de dos periodos (2PHD) que considera un precio de 14.883c€/kWh en las horas pico (1pm-11pm:verano; 12am-10pm:invierno) y 5.800c€/kWh en las horas valle (0am-1pm;11pm-12pm:verano; 0am-12am;10pm-12pm:invierno); 3) con discriminación horaria de 3 periodos o supervalle (SVHD) que considera periodos pico, valle y supervalle con un precio de la electricidad de 15.081c€/kWh (1pm-11pm), 7.188c€/kWh (0am-1am, 7am-1pm, 11pm-12pm) y 4.415c€/kWh (1am-7am), respectivamente. (Las tarifas detalladas de la electricidad y del gas natural se pueden consultar en el anexo C).

C_{VM} representa el coste de mantenimiento variable que se corresponde con el coste de mantenimiento del motor que es función de la energía eléctrica generada ($C_{VM,ICE}=2.5c€/kWe$ en el caso del motor Dachs de Senertec).

3.1.2 Restricciones técnicas, económicas y legales

Los balances de energía, los límites de capacidad y de producción de los equipos y el cumplimiento de la normativa representan las restricciones a las que se encuentra sujeta la operación. A continuación se presentan las restricciones para cada tecnología instalada.

3.1.2.1 Motores de Combustión Interna Alternativos (ICE)

Los motores Dachs de Senertec instalados en Salburua 176 no tienen capacidad de modular, por lo que el combustible total consumido por los motores se calcula como el producto entre el consumo nominal y el número de motores que operan en ese instante, $ICE(d,h)$, que será una variable entera menor o igual que el número de motores instalados N_{ICE} . En este caso, en el que la configuración de la instalación es conocida y sólo se optimiza la operación de la planta, N_{ICE} es un parámetro igual a 2.

$$F_{ICE}(d, h) = ICE(d, h) \cdot F_{ICE_NOM} \quad (\text{Eq. 2.33})$$

$$ICE(d, h) \leq N_{ICE} \quad \text{Eq. 3.2}$$

$$ICE(d, h) \text{ int} \quad \text{Eq. 3.3}$$

La penalización al arranque en dos motores se llevará a cabo bajo el mismo criterio empleado en el caso de un único motor que se desarrolló en el capítulo 2. En el caso de dos motores, la penalización al arranque se aplica únicamente cuando la diferencia entre $ICE(d,h)$ y $ICE(d,h-1)$ sea mayor o igual a la unidad, de modo que uno o ambos motores hayan arrancado para ese intervalo de tiempo. Si esta diferencia es igual a la unidad, se aplicará la penalización al arranque de un motor, mientras que si su valor es 2, ambos motores arrancan en la misma hora y la penalización se aplica a ambos motores. Como el horizonte temporal seleccionado es diario, se considerará que ambos motores están apagados en el instante inicial del día considerado.

$$x(d, h) = ICE(d, h) - ICE(d, h - 1) \quad (\text{Eq. 2.37})$$

$$ICE(d, 0) = 0 \quad (\text{Eq. 2.38})$$

La función arranque $start_up(x)$ tomará los siguientes valores en el caso de dos motores:

$$start_up(x) = 0; \text{ cuando } x = x_1 = -2 \text{ (parada de ambos motores)} \quad \text{Eq. 3.4}$$

$$start_up(x) = 0; \text{ cuando } x = x_2 = -1 \text{ (parada de un motor)}$$

$$start_up(x) = 0; \text{ cuando } x = x_3 = 0 \text{ (modo de operación no varía)}$$

$$start_up(x) = 1; \text{ cuando } x = x_4 = 1 \text{ (arranque de un motor)}$$

$$start_up(x) = 2; \text{ cuando } x = x_5 = 2 \text{ (arranque de ambos motores)}$$

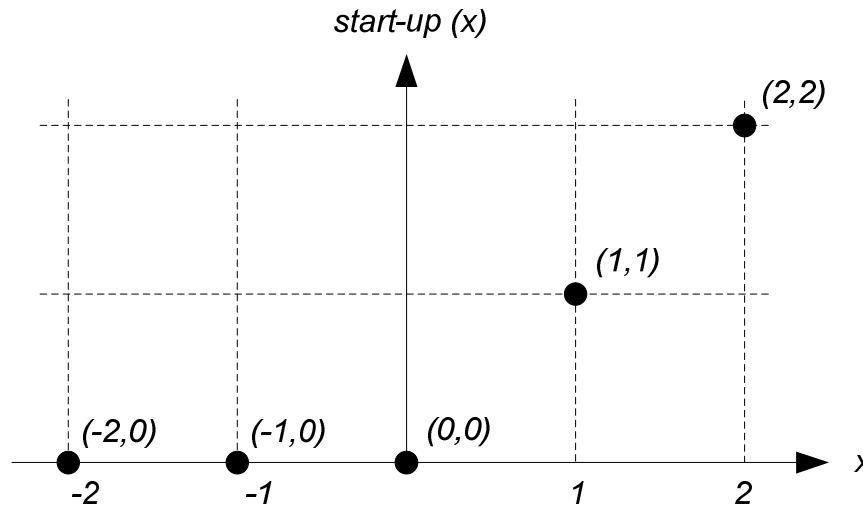


Fig. 3.7 Función $start_up(x)$

$$x(d, h) = x_1(d, h) + x_2(d, h) + x_3(d, h) + x_4(d, h) + x_5(d, h) \quad \text{Eq. 3.5}$$

De este modo únicamente se debe aplicar la penalización cuando un equipo arranque ($x=x_4$) o cuando lo hagan ambos ($x=x_5$).

$$\delta_1(d, h), \delta_2(d, h), \delta_3(d, h), \delta_4(d, h), \delta_5(d, h) \quad \text{bin} \quad \text{Eq. 3.6}$$

$$\delta_1(d, h) + \delta_2(d, h) + \delta_3(d, h) + \delta_4(d, h) + \delta_5(d, h) = 1 \quad \text{Eq. 3.7}$$

$$x_1(d, h) = -2 \cdot \delta_1(d, h) \quad \text{Eq. 3.8}$$

$$x_2(d, h) = -\delta_2(d, h) \quad \text{Eq. 3.9}$$

$$x_3(d, h) = 0 \quad \text{Eq. 3.10}$$

$$x_4(d, h) = \delta_4(d, h) \quad \text{Eq. 3.11}$$

$$x_5(d, h) = 2 \cdot \delta_5(d, h) \quad \text{Eq. 3.12}$$

$$start_up(d, h) = \delta_4(d, h) + 2 \cdot \delta_5(d, h) \quad \text{Eq. 3.13}$$

Durante el arranque, la generación de potencia eléctrica en el motor se ve reducida en un 5% mientras que la generación de potencia térmica disminuye en un 8%.

$$PSU_E = 0.05 \quad \text{(Eq. 2.47)}$$

$$PSU_Q = 0.08 \quad \text{(Eq. 2.48)}$$

$$E_{ICE}(d, h) = (ICE(d, h) - start_up(d, h) \cdot PSU_E) \cdot F_{ICE_NOM} \cdot \eta_E \quad \text{(Eq. 2.49)}$$

$$Q_{ICE}(d, h) = (ICE(d, h) - start_up(d, h) \cdot PSU_Q) \cdot F_{ICE_NOM} \cdot \eta_Q \quad \text{(Eq. 2.50)}$$

3.1.2.2 Calderas de baja temperatura

El calor generado por las dos calderas de baja temperatura se calcula como el sumatorio del calor generado por ambas. Asimismo, éste debe ser inferior a la potencia térmica nominal instalada que es de 500kW por cada caldera instalada i . Por otra parte, en este análisis se ha tomado el valor de rendimiento proporcionado por el fabricante del 92.0%, sin tener en cuenta las pequeñas variaciones que se producen en el rendimiento con la carga. Esta simplificación se ha tenido en cuenta debido a que las calderas de baja temperatura que operan a alta temperatura, no sufren apenas alteraciones en el rendimiento al variar la carga (véase anexo C).

$$Q_{LTB,i}(d, h) \leq Q_{LTB_NOM} \quad \text{Eq. 3.14}$$

$$Q_{LTB}(d, h) = \sum_i Q_{LTB,i}(d, h) \quad \text{Eq. 3.15}$$

$$F_{LTB}(d, h) = \frac{Q_{LTB}(d, h)}{\eta_{LTB}} \quad \text{Eq. 3.16}$$

Las calderas operan en cascada, por lo que denominaremos LTB_1 a la caldera que entra a operar en primer lugar y LTB_2 a la caldera que opera cuando LTB_1 no es capaz de abastecer toda la demanda que deben suministrar las calderas. Para ello, se ha empleado una variable binaria LTB_{1MAX} que tomará valor unidad cuando LTB_1 opere a carga máxima ($Q_{LTB,1} = Q_{LTB,NOM}$) y será 0 cuando LTB_1 opere por debajo de la carga nominal y no se requiera el apoyo de la segunda caldera ($Q_{LTB,1} < Q_{LTB,NOM}$). Mediante el método de la Gran M e introduciendo la variable binaria LTB_{1MAX} , se consigue que cuando la variable toma valor 1, el calor generado por LTB_1 sea igual a la potencia térmica nominal y, que en caso contrario, las restricciones se desplacen fuera de la región de admisibilidad.

$$Q_{LTB,1}(d, h) \leq Q_{LTB,NOM} + (1 - LTB_{1MAX}) \cdot M \quad \text{Eq. 3.17}$$

$$Q_{LTB,1}(d, h) \geq Q_{LTB,NOM} - (1 - LTB_{1MAX}) \cdot M \quad \text{Eq. 3.18}$$

La segunda caldera sólo operará cuando la primera funcione a plena carga y no sea capaz de suministrar todo el calor demandado:

$$Q_{LTB,2}(d, h) \leq Q_{LTB}(d, h) - Q_{LTB,1}(d, h) + (1 - LTB_{1MAX}) \cdot M \quad \text{Eq. 3.19}$$

$$Q_{LTB,2}(d, h) \geq Q_{LTB}(d, h) - Q_{LTB,1}(d, h) - (1 - LTB_{1MAX}) \cdot M \quad \text{Eq. 3.20}$$

$$Q_{LTB,2}(d, h) \leq LTB_{1MAX} \cdot M \quad \text{Eq. 3.21}$$

$$Q_{LTB,2}(d, h) \geq -LTB_{1MAX} \cdot M \quad \text{Eq. 3.22}$$

3.1.2.3 Depósito de inercia

En el capítulo 2 se presentaron los balances de energía de los depósitos de inercia en función de su instalación y del modo de operación. En esta instalación, el motor trabaja contra depósito de acuerdo a la configuración 3, pudiendo producirse la carga y la descarga de manera simultánea. Recordando las ecuaciones expuestas en el capítulo 2:

$$Q_{STO}(d, h) = Q_{STO}(d, h - 1) + Q_{CHAR}(d, h) - Q_{DISCH}(d, h) - Q_{LOSS}(d, h) \quad (\text{Eq. 2.53})$$

$$Q_{LOSS}(h) = 0.01 \cdot Q_{STO}(d, h - 1) \quad (\text{Eq. 2.54})$$

$$Q_{STO}(d, 0) = 0 \quad (\text{Eq. 2.63})$$

$$Q_{STO}(d, h) \leq Q_{CAP} \quad (\text{Eq. 2.64})$$

$$Q_{CHAR}(d, h) = Q_{ICE}(d, h) \quad (\text{Eq. 2.65})$$

$$Q_{DISCH}(d, h) = Q_{ICE,U}(d, h) \quad (\text{Eq. 2.66})$$

3.1.2.4 Instalación fotovoltaica

La electricidad generada por los paneles fotovoltaicos se calcula a partir del factor de operación horario definido en el anexo C ($f_{OPV}(d, h)$) y la potencia pico instalada.

$$E_{PV}(d, h) = E_{PV_NOM} \cdot f_{OPV}(d, h) \quad \text{Eq. 3.23}$$

3.1.2.5 Suministro de energía térmica

$$Q_{DEM}(d, h) = Q_{HEAT}(d, h) + Q_{DHW}(d, h) = Q_{ICE,U}(d, h) + Q_{LTB}(d, h) \quad \text{Eq. 3.24}$$

3.1.2.6 Suministro eléctrico

Para el caso en estudio, la demanda de electricidad es siempre mayor que la suma de la potencia eléctrica de ambas unidades de micro-CHP, por lo que toda la electricidad producida es consumida en el edificio y el resto se compra a la red.

$$E_{DEM}(d, h) = E_{ICE}(d, h) + E_{PV}(d, h) + E_{PUR}(d, h) \quad \text{Eq. 3.25}$$

$$E_{PUR}(d, h) \geq 0 \quad (\text{Eq. 2.80})$$

3.1.2.7 Restricciones legales

De acuerdo con la normativa [110], un porcentaje de ACS debe ser cubierto por cogeneración o fuentes de energía renovable. En Gasteiz este porcentaje es del 30%.

$$\sum_h Q_{CHP,U}(d, h) \geq 0.30 \cdot \sum_d \sum_h Q_{DHW}(d, h) \quad (\text{Eq. 2.81})$$

En lo referente al REE de motores de micro-CHP de gas natural, éste debe ser mayor o igual al 49.5%. Siendo la restricción:

$$\sum_d \sum_h E_{ICE}(d, h) \geq 0.495 \cdot \left(\sum_d \sum_h F_{ICE}(d, h) - \sum_d \sum_h Q_{ICE,U}(d, h) / \text{Ref } H_n \right) \quad (\text{Eq. 2.82})$$

Por otra parte, tiene que existir un ahorro de energía primaria (PES):

$$\frac{\sum_d \sum_h Q_{ICE,U}(d, h) / \sum_d \sum_h F_{ICE}(d, h)}{Ref H_\eta} + \frac{\sum_d \sum_h E_{ICE}(d, h) / \sum_d \sum_h F_{ICE}(d, h)}{Ref E_\eta} - 1 \geq 0 \quad (\text{Eq. 2.83})$$

3.1.3 Resultados de la operación óptima económica

A continuación, se han graficado los balances térmicos y eléctricos de dos de los días más significativos del año, el de máxima y el de mínima demanda térmica. Los aspectos técnicos, económicos y medioambientales de la optimización económica para diferentes tipos de tarifa se han tabulado y comparado con el funcionamiento real de la instalación en el apartado 3.4 de este capítulo.

3.1.3.1 Operación óptima para tarifa NHD

En la Fig. 3.8 se muestra el balance de energía térmica correspondiente al día tipo de máxima demanda para un precio de electricidad fijo (NHD). Se puede observar, que ambos motores operan de manera continuada durante las 24 horas del día (Q_{ICE}) cuando existe demanda. Los motores operan contra depósito, esto es, toda la energía térmica generada por los mismos (Q_{ICE}) se almacena en el depósito de inercia, al que están conectados a través de un intercambiador de calor.

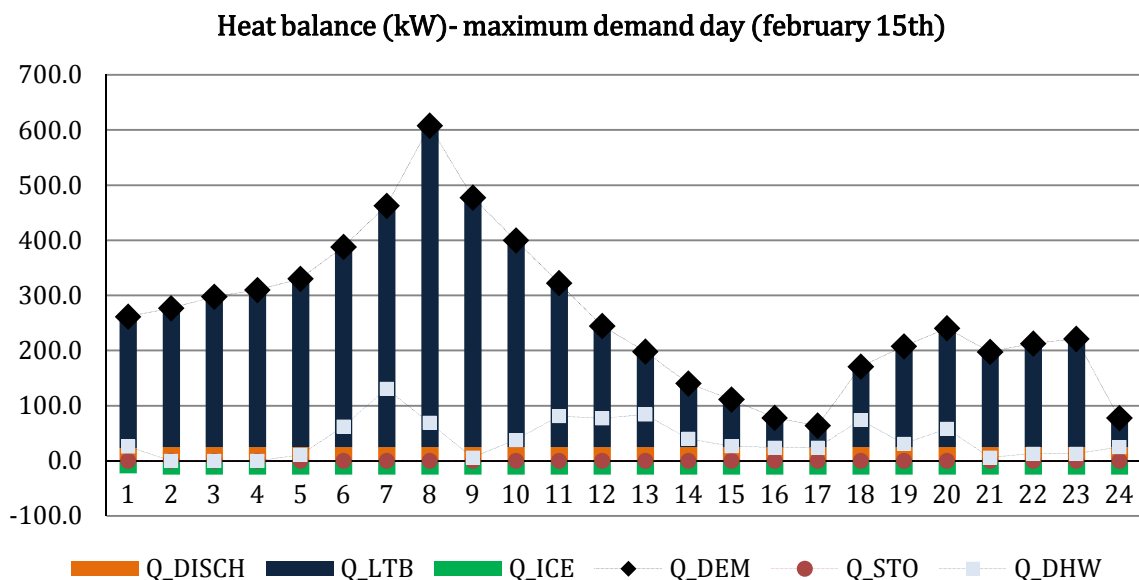


Fig. 3.8 Balance térmico del día-tipo de máxima demanda considerando tarifa eléctrica fija.

Cuando existe demanda se descarga el depósito; esta energía descargada Q_{DISC} se corresponde con el calor útil de los motores ($Q_{ICE,U}$). La energía térmica proporcionada por los motores es muy inferior a la demanda total de energía térmica de calefacción y ACS, de modo que es necesario suministrar la energía restante mediante el funcionamiento de las calderas Q_{LTB} .

La Fig. 3.9 muestra el balance eléctrico del día-tipo de máxima demanda térmica. La energía eléctrica generada por los motores E_{ICE} y por los paneles fotovoltaicos E_{PV} no alcanza en ningún caso la demanda de electricidad del edificio E_{DEM} , por lo que toda la energía generada es autoconsumida. La energía eléctrica restante necesaria se obtiene de la red de distribución E_{PUR} .

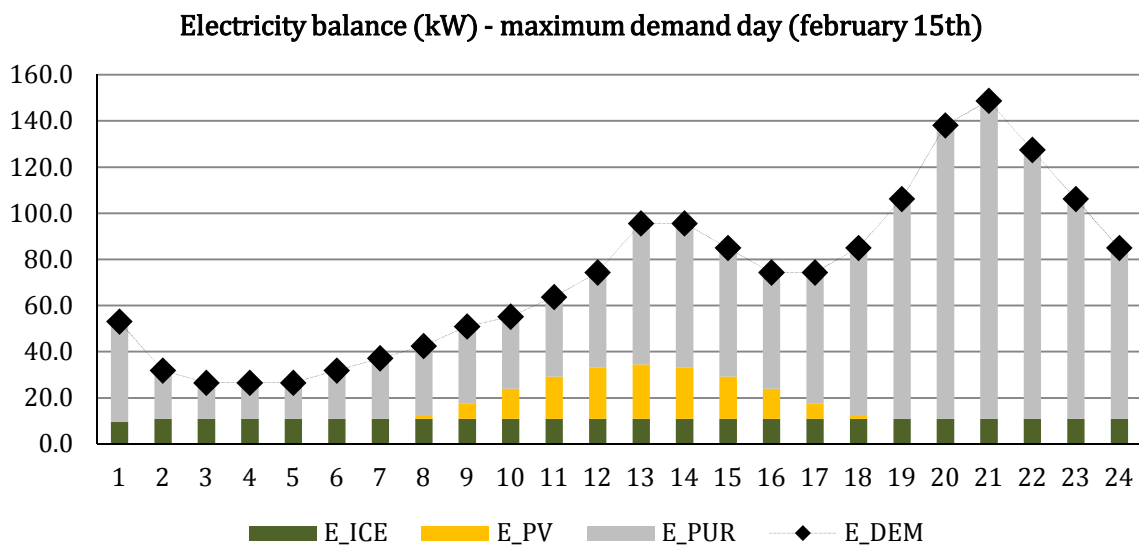


Fig. 3.9 Balance eléctrico del día-tipo de máxima demanda considerando tarifa eléctrica fija.

En el caso del día de mínima demanda térmica, el funcionamiento óptimo para tarifa fija se muestra en la Fig. 3.10. Se observa, que en las primeras horas del día en que la demanda térmica es nula, se enciende uno de los motores Q_{ICE} y se carga el depósito. Cuando la demanda térmica aumenta entre las 5.00 a.m y las 7.00 a.m, se emplea este calor almacenado previamente. Ambos motores operan de forma continuada sin que se produzcan arranques y paradas múltiples. El primero de los motores funciona de manera continuada entre las 0.00 a.m y las 11.00 p.m, mientras que el segundo motor funciona de manera continuada entre las 5.00 a.m y las 8.00 p.m. La energía no cubierta por los motores y la energía almacenada se satisface mediante una de las calderas.

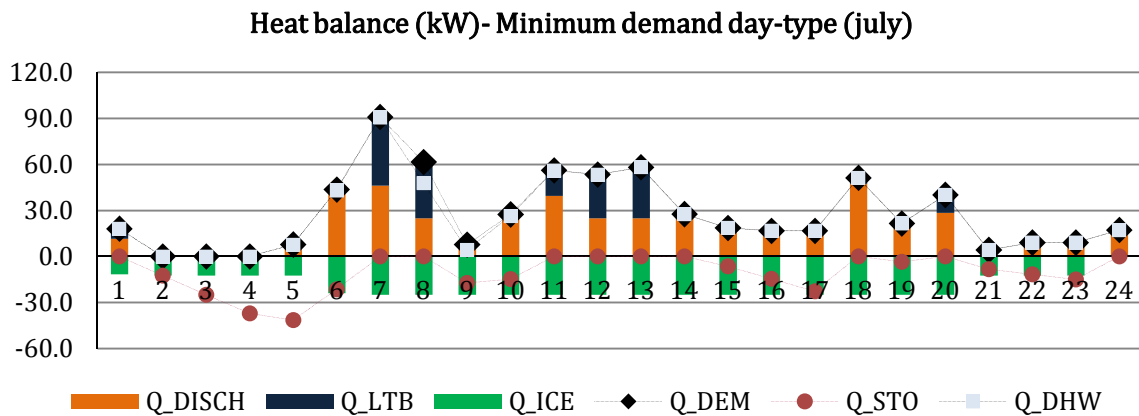


Fig. 3.10 Balance térmico del día-tipo de mínima demanda considerando tarifa eléctrica fija.

Al igual que en el día-tipo de máxima demanda, la suma de la energía eléctrica generada por los motores y los paneles fotovoltaicos no alcanza la demanda eléctrica total, de modo que toda esta energía es autoconsumida y la energía eléctrica restante necesaria se compra a red. La operación de los motores no se ve en ningún momento afectada por la demanda eléctrica, ya que la producción de electricidad de ambos motores y la generación esperada de los paneles fotovoltaicos no alcanzan en ningún momento la demanda eléctrica total esperada. En el caso de que se alcanzase, sería necesario apagar uno o ambos motores, ya que no se contempla el vertido a red.

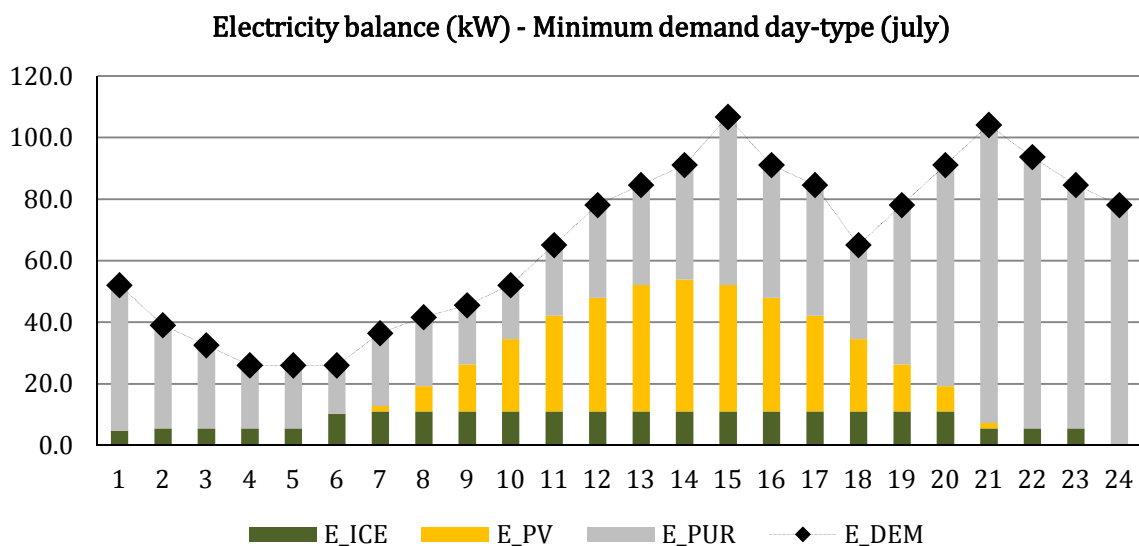


Fig. 3.11 Balance eléctrico del día-tipo de mínima demanda considerando tarifa eléctrica fija.

3.1.3.2 Operación óptima para tarifa con discriminación horaria de 2 períodos 2PHD

Cuando se optimiza la operación de la planta para una tarifa 2PHD, los motores operan de manera continua en las horas pico y se apagan en las horas valle, tal y como se muestra en la Fig. 3.12. Esto se debe a que en las horas valle no interesa económicamente que operen los motores, siendo preferible la generación térmica con las calderas de alto rendimiento y la compra de electricidad a red. A diferencia de la operación óptima con tarifa eléctrica fija, donde los motores funcionan siguiendo la demanda térmica, los motores funcionan siguiendo los precios de mercado de la electricidad para la hora correspondiente. En el caso del día-tipo de mínima demanda, donde la demanda térmica es menor, los motores operan cuando el precio de mercado de la electricidad es mayor, siempre y cuando exista demanda térmica. En la Fig. 3.13 se observa cómo de las 8.00 p.m. a las 11.00 p.m. únicamente opera un motor, independientemente de los precios de mercado, debido a que disminuye la demanda térmica en esas horas.

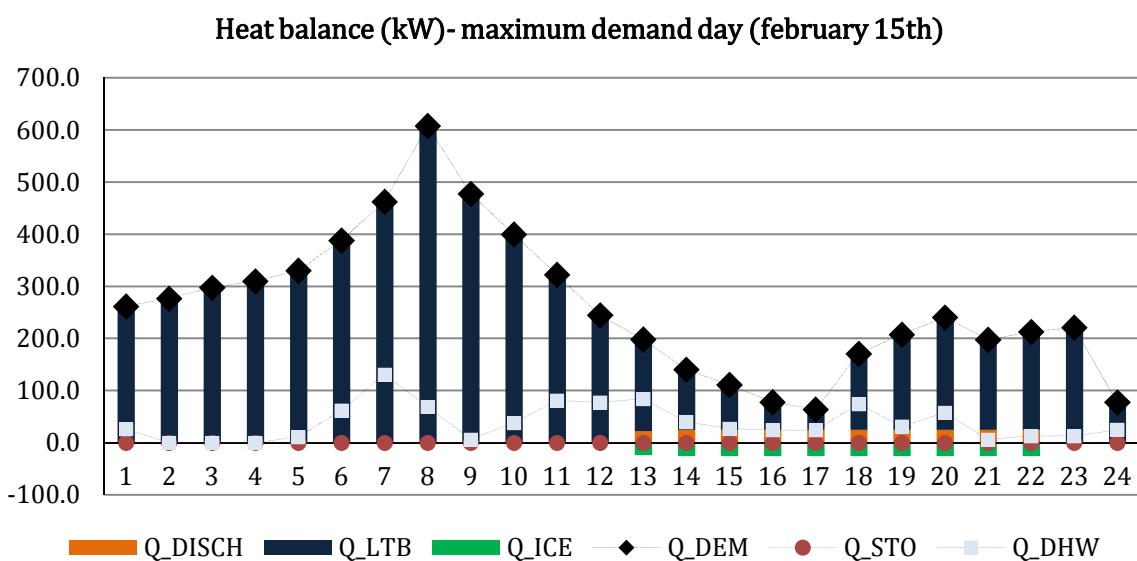


Fig. 3.12 Balance térmico del día-tipo de máxima demanda considerando tarifa eléctrica con discriminación horaria de 2 períodos.

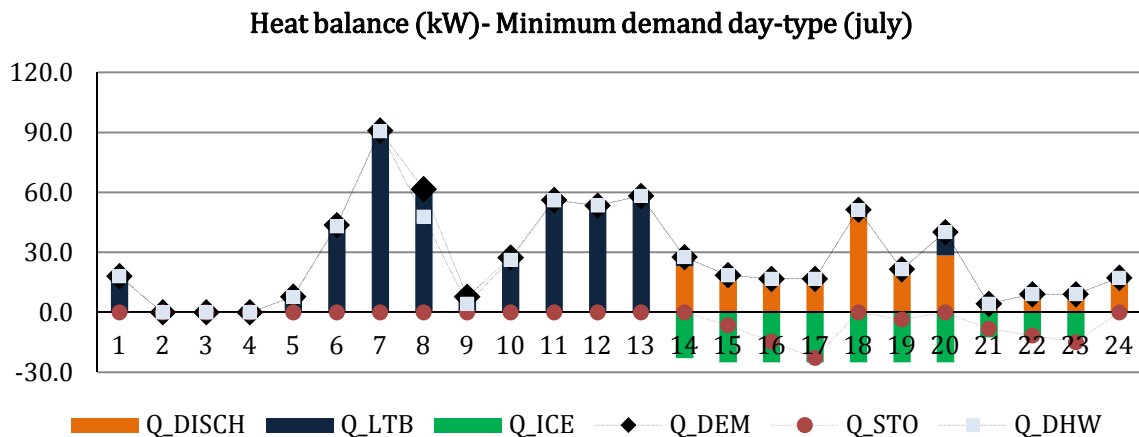


Fig. 3.13 Balance térmico del día-tipo de mínima demanda considerando tarifa eléctrica con discriminación horaria de 2 periodos.

3.1.3.3 Operación óptima para tarifa con discriminación horaria supervalle (SVHD)

La operación óptima para tarifa SVHD de 3 periodos responde a los precios de mercado como ocurría en el caso anterior. Los motores operan en las horas pico cuando existe demanda térmica y se apagan en las horas valle y supervalle, tal y como se muestra en las Fig. 3.14 y Fig. 3.15. Como ocurría en el caso anterior, cuando la demanda térmica sea inferior a la generación térmica de los motores, operará un único motor o ninguno, independientemente del coste de la electricidad.

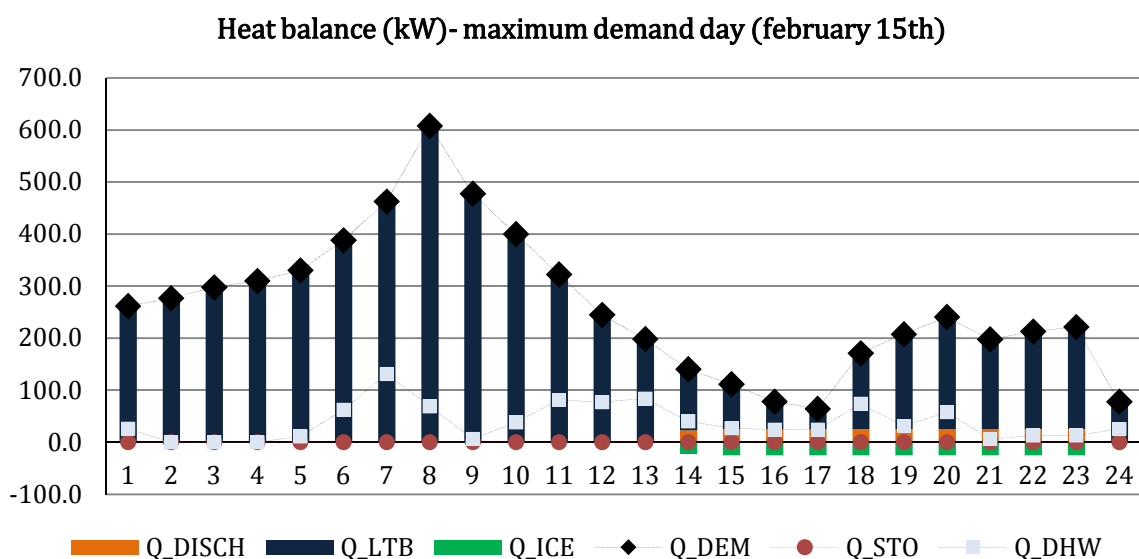


Fig. 3.14 Balance térmico del día-tipo de máxima demanda considerando tarifa eléctrica con discriminación horaria de 3 periodos.

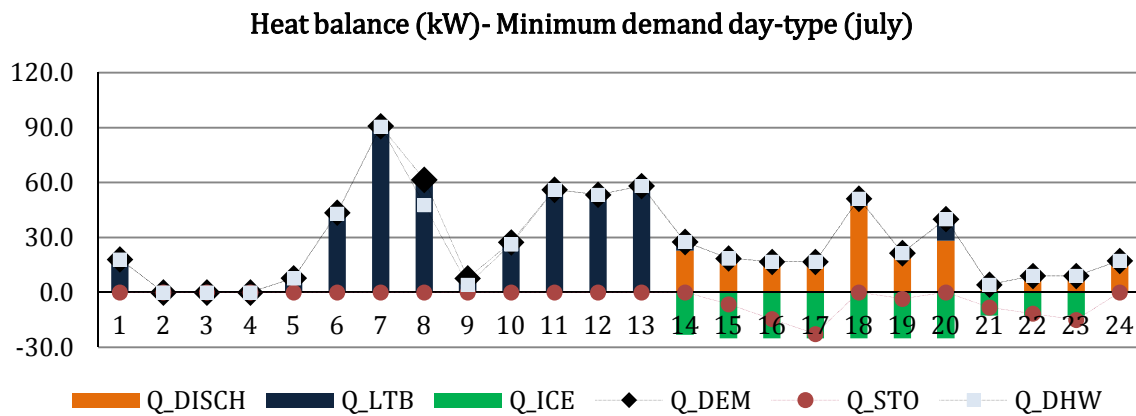


Fig. 3.15 Balance térmico del día-tipo de mínima demanda considerando tarifa eléctrica con discriminación horaria de 3 periodos.

De los resultados obtenidos para los tipos de tarifas eléctricas existentes, se concluye que la operación óptima responderá a un seguimiento de la demanda térmica o del precio de mercado de la electricidad, dependiendo del ratio existente entre el coste de la electricidad y el coste del gas natural. Este ratio se obtiene de igualar los productos obtenidos en el equipo de cogeneración con los que se obtendrían en la producción separada.

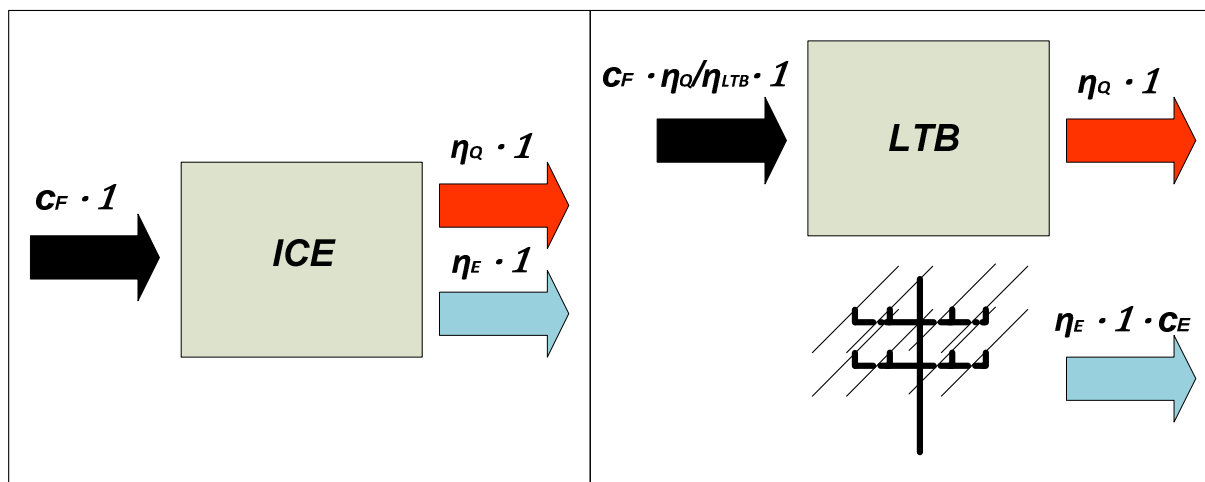


Fig. 3.16 Comparativa entre la producción combinada y la producción separada.

$$C_F = C_F \cdot \eta_Q / \eta_{LTB} + C_E \cdot \eta_E \quad \text{Eq. 3.26}$$

De la ecuación anterior se deduce que el ratio $(C_E/C_F)_{MIN}$ a partir del cual es rentable la operación de la cogeneración es el siguiente:

$$(c_E/c_F)_{MIN} = \frac{(1 - \eta_Q/\eta_{LTB})}{\eta_E} \quad \text{Eq. 3.27}$$

Para los rendimientos de la planta en estudio, este valor será aproximadamente de 1.26. Si el ratio existente es mayor que este valor la cogeneración operará de manera continuada; en caso contrario, la producción separada sería la solución más rentable. Hay que tener en cuenta, que éste es un valor aproximado, ya que no se tienen en cuenta las pérdidas del sistema de almacenamiento ni de otros componentes de la instalación.

El ratio mínimo obtenido solamente es válido para la instalación operando únicamente para autoconsumo de electricidad. En el caso de que un porcentaje x (en tanto por uno) se vertiese a red, la solución óptima de funcionamiento se obtendría de igualar el coste del equipo de cogeneración y el coste de la producción separada.

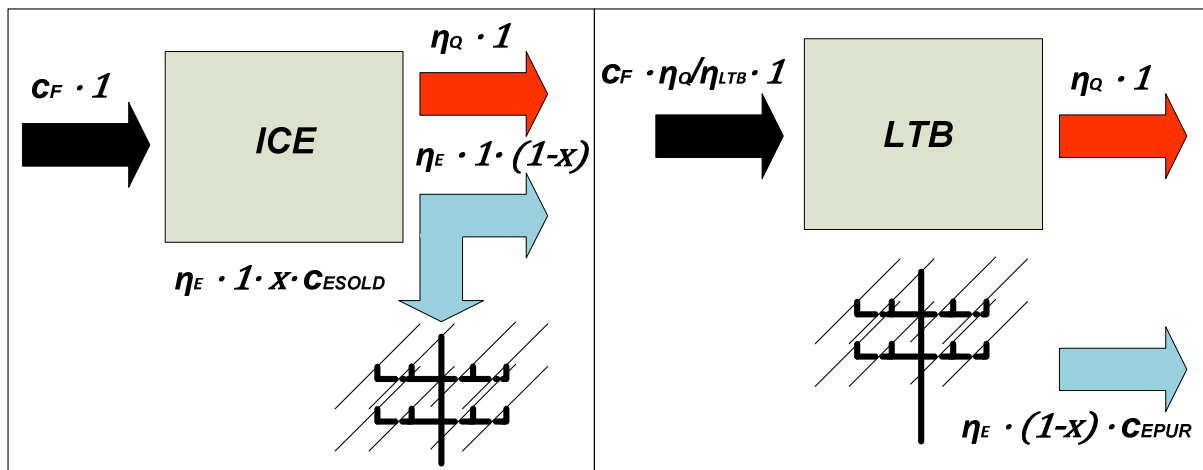


Fig. 3.17 Comparativa entre la producción combinada y la producción separada con opción de venta de electricidad.

$$c_F - c_{ESOLD} \cdot \eta_E \cdot x = c_F \cdot \eta_Q/\eta_{LTB} + c_{EPUR} \cdot \eta_E \cdot (1 - x) \quad \text{Eq. 3.28}$$

Para que sea rentable la operación del motor se debe cumplir que:

$$\frac{c_{EPUR}}{c_F} \cdot (1 - x) + \frac{c_{ESOLD}}{c_F} \cdot x \geq \frac{1 - \eta_Q/\eta_{LTB}}{\eta_E} \quad \text{Eq. 3.29}$$

Se deduce de la ecuación que cuando no existe venta de electricidad ($x=0$), el ratio $(c_{EPUR}/c_F)_{MIN}$ se corresponde con el calculado previamente. Asimismo, representa el valor de $(c_{ESOLD}/c_F)_{MIN}$ para que sea rentable la operación de la micro-CHP y el vertido de

toda la electricidad generada a red. Hay que tener en cuenta que el término C_{ESOLD} engloba el precio de venta de la electricidad, así como la retribución a la operación.

3.2 Optimización ambiental de la operación

Para obtener la operación óptima de acuerdo a criterios medioambientales (minimización de las emisiones de CO_{2eq}) no se requiere el desarrollo del código de optimización. A partir de las conclusiones del apartado anterior, se puede afirmar que la operación óptima que minimiza las emisiones de CO_{2eq} se corresponde con el seguimiento de la demanda térmica por parte de los motores, tal y como ocurría en el caso de tarifa sin discriminación horaria. Esto se debe a que el ratio existente entre las emisiones de la electricidad de suministro y las del gas natural es superior al ratio $(CO_{2,E}/CO_{2,F})_{MIN}$ que será el mismo que en la optimización económica.

$$CO_{2,F} = CO_{2,E} \cdot \eta_E + CO_{2,F} \cdot \eta_Q / \eta_{LTB} \quad \text{Eq. 3.30}$$

$$(CO_{2,E}/CO_{2,F})_{MIN} = \frac{(1 - \eta_Q / \eta_{LTB})}{\eta_E} \quad \text{Eq. 3.31}$$

Las emisiones de CO_{2eq} de la combustión del gas natural son de 252 gramos de CO_{2eq} por kWh, mientras que las asociadas al mix energético actual son 399 gramos de CO_{2eq} por kWh_e (veáse Anexo C). Así, la relación de emisiones actualmente entre la electricidad y el gas natural es de 1.58, superior al ratio mínimo de 1.26, por lo que la operación óptima responde a un seguimiento de la demanda térmica.

3.3 Simulación de la planta

Debido a que en la actualidad no se dispone de los datos de consumos reales de la instalación, se ha llevado a cabo la simulación en régimen dinámico de la misma mediante el software Trnsys en su versión 17. Trnsys permite llevar a cabo múltiples simulaciones transitorias de energía por medio de una gran biblioteca de componentes (Types). Mediante la simulación se puede conocer el posible comportamiento de la instalación durante un año, para posteriormente compararlo con los resultados obtenidos de la optimización. En este apartado, se ha simulado únicamente el funcionamiento de la instalación hidráulica de Salburua 176 durante un año, sin tener en cuenta la simulación de la generación fotovoltaica, para la cual se supondrá la

producción esperada calculada a partir de los factores de funcionamiento establecidos en el RD 413/2014 [78].

Como ya se ha explicado previamente, la instalación consta de dos motores de micro-CHP y dos calderas de baja temperatura, que proporcionan el suministro tanto de ACS como de calefacción. La operación de los motores tiene absoluta prioridad respecto de las calderas de baja temperatura. En primer lugar, entran a operar los motores, que lo hacen a plena carga siempre que exista demanda térmica o el sistema de almacenamiento térmico no esté totalmente cargado. El funcionamiento de los mismos será en cascada, de modo que entrarán a operar uno o ambos motores en función de la temperatura de retorno. Por razones de seguridad, los motores llevan implementado, dentro de su programación, un sistema de apagado si la temperatura de retorno es mayor de 71°C.

Las calderas de baja temperatura operarán cuando la demanda térmica no pueda abastecerse mediante los motores y el sistema de almacenamiento. Para ajustar la generación a la demanda, las calderas son modulantes y pueden operar en cascada. Las calderas, dentro de su configuración estándar, llevan implementado un control que permite establecer la carga parcial a la que deben trabajar, en función del caudal, la temperatura de retorno y la temperatura del depósito de agua caliente, para calentar el flujo a los 80°C establecidos como consigna. No obstante, en el programa de simulación se ha implementado un control externo que fija el caudal entrante en las calderas en función de la temperatura de retorno y de la temperatura del depósito de agua caliente, y que permite que las calderas únicamente operen cuando sea necesario. El control debe garantizar una temperatura de almacenamiento de ACS superior a los 60°C para prevenir la legionella, como determina el RD 865/2003.

La demanda de ACS en litros/h se ha obtenido a partir del Documento CTE-HE4, así como la temperatura de red que depende de la ubicación de la planta [110].

Los datos climáticos se han obtenido a partir de la base de datos METEONORM [119] para la ciudad de Vitoria-Gasteiz.

Los types que se han empleado en la simulación se recogen en la Tabla 3.7. Se puede observar que todos los componentes utilizados en la simulación se toman de las librerías

Standard y TESS, excepto los motores de micro-CHP, cuyo modelado ha sido desarrollado por el programa de la Agencia Internacional de la Energía IEA-ECBCS dentro de las actividades del ANNEX42 y se ha designado con el Type 154 [120]. Este modelo se ha desarrollado para las unidades de micro-CHP basadas en combustión utilizando un enfoque de caja gris, en el que se tienen en cuenta todos los principales efectos transitorios que tienen lugar durante la misma. Posteriormente, el modelo se ha validado contrastándolo con los resultados experimentales obtenidos del ensayo del motor de combustión interna SenerTec Dachs. Debido a que el modelo se ha validado para el mismo motor empleado en la instalación, los resultados de la simulación dinámica se pueden considerar una fuente fiable para analizar el comportamiento global de la planta.

<i>Component</i>	<i>Model</i>	<i>Source</i>
<i>Low-temperature boiler</i>	Type 700	TESS
<i>Dachs micro-CHP unit</i>	Type 154	Annex42
<i>Hot water storage tank</i>	Type 4a	Standard
<i>Heat exchanger</i>	Type 91	Standard
<i>Hydraulic compensator</i>	Type 38	Standard
<i>Constant flow pumps</i>	Type 114	Standard
<i>Variable flow pumps</i>	Type 110	Standard
<i>Flow diverter</i>	Type 11f	Standard
<i>Flow mixer</i>	Type 11h	Standard
<i>Proportional controller</i>	Type 669	TESS
<i>Heat exchanger</i>	Type 91	Standard
<i>Radiator</i>	Type 682	TESS

Tabla 3.7 Componentes empleados en la simulación de Trnsys

La planta se ha modelado en Trnsys con una estructura similar a la que se muestra en la Fig. 3.18, donde se han representado y enumerado los flujos entrantes y salientes de cada uno de los componentes.

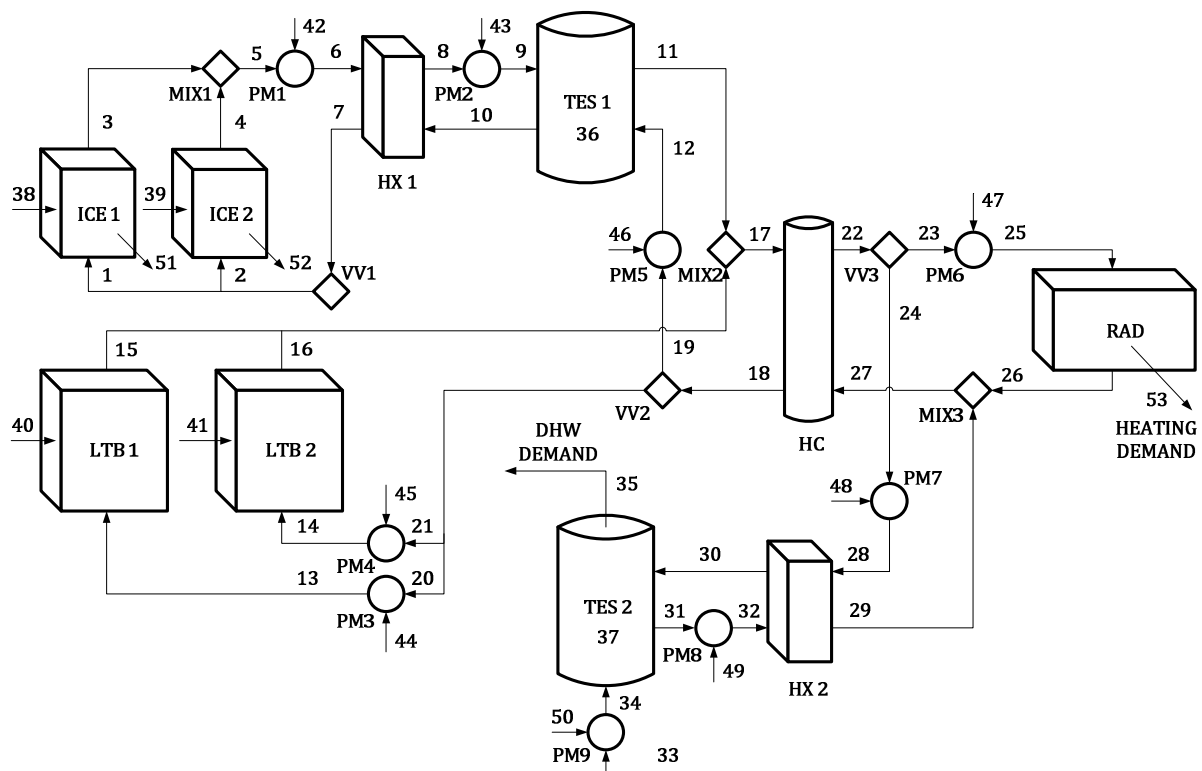


Fig. 3.18 Esquema de la instalación hidráulica

La simulación se ha llevado a cabo para un timestep de 1 hora, que es el timestep empleado normalmente en este tipo de simulaciones. Algunos estudios recomiendan un timestep menor, que tenga en cuenta los procesos transitorios de calentamiento y enfriamiento de la unidad de micro-CHP, así como el comportamiento transitorio del tanque de almacenamiento de agua caliente [121]. En este estudio, donde las demandas responden a resultados de simulaciones, como es el caso de la demanda de calefacción, o a estimaciones horarias en los casos de las demandas de electricidad y ACS, no se ha considerado necesario el uso de un timestep inferior.

En la Fig. 3.19 se muestra la comparativa entre los resultados de la optimización de la operación para tarifa NHD y los de la simulación para el día de máxima demanda. Se observa que las diferencias obtenidas no son apreciables.

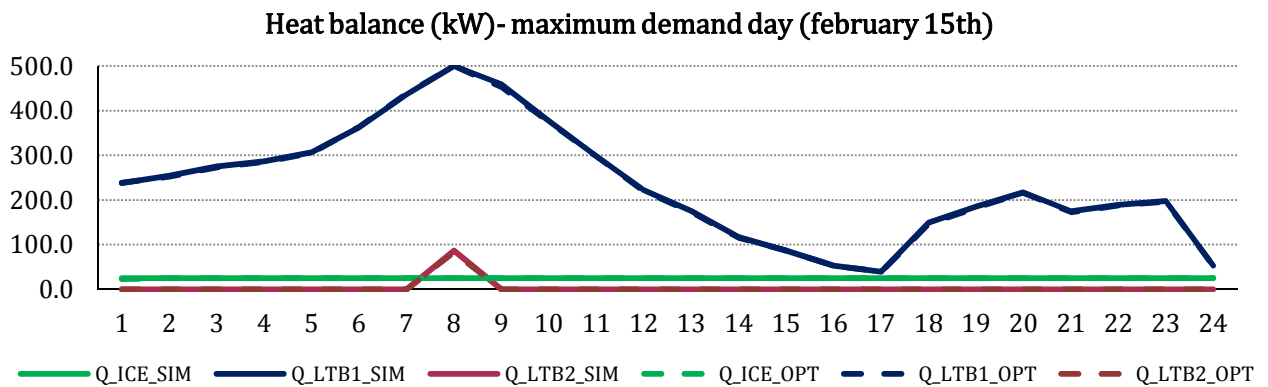


Fig. 3.19 Comparativa entre los resultados de la simulación y la optimización para el día tipo de máxima demanda.

En la Fig. 3.20, se presentan los resultados de la optimización para el día representativo de mínima demanda (julio) y los de la simulación para el día del mes más cercano a este día representativo (26 de julio). El día del mes –real o simulado– que más se acerca al día representativo (vector promedio del mes), se obtiene calculando la distancia euclídea (de) al cuadrado horaria para cada uno de los días del mes respecto del vector de promedios (h_{ave}) y seleccionando aquél cuya distancia euclídea al cuadrado respecto del día promedio sea la mínima.

$$de_d^2 = \sum_{i=1}^{24} (h_{i(d)} - h_{i,ave})^2 \quad \text{Eq. 3.32}$$

La diferencia encontrada entre los resultados de la simulación y la optimización es mayor que en el día de máxima demanda, lo que se debe principalmente a la inercia del depósito de ACS, no considerado en la optimización.

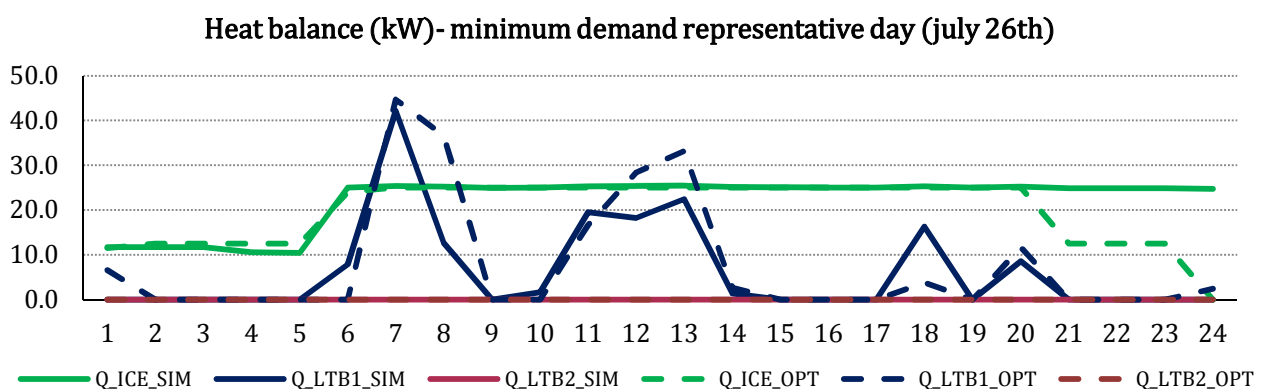


Fig. 3.20 Comparativa entre los resultados de la simulación y la optimización para el día tipo de mínima demanda.

3.4 Análisis de resultados

En la Tabla 3.8 se resumen los resultados anuales por tipo de tecnología y globales de la operación de la planta para la optimización, tanto económica como ambiental, y la simulación de la planta actual. Dentro de los resultados de la operación de los ICE, se recogen las horas de operación de cada uno de los motores, el calor útil y le electricidad generada y el consumo de gas natural. Además, se ha calculado el porcentaje de demanda de ACS cubierto por los motores, que tal y como establece el CTE en su documento HE-4, debe ser como mínimo de un 30% para la zona climática de Vitoria-Gasteiz.

	Unit	OPTIMIZATION				SIMULATION		
		NHD	2PHD	SVHD	ENVIR.	NHD	2PHD	SVHD
INTERNAL COMBUSTION ENGINES								
Hours of operation of ICE1	h	8668	3679	3680	8668		8395	
Hours of operation of ICE2	h	7720	3405	3375	7720		7580	
Useful heat production	MWh/a	203.3	87.2	87.3	203.3		195.5	
Electricity production	MWh/a	89.6	38.4	38.3	89.6		87.9	
Fuel consumption	MWh/a	336.0	145.2	144.6	336.0		327.5	
DHW demand coverage	%	70.21	30.10	30.13	70.21		67.45	
LOW TEMPERATURE BOILERS								
Heat production in LTB	MWh/a	686.7	802.9	802.8	686.7		698.3	
Fuel consumption in boilers	MWh/a	746.4	872.7	872.6	746.4		759.0	
ENERGY CONSUMPTIONS IN THE THERMAL INSTALLATION								
Overall fuel consumption	MWh/a	1082.4	1017.9	1017.2	1082.4		1086.5	
Electricity consumption of the plant	MWh/a	0.0	0.0	0.0	0.0		0.0	
Overall efficiency of the thermal installation	MWh/a	90.50	91.21	91.26	90.50		90.35	
Overall electricity production	MWh/a	170.8	119.6	119.5	170.8		169.1	
Electricity purchase	MWh/a	359.3	410.5	410.6	359.3		361.0	

Tabla 3.8 Resultados energéticos de la optimización de la operación de la planta y su simulación

Los resultados de la instalación global incluyen el consumo total de combustible, la producción de electricidad –que es la suma de la generada por los motores y los paneles fotovoltaicos (81.2 MWh)– y la eficiencia global de la planta.

Atendiendo a los resultados de la simulación, se observa que no se tiene en cuenta el consumo eléctrico debido al consumo de las bombas. Este consumo, que es de 10.6MWh anuales, se debería restar de la producción total de electricidad, ya que se considera que parte de la electricidad generada se autoconsume en la planta. No obstante, no se ha considerado por tratarse de un análisis comparativo y no contemplarse este consumo en la optimización.

	Unit	OPTIMIZATION				SIMULATION		
		NHD	2PHD	SVHD	ENVIR.	NHD	2PHD	SVHD
ENERGETIC AND ENVIRONMENTAL INDICATORS								
Equivalent electric efficiency (REE)	%	81.37	79.48	80.46	81.37		79.71	
Operation CO _{2eq} emissions	Ton/a	416.1	420.3	420.2	416.1		417.9	
Primary Energy Saving (PES)	Ton/a	20.94	20.32	20.60	20.94		20.62	
Primary Energy Saving (PES)	MWh/a	89.00	37.02	37.51	89.00		85.06	
ECONOMIC RESULTS								
Operational cost		108810	103558	105344	108810	109214	105842	107468
Fuel consumption cost		61978	58286	58248	61978		62213	
Electricity purchase cost		44592	44312	46139	44592	44803	41431	43057
Maintenance variable cost		2240	960	957	2240		2198	
Operational cost by user		636.3	605.6	616.0	636.3	638.7	619.0	628.5

Tabla 3.9 Resultados económicos y medioambientales de la operación de la planta

En la Tabla 3.9 se incluyen, los resultados del análisis económico y ambiental en el que se ha calculado el coste anual y las emisiones de CO_{2eq} asociados al consumo de gas natural y al de electricidad. Se muestran, asimismo, otros indicadores energéticos, como el REE y el ahorro de energía primaria (en términos porcentuales y energéticos). Debido a que se trata de un análisis comparativo entre la operación óptima y la simulada, los valores relativos al dimensionamiento de los equipos, costes de inversión o costes fijos

de mantenimiento, no se han incluido por ser constantes en todos los casos. Por este mismo motivo, tampoco se ha considerado el coste del agua de red consumida para ACS.

De los resultados recogidos en ambas tablas, se han extraído una serie de conclusiones que se detallan a continuación. Si se comparan los resultados de la simulación con los de optimización económica con tarifa NHD y la optimización ambiental, los valores son muy similares, mientras que los de éstas últimas coinciden. Esto se debe a que el modo de operación óptimo de los motores en ambos casos responde al seguimiento de la demanda térmica, que es el modo de operación actual. No obstante, en la simulación se obtiene un menor número de horas de funcionamiento de los motores que en la optimización, lo que se traduce en una mayor producción de las calderas, un menor porcentaje de la demanda de ACS cubierta, mayores valores del gas natural consumido y de la electricidad comprada y un ligero aumento en las toneladas de CO_{2eq} emitidas.

Si se analizan los resultados respecto de la optimización económica con tarifas con discriminación horaria (2PHD y SVHD), se aprecian mayores diferencias. Esto se debe a que, en estos casos, el modo de operación óptimo de los motores responde a un seguimiento de los precios de mercado de la electricidad. Así, los motores operan en las horas pico, permaneciendo apagados en las valle, con el objeto único de garantizar la mínima cobertura de ACS del 30% establecida por el CTE. El número de horas de funcionamiento de los motores disminuye notablemente, lo que implica un aumento de la energía producida de las calderas y una mayor cantidad de energía eléctrica comprada a red.

De todos los casos analizados, la operación optimizada con la tarifa 2PHD es la que presenta un menor coste de operación y mantenimiento para el usuario, obteniéndose ahorros de un 5% respecto de la tarifa de coste fijo, pero con un aumento de aproximadamente un 1% de las emisiones generadas. Esta tarifa también presentaría los menores costes si se contratara con el modo de funcionamiento actual de la instalación. La tarifa SVHD, presenta un ahorro del 3% en el coste operacional respecto de la tarifa sin discriminación y un aumento del 1% en las emisiones generadas. El PES en términos porcentuales es similar en todos los casos; no así cuando se analiza en términos energéticos, que es mucho menor en las optimizaciones económicas con discriminación horaria.

4 Optimización del dimensionamiento y del modo de operación de la planta

En este apartado se ha llevado a cabo la optimización del redimensionamiento y operación de la planta considerando las mismas tecnologías empleadas, esto es, motor de combustión interna alternativo, trabajando contra demanda de calefacción y ACS, un depósito de inercia intermedio y calderas de baja temperatura. También se ha incluido la optimización del dimensionamiento de la instalación fotovoltaica.

Para redimensionar la planta de acuerdo a los equipos seleccionados, se han empleado las curvas genéricas coste-potencia y rendimiento-potencia para motores de combustión interna (ICE) y calderas de baja temperatura (LTB), y la curva coste-volumen de los depósitos de inercia. Todas las curvas se recogen en el anexo C. En la optimización se han obtenido la potencia de la caldera de baja temperatura a instalar, el volumen del sistema de almacenamiento, la potencia pico instalada de solar fotovoltaica y el número de equipos y la potencia eléctrica nominal de micro-CHP, que minimizan el coste global de la planta.

4.1 Optimización económica

4.1.1 Función objetivo

El objetivo del problema consiste en minimizar el coste de la instalación que engloba tanto la operación como el dimensionamiento.

$$\text{Min } C_{TOT} = C_{INV} + C_{O\&M} \quad (\text{Eq. 2.27})$$

Donde C_{INV} es el coste fijo de inversión que abarca el coste de cada tecnología instalada, el coste de mantenimiento fijo de los equipos (que se ha calculado en el anexo C en función de la inversión inicial, exceptuando en los motores que depende de la electricidad generada), y la retribución a la inversión de los sistemas de generación eléctrica. Cuando se instalan equipos de generación eléctrica, a la inversión inicial se le sustraerá la retribución anual a la inversión para cada uno de los casos. Los parámetros retributivos se recogen en la Orden IET/1045/2014 [79].

<i>Technology</i>	<i>Power</i>	<i>Year</i>	<i>Code</i>	<i>R_{INV}€/MW</i>	<i>R_O€/MWh</i>
Cogeneration with NG	P≤0.5 MW	2014	IT 01161	161607	77.27
Photovoltaic	P≤1 MW	2014	IT 00560	146680	0

Tabla 3.10 Retribuciones a la inversión y a la operación

Estas retribuciones –recogidas en la Tabla 3.10– son válidas para el semiperíodo regulatorio de 3 años. Ante la imposibilidad de estimar estos valores retributivos a futuro y dada la alta incertidumbre existente en la normativa, se considera únicamente la retribución a la inversión durante los 3 primeros años que indica la Orden IET/1045/2014. En la optimización se tomará la parte de la retribución a la inversión anualizada, esto es, la retribución de los tres primeros años distribuida a lo largo de la vida útil de la instalación ($R_{INV,ICE}=32.32€/kW$; $R_{INV,PV}=17.60€/kW$). El interés efectivo anual i se considera del 5%, mientras que la vida útil por tecnología n_k es de 25 años para la instalación fotovoltaica y 15 años para el resto de tecnologías.

$$C_{INV} = \sum_k CRF_k \cdot C_k + C_{FM,k} - R_{INV} \cdot \frac{3}{n_k} \cdot E_{NOM,k} \quad \text{Eq. 3.33}$$

$$CRF_k = \frac{i \cdot (1+i)^{n_k}}{(1+i)^{n_k} - 1} \quad \text{(Eq. 2.29)}$$

El coste de operación y mantenimiento anual $C_{O\&M}$ contabiliza el coste debido al consumo de gas natural ($C_F=C_{NG}=5.726c€/kW$) en las calderas de condensación y en la micro-CHP, el coste de la electricidad comprada, que dependerá de la tarifa seleccionada (véase anexo C), y el coste de mantenimiento genérico de los motores de micro-CHP que es función de la generación de energía eléctrica ($C_{VM,ICE}=2.8c€/kWe$). La retribución a la operación no se contempla por considerarse que se autoconsume toda la electricidad generada.

$$C_{O\&M}(d, h) = c_F \cdot (F_{LTB}(d, h) + F_{ICE}(d, h)) + c_E(d, h) \cdot (E_{DEM}(d, h) - E_{ICE}(d, h)) + C_{VM}(d, h) \quad \text{(Eq. 3.1)}$$

4.1.2 Restricciones técnicas, económicas y legales

A continuación se presentan las restricciones técnicas, económicas y legales que se deben contemplar en el redimensionamiento de la planta. En el dimensionamiento de las

tecnologías en estudio, se considerará, que cuando se precise la instalación de más de un equipo de la misma tecnología, la potencia nominal de todos ellos es la misma.

4.1.2.1 Motores de combustión interna (ICE)

En este apartado se han definido las restricciones necesarias en función del número máximo de motores a instalar. Todas las restricciones se han obtenido suponiendo únicamente la operación a plena carga, ya que la mayor parte de los motores de combustión interna de micro-CHP comercializados en la actualidad no disponen de modulación [122].

En primer lugar, se define el coste de inversión de las unidades de cogeneración instaladas, que es el producto del coste unitario de cada equipo por el número de equipos instalados.

$$C_{ICE} = C_{ICE,pu} \cdot ICE \quad \text{Eq. 3.34}$$

El coste unitario de los motores se calcula a través de la curva “coste-potencia eléctrica” obtenida en el anexo C. Esta curva se ha linealizado mediante la técnica de linealización por tramos. La función linealizada se expresa mediante las siguientes ecuaciones:

$$C_{ICE,pu} = 5714.70 \cdot x_1 + 2676.37 \cdot x_2 + 3038.33 \cdot \lambda_2 + 1889.93 \cdot x_3 + 6970.54 \cdot \lambda_3 + 1488.78 \cdot x_4 + 10982.01 \cdot \lambda_4 + 1119.16 \cdot x_5 + 18374.47 \cdot \lambda_5 \quad \text{Eq. 3.35}$$

$$E_{ICE,NOM} = x_1 + x_2 + x_3 + x_4 + x_5 \quad \text{Eq. 3.36}$$

$$\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3, \lambda_4, \lambda_5 \text{ bin} \quad \text{Eq. 3.37}$$

$$\lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_3 + \lambda_4 + \lambda_5 = 1 \quad \text{Eq. 3.38}$$

$$0 \leq x_1 \leq 1 \cdot \lambda_1 \quad \text{Eq. 3.39}$$

$$1 \cdot \lambda_2 \leq x_2 \leq 5 \cdot \lambda_2 \quad \text{Eq. 3.40}$$

$$5 \cdot \lambda_3 \leq x_3 \leq 10 \cdot \lambda_3 \quad \text{Eq. 3.41}$$

$$10 \cdot \lambda_4 \leq x_4 \leq 20 \cdot \lambda_4 \quad \text{Eq. 3.42}$$

$$20 \cdot \lambda_5 \leq x_5 \leq 50 \cdot \lambda_5 \quad \text{Eq. 3.43}$$

Además, el coste de los equipos de generación depende del número de equipos instalados ICE . El número de motores instalados debe ser menor que el número máximo de motores a instalar ICE_MAX . Para ello, se han obtenido en primer lugar las restricciones para el dimensionamiento de la planta con un único motor y posteriormente, con dos motores, estableciendo así las expresiones para cualquier número de ICE_MAX .

$$ICE \leq ICE_MAX \quad \text{Eq. 3.44}$$

Suponiendo que el número máximo de motores a instalar es 1, para calcular el número de equipos a instalar ICE , se definen dos variables enteras n_1 y n_2 , y dos variables binarias γ_1 y γ_2 . El número de equipos a instalar será la suma de las dos variables enteras n_1 y n_2 . La variable binaria γ_1 representa la situación en la que no se instala ningún motor tomando valor unidad cuando esto ocurra y siendo 0 en caso contrario. Por el contrario, γ_2 representa la instalación de un motor, de modo que será igual a la unidad cuando se instale el motor y 0 en el caso de que no se haga. Debido a que ambas restricciones son disyuntivas –la situación que proporciona el valor unidad a γ_1 no se puede dar al mismo tiempo que la que se lo proporciona a γ_2 – y que al menos una de ellas se debe cumplir, la suma de ambas variables binarias debe ser igual a la unidad. El número de equipos a instalar se calcula como la suma de las variables n_1 y n_2 , cuyo valor será 0 para ambas variables cuando no se instale ningún equipo ($\gamma_1=1$; $\gamma_2=0$) y será 0 para n_1 y la unidad para n_2 cuando se instale uno ($\gamma_1=0$; $\gamma_2=1$).

$$ICE = n_1 + n_2 \quad \text{Eq. 3.45}$$

$$n_1 = 0 \cdot \gamma_1 \quad \text{ningún equipo instalado} \quad \text{Eq. 3.46}$$

$$n_2 = 1 \cdot \gamma_2 \quad \text{un equipo instalado} \quad \text{Eq. 3.47}$$

$$\gamma_1, \gamma_2, \gamma_3 \quad \text{bin} \quad \text{Eq. 3.48}$$

$$\gamma_1 + \gamma_2 = 1 \quad \text{Eq. 3.49}$$

La variable $ICE(d,h)$ es una variable entera que representa el número de motores que operan en cada instante y que tiene que ser menor que el número de equipos instalados ICE .

$$ICE(d, h) \leq ICE \quad \text{Eq. 3.50}$$

Si se considera que únicamente se instala una unidad, esta variable entera se convierte en una variable binaria. Asimismo, el suponer únicamente la instalación de un motor en la operación requerirá el uso de dos variables enteras $n_1(d, h)$ y $n_2(d, h)$ que establezcan el estado de apagado o encendido del motor. Para determinar el valor de la variable $ICE(d, h)$ se requiere el uso de otras dos variables binarias $\delta_1(d, h)$ y $\delta_2(d, h)$. La variable $\delta_1(d, h)$ representa el apagado del motor, de modo que cuando está apagado su valor es la unidad y 0 cuando está encendido. La variable $\delta_2(d, h)$ tiene precisamente el comportamiento contrario, ya que representa el encendido del motor, tomando valor unidad cuando está encendido y 0 cuando está apagado. Como en cada instante sólo se puede dar una situación (δ_1 ó δ_2), la suma de ambas variables debe ser la unidad. Así, cuando el motor está apagado ($\delta_1(d, h)=1$; $\delta_2(d, h)=0$), ambas variables $n_1(d, h)$ y $n_2(d, h)$ son igual a 0 y, por ende, también la variable $ICE(d, h)$. Contrariamente, cuando el motor está encendido ($\delta_1(d, h)=0$; $\delta_2(d, h)=1$), la variable $n_1(d, h)$ es igual a 0, mientras que las variables $n_2(d, h)$ y $ICE(d, h)$ son la unidad.

$$ICE(d, h) = n_1(d, h) + n_2(d, h) \quad \text{Eq. 3.51}$$

$$n_1(d, h) = 0 \cdot \delta_1(d, h) \quad \text{Eq. 3.52}$$

$$n_2(d, h) = 1 \cdot \delta_2(d, h) \quad \text{Eq. 3.53}$$

$$\delta_1(d, h), \delta_2(d, h) \text{ bin} \quad \text{Eq. 3.54}$$

$$\delta_1(d, h) + \delta_2(d, h) = 1 \quad \text{Eq. 3.55}$$

Por otro lado, el calor generado por la cogeneración será inferior al producto de la producción de calor nominal y la variable binaria de operación del motor. Al tratarse de un producto de variables se dispone de una función no lineal que es necesario linealizar. Para ello, se empleará el método de la Gran M explicado en el capítulo 2 y las variables binarias $\delta_1(d, h)$ y $\delta_2(d, h)$ que indican el número de equipos operando en cada instante. Así, cuando no opere el equipo ($\delta_1(d, h) = 1$; $\delta_2(d, h) = 0$) el calor generado es nulo y cuando sí lo haga ($\delta_1(d, h) = 0$; $\delta_2(d, h) = 1$) será igual a la potencia nominal instalada. Al desconocer la respuesta de la tecnología genérica ante los arranques y paradas, no se ha

tenido en cuenta la disminución de las producciones térmica y eléctrica por el arranque de la cogeneración.

$$Q_{ICE}(d, h) \leq Q_{ICE_NOM} \cdot ICE(d, h) \quad \text{Eq. 3.56}$$

$$Q_{ICE}(d, h) \leq M \cdot (1 - \delta_1(d, h)) \quad \text{Eq. 3.57}$$

$$Q_{ICE}(d, h) \geq -M \cdot \delta_2(d, h) \quad \text{Eq. 3.58}$$

$$Q_{ICE}(d, h) \leq Q_{ICE_NOM} + M \cdot (1 - \delta_2(d, h)) \quad \text{Eq. 3.59}$$

$$Q_{ICE}(d, h) \geq Q_{ICE_NOM} - M \cdot \delta_1(d, h) \quad \text{Eq. 3.60}$$

Así, en el caso en que el motor esté apagado las restricciones Eq. 3.59 y Eq. 3.60 quedan desplazadas y el calor generado es 0.

$$\delta_1(d, h) = 1 ; \delta_2(d, h) = 0$$

$$Q_{ICE}(d, h) \leq M \cdot 0$$

$$Q_{ICE}(d, h) \geq -M \cdot 0$$

$$Q_{ICE}(d, h) \leq Q_{ICE_NOM} + M \cdot 1$$

$$Q_{ICE}(d, h) \geq Q_{ICE_NOM} - M \cdot 1$$

$$Q_{ICE}(d, h) = 0$$

Cuando el motor esté encendido quedan desplazadas las ecuaciones Eq. 3.57 y Eq. 3.58 y el calor generado por el motor es igual a la potencia térmica nominal, que es, a su vez, una variable.

$$\delta_1(d, h) = 0 ; \delta_2(d, h) = 1$$

$$Q_{ICE}(d, h) \leq M \cdot 1$$

$$Q_{ICE}(d, h) \geq -M \cdot 1$$

$$Q_{ICE}(d, h) \leq Q_{ICE_NOM} + M \cdot 0$$

$$Q_{ICE}(d, h) \geq Q_{ICE_NOM} - M \cdot 0$$

$$Q_{ICE}(d, h) = Q_{ICE_NOM}$$

La potencia eléctrica nominal y el consumo nominal de combustible se calculan a partir de la potencia térmica nominal considerando los rendimientos térmico y eléctrico constantes ($\eta_Q=60.3\%$; $\eta_E=30.4\%$). La suposición de rendimientos constantes está justificada debido a que se desconocen tanto las potencias nominales a instalar, como la carga parcial a la que opera (para el cálculo del rendimiento a carga parcial). De no suponerlos constantes, se obtendría un producto de dos variables continuas no linealizable.

$$E_{ICE_NOM} = F_{ICE_NOM} \cdot \eta_E \quad \text{Eq. 3.61}$$

$$E_{ICE}(d, h) = F_{ICE}(d, h) \cdot \eta_E \quad \text{(Eq. 2.35)}$$

$$Q_{ICE_NOM} = F_{ICE_NOM} \cdot \eta_Q \quad \text{Eq. 3.62}$$

$$Q_{ICE}(d, h) = F_{ICE}(d, h) \cdot \eta_Q \quad \text{(Eq. 2.36)}$$

Además, al tratarse de instalaciones de microgeneración el calor nominal instalado será inferior a 50kWe.

$$E_{ICE_NOM} \leq 50 \quad \text{Eq. 3.63}$$

El coste de los equipos es tal que si no se instala ningún motor es nulo, y si lo hace toma como valor el coste de un motor, calculado a partir de la función linealizada coste-potencia eléctrica. Se nos presenta así un problema del tipo if-else que se soluciona haciendo uso de las variables binarias γ_1 y γ_2 (que determinan si se requiere la instalación de un motor) y el método de la Gran M.

$$C_{ICE} \geq 0 - \gamma_2 \cdot M \quad \text{Eq. 3.64}$$

$$C_{ICE} \leq 0 + (1 - \gamma_1) \cdot M \quad \text{Eq. 3.65}$$

$$C_{ICE} \geq C_{ICE,pu} - \gamma_1 \cdot M \quad \text{Eq. 3.66}$$

$$C_{ICE} \leq C_{ICE,pu} + (1 - \gamma_2) \cdot M \quad \text{Eq. 3.67}$$

Se han definido las restricciones para un número máximo de motores a instalar igual a la unidad. Sin embargo, también puede ocurrir que se plantee la posibilidad de instalar más de un motor operando en cascada. Suponiendo que el número máximo de motores a instalar fueran dos ($ICE_MAX=2$) y basándonos en los criterios empleados en el caso de un único motor, el número de equipos a instalar se calcula mediante la definición de tres variables enteras n_1 , n_2 y n_3 , y tres variables binarias γ_1 , γ_2 y γ_3 , de manera que el número de equipos a instalar sea la sumas de las tres variables enteras. La variable γ_1 toma el valor unidad cuando no se instala ningún motor, γ_2 cuando se instala uno y γ_3 cuando se instalan dos. Como sólo se puede dar una de las situaciones la suma de las tres variables binarias tiene que ser igual a la unidad.

$$ICE = n_1 + n_2 + n_3 \quad \text{Eq. 3.68}$$

$$n_1 = 0 \cdot \gamma_1 \quad \text{Eq. 3.69}$$

$$n_2 = 1 \cdot \gamma_2 \quad \text{Eq. 3.70}$$

$$n_3 = 2 \cdot \gamma_3 \quad \text{Eq. 3.71}$$

$$\gamma_1, \gamma_2, \gamma_3 \text{ bin} \quad \text{Eq. 3.72}$$

$$\gamma_1 + \gamma_2 + \gamma_3 = 1 \quad \text{Eq. 3.73}$$

$$ICE \leq 2 \quad \text{Eq. 3.74}$$

El número de equipos que opera en cada instante $ICE(d,h)$ puede ser 0, 1 ó 2, pero siempre igual o inferior al número de equipos instalados. Para calcular el valor de $ICE(d,h)$ se requieren tres variables enteras $n_1(d,h)$, $n_2(d,h)$ y $n_3(d,h)$ y tres variables binarias que determinen el número de equipos operando en cada instante $\delta_1(d,h)$, $\delta_2(d,h)$ y $\delta_3(d,h)$, de modo que $\delta_1(d,h)$ es igual a la unidad cuando no opera ningún motor, $\delta_2(d,h)$ cuando opera uno y $\delta_3(d,h)$ cuando operan dos motores.

$$ICE(d, h) \leq ICE \quad \text{(Eq. 3.50)}$$

$$ICE(d, h) = n_1(d, h) + n_2(d, h) + n_3(d, h) \quad \text{Eq. 3.75}$$

$$n_1(d, h) = 0 \cdot \delta_1(d, h) \quad \text{Eq. 3.76}$$

$$n_2(d, h) = 1 \cdot \delta_2(d, h) \quad \text{Eq. 3.77}$$

$$n_3(d, h) = 2 \cdot \delta_3(d, h) \quad \text{Eq. 3.78}$$

$$\delta_1(d, h), \delta_2(d, h), \delta_3(d, h) \text{ bin} \quad \text{Eq. 3.79}$$

$$\delta_1(d, h) + \delta_2(d, h) + \delta_3(d, h) = 1 \quad \text{Eq. 3.80}$$

La potencia térmica generada en cada instante se calculará haciendo uso de las variables binarias $\delta_1(d, h)$, $\delta_2(d, h)$ y $\delta_3(d, h)$, como en el caso de un único motor.

$$Q_{ICE}(d, h) \leq M \cdot (1 - \delta_1(d, h)) \quad \text{Eq. 3.81}$$

$$Q_{ICE}(d, h) \geq -M \cdot \delta_2(d, h) - M \cdot \delta_3(d, h) \quad \text{Eq. 3.82}$$

$$Q_{ICE}(d, h) \leq Q_{ICE_NOM} + M \cdot (1 - \delta_2(d, h)) \quad \text{Eq. 3.83}$$

$$Q_{ICE}(d, h) \geq Q_{ICE_NOM} - M \cdot \delta_1(d, h) - M \cdot \delta_3(d, h) \quad \text{Eq. 3.84}$$

$$Q_{ICE}(d, h) \leq 2 \cdot Q_{ICE_NOM} + M \cdot (1 - \delta_3(d, h)) \quad \text{Eq. 3.85}$$

$$Q_{ICE}(d, h) \geq 2 \cdot Q_{ICE_NOM} - M \cdot \delta_1(d, h) - M \cdot \delta_2(d, h) \quad \text{Eq. 3.86}$$

El cálculo del coste para dos equipos se calcula haciendo uso de las tres variables binarias γ_1 , γ_2 y γ_3 , que determinan el número de equipos instalados:

$$C_{ICE} \geq 0 - \gamma_2 \cdot M - \gamma_3 \cdot M \quad \text{Eq. 3.87}$$

$$C_{ICE} \leq 0 + (1 - \gamma_1) \cdot M \quad \text{Eq. 3.88}$$

$$C_{ICE} \geq C_{ICE,pu} - \gamma_1 \cdot M - \gamma_3 \cdot M \quad \text{Eq. 3.89}$$

$$C_{ICE} \leq C_{ICE,pu} + (1 - \gamma_2) \cdot M \quad \text{Eq. 3.90}$$

$$C_{ICE} \geq 2 \cdot C_{ICE,pu} - \gamma_1 \cdot M - \gamma_2 \cdot M \quad \text{Eq. 3.91}$$

$$C_{ICE} \leq 2 \cdot C_{ICE,pu} + (1 - \gamma_3) \cdot M \quad \text{Eq. 3.92}$$

En este capítulo únicamente se va a considerar un máximo de equipos de cogeneración instalados de 2. No obstante, a continuación se plantean las ecuaciones para un valor superior a 2.

Para un número de equipos a instalar máximo de z , se definen $z+1$ variables enteras n_1 a n_{z+1} , y $z+1$ variables binarias γ_1 a γ_{z+1} .

$$ICE = n_1 + \dots + n_z + n_{z+1} \quad \text{Eq. 3.93}$$

For $i = 1$ to $z + 1$

$$n_i = (i - 1) \cdot \gamma_i \quad i-1 \text{ equipos instalados} \quad \text{Eq. 3.94}$$

$$\gamma_1, \dots, \gamma_z, \gamma_{z+1} \text{ bin} \quad \text{Eq. 3.95}$$

$$\gamma_1 + \dots + \gamma_z + \gamma_{z+1} = 1 \quad \text{Eq. 3.96}$$

$$ICE \leq z \quad \text{Eq. 3.97}$$

$$C_{ICE} \leq z \cdot C_{ICE,pu} + (1 - \gamma_{z+1}) \cdot M; \quad M = 10^6 \quad \text{Eq. 3.98}$$

De la misma manera, el número de equipos que opera en cada instante requiere de la definición $z+1$ variables enteras $n_1(d,h)$ a $n_{z+1}(d,h)$, y $z+1$ variables binarias $\gamma_1(d,h)$ a $\gamma_{z+1}(d,h)$.

$$ICE(d, h) = n_1(d, h) + \dots + n_{z+1}(d, h) \quad \text{Eq. 3.99}$$

For $i = 1$ to $z + 1$

$$n_i(d, h) = (i - 1) \cdot \delta_i(d, h) \quad \text{Eq. 3.100}$$

$$\delta_1(d, h), \dots, \delta_z(d, h), \delta_{z+1}(d, h) \text{ bin} \quad \text{Eq. 3.101}$$

$$\delta_1(d, h) + \dots + \delta_z(d, h) + \delta_{z+1}(d, h) = 1 \quad \text{Eq. 3.102}$$

$$ICE(d, h) \leq ICE \quad (\text{Eq. 3.50})$$

El calor generado en cada instante se calcula mediante las siguientes expresiones:

For $i = 1$

$$Q_{ICE}(d, h) \geq 0 - M \cdot \delta_2(d, h) - \dots - M \cdot \delta_z(d, h) - M \cdot \delta_{z+1}(d, h) \quad \text{Eq. 3.103}$$

$$Q_{ICE}(d, h) \leq 0 + M \cdot (1 - \delta_1(d, h)) \quad \text{Eq. 3.104}$$

For $1 < i < z + 1$

$$Q_{ICE}(d, h) \geq (1 - i) \cdot Q_{ICE_NOM} - M \cdot \delta_1(d, h) - \dots - M \cdot \delta_{i-1}(d, h) - M \cdot \delta_{i+1}(d, h) \\ - \dots - M \cdot \delta_{z+1}(d, h) \quad \text{Eq. 3.105}$$

$$Q_{ICE}(d, h) \leq Q_{ICE_NOM} + M \cdot (1 - \delta_i(d, h)) \quad \text{Eq. 3.106}$$

El coste de inversión de equipos para z equipos es:

For $i = 1$

$$C_{ICE} \geq 0 - \gamma_2 - \dots - \gamma_z \cdot M - \gamma_{z+1} \cdot M \quad \text{Eq. 3.107}$$

$$C_{ICE} \leq 0 + (1 - \gamma_1) \cdot M \quad \text{Eq. 3.108}$$

For $1 < i < z + 1$

$$C_{ICE} \geq (i - 1) \cdot C_{ICE,pu} - \gamma_1 \cdot M - \dots - \gamma_{i-1} \cdot M - \gamma_{i+1} \cdot M - \dots - \gamma_{z+1} \cdot M \quad \text{Eq. 3.109}$$

$$C_{ICE} \leq (i - 1) \cdot C_{ICE,pu} + (1 - \gamma_i) \cdot M \quad \text{Eq. 3.110}$$

Cuando el número máximo de equipos a instalar es la unidad se puede simplificar el procedimiento y emplear únicamente dos variables binarias, de modo que una determine la instalación o no de la tecnología (ICE) y la otra el funcionamiento o no de dicha tecnología es un instante ($ICE(d, h)$). Esta simplificación se ha desarrollado en mayor detalle en el capítulo 4, mientras que este capítulo se ha enfocado en la búsqueda del modelo que solucione el problema de instalar varios equipos.

4.1.2.2 Depósito de inercia

El sistema de acumulación se instalará únicamente cuando la planta disponga de algún equipo de micro-CHP. En el análisis del redimensionamiento de la planta, la micro-CHP en la única tecnología disponible para el suministro de la contribución mínima al ACS, se sabe que al menos se instalará un motor y que, por lo tanto, se requerirá de un tanque de almacenamiento térmico. La configuración seleccionada es la óptima obtenida en el

capítulo 2, con almacenamiento térmico intermedio y posibilidad de carga y descarga simultánea, operando como si de un compensador se tratara.

Las restricciones del depósito de inercia son las definidas en el capítulo 2.

$$Q_{STO}(d, h) = Q_{STO}(d, h - 1) + Q_{CHAR}(d, h) - Q_{DISCH}(d, h) - Q_{LOSS}(d, h) \quad (\text{Eq. 2.53})$$

$$Q_{LOSS}(h) = 0.01 \cdot Q_{STO}(d, h - 1) \quad (\text{Eq. 2.54})$$

$$Q_{STO}(d, 0) = 0 \quad (\text{Eq. 2.63})$$

$$Q_{STO}(d, h) \leq Q_{CAP} \quad (\text{Eq. 2.64})$$

$$Q_{CHAR}(d, h) = Q_{ICE}(d, h) \quad (\text{Eq. 2.65})$$

$$Q_{DISCH}(d, h) = Q_{ICE,U}(d, h) \quad (\text{Eq. 2.66})$$

El coste del depósito de inercia se obtiene de la linealización de la curva coste-volumen desarrollada en el anexo C.

$$C_{STO} = 3.1635 \cdot x_1 + 1.7601 \cdot x_2 + 701.69 \cdot \lambda_2 + 1.0360 \cdot x_3 + 1358.3 \cdot \lambda_3 \quad (\text{Eq. 2.67})$$

$$V_{STO} = x_1 + x_2 + x_3 \quad (\text{Eq. 2.68})$$

$$\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3 \text{ bin} \quad (\text{Eq. 2.69})$$

$$\lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_3 = 1 \quad (\text{Eq. 2.70})$$

$$0 \leq x_1 \leq 500 \cdot \lambda_1 \quad (\text{Eq. 2.71})$$

$$500 \cdot \lambda_2 \leq x_2 \leq 1000 \cdot \lambda_2 \quad (\text{Eq. 2.72})$$

$$1000 \cdot \lambda_3 \leq x_3 \leq 5000 \cdot \lambda_3 \quad (\text{Eq. 2.73})$$

Calderas de baja temperatura

Para el cálculo de la potencia de la caldera a instalar hay que tener en cuenta que, de acuerdo con el RITE (I.T. 1.2.4.1.2.2. Fraccionamiento de Potencia), se instalarán dos o más generadores cuando la potencia térmica nominal (Q_{LTB_NOM}) a instalar sea mayor de 400kW. Únicamente se podrá emplear un único generador cuando la potencia térmica nominal sea igual o inferior a 400kW y la instalación suministre servicio de calefacción y

ACS, siempre y cuando la potencia demandada por el servicio de ACS sea igual o mayor que la potencia del primer escalón del quemador. De esta manera, como la potencia pico de la demanda térmica (calefacción + ACS) asciende a 607.9kW se realizará el control considerando la necesidad de instalar dos o más calderas. Suponiendo que el número de calderas a instalar es de 2 ($LTB=2$):

$$Q_{LTB_NOM} \geq Q_{LTB_MIN} \quad \text{Eq. 3.111}$$

$$Q_{LTB_NOM} \leq Q_{DEM_MAX} \quad \text{Eq. 3.112}$$

$$F_{LTB_NOM} = \frac{Q_{LTB_NOM}}{\eta_{LTB}} \quad \text{Eq. 3.113}$$

$$Q_{LTB,i}(d, h) \leq Q_{LTB_NOM} \quad \text{Eq. 3.114}$$

$$Q_{LTB}(d, h) = \sum_i Q_{LTB,i}(d, h) \quad \text{(Eq. 3.15)}$$

$$F_{LTB}(d, h) = \frac{Q_{LTB}(d, h)}{\eta_{LTB}} \quad \text{(Eq. 3.16)}$$

$$LTB = 2 \quad \text{Eq. 3.115}$$

El coste de ambas calderas de baja temperatura se obtiene de multiplicar el número de calderas instaladas por la función lineal coste-potencia de este tipo de calderas.

$$C_{LTB} = LTB \cdot (15.16 \cdot Q_{LTB_NOM} + 4064.7) \quad \text{Eq. 3.116}$$

Solar fotovoltaica

El área de paneles fotovoltaicos instalados actualmente es aproximadamente 422m² para una potencia instalada de 58.7kWp. Considerando que los paneles fotovoltaicos únicamente se instalarán en fachada con orientación sur, la máxima superficie a instalar es la existente en la actualidad. Teniendo en cuenta que la relación promedio potencia/superficie para esta tecnología es aproximadamente de 130-140Wp/m² y que la relación de la instalación actual se encuentra dentro de esos márgenes, se considerará una potencia máxima a instalar de 58.7kWp.

La electricidad generada por los paneles fotovoltaicos es el producto del factor de funcionamiento horario y de la potencia eléctrica nominal, que en este caso es una variable.

$$E_{PV}(d, h) = E_{PV,NOM} \cdot f_{o_{PV}}(d, h) \quad (\text{Eq. 3.23})$$

Para determinar el valor de la potencia pico nominal $E_{PV,NOM}$, se define una variable binaria PV que será la unidad cuando se instale esta tecnología y 0 en caso contrario. Debido a que en el mercado únicamente se dispone de datos económicos y medioambientales a partir de un valor al que denominaremos $E_{PV,MIN}$, cuando se requiera una instalación solar fotovoltaica ($PV=1$), la potencia instalada deberá ser igual o superior a esta potencia mínima para la cual se conocen datos. Por otra parte, la potencia pico nominal deberá ser inferior a la potencia máxima que se puede instalar por restricciones de espacio ($E_{PV,MAX}$) y que se ha considerado igual a 58.7kWe.

$$E_{PV,NOM} \leq M \cdot PV \quad \text{Eq. 3.117}$$

$$E_{PV,NOM} \geq -M \cdot PV \quad \text{Eq. 3.118}$$

$$E_{PV,NOM} \geq E_{PV,MIN} - M \cdot (1 - PV) \quad \text{Eq. 3.119}$$

$$E_{PV,NOM} \leq E_{PV,MAX} \quad \text{Eq. 3.120}$$

$$E_{PV,NOM} \leq 58.7 \quad \text{Eq. 3.121}$$

$$PV \text{ bin} \quad \text{Eq. 3.122}$$

El coste de los paneles es:

$$C_{PV} = 2.4 \cdot 10^3 \cdot E_{PV,NOM} \quad \text{Eq. 3.123}$$

Para el cálculo del coste de los inversores se considera que la potencia de salida de los inversores se corresponde con la potencia pico instalada $E_{PV,NOM}$.

$$C_{PVI} \leq M \cdot PV \quad \text{Eq. 3.124}$$

$$C_{PVI} \geq -M \cdot PV \quad \text{Eq. 3.125}$$

$$C_{PVI} \leq (226.6 \cdot E_{PV_NOM} + 609.7) + M \cdot (1 - PV) \quad \text{Eq. 3.126}$$

$$C_{PVI} \geq (226.6 \cdot E_{PV_NOM} + 609.7) - M \cdot (1 - PV) \quad \text{Eq. 3.127}$$

4.1.2.3 Suministro de energía térmica

$$Q_{DEM}(d, h) = Q_{HEAT}(d, h) + Q_{DHW}(d, h) = Q_{ICE,U}(d, h) + Q_{LTB}(d, h) \quad \text{(Eq. 3.24)}$$

4.1.2.4 Suministro eléctrico

$$E_{DEM}(d, h) = E_{ICE}(d, h) + E_{PV}(d, h) + E_{PUR}(d, h) \quad \text{(Eq. 3.25)}$$

$$E_{PUR}(d, h) \geq 0 \quad \text{(Eq. 2.81)}$$

4.1.2.5 Restricciones legales

$$\sum_h Q_{CHP,U}(d, h) \geq 0.30 \cdot \sum_d \sum_h Q_{DHW}(d, h) \quad \text{(Eq. 2.82)}$$

$$\sum_d \sum_h E_{ICE}(d, h) \geq 0.495 \cdot \left(\sum_d \sum_h F_{ICE}(d, h) - \sum_d \sum_h Q_{ICE}(d, h) / Ref H_\eta \right) \quad \text{(Eq. 2.83)}$$

$$\frac{\sum_d \sum_h Q_{ICE,U}(d, h) / \sum_d \sum_h F_{ICE}(d, h)}{Ref H_\eta} + \frac{\sum_d \sum_h E_{ICE}(d, h) / \sum_d \sum_h F_{ICE}(d, h)}{Ref E_\eta} - 1 \geq 0 \quad \text{(Eq. 2.84)}$$

4.2 Optimización medioambiental

La optimización medioambiental se ha llevado a cabo basándose en la minimización de las emisiones de CO_{2eq}. Debido a que las restricciones técnicas de cada tecnología no varían, en este apartado únicamente se han definido las restricciones asociadas al impacto ambiental de cada una de ellas.

La función objetivo a minimizar son las emisiones de CO_{2eq} generadas para la fabricación de los equipos y durante la operación de la planta.

$$Min CO_{2_TOT} = CO_{2_FIX} + CO_{2_O\&M} \quad \text{Eq. 3.128}$$

Donde CO_{2_FIX} es el término fijo correspondiente a las emisiones generadas para la fabricación de los componentes (véase anexo C) y $CO_{2_O\&M}$ las emisiones producidas durante la operación de la planta.

El término fijo CO_{2_FIX} se calcula como el sumatorio del producto del factor de amortización ambiental FAM_{ENV} de la tecnología k y las emisiones generadas en su fabricación.

$$CO_{2_FIX} = \sum_k (FAM_{ENV,k} \cdot CO_{2,k}) \quad \text{Eq. 3.129}$$

El factor de amortización ambiental FAM_{ENV} se calcula como la inversa de la vida útil de cada una de las tecnologías, considerando un mismo peso ambiental para cada año de su vida útil.

$$FAM_{ENV,k} = 1/n_k \quad \text{Eq. 3.130}$$

Las emisiones durante la operación están asociadas al consumo de electricidad (399g de CO_{2eq}/kWh_e) y al consumo de gas natural (252g de CO_{2eq}/kWh), mientras que las emisiones durante el mantenimiento no se han tenido en cuenta.

$$\begin{aligned} CO_{2_O\&M}(d, h) = \\ = CO_{2_F} \cdot (F_{LTB}(d, h) + F_{ICE}(d, h)) + CO_{2_E}(d, h) \cdot (E_{DEM}(d, h) - E_{ICE}(d, h)) \end{aligned} \quad \text{Eq. 3.131}$$

4.2.1 Restricciones medioambientales

Para cada una de las tecnologías se dispondrá de las restricciones técnicas y legales definidas en el apartado anterior, las cuales no se desarrollarán de nuevo en este apartado. Únicamente se describirán las restricciones medioambientales, que sustituyen a las restricciones relativas al coste de equipos de la optimización económica.

4.2.1.1 Motores de combustión interna

Los kg de CO_{2eq} emitidos durante la fabricación de los motores es el producto de los kg emitidos por unidad ($CO_{2_ICE,pu}$) y el número de motores instalados ICE de valor inferior o igual a 2 ($ICE_MAX=2$).

$$CO_{2_ICE} = CO_{2_ICE,pu} \cdot ICE \quad \text{Eq. 3.132}$$

Las emisiones generadas para la fabricación de una unidad se calculan de acuerdo a la siguiente ecuación:

$$CO_{2_ICE,pu} = 226.16 \cdot E_{ICE_NOM} + 1556.9 \quad \text{Eq. 3.133}$$

Cuando se supone un número máximo de 2 unidades de micro-CHP a instalar, las emisiones generadas se calculan siguiendo los mismos pasos que en la optimización económica:

$$CO_{2_ICE} \geq 0 - \gamma_2 \cdot M - \gamma_3 \cdot M \quad \text{Eq. 3.134}$$

$$CO_{2_ICE} \leq 0 + (1 - \gamma_1) \cdot M \quad \text{Eq. 3.135}$$

$$CO_{2_ICE} \geq CO_{2_ICE,pu} - \gamma_1 \cdot M - \gamma_3 \cdot M \quad \text{Eq. 3.136}$$

$$CO_{2_ICE} \leq CO_{2_ICE,pu} + (1 - \gamma_2) \cdot M \quad \text{Eq. 3.137}$$

$$CO_{2_ICE} \geq 2 \cdot CO_{2_ICE,pu} - \gamma_1 \cdot M - \gamma_2 \cdot M \quad \text{Eq. 3.138}$$

$$CO_{2_ICE} \leq 2 \cdot CO_{2_ICE,pu} + (1 - \gamma_3) \cdot M \quad \text{Eq. 3.139}$$

4.2.1.2 Depósito de inercia

Los kg de CO_{2eq} emitidos para la fabricación de los depósitos de inercia se ajustan a la siguiente ecuación lineal:

$$CO_{2_STO} = 0.4505 \cdot V_{STO} + 645.52 \quad \text{Eq. 3.140}$$

4.2.1.3 Calderas de baja temperatura

La función para el cálculo de las emisiones generadas en la fabricación de calderas de baja temperatura es el producto del número de calderas a instalar (LTB=2) y la función lineal que determina las emisiones por unidad.

$$CO_{2_LTB} = LTB \cdot (10.93 \cdot Q_{LTB_NOM} + 1191.7) \quad \text{Eq. 3.141}$$

4.2.1.4 Solar fotovoltaica

Las emisiones de CO_{2eq} para la fabricación de los paneles fotovoltaicos (CO_{2_PV}) y los inversores (CO_{2_PVI}) son:

$$CO_{2_PV} = 1.23 \cdot 1000 \cdot E_{PV_NOM} \quad \text{Eq. 3.142}$$

$$CO_{2_PVI} = 70 \cdot E_{PV_NOM}$$

Eq. 3.143

4.3 Resultados del redimensionamiento de la planta

En la Tabla 3.11 se han recogido los resultados anuales de operación y dimensionamiento de los modelos optimizados y de la planta actual, mientras que la Tabla 3.12 incluye los costes y los indicadores energéticos y medioambientales de las soluciones obtenidas. En la optimización económica del redimensionamiento de la planta se ha incluido la posibilidad de dimensionar la planta con los mismos equipos seleccionados para la planta actual y tarifa sin discriminación horaria (NHD_NCV). Para ello se ha llevado a cabo la optimización con los valores de rendimientos y potencias nominales proporcionados por el fabricante, optimizando únicamente el número de equipos de esas características a instalar.

El coste de la infraestructura actual se debe corresponder con la infraestructura optimizada para que los resultados sean comparables, considerando el resto de los costes constantes. Los costes variables engloban a los motores, las calderas y sus quemadores, la instalación fotovoltaica (paneles e inversores) y el sistema de almacenamiento. Estos costes se pueden consultar en la partida de precios esquematizada en el anexo B. Asimismo, no se tiene en cuenta la electricidad consumida en las bombas que es aproximadamente de 10.6MWh anuales por no poder valorarse en la optimización.

Si se analizan los resultados de la Tabla 3.11 puede observarse que, tras realizarse el redimensionamiento de la planta, el número de motores necesarios es 1, tanto cuando se aplican criterios económicos de optimización como medioambientales. Esto se debe a que la minimización del coste de operación y el mejor seguimiento de la demanda térmica logrado mediante el escalonamiento de equipos no es suficiente para cubrir el sobrecoste de instalar dos equipos de menor potencia frente a un único motor de potencia mayor, ya que el coste por unidad de potencia es mayor en motores de menor tamaño.

En el caso de dimensionar la planta con el mismo tipo de motor instalado en la actualidad, el número de motores necesarios también sería 1. Esto se debe a que la instalación de un único motor es suficiente para cumplir con el porcentaje de demanda

ACS exigido. Por otra parte, la incorporación de más motores llevaría a una mayor generación de calor y electricidad, principalmente en los meses de invierno, permaneciendo prácticamente apagado en los meses de verano. De esta manera, los beneficios de la generación de otro motor no serían suficientes para amortizar el elevado coste del equipo.

La potencia eléctrica de micro-CHP a instalar también varía considerablemente respecto de la instalada en la actualidad (a excepción de la optimización con los mismos componentes), lo que se debe a los rendimientos considerados para la caldera de baja temperatura y la micro-CHP y a la retribución a la inversión. Mientras el fabricante de las calderas de baja temperatura instaladas en la actualidad determina que el rendimiento de éstas a alta temperatura es del 92.0%, el rendimiento medio de esta tecnología para dicha temperatura está en torno al 90.0%. Asimismo, los motores instalados Senertec-Dachs de 5,5 kWe tienen un rendimiento térmico y eléctrico del 61.0% y 26.8%, respectivamente, mientras que los rendimientos medios de los motores de micro-CHP de gas natural son del 60.3% y 30.4%, respectivamente. Una disminución del rendimiento de la caldera y un aumento del rendimiento global del motor da lugar a un incremento de la potencia eléctrica instalada en todos los casos optimizados. Esto se ve favorecido además por la retribución a la inversión percibida, que es función de la potencia eléctrica nominal instalada.

El tamaño de los motores para los casos optimizados con tarifa eléctrica con discriminación horaria es mayor que en la tarifa sin discriminación. En la optimización medioambiental la potencia eléctrica a instalar también es superior a la optimización con tarifa de coste fijo, debido a que el ratio de emisiones CO_{2E}/CO_{2Q} es mayor que el ratio de costes C_E/C_Q .

El empleo de un motor de mayor tamaño conlleva un aumento del volumen de acumulación respecto de la instalación actual. Cabe destacar, el aumento de volumen de la optimización medioambiental respecto de la optimización económica NHD, que se debe al aumento del tamaño del motor y a un seguimiento de la demanda térmica, dando lugar a mayores volúmenes de almacenamiento y un menor número de horas de funcionamiento del motor a pesar de este incremento.

	Unit	OPTIMIZATION					SIMULATION
		NHD	2PHD	SVHD	NHD_NCV	ENVIR.	NHD
INTERNAL COMBUSTION ENGINES							
Number of ICE	u	1	1	1	1	1	2
Electric power installed	kW	26.6	33.5	34.6	5.5	31.26	11
Hours of operation of ICE1	h	6039	2551	2488	8270	5341	8395
Hours of operation of ICE2	h	-	-	-	-	-	7580
Useful heat production	MWh/a	315.9	167.1	167.7	102.6	329.7	195.5
Electricity production	MWh/a	160.4	85.3	86.1	45.0	167.0	87.9
Fuel consumption	MWh/a	527.6	280.7	283.2	169.5	549.3	327.5
DHW demand coverage	%	77.63	37.17	33.53	35.40	78.56	67.45
LOW TEMPERATURE BOILERS							
Thermal power installed	kW	505.4	471.3	471.3	584.6	439.3	1000
Heat production in LTB	MWh/a	574.2	722.9	722.4	787.5	560.3	698.3
Fuel consumption in boilers	MWh/a	638.0	803.2	802.6	856.0	622.6	759.0
THERMAL ENERGY STORAGE SYSTEM							
TES capacity	kWh	50.4	71.0	80.1	10.9	107.7	45.4
TES volume	l	2167	3052	3443	720	4632	3000
PHOTOVOLTAIC PANELS							
PV energy installed	kW	0	0	0	0	18.4	58.7
Electricity production	MWh/a	0	0	0	0	25.5	81.2
ENERGY CONSUMPTIONS IN THE THERMAL INSTALLATION							
Overall fuel consumption	MWh/a	1165.5	1083.9	1085.9	1025.5	1171.9	1086.5
Overall efficiency of the thermal installation	%	90.13	89.99	89.90	91.2	90.20	90.35
Overall electricity production	MWh/a	160.4	85.3	86.1	169.5	192.5	169.1
Electricity purchase	MWh/a	369.7	444.8	444.0	360.6	337.6	361.0

Tabla 3.11 Resultados operacionales y de diseño de la planta actual y de la optimización económica y ambiental

Por otra parte, se observa que la relación entre el volumen y la capacidad térmica del tanque no es la misma en la optimización y la simulación, lo que se debe a que el salto de

temperatura en el motor Dachs instalado es de 13°C de acuerdo al modelo del ANNEX 42, mientras que este tipo de tecnología trabaja normalmente en un salto de 20°C.

En cuanto a la potencia nominal de las calderas, se ha reducido casi a la mitad en todos los casos optimizados, lo que resulta lógico ya que actualmente la primera de las calderas instaladas en cascada proporciona más del 90% de la energía producida por las mismas.

Respecto a la potencia fotovoltaica, se puede apreciar que su instalación supone una inversión inicial muy elevada que no se ve compensada económicamente por la electricidad generada a lo largo de los 25 años de su vida útil. El coste operacional sin la instalación fotovoltaica aumenta por la compra de electricidad, sin embargo, el coste de amortización anual disminuye, haciendo que el coste global sea inferior al de los casos con energía fotovoltaica. En el caso de la optimización medioambiental, la relación existente entre las emisiones evitadas mediante la instalación fotovoltaica y las emisiones generadas en la fabricación de los componentes de la misma, hace que sea medioambientalmente rentable la instalación de paneles fotovoltaicos, cuya superficie es bastante inferior a la instalada actualmente.

En la Tabla 3.12 se han presentado los resultados del análisis económico en el que se ha calculado el coste medio anual del consumo de gas natural y del consumo de electricidad por vivienda, para estimar cómo podría afectar cada uno de los casos a los usuarios de la planta. El menor coste global para las tecnologías genéricas se encuentra para la tarifa 2PHD, lo que se debe a un menor coste operacional de la planta, mientras la tarifa sin discriminación NHD presenta los menores costes de inversión pero lo mayores costes globales en la optimización. Cuando se emplean las mismas tecnologías (NHD_NCV), el coste global presentado es menor, debido a los mejores rendimientos del equipo seleccionado frente a los rendimientos medios de la tecnología.

Asimismo, se muestran los resultados del REE, las emisiones generadas y la energía primaria consumida en cada uno de los casos. El REE mejora notablemente, lo que se debe a la relación existente entre los rendimientos térmico y eléctrico de los motores. Mientras, en el caso de redimensionar la planta con las tecnologías existentes (NHD_NCV) el REE sólo mejora ligeramente. Este mismo motivo, junto con un menor

rendimiento de la caldera en los casos optimizados, hace que las emisiones de la solución óptima ambiental sean superiores a los de la instalación actual.

	Unit	OPTIMIZATION				SIMULATION	
		NHD	2PHD	SVHD	NDH_NCV	ENVIR.	NHD
ENERGETIC AND ENVIRONMENTAL INDICATORS							
Equivalent electric efficiency (REE)	%	90.83	89.76	88.89	81.0	91.27	79.71
CO _{2eq} emissions of components	Ton	19.8	21.7	22.2	12.5	46.4	109.5
Annual CO _{2eq} emissions of components	Ton/a	1.3	1.4	1.5	0.8	2.3	4.9
Operation CO _{2eq} emissions	Ton/a	441.2	450.6	450.8	402.3	430.0	417.9
Annual overall CO _{2eq} emissions	Ton/a	442.5	452.1	452.3	403.1	432.3	422.8
Primary Energy Saving (PES)	%	25.4	25.2	25.0	20.8	25.5	20.6
Primary Energy Saving (PES)	MWh/a	179.8	94.5	94.5	44.5	188.1	85.1
ECONOMIC RESULTS							
Investment cost	€	67491	75600	77307	37666	123245	203579
Annual amortization with Rinv	€/a	5644	6202	6329	3438	10608	14666
O&M cost	€/a	118209	111950	113996	106224	115445	113370
Fuel consumption cost	€/a	66739	62063	62176	58721	67103	62213
Electricity purchase cost	€/a	45884	46208	48113	44749	41899	44803
Maintenance fix cost	€/a	1576	1546	1554	1629	2268	4156
Maintenance variable cost	€/a	4010	2133	2153	1126	4175	2198
Annual overall cost	€/a	123852	118152	120325	109662	126053	128036
O&M cost by user	€/(a-user)	691.3	654.7	666.6	621.2	675.1	663.0
Overall cost by user	€/(a-user)	724.3	690.9	703.7	641.3	737.2	748.7

Tabla 3.12 Resultados económicos y ambientales de la planta actual y de la optimización

5 Conclusiones

En este capítulo se presenta la optimización de la operación y el redimensionamiento de una instalación real de micro-CHP. La optimización se ha llevado a cabo para dos criterios diferenciados: 1) la minimización del coste global de la planta y 2) la minimización de las emisiones de CO_{2eq} generadas.

A partir de los resultados de la optimización económica de la operación se puede afirmar que la operación óptima responde al seguimiento de la demanda térmica en el caso de tarifa NHD y del precio de la electricidad en el caso de tarifa 2PHD y SVHD. Se ha observado una relación directa entre los precios de mercado y el modo de operación óptimo, estableciendo un ratio mínimo entre el coste de la electricidad y el coste del gas natural a partir del cual la operación óptima se corresponde con un seguimiento de la demanda térmica. Este ratio mínimo está relacionado con los rendimientos de la unidad de micro-CHP y el rendimiento de la caldera de apoyo, por lo que será válido también para determinar la operación óptima de acuerdo a un criterio medioambiental. Así, si la relación de emisiones de la electricidad y el gas natural es mayor a dicho valor, el sistema debería operar de acuerdo a la demanda térmica, mientras que en caso contrario operaría únicamente para proporcionar la cobertura mínima de ACS exigida.

De las tarifas analizadas, la tarifa 2PHD es la que presenta los menores costes en todos los casos, incluido el modo de funcionamiento actual de la instalación. Este coste se ve disminuido, a su vez, si los motores operasen solamente en las horas pico y se apagasen en las valle. Este modo de operación supondría un ligero aumento de las emisiones de GEI respecto del modo de operación actual.

Si se compara la operación optimizada con la de la planta simulada, se observa que en el día de mínima demanda no se ajusta el funcionamiento en todas las horas. Esto se debe, en gran parte, a la inercia del depósito de ACS –no considerado en la optimización– al realizar el estudio para la demanda térmica total de la planta, sin diferenciar entre los circuitos de calefacción y ACS, cuyo suministro se lleva a cabo al mismo nivel de temperatura. Debido a la menor demanda de ACS respecto de la de calefacción, la inercia del depósito de inercia no afecta en gran medida en los resultados generales.

En lo referente al modelado del problema, cabe destacar el dimensionamiento de las unidades de micro-CHP, para las cuales se desconoce tanto la potencia nominal de los equipos a instalar como el número de equipos. Se ha definido el modelo para cualquiera que sea el número de equipos a instalar, así como el modelado de la operación de los mismos.

Respecto a los resultados del redimensionamiento de la planta, el tamaño de los motores es mayor en todos los casos optimizados, lo que se debe a la diferencia entre los

rendimientos medios de la tecnología y los rendimientos específicos del motor seleccionado en la planta y a la función del coste de inversión del motor, cuyo valor por unidad de potencia disminuye al aumentar el tamaño de éste. Si se supone el mismo motor instalado y se optimiza el número de equipos a instalar, se observa que el número de equipos a instalar es la unidad, operando para garantizar la cobertura mínima de ACS. Esto proporciona una idea sobre la importancia de un estudio post-optimal de selección y redimensionamiento de los equipos seleccionados.

Por otra parte, el coste de inversión disminuye considerablemente en redimensionamiento óptimo económico. Esto se debe a la elevada inversión de los paneles fotovoltaicos, por lo que con el marco legislativo actual no interesaría su instalación desde un punto de vista económico.

Desde un punto de vista medioambiental, destacar la escasa influencia de las emisiones generadas en la fabricación de equipos respecto de las emitidas en la operación. El caso actual y el óptimo ambiental son los que más CO_{2eq} generan en la fabricación de los equipos, lo que se debe en gran parte a la instalación de paneles fotovoltaicos. El proceso de fabricación de las células fotovoltaicas, si bien es menos contaminante con el paso de los años, sigue requiriendo un consumo de energía y generando unas emisiones de GEI que deben tenerse en cuenta. No obstante, si se comparan las emisiones durante la fabricación con las emisiones globales de la planta actual se observa que apenas representan un 1.15%, mientras que en las configuraciones sin fotovoltaica este valor está en torno a un 0.3-0.35%. Se puede afirmar, por lo tanto, que las emisiones en la fase de fabricación de los sistemas de cogeneración se pueden despreciar. No obstante, cuando se incorporan tecnologías con un proceso de fabricación más contaminante, como es el caso de los paneles fotovoltaicos, es recomendable analizar dicha fase para determinar su impacto y considerar si puede o no despreciarse.

CAPÍTULO 4: HIBRIDACIÓN DE SISTEMAS DE GENERACIÓN EN EDIFICIOS

1 Introducción y objetivos

La hibridación de sistemas energéticos se basa en la integración combinada de tecnologías de recursos renovables y no renovables y almacenamiento térmico. Dependiendo del tipo de tecnologías seleccionadas, de su integración combinada y, por consiguiente, de las interconexiones entre las mismas, se pueden configurar diferentes sistemas híbridos. Las tecnologías pueden integrarse en la estructura del sistema global, bien vinculadas a otras tecnologías u operando de forma independiente. Para ello, es necesario analizar exhaustivamente los vínculos entre las distintas tecnologías que puedan afectar al diseño y a la eficiencia global y local. Una estrategia de hibridación óptima constituye una mejor solución que las tecnologías instaladas individualmente, dando lugar a sistemas más sostenibles, con mayor aprovechamiento de la energía y menores costes.

En este capítulo se presenta un método de optimización basado en programación lineal para el diseño y síntesis de instalaciones térmicas en edificios. El método se ha aplicado a la instalación de calefacción y ACS del edificio Salburua 176, presentándose una selección de tecnologías acorde a las empleadas actualmente en bloques de viviendas. Para ello se ha definido una superestructura que engloba todas las tecnologías candidatas y las interconexiones entre ellas. La superestructura permite analizar diferentes opciones de diseño simultáneamente de forma automática. El tiempo de computación requerido dependerá del tipo de modelo de optimización, del potencial del software empleado, de la definición del problema y de su precisión.

La optimización basada en MILP se ha llevado a cabo de acuerdo a un criterio económico y medioambiental, obteniendo las estructuras óptimas que minimizan los costes globales de la planta y las emisiones de $\text{CO}_{2\text{eq}}$, respectivamente. Posteriormente, se ha presentado el modelo de una optimización multiobjetivo, que minimiza al mismo tiempo los costes y las emisiones de $\text{CO}_{2\text{eq}}$. Para finalizar se ha realizado un análisis de sensibilidad que determina cómo varía la configuración de la planta al variar ciertos factores económicos (supresión de las retribuciones a la generación eléctrica, ratio entre el precio de la electricidad y del gas natural, tipo de tarifa eléctrica) y energéticos (mix energético).

2 Superestructura de sistemas híbridos

En el capítulo 3 se desarrolla el código de optimización lineal para determinar el modo de operación óptimo de la planta existente y el dimensionamiento óptimo de la planta de micro-CHP de Salburua 176 para las tecnologías ya seleccionadas. En el capítulo 5 se da un paso más y se define una superestructura, que engloba diversas tecnologías empleadas actualmente en instalaciones de generación térmica y eléctrica en edificios, con el fin de obtener la síntesis óptima de acuerdo a distintos criterios de optimización (económico, medioambiental y multiobjetivo).

Para ello, es requisito indispensable definir las tecnologías que entrarán a formar parte de la superestructura y llevar a cabo una revisión bibliográfica exhaustiva para determinar las características técnicas, coste e impacto ambiental de cada una de ellas, y las diferentes funciones que relacionan estos aspectos con la potencia nominal (véase anexo C). Las relaciones obtenidas que no respondan a funciones lineales se han linealizado con el método de linealización que representa adecuadamente el problema.

Hay que tener en cuenta que los equipos se modelan como una “caja negra”, de modo que no se tiene en cuenta el proceso de combustión de los equipos en los que se produzca. Esto requeriría un mayor detalle en la construcción de cada uno de los modelos de equipos individuales, que no es el objetivo de este estudio, en el que se busca una aproximación general y una comparativa entre las distintas tecnologías.

En la superestructura se han incluido las siguientes tecnologías, por considerarse las más comúnmente empleadas actualmente en las instalaciones del sector residencial.

Generación térmica:

- Calderas de condensación de gas natural (Condensing Boiler: CB)
- Calderas de baja temperatura de gas natural (Low Temperature Boiler: LTB)
- Calderas de biomasa de pellets (Biomass Boiler: BB)
- Colectores solares térmicos (Solar Thermal: ST)
- Bombas de calor aire-agua (Heat Pump: HP)

Almacenamiento:

- Depósitos de inercia (Thermal Energy Storage: TES)

Generación eléctrica:

- Paneles fotovoltaicos (Photovoltaic: PV)

Generación combinada de calor y electricidad

- Motores de combustión interna alternativos de gas natural (Internal Combustion Engine: ICE)

La superestructura se ha dividido en dos niveles de temperatura en función de la temperatura de las unidades terminales y el ACS: alta temperatura (high temperature HT) para un intervalo 60-80°C y baja temperatura (low temperature LT) para 35-55°C. En la generación de ACS se requiere una temperatura de acumulación mínima de 60°C por motivos de salubridad, por lo que será necesario en cualquier caso disponer de equipos de generación de HT que permitan alcanzar esta temperatura. En lo que a la demanda de calefacción se refiere, ésta puede disponer de unidades terminales a HT (radiadores convencionales) o a LT (radiadores de baja temperatura o suelo radiante). El tipo de unidad terminal es una variable dentro del modelo de optimización que establecerá en cada caso si es preferible la generación de HT o LT, sin posibilidad, en ningún caso, de disponer simultáneamente de unidades terminales a diferentes temperaturas. De esta manera, la instalación de generadores de HT para uso de calefacción excluiría la instalación de generadores de LT para tal efecto, y viceversa. Resumiendo, la demanda de ACS pueda estar cubierta por equipos de generación a alta

temperatura, mientras que la demanda de calefacción puede generarse bien a alta o baja temperatura.

Las tecnologías de generación seleccionadas en ambos niveles de temperatura son las tecnologías más comúnmente instaladas actualmente en edificios residenciales. Dentro de la generación a HT se distinguen calderas de biomasa (BB), motores de combustión interna alternativos (ICE), calderas de condensación (CB_HT) y solar térmica (ST_HT). La generación de calor mediante colectores solares planos se empleará únicamente para ACS en este nivel de temperatura.

Dentro de las tecnologías propuestas para la generación a LT están la solar térmica (ST_LT), las calderas de condensación (CB_LT), las calderas de baja temperatura (LTB) y las bombas de calor aire-agua (HP).

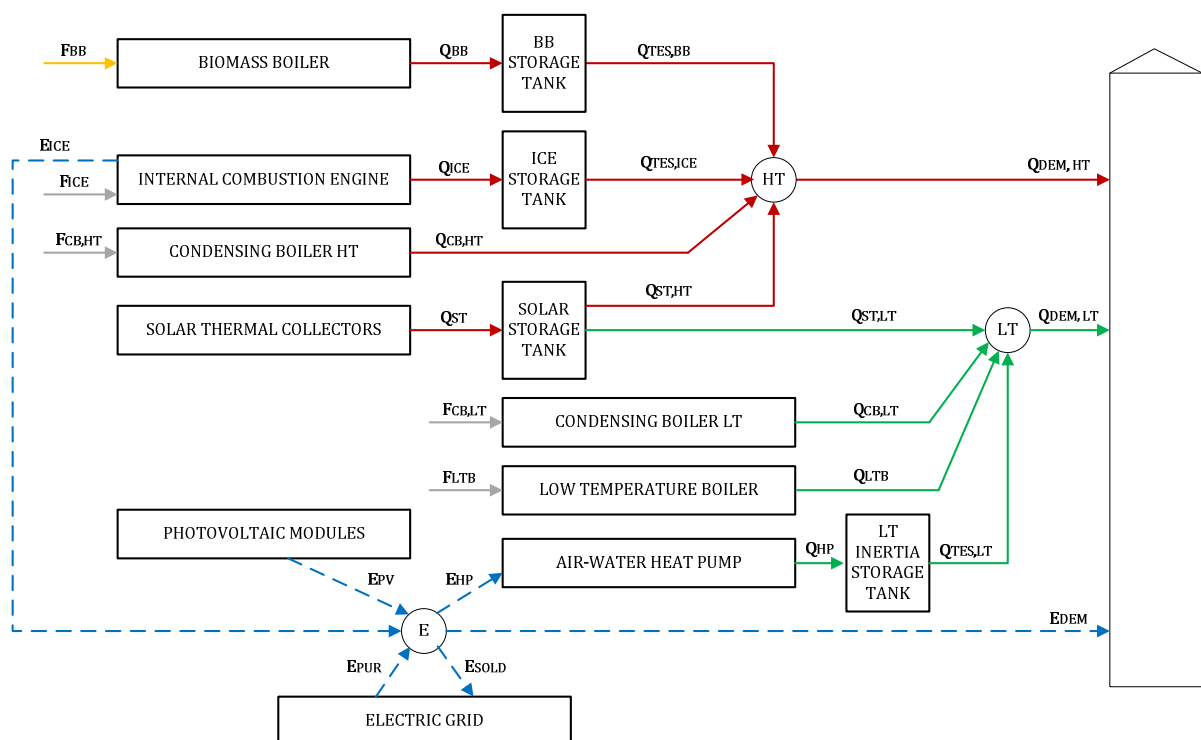


Fig. 4.1 Superestructura

De acuerdo a los rendimientos exigidos en el Real Decreto 238/2013 [75], que modifica determinados artículos del RITE 2007, únicamente se podrán instalar calderas de condensación cuando se emplee como combustible gas natural. Quedan excluidas de

este cumplimiento las calderas de baja temperatura a pesar de no alcanzar los valores mínimos. Esto se debe a que cuando las LTB trabajan a menores temperaturas su rendimiento es mayor, por lo que no se ha tenido en cuenta esta tecnología dentro de HT por no estar enfocado su uso para ese nivel de temperatura.

En la Fig. 4.1 se muestra la posibilidad de instalar una caldera de condensación para cada nivel de temperatura, en lugar de una única que pueda abastecer la demanda a ambos niveles de temperatura. A pesar de que la opción considerada implica una mayor inversión inicial, son las ventajas que presenta esta propuesta respecto de la segunda las que han llevado a seleccionarla. Entre las ventajas de considerar la instalación de una caldera para cada nivel de temperatura se encuentran las siguientes: un mejor ajuste del suministro a la demanda, la simplificación de la instalación hidráulica y mejores rendimientos.

Por otra parte, en el esquema de la superestructura (Fig. 4.) se puede observar que se dispone de cuatro depósitos de inercia. Dos de ellos para HT (BB y ICE), otro para la tecnología solar térmica que requiere su propio sistema de almacenamiento (ST) y otro para LT (HP). Deben existir sistemas de almacenamiento de inercia diferentes en función del nivel de temperatura; no obstante, se podría entender el empleo de un sistema común de inercia para HT, sin distinguir entre el de la BB y el de ICE. El empleo de dos sistemas diferenciados está justificado por la necesidad de conocer el calor útil proporcionado por la unidad de micro-CHP para determinar su REE y garantizar el cumplimiento del REE_{\min} . La configuración considerada para la integración de los depósitos de inercia es la correspondiente a la configuración 3 analizada en el capítulo 2: integración intermedia con posibilidad de carga y descarga simultánea a modo de compensador.

Finalmente, se han considerado sistemas de generación eléctrica, entre los que se encuentran los motores de micro-CHP (ICE) empleados a su vez para la generación térmica a HT y la tecnología solar fotovoltaica (PV). La electricidad generada puede ser autoconsumida si es menor que la demanda de electricidad (demanda del edificio y abastecimiento a la bomba de calor), o vertida a red si es mayor.

Debido a que se dispone de dos sistemas de generación que aprovechan la energía solar (ST y PV), se ha establecido en qué parte del edificio irá instalada cada uno, de modo que el sistema solar fotovoltaico se instalará sobre fachada, y el solar térmico sobre cubierta.

Se considera la instalación de un solo equipo por tecnología, dejando la posibilidad de instalación de equipos en cascada a un estudio post-optimal que no se desarrollará en esta tesis doctoral.

3 Optimización económica de la generación combinada

El objetivo es determinar la síntesis óptima que minimice el coste global anual de la planta garantizando el suministro de energía térmica y eléctrica.

3.1 Función objetivo

La función objetivo representa, por lo tanto, la minimización del coste global que incluye costes fijos de inversión y mantenimiento y costes variables de operación y mantenimiento y la retribución a la inversión de las tecnologías de generación eléctrica ($R_{INV,ICE}=161.61\text{€/kW}$; $R_{INV,PV}=146.68\text{€/kW}$).

$$\text{Min } C_{TOT} = C_{INV} + C_{O\&M} \quad (\text{Eq. 2.27})$$

$$C_{INV} = \sum_k \left(CRF_k \cdot C_k + C_{FM,k} - R_{INV,k} \cdot \frac{3}{n_k} \cdot E_{NOM,k} \right) \quad (\text{Eq. 3.33})$$

$$CRF_k = \frac{i \cdot (1 + i)^{n_k}}{(1 + i)^{n_k} - 1} \quad (\text{Eq. 2.29})$$

Donde i es el interés (5%) y n_k número de años de vida útil, que varía en función de la tecnología y se recogen en la Tabla 4.1.

n _k (years)	
BB	15
ICE	15
CB	15
ST	25
LTB	15
HP	20
PV	25

Tabla 4.1 Número de años de vida útil por tecnología

El coste de operación y mantenimiento anual $C_{O\&M}$ engloba el coste del consumo de gas natural ($c_{NG}=5.73\text{c€}/\text{kW}$) en las calderas de condensación y baja temperatura y la unidad de micro-CHP, el coste del consumo de pellets ($c_{BB}=5.19\text{c€}/\text{kW}$) en la caldera de biomasa, el coste de la electricidad comprada con tarifa NHD ($c_{EPUR}=12.41\text{c€}/\text{kW}$), los beneficios de la venta de energía eléctrica por tecnología ($c_{ESOLD,ICE}=4.58\text{c€}/\text{kW}$; $c_{ESOLD,PV}=5.06\text{c€}/\text{kW}$), las retribuciones a la operación de los sistemas de generación eléctrica asociados a esta electricidad vendida ($R_{O,ICE}=77.27\text{€}/\text{MWe}$; $R_{O,PV}=0\text{€}/\text{MWe}$) y el coste de mantenimiento de la unidad de micro-CHP que depende de la energía eléctrica generada ($c_{VM,ICE}=2.8\text{c€}/\text{kWe}$).

$$C_{O\&M} = \sum_d \sum_h C_{O\&M}(d, h) \cdot ntd(d) \quad (\text{Eq. 2.30})$$

$$C_{O\&M}(d, h) = c_{NG} \cdot (F_{CB,HT}(d, h) + F_{ICE}(d, h) + F_{CB,LT}(d, h) + F_{LTB}(d, h)) + c_{BB} \cdot F_{BB}(d, h) + c_{EPUR}(d, h) \cdot E_{PUR}(d, h) - c_{ESOLD,k}(d, h) \cdot E_{SOLD,k}(d, h) - R_{O,k}(d, h) \cdot E_{SOLD,k}(d, h) + c_{VM}(d, h) \cdot E_{ICE}(d, h) \quad \text{Eq. 4.1}$$

3.2 Restricciones técnicas, económicas y legales

3.2.1 Suministro de demanda térmica

Debido a que en la hibridación de sistemas se dispone de tecnologías que pueden operar a diferentes temperaturas, la demanda de energía térmica se divide en demanda de calor

a alta y a baja temperatura, dependiendo de las unidades terminales disponibles en el edificio.

$$Q_{DEM}(d, h) = Q_{HEAT}(d, h) + Q_{DHW}(d, h) \quad \text{Eq. 4.2}$$

La demanda de calor total será la suma de la demanda de calefacción y agua caliente. En el caso de ACS la temperatura de suministro deberá ser a alta temperatura, mientras que la demanda de calefacción podrá cubrirse con equipos que operan a alta temperatura (HT) cuando se dispone de radiadores convencionales, o con equipos de baja temperatura (LT) cuando se instalan radiadores de baja temperatura o suelo radiante.

Por ello, la demanda de calor a alta temperatura será la suma de la demanda de ACS y de la demanda de calefacción, cuando la generación de esta última se produzca con equipos de alta temperatura. Para determinar si las unidades terminales (UT) de calefacción serán de alta o baja temperatura, se empleará una variable binaria $HEAT_{HT}$ que tomará valor unidad cuando se empleen UT de alta temperatura y 0 cuando éstas sean de baja temperatura. La resolución del modelo determinará si es preferible que la generación de energía térmica de calefacción sea a HT ($HEAT_{HT} = 1$) o a LT ($HEAT_{HT} = 0$). No se ha entrado a valorar el coste de inversión de las UT.

$$Q_{DEM_HT}(d, h) = Q_{DHW}(d, h) + Q_{HEAT,HT}(d, h) \cdot HEAT_{HT} \quad \text{Eq. 4.3}$$

$$Q_{DEM_LT}(d, h) = Q_{HEAT,LT}(d, h) \cdot (1 - HEAT_{HT}) \quad \text{Eq. 4.4}$$

$$HEAT_{HT} \text{ bin} \quad \text{Eq. 4.5}$$

3.2.1.1 Balance de energía en nodo HT: suministro a alta temperatura

$$Q_{DEM_HT}(d, h) = Q_{TES,BB}(d, h) + Q_{TES,ICE}(d, h) + Q_{CB,HT}(d, h) + Q_{ST,HT}(d, h) \quad \text{Eq. 4.6}$$

3.2.1.2 Balance de energía en nodo LT: suministro a baja temperatura

$$Q_{DEM_LT}(d, h) = Q_{ST,LT}(d, h) + Q_{CB,LT}(d, h) + Q_{LTB}(d, h) + Q_{TES,LT}(d, h) \quad \text{Eq. 4.7}$$

3.2.2 Suministro de demanda de electricidad

Para determinar las tecnologías involucradas en la generación de electricidad, así como la electricidad de red requerida y vertida a la misma, se lleva a cabo el balance energético en el nodo E.

$$E_{PV}(d, h) + E_{ICE}(d, h) + E_{PUR}(d, h) = E_{HP}(d, h) + E_{SOLD}(d, h) + E_{DEM}(d, h) \quad \text{Eq. 4.8}$$

Donde E_{PUR} es la electricidad comprada a red y E_{SOLD} la electricidad vendida. Como puede observarse, la ecuación anterior incluye dos situaciones que no pueden darse al mismo tiempo, como son la compra y la venta de electricidad. Nos encontramos con una decisión del tipo if-else, de manera que, si la generación es mayor que la demanda, la electricidad sobrante se vierte a red, y en caso contrario, se compra electricidad a la red. Debido a esta imposibilidad de que se produzcan las dos situaciones a la vez, es necesario introducir dos variables binarias $PUR(d, h)$ y $SOLD(d, h)$ que determinen cuando se produce cada una de las situaciones. Esto es, la instalación opera de modo que la electricidad generada es autoconsumida por el edificio, vertiendo los excedentes a red cuando sea posible ($PUR(d, h)=0; SOLD(d, h)=1$), o suministrándose de la misma cuando la electricidad producida no sea suficiente para cubrir la demanda ($PUR(d, h)=1; SOLD(d, h)=0$). Para linealizar esta situación se emplea el método de la gran M explicado en el capítulo 2 para la activación o desactivación de restricciones disyuntivas.

$$E_{PUR}(d, h) \leq E_{HP}(d, h) + E_{DEM}(d, h) - E_{PV}(d, h) - E_{ICE}(d, h) + (1 - PUR(d, h)) \cdot M \quad \text{Eq. 4.9}$$

$$E_{PUR}(d, h) \geq E_{HP}(d, h) + E_{DEM}(d, h) - E_{PV}(d, h) - E_{ICE}(d, h) - (1 - PUR(d, h)) \cdot M \quad \text{Eq. 4.10}$$

$$E_{SOLD}(d, h) \leq E_{PV}(d, h) + E_{ICE}(d, h) - E_{HP}(d, h) - E_{DEM}(d, h) + (1 - SOLD(d, h)) \cdot M \quad \text{Eq. 4.11}$$

$$E_{SOLD}(d, h) \geq E_{PV}(d, h) + E_{ICE}(d, h) - E_{HP}(d, h) - E_{DEM}(d, h) - (1 - SOLD(d, h)) \cdot M \quad \text{Eq. 4.12}$$

$$E_{PV}(d, h) + E_{ICE}(d, h) + E_{PUR}(d, h) = E_{HP}(d, h) + E_{SOLD}(d, h) + E_{DEM}(d, h) \quad \text{Eq. 4.13}$$

$$PUR(d, h), SOLD(d, h) \text{ bin} \quad \text{Eq. 4.14}$$

$$PUR(d, h) + SOLD(d, h) = 1 \quad \text{Eq. 4.15}$$

Si se atiende a la compra de electricidad ($PUR(d, h)=1; SOLD(d, h)=0$) las ecuaciones anteriores quedan de la siguiente forma:

$$E_{PUR}(d, h) \leq E_{HP}(d, h) + E_{DEM}(d, h) - E_{PV}(d, h) - E_{ICE}(d, h) + (1 - 1) \cdot M$$

$$E_{PUR}(d, h) \geq E_{HP}(d, h) + E_{DEM}(d, h) - E_{PV}(d, h) - E_{ICE}(d, h) - (1 - 1) \cdot M$$

$$E_{SOLD}(d, h) \leq E_{PV}(d, h) + E_{ICE}(d, h) - E_{HP}(d, h) - E_{DEM}(d, h) + (1 - 0) \cdot M$$

$$E_{SOLD}(d, h) \geq E_{PV}(d, h) + E_{ICE}(d, h) - E_{HP}(d, h) - E_{DEM}(d, h) - (1 - 0) \cdot M$$

$E_{PUR}(d, h)$ queda definido, mientras que las restricciones para obtener $E_{SOLD}(d, h)$ quedan desplazadas de la zona de factibilidad, al tener M un valor elevado. El valor de $E_{SOLD}(d, h)$ se obtiene directamente del balance en el nodo E.

$$E_{SOLD}(d, h) = E_{PV}(d, h) + E_{ICE}(d, h) + E_{PUR}(d, h) - E_{HP}(d, h) - E_{DEM}(d, h)$$

En el caso de la venta de electricidad ($PUR(d, h)=0$; $SOLD(d, h)=1$):

$$E_{PUR}(d, h) \leq E_{HP}(d, h) + E_{DEM}(d, h) - E_{PV}(d, h) - E_{ICE}(d, h) + (1 - 0) \cdot M$$

$$E_{PUR}(d, h) \geq E_{HP}(d, h) + E_{DEM}(d, h) - E_{PV}(d, h) - E_{ICE}(d, h) - (1 - 0) \cdot M$$

$$E_{SOLD}(d, h) \leq E_{PV}(d, h) + E_{ICE}(d, h) - E_{HP}(d, h) - E_{DEM}(d, h) + (1 - 1) \cdot M$$

$$E_{SOLD}(d, h) \geq E_{PV}(d, h) + E_{ICE}(d, h) - E_{HP}(d, h) - E_{DEM}(d, h) - (1 - 1) \cdot M$$

Se obtiene el valor de $E_{SOLD}(d, h)$ y se desplazan las restricciones de $E_{PUR}(d, h)$, calculando posteriormente este valor al aplicar el balance de energía en el nodo E.

$$E_{PUR}(d, h) = E_{DEM}(d, h) + E_{HP}(d, h) - E_{SOLD}(d, h) - E_{PV}(d, h) - E_{ICE}(d, h)$$

3.2.3 Balances por tecnologías

3.2.3.1 Caldera de biomasa

El calor generado en la caldera de biomasa debe ser igual o inferior al producto del calor nominal Q_{BB_NOM} de la caldera a instalar y una variable binaria que representa la instalación o no de esta tecnología (BB). La variable binaria BB toma el valor unidad cuando se requiere la instalación de una caldera de biomasa y 0 en caso contrario.

$$Q_{BB}(d, h) \leq Q_{BB_NOM} \cdot BB \tag{Eq. 4.16}$$

Este producto de variables que representa una función no lineal, se linealiza mediante el método de la gran M y teniendo en cuenta que las calderas de biomasa generalmente modulan a partir de una carga parcial del 30% de la producción térmica nominal

instalada. Por otra parte, es preferible que una caldera de biomasa opere de manera continuada para evitar que su vida útil se vea mermada. Por este motivo, en el caso de que se instale una caldera de estas características y opere, el calor generado $Q_{BB}(d,h)$ debe ser igual o superior al 30% de la energía térmica nominal Q_{BB_NOM} . Se considera un rendimiento η_{BB} fijo, independientemente de la carga, y de valor 91.10%.

$$Q_{BB}(d, h) \leq 0 + BB \cdot M \quad \text{Eq. 4.17}$$

$$Q_{BB}(d, h) \geq 0 - BB \cdot M \quad \text{Eq. 4.18}$$

$$Q_{BB}(d, h) \leq Q_{BB_NOM} \quad \text{Eq. 4.19}$$

$$Q_{BB}(d, h) \geq 0.3 \cdot Q_{BB_NOM} - (1 - BB) \cdot M \quad \text{Eq. 4.20}$$

$$BB \text{ bin} \quad \text{Eq. 4.21}$$

$$F_{BB}(d, h) = \frac{Q_{BB}(d, h)}{\eta_{BB}} \quad \text{Eq. 4.22}$$

La potencia nominal instalada se ve, a su vez, condicionada por los datos económicos disponibles. En las gráficas coste-potencia del anexo C, se puede observar que se dispone de los datos económicos a partir de un determinado valor de potencia. En este estudio, no se ha considerado la posibilidad de instalar equipos con potencia inferior al valor mínimo de la curva. Por ello, en el caso de que se instale una tecnología la potencia nominal instalada deberá ser igual o superior a la mínima potencia de la que se disponen datos (Q_{BB_MIN} , en este caso igual a 16kW).

$$Q_{BB_NOM} \leq 0 + M \cdot BB \quad \text{Eq. 4.23}$$

$$Q_{BB_NOM} \geq 0 - M \cdot BB \quad \text{Eq. 4.24}$$

$$Q_{BB_NOM} \geq Q_{BB_MIN} - M \cdot (1 - BB) \quad \text{Eq. 4.25}$$

$$F_{BB_NOM} = \frac{Q_{BB_NOM}}{\eta_{BB}} \quad \text{Eq. 4.26}$$

El coste de inversión incluye por una parte, el coste de la caldera de biomasa y los auxiliares considerados, y por otra, el coste relativo al sistema de almacenamiento térmico requerido.

$$C_{BB} \leq 0 + M \cdot BB \quad \text{Eq. 4.27}$$

$$C_{BB} \geq 0 - M \cdot BB \quad \text{Eq. 4.28}$$

$$C_{BB} \leq (197.61 \cdot Q_{BB_NOM} + 14504) + M \cdot (1 - BB) \quad \text{Eq. 4.29}$$

$$C_{BB} \geq (197.61 \cdot Q_{BB_NOM} + 14504) - M \cdot (1 - BB) \quad \text{Eq. 4.30}$$

El calor útil obtenido de la caldera de biomasa será el descargado por el depósito de inercia de esta caldera.

$$Q_{STO, BB}(d, h) = Q_{STO, BB}(d, h - 1) + Q_{BB}(d, h) - Q_{TES, BB}(d, h) - Q_{LOSS, BB}(d, h) \quad \text{Eq. 4.31}$$

$$Q_{LOSS, BB}(h) = 0.01 \cdot Q_{STO, BB}(d, h - 1) \quad \text{Eq. 4.32}$$

$$Q_{TES, BB}(d, h) \leq Q_{STO, BB}(d, h - 1) \quad \text{Eq. 4.33}$$

$$Q_{STO, BB}(d, h) \leq Q_{CAP, BB} \quad \text{Eq. 4.34}$$

El coste del depósito será nulo cuando no se instala la caldera de biomasa, y se calculará a partir de la función coste-volumen linealizada en el caso de que se instale. Para solucionar esta situación que responde a una función if-else, se emplea la variable binaria BB y el método de la gran M .

$$C_{TES, BB} \leq M \cdot BB \quad \text{Eq. 4.35}$$

$$C_{TES, BB} \geq -M \cdot BB \quad \text{Eq. 4.36}$$

$$C_{TES, BB} \leq 3.1635 \cdot x_1 + 1.7601 \cdot x_2 + 701.69 \cdot \lambda_2 + 1.0360 \cdot x_3 + 1358.3 \cdot \lambda_3 + M \cdot (1 - BB) \quad \text{Eq. 4.37}$$

$$C_{TES, BB} \geq 3.1635 \cdot x_1 + 1.7601 \cdot x_2 + 701.69 \cdot \lambda_2 + 1.0360 \cdot x_3 + 1358.3 \cdot \lambda_3 - M \cdot (1 - BB) \quad \text{Eq. 4.38}$$

$$V_{TES,BB} = x_1 + x_2 + x_3 \quad \text{Eq. 4.39}$$

$$\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3 \text{ bin} \quad \text{(Eq. 2.69)}$$

$$\lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_3 = 1 \quad \text{(Eq. 2.70)}$$

$$0 \leq x_1 \leq 500 \cdot \lambda_1 \quad \text{(Eq. 2.71)}$$

$$500 \cdot \lambda_2 \leq x_2 \leq 1000 \cdot \lambda_2 \quad \text{(Eq. 2.72)}$$

$$1000 \cdot \lambda_3 \leq x_3 \leq V_{max} \cdot \lambda_3 \quad \text{Eq. 4.40}$$

En un primer momento, cabría pensar que no sería necesaria la aplicación del método de la gran M, ya que el volumen del depósito se calcula directamente a partir del calor proporcionado por la caldera de biomasa, de modo que si ésta no se instala, no genera energía térmica y la capacidad del depósito es 0. No obstante, todo método de optimización calcula el punto óptimo con una tolerancia en el error que, en este caso, es de un 0.5%. A pesar de ser una tolerancia baja, no restringir la existencia de los depósitos de inercia a la instalación de la tecnología a la que están vinculados, puede llevar a que en la solución final se obtenga la instalación del depósito con un volumen muy pequeño, pero cuyo coste se encuentre dentro de los límites de tolerancia.

3.2.3.2 Motor de combustión interna

Las restricciones que determinan la instalación de un motor de combustión interna se ajustan a las definidas en el capítulo 3. La única diferencia que se presenta respecto a lo desarrollado en el capítulo anterior, es que ahora se dispone de más de una tecnología renovable o de alta eficiencia que cumpla con el requisito de cubrir un mínimo porcentaje de ACS. En el modelo desarrollado para ICE en el capítulo anterior, se introduce la variable binaria *ICE*, que establece si la tecnología se instala o no.

$$C_{ICE,pu} = 5714.70 \cdot x_1 + 2676.37 \cdot x_2 + 3038.33 \cdot \lambda_2 + 1889.93 \cdot x_3 + 6970.54 \cdot \lambda_3 \\ + 1488.78 \cdot x_4 + 10982.01 \cdot \lambda_4 + 1119.16 \cdot x_5 + 3038.33 \cdot \lambda_5 \quad \text{(Eq. 3.35)}$$

$$E_{ICE,NOM} = x_1 + x_2 + x_3 + x_4 + x_5 \quad \text{(Eq. 3.36)}$$

$$\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3, \lambda_4, \lambda_5 \text{ bin} \quad \text{(Eq. 3.37)}$$

$$\lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_3 + \lambda_4 + \lambda_5 = 1 \quad (\text{Eq. 3.38})$$

$$0 \leq x_1 \leq 1 \cdot \lambda_1 \quad (\text{Eq. 3.39})$$

$$1 \cdot \lambda_2 \leq x_2 \leq 5 \cdot \lambda_2 \quad (\text{Eq. 3.40})$$

$$5 \cdot \lambda_3 \leq x_3 \leq 10 \cdot \lambda_3 \quad (\text{Eq. 3.41})$$

$$10 \cdot \lambda_4 \leq x_4 \leq 20 \cdot \lambda_4 \quad (\text{Eq. 3.42})$$

$$20 \cdot \lambda_5 \leq x_5 \leq 50 \cdot \lambda_5 \quad (\text{Eq. 3.43})$$

$$ICE(d, h) \leq ICE \quad (\text{Eq. 3.50})$$

$$ICE, ICE(d, h) \text{ bin} \quad \text{Eq. 4.41}$$

$$Q_{ICE}(d, h) \leq M \cdot ICE(d, h) \quad \text{Eq. 4.42}$$

$$Q_{ICE}(d, h) \geq -M \cdot ICE(d, h) \quad \text{Eq. 4.43}$$

$$Q_{ICE}(d, h) \leq Q_{ICE_NOM} + M \cdot (1 - ICE(d, h)) \quad \text{Eq. 4.44}$$

$$Q_{ICE}(d, h) \geq Q_{ICE_NOM} - M \cdot (1 - ICE(d, h)) \quad \text{Eq. 4.45}$$

$$C_{ICE} \leq 0 + ICE(d, h) \cdot M \quad \text{Eq. 4.46}$$

$$C_{ICE} \geq 0 - ICE(d, h) \cdot M \quad \text{Eq. 4.47}$$

$$C_{ICE} \leq C_{ICE,pu} + (1 - ICE(d, h)) \cdot M \quad \text{Eq. 4.48}$$

$$C_{ICE} \geq C_{ICE,pu} - (1 - ICE(d, h)) \cdot M \quad \text{Eq. 4.49}$$

$$E_{ICE}(d, h) = F_{ICE}(d, h) \cdot \eta_E \quad (\text{Eq. 2.35})$$

$$Q_{ICE}(d, h) = F_{ICE}(d, h) \cdot \eta_Q \quad (\text{Eq. 2.36})$$

$$E_{ICE_NOM} = F_{ICE_NOM} \cdot \eta_E \quad (\text{Eq. 3.61})$$

$$Q_{ICE_NOM} = F_{ICE_NOM} \cdot \eta_Q \quad (\text{Eq. 3.62})$$

$$E_{ICE_NOM} \leq 50 \quad (\text{Eq. 3.63})$$

El calor almacenado es:

$$Q_{STO,ICE}(d, h) = Q_{STO,ICE}(d, h - 1) + Q_{ICE}(d, h) - Q_{TES,ICE}(d, h) - Q_{LOSS,ICE}(d, h) \quad \text{Eq. 4.50}$$

$$Q_{LOSS,ICE}(h) = 0.01 \cdot Q_{STO,ICE}(d, h - 1) \quad \text{Eq. 4.51}$$

$$Q_{STO,ICE}(d, h) \leq Q_{CAP,ICE} \quad \text{Eq. 4.52}$$

Tal y como ocurría en el sistema de acumulación de la biomasa, el coste del depósito será nulo cuando no se instale micro-CHP, y se obtendrá a partir de la función coste-volumen cuando se instale.

$$C_{TES,ICE} \leq 3.1635 \cdot x_1 + 1.7601 \cdot x_2 + 701.69 \cdot \lambda_2 + 1.0360 \cdot x_3 + 1358.3 \cdot \lambda_3 + M \cdot ICE \quad \text{Eq. 4.53}$$

$$C_{TES,ICE} \geq 3.1635 \cdot x_1 + 1.7601 \cdot x_2 + 701.69 \cdot \lambda_2 + 1.0360 \cdot x_3 + 1358.3 \cdot \lambda_3 - M \cdot ICE \quad \text{Eq. 4.54}$$

$$V_{TES,ICE} = x_1 + x_2 + x_3 \quad \text{Eq. 4.55}$$

$$\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3 \text{ bin} \quad (\text{Eq. 2.69})$$

$$\lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_3 = 1 \quad (\text{Eq. 2.70})$$

$$0 \leq x_1 \leq 500 \cdot \lambda_1 \quad (\text{Eq. 2.71})$$

$$500 \cdot \lambda_2 \leq x_2 \leq 1000 \cdot \lambda_2 \quad (\text{Eq. 2.72})$$

$$1000 \cdot \lambda_3 \leq x_3 \leq V_{max} \cdot \lambda_3 \quad (\text{Eq. 4.39})$$

3.2.3.3 Caldera de condensación a alta temperatura

La caldera de condensación puede modular pero no es necesario que opere durante un intervalo mínimo de tiempo, por lo que no es necesario introducir una restricción para que el calor producido de la caldera de condensación sea superior al mínimo grado de modulación en el caso de que opere.

Por ello, únicamente debe cumplirse que el calor producido sea inferior a la potencia térmica nominal de la caldera de condensación cuando opera a alta temperatura. El rendimiento se ha supuesto constante y de valor 97.80%.

$$Q_{CB_HT}(d, h) \leq Q_{CB_HT_NOM} \quad \text{Eq. 4.56}$$

$$F_{CB_HT}(d, h) = \frac{Q_{CB_HT}(d, h)}{\eta_{CB_HT}} \quad \text{Eq. 4.57}$$

Como la potencia térmica nominal $Q_{CB_HT_NOM}$ no se conoce, es necesario emplear una variable binaria CB_HT de modo que $Q_{CB_HT_NOM}$ sea 0 cuando no se instale esta tecnología. Asimismo, hay que tener en cuenta que únicamente se dispone de valores de costes a partir de una potencia determinada y que la curva obtenida coste-potencia, no pasa necesariamente por el origen. Es necesario, por ello, introducir una restricción de modo que cuando se instale una caldera de condensación, su potencia sea igual a superior a la mínima potencia para la que se dispone de datos Q_{CB_MIN} (50kW).

$$Q_{CB_HT_NOM} \leq 0 + M \cdot CB_HT \quad \text{Eq. 4.58}$$

$$Q_{CB_HT_NOM} \geq 0 - M \cdot CB_HT \quad \text{Eq. 4.59}$$

$$Q_{CB_HT_NOM} \geq Q_{CB_MIN} - M \cdot (1 - CB_HT) \quad \text{Eq. 4.60}$$

$$F_{CB_HT_NOM} = \frac{Q_{CB_HT_NOM}}{\eta_{CB_HT}} \quad \text{Eq. 4.61}$$

$$CB_HT \text{ bin} \quad \text{Eq. 4.62}$$

El coste de inversión de la caldera de condensación es 0 cuando no se instala esta tecnología para alta temperatura ($CB_HT=0$), mientras que se ajusta a la función coste-potencia definida en el anexo B, cuando CB_HT toma como valor la unidad.

$$C_{CB_HT} \leq 0 + M \cdot CB_HT \quad \text{Eq. 4.63}$$

$$C_{CB_HT} \geq 0 - M \cdot CB_HT \quad \text{Eq. 4.64}$$

$$C_{CB_HT} \leq (39.416 \cdot Q_{CB_HT_NOM} + 8771.6) + M \cdot (1 - CB_HT) \quad \text{Eq. 4.65}$$

$$C_{CB_HT} \geq (39.416 \cdot Q_{CB_HT_NOM} + 8771.6) - M \cdot (1 - CB_HT) \quad \text{Eq. 4.66}$$

3.2.3.4 Solar térmica

Para el análisis de esta tecnología se ha seleccionado un colector solar plano, por ser el tipo de colector comúnmente instalado en la actualidad. Teniendo en cuenta la instalación de paneles sobre cubierta inclinada con una inclinación de 30° y orientación sureste con azimut 7°, la superficie máxima disponible en cubierta es de 130 m².

La radiación global incidente horaria sobre el captador G se extrae de los datos climáticos de Meteonorm para la ciudad de Gasteiz [119]. La radiación absorbida por el captador solar $Rabs_{col}(d,h)$ se ha calculado a partir de la formulación definida en el anexo C a la que se le ha añadido la variable ST que determina si la tecnología se debe instalar o no.

$$Rabs_{col}(d,h) \leq \eta(d,h) \cdot (1 - \sigma) \cdot G(d,h) + M \cdot ST \quad \text{Eq. 4.67}$$

$$Rabs_{col}(d,h) \geq \eta(d,h) \cdot (1 - \sigma) \cdot G(d,h) - M \cdot ST \quad \text{Eq. 4.68}$$

$$ST \text{ bin} \quad \text{Eq. 4.69}$$

Donde el valor de las pérdidas σ se contabiliza en un 6% y el rendimiento $\eta(d,h)$ se ajusta a la siguiente ecuación lineal:

$$\eta(d,h) = 0.8057 - \frac{6.0143 \cdot 45 - T_{amb}(d,h)}{G(d,h)} \quad \text{Eq. 4.70}$$

Siendo $T_{amb}(d,h)$ la temperatura ambiente y $G(d,h)$ la radiación incidente horaria para cada día-tipo d . Atendiendo a esta ecuación se puede observar que $G(d,h)$, que se encuentra en el denominador, puede tomar valor nulo en horas del día en el que no exista radiación. Ese problema se puede solucionar teniendo en cuenta que $T_{amb}(d,h)$ y $G(d,h)$ son datos conocidos para cada hora, por lo que se puede generar otra matriz

fuera del modelo $\eta(d,h)$ que tome valor 0 en el caso de que no exista radiación solar y aplique la fórmula en caso contrario. Se obtiene así una matriz de datos de rendimiento horario.

El calor generado por los colectores solares se obtiene de multiplicar el calor absorbido $Rabs_{col}(d,h)$ por la superficie instalada S .

$$Q_{ST}(d,h) = Rabs_{col}(d,h) \cdot S \quad \text{Eq. 4.71}$$

La superficie instalada es tal que, cuando no se instalan colectores solares térmicos, su valor es 0 y cuando sí se instalan toma un valor comprendido entre la superficie de cubierta disponible ($S_{MAX}=130\text{m}^2$) y la superficie mínima para la que se dispone de datos ($S_{MIN}=4\text{m}^2$). Nos enfrentamos así a un problema if-else en el que es necesario desplazar las restricciones de la situación que no se produce. Para ello se emplea el método de la Gran M y la variable binaria ST .

$$S \leq M \cdot ST \quad \text{Eq. 4.72}$$

$$S \geq -M \cdot ST \quad \text{Eq. 4.73}$$

$$S \geq S_{MIN} - M \cdot (1 - ST) \quad \text{Eq. 4.74}$$

$$S \leq S_{MAX} \quad \text{Eq. 4.75}$$

Por otra parte, el balance térmico en el tanque solar es:

$$\begin{aligned}
 Q_{STO,ST}(d,h) = & Q_{STO,ST}(d,h-1) + Q_{ST}(d,h) - Q_{ST,HT}(d,h) - Q_{ST,LT}(d,h) \\
 & - Q_{LOSS,ST}(d,h) - Q_{DISS,ST}(d,h)
 \end{aligned} \quad \text{Eq. 4.76}$$

Donde $Q_{ST}(d,h)$ es la potencia térmica cargada en ese instante y $Q_{ST,HT}(d,h)$ y $Q_{ST,LT}(d,h)$ las potencias descargadas del depósito y distribuidas a los circuitos de alta y baja temperatura, respectivamente. $Q_{DISS,ST}(d,h)$ corresponde al calor disipado al ambiente, a través de un aerotermo instalado a la salida de los colectores, para evitar sobrecalentamientos en el circuito solar.

Las pérdidas de calor del tanque solar se estiman en un 0.6%. Por otra parte, el ratio $V_{STO,ST}/S$ se fija en 75, de acuerdo a los criterios establecidos en el anexo C. La capacidad

térmica del depósito de inercia solar se ha calculado suponiendo un salto de temperatura de 20°C.

$$Q_{LOSS,ST}(h) = 0.006 \cdot Q_{STO,ST}(d, h - 1) \quad \text{Eq. 4.77}$$

$$Q_{STO,ST}(d, h) \leq Q_{CAP,ST} \quad \text{Eq. 4.78}$$

$$V_{STO,ST}(d, h) = 75 \cdot S \quad \text{Eq. 4.79}$$

De la misma manera se calcula el coste de instalación de los colectores, que es nulo cuando no se instala e igual a la función coste-superficie definida en el anexo C en el caso contrario. Hay que tener en cuenta que esta función comprende el coste de todos los componentes de la instalación solar, incluido el tanque solar para una relación $V_{STO,ST}/S$ de 75.

$$C_{ST} \leq M \cdot ST \quad \text{Eq. 4.80}$$

$$C_{ST} \geq -M \cdot ST \quad \text{Eq. 4.81}$$

$$C_{ST} \leq (767.95 \cdot S + 3772.5) + M \cdot (1 - ST) \quad \text{Eq. 4.82}$$

$$C_{ST} \geq (767.95 \cdot S + 3772.5) - M \cdot (1 - ST) \quad \text{Eq. 4.83}$$

Suponiendo que la instalación solar se emplea, bien para el apoyo del abastecimiento de ACS a alta temperatura o de calefacción a baja temperatura, el calor descargado en el tanque solar al circuito de alta $Q_{ST,HT}(d,h)$ debe ser igual o inferior a la demanda de ACS $Q_{DHW}(d,h)$.

$$Q_{ST,HT}(d, h) \leq Q_{DHW}(d, h) \quad \text{Eq. 4.84}$$

3.2.3.5 Caldera de condensación a baja temperatura

Las ecuaciones son las mismas que en la caldera de condensación a alta temperatura, variando únicamente el rendimiento, cuyo valor se corresponde con la caldera de condensación operando a baja temperatura. Se ha supuesto un rendimiento constante e independiente de la carga, de valor 105.97%.

$$Q_{CB,LT}(d, h) \leq Q_{CB,LT,NOM} \quad \text{Eq. 4.85}$$

$$F_{CB_LT}(d, h) = \frac{Q_{CB_LT}(d, h)}{\eta_{CB_LT}} \quad \text{Eq. 4.86}$$

Para determinar la potencia térmica nominal y el coste de la caldera de condensación operando a baja temperatura, se emplea una variable binaria CB_LT , tal y como se realizó en la caldera de condensación a alta. Esta variable determina la instalación o no de esta tecnología operando a baja temperatura. En las siguientes ecuaciones se puede observar que tanto la potencia mínima Q_{CB_MIN} (120kW), como la expresión coste-potencia son las mismas que en HT, debido a que se trata de la misma tecnología.

$$Q_{CB_LT_NOM} \leq 0 + M \cdot CB_LT \quad \text{Eq. 4.87}$$

$$Q_{CB_LT_NOM} \geq 0 - M \cdot CB_LT \quad \text{Eq. 4.88}$$

$$Q_{CB_LT_NOM} \geq Q_{CB_MIN} - M \cdot (1 - CB_LT) \quad \text{Eq. 4.89}$$

$$F_{CB_LT_NOM} = \frac{Q_{CB_LT_NOM}}{\eta_{CB_LT}} \quad \text{Eq. 4.90}$$

$$CB_LT \text{ bin} \quad \text{Eq. 4.91}$$

$$C_{CB_LT} \leq 0 + M \cdot CB_LT \quad \text{Eq. 4.92}$$

$$C_{CB_LT} \geq 0 - M \cdot CB_LT \quad \text{Eq. 4.93}$$

$$C_{CB_LT} \leq (39.416 \cdot Q_{CB_LT_NOM} + 8771.6) + M \cdot (1 - CB_LT) \quad \text{Eq. 4.94}$$

$$C_{CB_LT} \geq (39.416 \cdot Q_{CB_LT_NOM} + 8771.6) - M \cdot (1 - CB_LT) \quad \text{Eq. 4.95}$$

3.2.3.6 Caldera de baja temperatura

Las calderas de baja temperatura se han considerado operando únicamente a baja temperatura, siendo su rendimiento aproximadamente de un 93.2%. Las expresiones son las mismas que las desarrolladas en las calderas de condensación y se obtienen sin más que sustituir la nomenclatura de la caldera de condensación (CB) por la de la caldera de baja temperatura (LTB) y la función coste-potencia por la correspondiente a la caldera de baja temperatura. La potencia mínima Q_{LTB_MIN} es la potencia mínima a partir de la cual hay datos disponibles y de valor 50kW.

$$Q_{LTB}(d, h) \leq Q_{LTB_NOM} \quad \text{Eq. 4.96}$$

$$F_{LTB}(d, h) = \frac{Q_{LTB}(d, h)}{\eta_{LTB}} \quad (\text{Eq. 3.16})$$

$$Q_{LTB_NOM} \leq 0 + M \cdot LTB \quad \text{Eq. 4.97}$$

$$Q_{LTB_NOM} \geq 0 - M \cdot LTB \quad \text{Eq. 4.98}$$

$$Q_{LTB_NOM} \geq Q_{LTB_MIN} - M \cdot (1 - LTB) \quad \text{Eq. 4.99}$$

$$F_{LTB_NOM} = \frac{Q_{LTB_NOM}}{\eta_{LTB}} \quad (\text{Eq. 3.113})$$

$$LTB \text{ bin} \quad \text{Eq. 4.100}$$

$$C_{LTB} \leq 0 + M \cdot LTB \quad \text{Eq. 4.101}$$

$$C_{LTB} \geq 0 - M \cdot LTB \quad \text{Eq. 4.102}$$

$$C_{LTB} \leq (15.16 \cdot Q_{LTB_NOM} + 4064.7) + M \cdot (1 - LTB) \quad \text{Eq. 4.103}$$

$$C_{LTB} \geq (15.16 \cdot Q_{LTB_NOM} + 4064.7) - M \cdot (1 - LTB) \quad \text{Eq. 4.104}$$

3.2.3.7 Bomba de calor aire-agua

En la bomba de calor es necesario definir dos variables binarias HP y $HP(d, h)$, de las cuales la primera representa la instalación o no de un equipo de esta tecnología, y la segunda, la operación o no de la misma en el instante (d, h) . Estas dos variables están relacionadas de modo que sólo existe la posibilidad de que opere un equipo ($HP(d, h)=0$: OFF; $HP(d, h)=1$: ON) si está instalado ($HP=1$).

$$HP(d, h) \leq HP \quad \text{Eq. 4.105}$$

$$HP, HP(d, h) \text{ bin} \quad \text{Eq. 4.106}$$

La potencia térmica generada por la bomba de calor será nula cuando no opere el equipo y en caso de operar, lo hará en un intervalo de modulación entre el 8% y plena carga. Este problema if-else se soluciona mediante la variable binaria $HP(d, h)$ y el método de la Gran M, de modo que si no opera ($HP(d, h)=0$) el calor generado es nulo ($Q_{HP}(d, h)=0$) y

si lo hace ($HP(d,h)=0$) el calor generado se encontrará dentro del intervalo de modulación ($0.08 \cdot Q_{HP_NOM} \leq Q_{HP}(d,h) \leq Q_{HP_NOM}$).

$$Q_{HP}(d,h) \leq M \cdot HP(d,h) \quad \text{Eq. 4.107}$$

$$Q_{HP}(d,h) \geq -M \cdot HP(d,h) \quad \text{Eq. 4.108}$$

$$Q_{HP}(d,h) \leq Q_{HP_NOM} + M \cdot (1 - HP(d,h)) \quad \text{Eq. 4.109}$$

$$Q_{HP}(d,h) \geq 0.08 \cdot Q_{HP_NOM} - M \cdot (1 - HP(d,h)) \quad \text{Eq. 4.110}$$

El consumo de electricidad en la bomba de calor $E_{HP}(d,h)$ se calcula a partir del calor nominal y del COP de la bomba de calor (calculado a partir de la función lineal para una temperatura de retorno de 35°C definida en el anexo C). Como el COP varía en función de la temperatura ambiental $T_{amb}(d,h)$, se calcula el COP de la bomba de calor en cada instante (d,h) a partir de los datos meteorológicos de cada día-tipo.

$$COP_{HP}(d,h) = 0.09 \cdot T_{amb}(d,h) + 3.5514 \quad \text{Eq. 4.111}$$

$$E_{HP}(d,h) = Q_{HP}(d,h) / COP_{HP}(d,h) \quad \text{Eq. 4.112}$$

Por otra parte, la potencia térmica nominal se calcula a partir de la variable binaria HP y el método de la Gran M. Q_{HP_NOM} es nulo cuando no se instala esta tecnología ($HP=0$), mientras que, cuando se instala, es mayor o igual al valor mínimo para el que se disponen datos de esta tecnología Q_{HP_MIN} (21.8kW).

$$Q_{HP_NOM} \leq 0 + M \cdot HP \quad \text{Eq. 4.113}$$

$$Q_{HP_NOM} \geq 0 - M \cdot HP \quad \text{Eq. 4.114}$$

$$Q_{HP_NOM} \geq Q_{HP_MIN} - M \cdot (1 - HP) \quad \text{Eq. 4.115}$$

El coste de la bomba de calor se obtiene siguiendo el mismo criterio, de modo que cuando no se instala un equipo de estas características su coste es 0 y, en caso contrario, se calcula a partir de la función lineal coste-potencia térmica nominal.

$$C_{HP} \leq 0 + M \cdot HP \quad \text{Eq. 4.116}$$

$$C_{HP} \geq 0 - M \cdot HP \quad \text{Eq. 4.117}$$

$$C_{HP} \leq (285.34 \cdot Q_{HP_NOM} - 1422.1) + M \cdot (1 - HP) \quad \text{Eq. 4.118}$$

$$C_{HP} \geq (285.34 \cdot Q_{HP_NOM} - 1422.1) - M \cdot (1 - HP) \quad \text{Eq. 4.119}$$

Para garantizar un funcionamiento más continuado de la bomba de calor se emplea un sistema de almacenamiento a baja temperatura, de modo que el calor acumulado en cada instante es únicamente el generado por la bomba de calor. Las pérdidas para el depósito a baja temperatura se han contabilizado en un 0.6% (véase anexo C).

$$Q_{STO,LT}(d, h) = Q_{STO,LT}(d, h - 1) + Q_{HP}(d, h) - Q_{TES,LT}(d, h) - Q_{LOSS,LT}(d, h) \quad \text{Eq. 4.120}$$

$$Q_{LOSS,LT}(h) = 0.006 \cdot Q_{STO,LT}(d, h - 1) \quad \text{Eq. 4.121}$$

$$Q_{STO,LT}(d, h) \leq Q_{CAP,LT} \quad \text{Eq. 4.122}$$

Tal y como ocurría en la caldera de biomasa es necesario relacionar el sistema de almacenamiento a la bomba de calor, de modo que el volumen del tanque tome un valor distinto de 0 únicamente cuando HP es 1.

$$C_{TES,LT} \leq M \cdot HP \quad \text{Eq. 4.123}$$

$$C_{TES,LT} \geq -M \cdot HP \quad \text{Eq. 4.124}$$

$$C_{TES,LT} \leq 3.1635 \cdot x_1 + 1.7601 \cdot x_2 + 701.69 \cdot \lambda_2 + 1.0360 \cdot x_3 + 1358.3 \cdot \lambda_3 + M \cdot (1 - HP) \quad \text{Eq. 4.125}$$

$$C_{TES,LT} \geq 3.1635 \cdot x_1 + 1.7601 \cdot x_2 + 701.69 \cdot \lambda_2 + 1.0360 \cdot x_3 + 1358.3 \cdot \lambda_3 - M \cdot (1 - HP) \quad \text{Eq. 4.126}$$

$$V_{TES,LT} = x_1 + x_2 + x_3 \quad \text{Eq. 4.127}$$

$$\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3 \text{ bin} \quad \text{(Eq. 2.69)}$$

$$\lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_3 = 1 \quad \text{(Eq. 2.70)}$$

$$0 \leq x_1 \leq 500 \cdot \lambda_1 \quad \text{(Eq. 2.71)}$$

$$500 \cdot \lambda_2 \leq x_2 \leq 1000 \cdot \lambda_2 \quad (\text{Eq. 2.72})$$

$$1000 \cdot \lambda_3 \leq x_3 \leq V_{max} \cdot \lambda_3 \quad (\text{Eq. 4.39})$$

3.2.3.8 Solar fotovoltaica

La energía generada por los paneles fotovoltaicos se calcula a partir de los perfiles horarios de producción proporcionados por el RD 413/2014, multiplicando para cada hora la potencia instalada de la instalación por el factor de operación f_{OPV} .

$$E_{PV}(d, h) = E_{PV,NOM} \cdot f_{OPV}(d, h) \quad (\text{Eq. 3.23})$$

La potencia pico instalada $E_{PV,NOM}$ y el coste de la instalación se calcula de acuerdo a las mismas expresiones desarrolladas en el capítulo 3.

$$E_{PV,NOM} \leq M \cdot PV \quad (\text{Eq. 3.117})$$

$$E_{PV,NOM} \geq -M \cdot PV \quad (\text{Eq. 3.118})$$

$$E_{PV,NOM} \geq E_{PV,MIN} - M \cdot (1 - PV) \quad (\text{Eq. 3.119})$$

$$E_{PV,NOM} \leq E_{PV,MAX} \quad (\text{Eq. 3.120})$$

$$E_{PV,MAX} = 58.7 \text{ kW} \quad (\text{Eq. 3.121})$$

$$PV \text{ bin} \quad (\text{Eq. 3.122})$$

$$C_{PV} \leq 2.4 \cdot 10^3 \cdot E_{PV,NOM} \quad (\text{Eq. 3.123})$$

$$C_{PV,INV} \leq M \cdot PV \quad (\text{Eq. 3.124})$$

$$C_{PV,INV} \geq -M \cdot PV \quad (\text{Eq. 3.125})$$

$$C_{PV,INV} \leq (226.6 \cdot E_{PV,NOM} + 609.7) + M \cdot (1 - PV) \quad (\text{Eq. 3.126})$$

$$C_{PV,INV} \geq (226.6 \cdot E_{PV,NOM} + 609.7) - M \cdot (1 - PV) \quad (\text{Eq. 3.127})$$

3.2.4 Restricciones legales

De acuerdo con la normativa [110] un porcentaje de ACS debe ser cubierto por cogeneración o fuentes de energía renovable. Así, el sumatorio de la generación de

energía térmica por parte de la micro-CHP, de la caldera de biomasa y de la solar térmica debe ser igual o superior a esta contribución mínima establecida en un 30% para la ciudad de Vitoria-Gasteiz.

$$\sum_h (Q_{STO,ICE}(d, h) + Q_{STO,BB}(d, h) + Q_{ST,HT}(d, h)) \geq 0.30 \cdot \sum_d \sum_h Q_{DHW}(d, h) \quad \text{Eq. 4.128}$$

De acuerdo con el CTE, para asegurar la continuidad en el abastecimiento de la demanda térmica, las instalaciones de energía solar deben disponer de un sistema de energía convencional auxiliar. El dimensionamiento de este sistema de apoyo se llevará a cabo para cubrir el servicio como si no se dispusiese de solar térmica y únicamente entrará en funcionamiento cuando sea estrictamente necesario y de forma que se aproveche lo máximo posible la energía extraída del campo de captación. El apoyo a la energía solar es necesario cuando ésta no resulta suficiente para cubrir la demanda, porque se produzca en horas en que no hay sol, o porque sea superior a la aportación radiante. Los sistemas de apoyo convencional empleados son calderas a gas de condensación o de baja temperatura, calderas de biomasa o bombas de calor [123].

Cuando el apoyo se produzca para la demanda a alta temperatura, únicamente se tendrá en cuenta para la demanda de ACS, ya que la energía solar no se emplea para apoyo de calefacción a alta temperatura.

$$Q_{CB,HT,NOM} + Q_{BB,NOM} \geq Q_{DHW,MAX} \quad \text{Eq. 4.129}$$

En el caso de demanda a baja temperatura, la suma de las potencias térmicas nominales de los equipos de baja temperatura debe ser superior al pico de demanda de baja temperatura, cuando ésta exista ($HEAT_{HT}=0$).

$$Q_{CB,LT,NOM} + Q_{LTB,NOM} + Q_{HT,NOM} \geq Q_{HEAT,MAX} \cdot (1 - HEAT_{HT}) \quad \text{Eq. 4.130}$$

El dimensionado básico de una instalación solar térmica, debe realizarse de forma que en ningún mes del año la energía producida por la instalación solar supere el 110% de la demanda de consumo [124]. Con independencia del uso al que se destine la instalación, en el caso de que en algún mes del año la contribución solar real sobrepase el 110% de la demanda energética o en más de tres meses seguidos el 100%, se dotará a la

instalación de la posibilidad de disipar dichos excedentes a través de un aerotermo o mediante la circulación nocturna del circuito primario:

$$Q_{DISS,ST}(d) \leq 0.10 \cdot Q_{DHW}(d) + 0.10 \cdot Q_{HEAT,MAX} \cdot (1 - HEAT_{HT}) \quad \text{Eq. 4.131}$$

A diferencia del caso del capítulo 3, se pueden emplear diferentes tecnologías de fuentes renovables y de alta eficiencia para cubrir la demanda de ACS. Por este motivo, la restricción que establece el valor mínimo del REE de la micro-CHP sólo deberá tenerse en cuenta cuando esta tecnología se instale ($ICE=1$).

$$\sum_d \sum_h E_{ICE}(d, h) \geq 0.495 \cdot \left(\sum_d \sum_h F_{ICE}(d, h) - \sum_d \sum_h Q_{STO,ICE}(d, h) / Ref H_\eta \right) - M \cdot (1 - ICE) \quad \text{Eq. 4.132}$$

Se debe seguir el mismo criterio en el ahorro de energía primaria, de modo que únicamente deba existir ahorro de energía primaria cuando se instale la micro-CHP. Si no es así, la restricción queda desplazada por el método de la Gran M.

$$\frac{\sum_d \sum_h Q_{STO,ICE}(d, h) / \sum_d \sum_h F_{ICE}(d, h)}{Ref H_\eta} + \frac{\sum_d \sum_h E_{ICE}(d, h) / \sum_d \sum_h F_{ICE}(d, h)}{Ref E_\eta} - 1 + M(1 - ICE) \geq 0 \quad \text{Eq. 4.133}$$

3.3 Estructura óptima económica

La estructura óptima que minimiza el coste económico global de la planta se muestra en la Fig. 4.2. La producción de ACS se lleva a cabo a través de un motor de combustión interna de 6.03kWe y 11.96kWt apoyado por una caldera auxiliar de condensación. El sistema de calefacción óptimo es a baja temperatura, cuya demanda térmica se suministra mediante una bomba de calor aire-agua apoyada por una caldera de baja temperatura. El suministro de la electricidad necesaria para el funcionamiento de la bomba de calor y el abastecimiento de la demanda eléctrica se lleva a cabo desde el motor y desde la electricidad de la red.

En la gráfica se recogen las potencias nominales óptimas a instalar, así como la energía anual de cada uno de los flujos energéticos. Se incluye, asimismo, el coste de inversión de cada uno de los componentes de la planta. Hay que tener en cuenta que estos resultados

no corresponden a modelos de mercado sino que se obtienen a partir de los datos de la tecnología genérica. A partir de los mismos, se debería llevar a cabo la selección de los equipos comerciales y un estudio post-optimal de redimensionamiento de la planta.

Los resultados termodinámicos, económicos y medioambientales se recogen junto con los de la estructura óptima ambiental y la óptima multiobjetivo en la Tabla 4.2, con el fin de analizarlos en conjunto y poder compararlos con los resultados de la planta actual (Tabla 4.3).

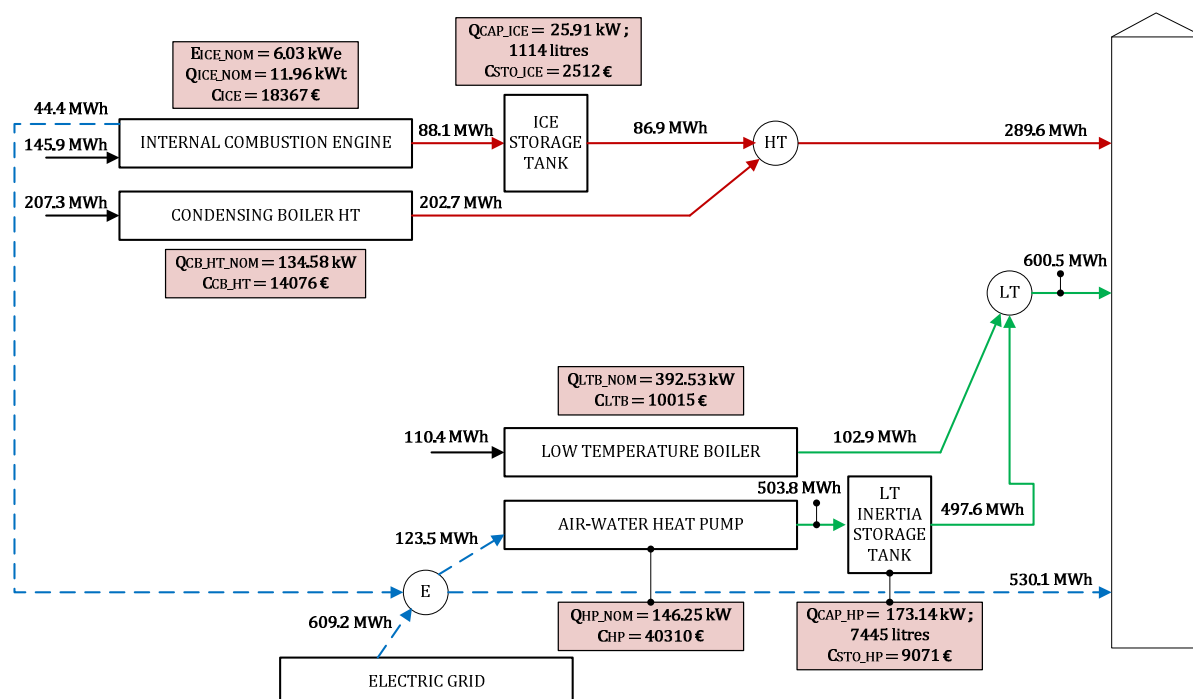


Fig. 4.2 Configuración óptima económica

4 Optimización ambiental de la generación combinada

4.1 Función objetivo

La función objetivo en la optimización ambiental consiste en minimizar las emisiones de CO_{2eq} globales que incluyen las generadas en la obtención de los equipos ($CO_{2,FIX}$) y la operación de la planta ($CO_{2,O\&M}$).

$$\text{Min } CO_{2,TOT} = CO_{2,FIX} + CO_{2,O\&M} \quad (\text{Eq. 3.128})$$

Esta misma expresión coincide con la función objetivo de la optimización del dimensionamiento de la planta llevada a cabo en el capítulo 3. Así, el término fijo CO_{2_FIX} y el factor de amortización ambiental son los siguientes:

$$CO_{2_FIX} = \sum_k (FAM_{ENV,k} \cdot CO_{2,k}) \quad (\text{Eq. 3.129})$$

$$FAM_{ENV,k} = 1/n_k \quad (\text{Eq. 3.130})$$

Las emisiones se calculan a partir de las emisiones generadas por cada recurso energético y el consumo del mismo. Teniendo en cuenta que las emisiones generadas por la biomasa durante su operación se neutralizan con las absorbidas en su vida útil y que las emisiones de la operación de las tecnologías renovables son nulas, las emisiones durante la operación de la planta serán las producidas por la combustión del gas natural y por la generación de la electricidad de suministro.

$$\begin{aligned}
 CO_{2_O\&M}(d, h) = & CO_{2_NG} \cdot (F_{CB,HT}(d, h) + F_{ICE}(d, h) + F_{CB,LT}(d, h) + F_{LTB}(d, h)) \\
 & + CO_{2_EPUR}(d, h) \cdot E_{PUR}(d, h)
 \end{aligned} \quad \text{Eq. 4.134}$$

4.2 Restricciones técnicas, medioambientales y legales

En este apartado únicamente se desarrollarán las restricciones necesarias para determinar el impacto ambiental generado por cada tecnología, ya que las restricciones técnicas y legales se ajustan a las del modelo económico.

4.2.1 Restricciones medioambientales

Las restricciones medioambientales se obtienen sin más que sustituir las ecuaciones del cálculo de costes por las de las emisiones de CO_{2eq} producidas. En el caso de algunas tecnologías, estas expresiones son las mismas que las definidas en el capítulo 3 y el método de linealización de las mismas se ajusta a la de los costes del apartado anterior. Por este motivo, únicamente se definirá el modelo sin profundizar en su desarrollo.

4.2.1.1 Calderas de biomasa

Las emisiones de CO_{2eq} en la fabricación de las calderas de biomasa se calculan de la siguiente manera:

$$CO_{2, BB} \leq 0 + M \cdot BB \quad \text{Eq. 4.135}$$

$$CO_{2, BB} \geq 0 - M \cdot BB \quad \text{Eq. 4.136}$$

$$CO_{2, BB} \leq (49.52 \cdot Q_{BB, NOM} + 1079.6) + M \cdot (1 - BB) \quad \text{Eq. 4.137}$$

$$CO_{2, BB} \geq (49.52 \cdot Q_{BB, NOM} + 1079.6) - M \cdot (1 - BB) \quad \text{Eq. 4.138}$$

Las emisiones en la fabricación del depósito de inercia de la biomasa son:

$$CO_{2, TES, BB} \leq M \cdot BB \quad \text{Eq. 4.139}$$

$$CO_{2, TES, BB} \geq -M \cdot BB \quad \text{Eq. 4.140}$$

$$CO_{2, TES, BB} \leq 0.4505 \cdot V_{TES, BB} + 645.52 + M \cdot (1 - BB) \quad \text{Eq. 4.141}$$

$$CO_{2, TES, BB} \geq 0.4505 \cdot V_{TES, BB} + 645.52 - M \cdot (1 - BB) \quad \text{Eq. 4.142}$$

4.2.1.2 Motores de combustión interna

$$CO_{2, ICE} = CO_{2, ICE, pu} \cdot N_{ICE} \quad \text{(Eq. 3.132)}$$

$$CO_{2, ICE, pu} = 226.16 \cdot E_{ICE, NOM} + 1556.9 \quad \text{(Eq. 3.133)}$$

$$CO_{2, ICE} \geq 0 - \gamma_2 \cdot M - \gamma_3 \cdot M \quad \text{(Eq. 3.134)}$$

$$CO_{2, ICE} \leq 0 + (1 - \gamma_1) \cdot M \quad \text{(Eq. 3.135)}$$

$$CO_{2, ICE} \geq CO_{2, ICE, pu} - \gamma_1 \cdot M - \gamma_3 \cdot M \quad \text{(Eq. 3.136)}$$

$$CO_{2, ICE} \leq CO_{2, ICE, pu} + (1 - \gamma_2) \cdot M \quad \text{(Eq. 3.137)}$$

$$CO_{2, ICE} \geq 2 \cdot CO_{2, ICE, pu} - \gamma_1 \cdot M - \gamma_2 \cdot M \quad \text{(Eq. 3.138)}$$

$$CO_{2, ICE} \leq 2 \cdot CO_{2, ICE, pu} + (1 - \gamma_3) \cdot M \quad \text{(Eq. 3.139)}$$

$$CO_{2, TES, ICE} \leq 0.4505 \cdot V_{TES, ICE} + 645.52 + M \cdot (1 - ICE) \quad \text{Eq. 4.143}$$

$$CO_{2, TES, ICE} \geq 0.4505 \cdot V_{TES, ICE} + 645.52 - M \cdot (1 - ICE) \quad \text{Eq. 4.144}$$

4.2.1.3 Caldera de condensación a alta temperatura

$$CO_{2,CB_HT} \leq 0 + M \cdot CB_HT \quad \text{Eq. 4.145}$$

$$CO_{2,CB_HT} \geq 0 - M \cdot CB_HT \quad \text{Eq. 4.146}$$

$$CO_{2,CB_HT} \leq (9.52 \cdot Q_{CB_HT_NOM} + 1575.6) + M \cdot (1 - CB_HT) \quad \text{Eq. 4.147}$$

$$CO_{2,CB_HT} \geq (9.52 \cdot Q_{CB_HT_NOM} + 1575.6) - M \cdot (1 - CB_HT) \quad \text{Eq. 4.148}$$

4.2.1.4 Solar térmica

Las emisiones de la energía solar térmica engloban las generadas en la fabricación de los componentes principales que constituyen la instalación (colectores solares, depósito de inercia y circuito primario).

$$CO_{2,ST} \leq M \cdot ST \quad \text{Eq. 4.149}$$

$$CO_{2,ST} \geq -M \cdot ST \quad \text{Eq. 4.150}$$

$$CO_{2,ST} \leq (129.48 \cdot S + 874.4) + M \cdot (1 - ST) \quad \text{Eq. 4.151}$$

$$CO_{2,ST} \geq (129.48 \cdot S + 874.4) - M \cdot (1 - ST) \quad \text{Eq. 4.152}$$

4.2.1.5 Caldera de condensación a baja temperatura

$$CO_{2,CB_LT} \leq 0 + M \cdot CB_LT \quad \text{Eq. 4.153}$$

$$CO_{2,CB_LT} \geq 0 - M \cdot CB_LT \quad \text{Eq. 4.154}$$

$$CO_{2,CB_LT} \leq (9.52 \cdot Q_{CB_LT_NOM} + 1575.6) + M \cdot (1 - CB_LT) \quad \text{Eq. 4.155}$$

$$CO_{2,CB_LT} \geq (9.52 \cdot Q_{CB_LT_NOM} + 1575.6) - M \cdot (1 - CB_LT) \quad \text{Eq. 4.156}$$

4.2.1.6 Caldera de baja temperatura

$$CO_{2,LTB} \leq 0 + M \cdot LTB \quad \text{Eq. 4.157}$$

$$CO_{2,LTB} \geq 0 - M \cdot LTB \quad \text{Eq. 4.158}$$

$$CO_{2,LTB} \leq (10.93 \cdot Q_{CB_LT_NOM} + 1191.7) + M \cdot (1 - LTB) \quad \text{Eq. 4.159}$$

$$CO_{2,LTB} \geq (10.93 \cdot Q_{CB,LT,NOM} + 1191.7) - M \cdot (1 - LTB) \quad \text{Eq. 4.160}$$

4.2.1.7 Bomba de calor aire-agua

En este apartado se recogen tanto las emisiones en la fabricación de la bomba aire-agua como en el depósito de inercia de baja temperatura.

$$C_{HP} \leq 0 + M \cdot HP \quad \text{Eq. 4.161}$$

$$C_{HP} \geq 0 - M \cdot HP \quad \text{Eq. 4.162}$$

$$C_{HP} \leq (63.60 \cdot Q_{HP,NOM} - 3552.3) + M \cdot (1 - HP) \quad \text{Eq. 4.163}$$

$$C_{HP} \geq (63.60 \cdot Q_{HP,NOM} - 3552.3) - M \cdot (1 - HP) \quad \text{Eq. 4.164}$$

$$CO_{2,TES,LT} \leq M \cdot HP \quad \text{Eq. 4.165}$$

$$CO_{2,TES,LT} \geq -M \cdot HP \quad \text{Eq. 4.166}$$

$$CO_{2,TES,LT} \leq 0.4505 \cdot V_{TES,LT} + 645.52 + M \cdot (1 - HP) \quad \text{Eq. 4.167}$$

$$CO_{2,TES,LT} \geq 0.4505 \cdot V_{TES,LT} + 645.52 - M \cdot (1 - HP) \quad \text{Eq. 4.168}$$

4.2.1.8 Solar fotovoltaica

$$CO_{2,PV} = 1.23 \cdot 1000 \cdot E_{PV,NOM} \quad \text{(Eq. 3.142)}$$

$$CO_{2,INV} = 70 \cdot E_{PV,NOM} \quad \text{(Eq. 3.143)}$$

4.3 Estructura óptima ambiental

Tal y como se muestra en la Fig. 4.3 la estructura óptima que minimiza las emisiones de CO_{2eq} está constituida por una caldera de biomasa y una caldera de condensación de apoyo que suministran energía térmica a alta temperatura para calefacción y ACS.

La mayor parte de la energía la proporciona la caldera de biomasa, mientras que la de condensación únicamente se emplea en los picos de demanda. Los problemas principales que nos encontramos son el tamaño del TES requerido para la caldera de biomasa y el volumen del sistema de almacenamiento de pellets. La instalación real de este sistema requeriría una viabilidad técnica para determinar si se dispone del espacio

suficiente en la sala de calderas para el volumen del TES, así como de un espacio adicional suficientemente grande para el almacenamiento del combustible.

En lo referente al suministro de la demanda eléctrica, ésta se abastece a partir de módulos solares fotovoltaicos y electricidad comprada a red, siendo la superficie de solar fotovoltaica la correspondiente al límite impuesto de máxima superficie a instalar.

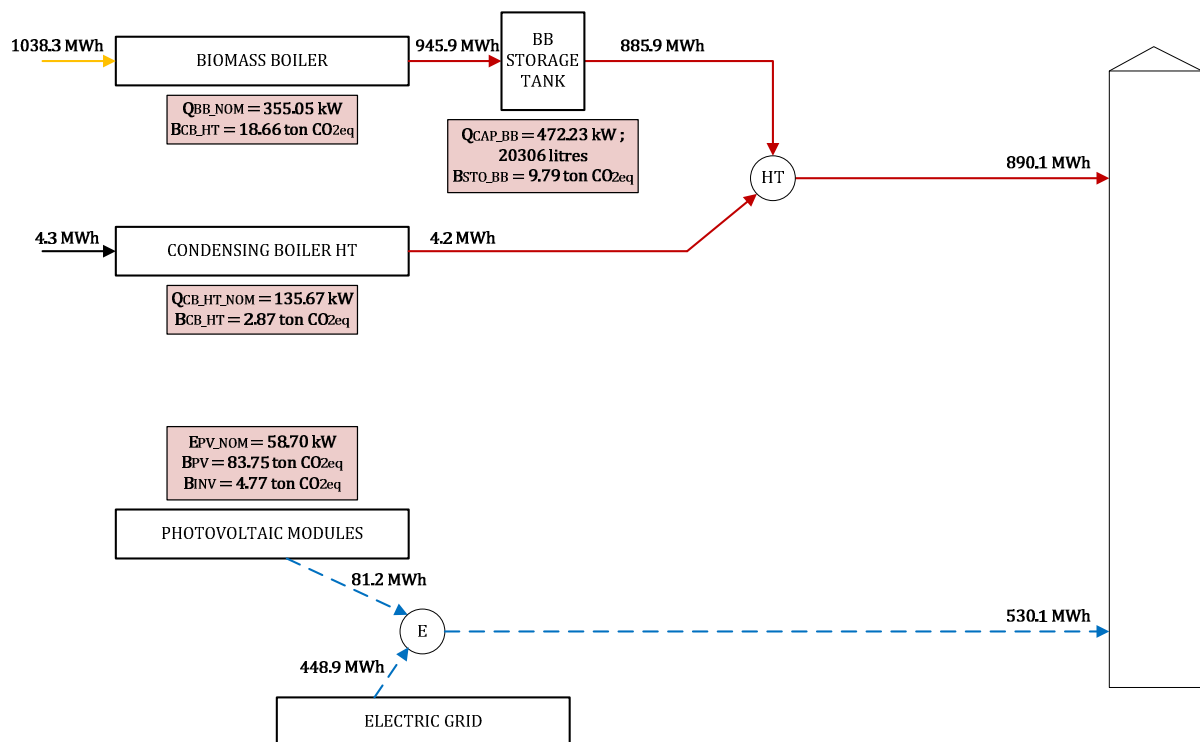


Fig. 4.3 Configuración óptima ambiental

5 Optimización multiobjetivo

Actualmente, la selección de equipos en el ámbito de las instalaciones térmicas en edificios debe estar enfocada a la búsqueda de tecnologías más sostenibles, que englobe tanto aspectos económicos como medioambientales. La tecnología ideal sería aquella cuyo coste e impacto en el Medio Ambiente fuesen los mínimos; sin embargo éstos objetivos son en muchas ocasiones contrapuestos, siendo las tecnologías de menor coste global las que producen un mayor impacto ambiental y viceversa.

Esta problemática se puede solucionar fácilmente mediante la aplicación de un enfoque multiobjetivo, con el fin de determinar el espectro completo de soluciones que satisfaga diversos objetivos, como pueden ser el económico (minimización del coste), el termodinámico (maximización de la eficiencia), el energético (minimización del consumo de energía primaria) y el medioambiental (minimización del impacto ambiental).

Un enfoque considerando un solo objetivo, bien el económico o el medioambiental, constituye la búsqueda de uno de los dos puntos extremos del espectro de soluciones óptimas, de los cuales uno corresponde al mínimo de la función objetivo del coste y el otro al mínimo de la función objetivo de emisiones generadas. Un enfoque unilateral excluye otras variables de diseño óptimas de configuraciones que tienen un menor impacto ambiental a expensas de un mayor coste global.

Muchos estudios se han basado en la comparativa de los métodos disponibles para la solución de problemas de optimización multiobjetivo. Entre otros, Lazzareto et al. en [125] compara la optimización uniobjetivo termoeconómica con una optimización biobjetivo, que contempla la minimización del coste y la maximización de la eficiencia exergética, y con una optimización triobjetivo, en la que se introduce como triple objetivo la minimización del impacto ambiental, obtenido de ponderar las emisiones de CO₂ y NO_x de acuerdo al coste de daño generado expresado en términos económicos. Mavrotas et al. [102] presenta un marco de optimización multiobjetivo para la planificación energética empleando la restricción ϵ , mientras Kavvadias et al. [31] utiliza un algoritmo evolutivo multiobjetivo para la optimización del diseño de plantas de trigeneración. Fazlollahi et al. [33] presenta tres métodos de optimización multicriterio diferentes y los compara entre sí, mientras que Alarcón-Rodríguez et al. [29] presenta una revisión del estado del arte de la planificación multiobjetivo de tecnologías de generación distribuida. Otros trabajos [126, 127] presentan una revisión bibliográfica del análisis de las decisiones multicriterio.

En la optimización multiobjetivo el término a optimizar varía respecto a la optimización uniobjetivo, debido a que se busca un ajuste entre las distintas funciones objetivo en lugar de una única solución óptima global como en la optimización uniobjetivo. En este apartado se ha empleado el enfoque de Pareto para alcanzar el conjunto óptimo de

variables de diseño y operacionales que respondan a un doble objetivo económico y ambiental. El óptimo de Pareto se basa en la idea de que no se pueden mejorar las soluciones del problema en una función objetivo sin empeorar cualquiera de las demás. Con esto se obtiene un conjunto de soluciones óptimas llamado conjunto de óptimos de Pareto que representan el Frente de Pareto. Todas las soluciones incluidas en el Frente de Pareto se denominan no dominadas. Para que una solución domine a otra, la primera necesita ser estrictamente mejor en al menos un objetivo y no peor en ninguno de ellos, de modo que, no existe ninguna solución fuera del Frente de Pareto que proporcione mejores resultados que las incluidas en el mismo.

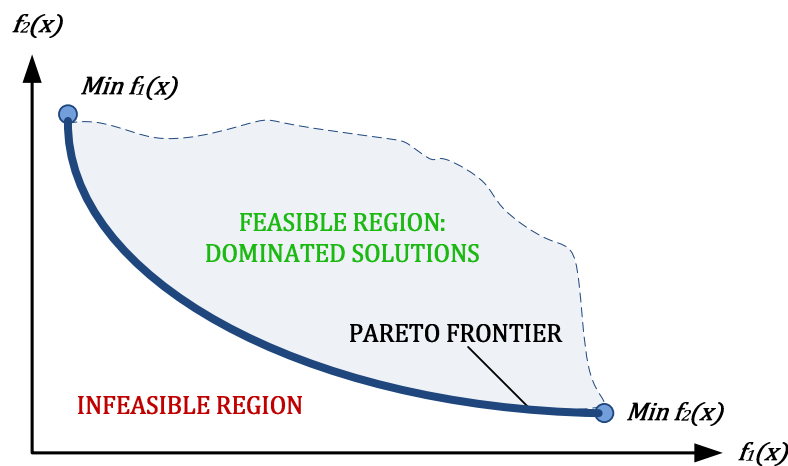


Fig. 4.4 Frente de Pareto

La dominancia de Pareto se define así: un vector $u=(u_1,\dots,u_m)$ en el espacio de la función objetivo domina a otro vector $v=(v_1,\dots,v_m)$ si, y sólo si, todos los componentes de u son menores o iguales a los de v y, al menos, un componente de u es estrictamente menor que el correspondiente en v . A continuación, una solución $x=(x_1,\dots,x_n)$ de un problema de optimización multiobjetivo se dice que es óptimo de Pareto con respecto a todo el espacio de las variables de decisión si, y sólo si, no hay otra solución x' para la cual $f(x')=(f_1(x'),\dots,f_m(x'))$ domina $f(x)=(f_1(x),\dots,f_m(x))$.

Matemáticamente, un problema de optimización multiobjetivo que tiene objetivos m y n variables de decisión requiere la minimización de los componentes del vector de $f(x)=(f_1(x),f_2(x),\dots,f_m(x))$, donde $f(x)$ es la función a evaluar que representa los puntos del espacio de las variables de decisión $x=(x_1,\dots,x_n)$. No es posible encontrar una solución óptima global a un problema de optimización multiobjetivo, esto significa que no hay

ninguna combinación de valores de las variables de decisión que minimiza todos los componentes del vector f de forma simultánea. Una forma de encontrar el frente de Pareto es evaluar todos y cada uno de los puntos de la región factible, de modo que se obtiene un conjunto innumerable de soluciones, a partir de las cuales se definen las soluciones no dominadas. Lamentablemente, esta búsqueda exhaustiva requiere de un tiempo de resolución tan elevado que hace que el problema no sea computable.

En la programación lineal multiobjetivo esta problemática se resuelve mediante el método de las ponderaciones o el método de las ε -restricciones (Epsilon-Constraint Method). El método de las ponderaciones permite obtener un espectro de soluciones óptimas a través de un enfoque basado en una única función objetivo, que incluye los criterios considerados y a los que se les ha aplicado un coeficiente de peso, obteniendo como solución un único punto que representa el óptimo multiobjetivo. Este método, muy utilizado por su sencillez debido a que permite transformar un problema multiobjetivo en problema de optimización tradicional, presenta desventajas debido a la alta sensibilidad del método a la selección de los coeficientes de peso. La correcta selección de estos valores requiere que el usuario que plantee el problema tenga amplios conocimientos del mismo. Una manera de solucionar este alto grado de subjetividad sería generando el problema variando los coeficientes de peso, sin embargo, este procedimiento requeriría un esfuerzo computacional mucho mayor, ya que se necesitaría resolver el algoritmo de optimización para cada combinación de los coeficientes de peso.

Por este motivo, se ha empleado el método de las ε -restricciones. Este método consiste en optimizar uno de los objetivos incorporando el resto de objetivos como restricciones paramétricas, a los que se les impone un límite superior.

Para un problema biobjetivo la función objetivo es la minimización de la función f

$$\text{Min } f(x) = \{f_1, f_2\} \quad \text{Eq. 4.169}$$

Empleando el método de las ε -restricciones y siendo f_1 y f_2 las funciones objetivo que minimizas el coste y las emisiones de $\text{CO}_{2\text{eq}}$, respectivamente:

$$\text{Min } f_2(x) \quad \text{Eq. 4.170}$$

Subject to: $f_1(x) \leq \varepsilon_j$

$Lim_{inf} \leq \varepsilon_j \leq Lim_{sup}$

Donde Lim_{inf} es el óptimo ambiental (coste máximo) y Lim_{sup} son las emisiones correspondientes al óptimo económico (impacto ambiental máximo). La solución se obtiene de resolver repetidas veces este modelo para diferentes valores de ε_j del intervalo $[Lim_{inf}, Lim_{sup}]$. De esta forma se genera el frente de Pareto que se empleará posteriormente para seleccionar la configuración multicriterio.

$$\varepsilon_j = Lim_{inf}, \varepsilon_1, \varepsilon_2, \dots, Lim_{sup} \quad \text{Eq. 4.171}$$

5.1 Optimización multicriterio económica y ambiental de la síntesis de la planta en estudio

El primer paso para definir el Frente de Pareto de la optimización multicriterio de la planta es fijar los límites superior e inferior de la función f_1 , que se corresponden con las emisiones generadas en la configuración óptima económica (361.7ton de CO_{2eq}) y las generadas en la configuración óptima ambiental (185.8ton de CO_{2eq}). El intervalo existente entre estos límites se ha dividido a su vez en 8 intervalos, para los cuales se han obtenido los puntos A-G con sus respectivos valores ε_j ($\varepsilon_A, \varepsilon_B, \dots, \varepsilon_G$). En la Fig. 4.5 se presenta el Frente de Pareto obtenido para el caso en estudio.

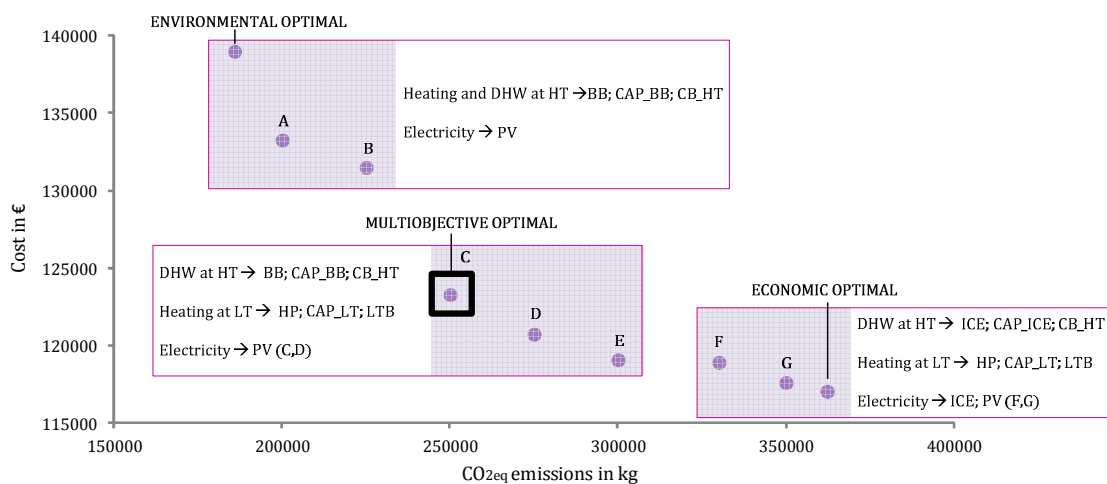


Fig. 4.5 Solución de la optimización multiobjetivo económica y ambiental

Los puntos A y B, que son los más próximos al óptimo medioambiental, constituyen una estructura basada en la generación de calefacción y ACS a alta temperatura mediante caldera de biomasa y caldera de condensación a alta temperatura. Ambos casos incluyen también la instalación de módulos fotovoltaicos. Si atendemos a los resultados recogidos en la Tabla 4.2, se observa que, a medida que aumentan las emisiones de $\text{CO}_{2\text{eq}}$ y disminuye el coste global, la superficie fotovoltaica instalada se ve reducida, así como la potencia instalada de la caldera de biomasa, mientras que la potencia instalada de la caldera de condensación es mayor. La configuración óptima obtenida para los puntos C, D y E se corresponde con generación a alta temperatura únicamente para ACS mediante caldera de biomasa y caldera de condensación, calefacción a baja temperatura con bomba de calor aire-agua apoyada por caldera de baja temperatura y producción eléctrica mediante paneles fotovoltaicos para los casos C y D. Tal y como ocurría en A y B, el tamaño de la caldera de biomasa disminuye al hacerlo también el coste global y aumentar el impacto ambiental, conllevando un aumento del tamaño de la caldera de condensación. En la generación a baja temperatura, el tamaño de la bomba de calor también se ve disminuido, aumentando, en consecuencia, la potencia instalada de la caldera de baja temperatura. Asimismo, la superficie fotovoltaica es cada vez menor, hasta que en E su instalación no resulta económicamente rentable.

Finalmente, los casos F y G presentan la misma configuración que el punto óptimo económico, exceptuando la instalación de paneles fotovoltaicos cuya superficie disminuye al hacerlo también el coste global, hasta que en este último caso no se contemplaría. Así la producción de ACS se lleva a cabo mediante micro-CHP y caldera de condensación y el suministro de calefacción a baja temperatura mediante bomba de calor aire-agua y caldera de baja temperatura. El motor proporciona a su vez energía eléctrica junto con los paneles fotovoltaicos (únicamente en F y G) que abastecen a la vivienda y a la bomba de calor. Las principales diferencias que presentan los casos F y G se deben a la superficie fotovoltaica instalada y al volumen de almacenamiento del motor de micro-CHP, siendo la primera de ellas la que tiene un mayor peso en la variación de los resultados finales.

		Unit	Env. optimal	A	B	C	D	E	F	G	Econ. optimal
BB	Q _{BB,NOM}	kW	355.1	228.0	195.6	59.8	54.9	41.4	-	-	-
BB STO	V _{BB}	l	20306	17465	15160	6024	5119	3479	-	-	-
ICE	E _{ICE,NOM}	kW	-	-	-	-	-	-	6.2	6.2	6.0
ICE STO	V _{ICE}	l	-	-	-	-	-	-	1137	966	1114
CB_HT	Q _{CB,HT,NOM}	kW	135.7	231.3	270.4	74.8	79.7	93.2	134.6	134.6	134.6
ST	S _{ST}	kW	-	-	-	-	-	-	-	-	-
ST STO	V _{VST}	l	-	-	-	-	-	-	-	-	-
CB_LT	Q _{CB,LT,NOM}	kW	-	-	-	-	-	-	-	-	-
LTB	Q _{LTB,NOM}	kW	-	-	-	338.8	371.1	382.2	371.1	371.1	392.5
HP	Q _{HP,NOM}	kW	-	-	-	200.0	167.7	156.6	167.7	167.7	146.3
LT STO	V _{LT}	l	-	-	-	16985	9239	8747	9239	9239	7445
PV	E _{PV,NOM}	kW	58.7	58.7	28.1	58.7	28.8	-	53.8	14.7	-
Consumed biomass	MWh/a		1038.3	922.6	882.3	327.7	306.2	268.2	-	-	-
Consumed NG-total	MWh/a		4.3	62.5	102.5	31.6	91.3	140.7	432.5	434.1	463.6
Consumed NG-ICE	MWh/a		-	-	-	-	-	-	152.5	145.7	145.9
Useful heat-ICE	MWh/a		-	-	-	-	-	-	90.7	86.9	86.9
Produced electricity-ICE	MWh/a		-	-	-	-	-	-	46.4	44.3	44.4
Produced electricity-PV	MWh/a		81.2	81.2	38.9	81.2	39.9	-	74.5	20.3	-
Consumed electricity- HP	MWh/a		-	-	-	143.2	132.0	128.3	132.0	130.8	123.5
Purchased electricity	MWh/a		448.9	448.9	491.2	592.1	622.2	658.4	541.2	596.3	609.2
Sold electricity	MWh/a		0	0	0	0	0	0	0	0	0
REE	%		-	-	-	-	-	-	89.71	90.14	89.98
PES	%		-	-	-	-	-	-	25.20	25.28	25.26
Annual amortization	€/a		21625	19285	13424	21524	14848	9288	18053	11429	8246
O&M cost	€/a		117361	113978	118072	101764	105895	109799	100874	106188	108505
Annual overall cost	€/a		138986	133263	131496	123288	120743	119087	118927	117617	116751
CO ₂ eq emissions of components	Ton/a		5.6	5.2	3.2	5.9	3.7	1.9	5.1	2.7	1.8
Operation CO ₂ eq emissions	Ton/a		180.2	194.8	221.8	244.1	271.3	298.1	324.9	347.3	359.9
Annual overall CO ₂ eq emissions	Ton/a		185.8	200.0	225.0	250.0	275.0	300.0	330.0	350.0	361.7

Tabla 4.2 Soluciones óptimas de la optimización multiobjetivo

Una solución final adecuada al problema multiobjetivo podría ser el punto del Frente de Pareto que consigue disminuir porcentualmente en mayor medida ambos objetivos. Ésta sería la solución C por ser la más cercana al punto de corte de los ejes-objetivo cuando los objetivos se expresan en base porcentual, tal y como se muestra en la Fig. 4.6.

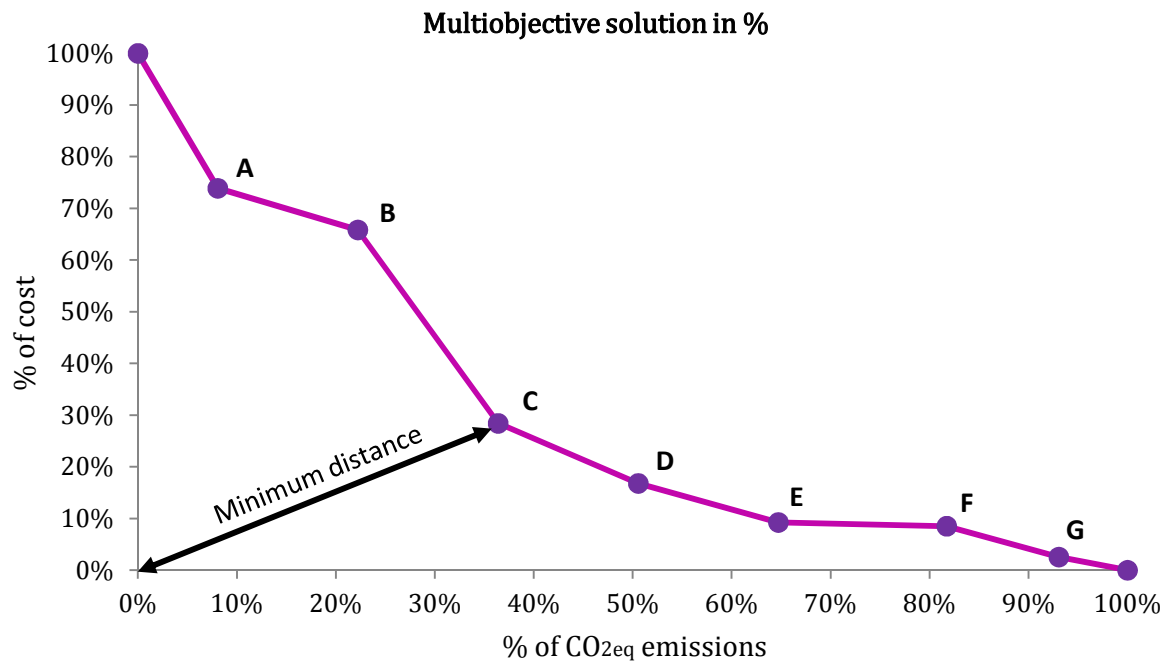


Fig. 4.6 Solución multiobjetivo porcentual

Si se comparan los resultados con los de la simulación de la planta actual, se observa que la optimización económica de la hibridación de sistemas presenta mejores resultados, tanto económicos como medioambientales, respecto de la instalación actual. Estas mejoras se presentan principalmente en los costes y emisiones durante la operación del sistema. En el caso óptimo multicriterio, el coste sigue siendo inferior al de la planta actual. Si se compara con el óptimo económico, el óptimo multicriterio presenta costes superiores en la inversión –debida principalmente a la instalación de paneles solares fotovoltaicos–, mientras que el coste operacional es inferior. Las emisiones generadas se reducen en aproximadamente un 41% respecto de las generadas en la planta actual. El óptimo medioambiental reduce las emisiones en un 56%, pero el coste global anual se ve aumentado, tanto durante la operación como la inversión.



		Unit	Environm. optimal	Multiobjc. optimal	Economic optimal	Simulation
BB	Q _{BB,NOM}	kW	355.1	59.8	-	-
BB STO	V _{BB}	l	20306	6024	-	-
ICE	E _{ICE,NOM}	kW	-	-	6.0	11.0
ICE STO	V _{ICE}	l	-	-	2512	3000
CB_HT	Q _{CB_HT,NOM}	kW	135.7	74.8	134.6	1000 *LTB
ST	S _{ST}	kW	-	-	-	-
ST STO	V _{VST}	l	-	-	-	-
CB_LT	Q _{CB_LT,NOM}	kW	-	-	-	-
LTB	Q _{LTB,NOM}	kW	-	338.8	392.5	-
HP	Q _{HP,NOM}	kW	-	200.0	146.3	-
LT STO	V _{LT}	l	-	16985	9071	-
PV	E _{PV,NOM}	kW	58.7	58.7	-	58.7
Consumed biomass		MWh/a	1038.3	327.7	-	-
Consumed NG-total		MWh/a	4.3	31.6	463.6	1086.5
Consumed NG-ICE		MWh/a	-	-	145.9	327.5
Useful heat-ICE		MWh/a	-	-	86.9	195.5
Produced electricity-ICE		MWh/a	-	-	44.4	87.9
Produced electricity-PV		MWh/a	81.2	81.2	-	81.2
Consumed electricity- HP		MWh/a	-	143.2	123.5	-
Purchased electricity		MWh/a	448.9	592.1	609.2	361.0
Sold electricity		MWh/a	0	0	0	0
REE		%	-	-	89.98	79.71
PES		%	-	-	25.26	20.60
Annual amortization		€/a	21625	21524	8246	14666
O&M cost		€/a	117361	101764	108505	113370
Annual overall cost		€/a	138986	123288	116751	128036
CO ₂ eq emissions of components		Ton/a	5.6	5.9	1.8	4.9
Operation CO ₂ eq emissions		Ton/a	180.2	244.1	359.9	417.9
Annual overall CO ₂ eq emissions		Ton/a	185.8	250.0	361.7	422.8

Tabla 4.3 Comparativa de las configuraciones óptimas y la planta real

El volumen de almacenamiento aumenta en todos los casos optimizados respecto de la planta actual, por lo que sería recomendable determinar si se dispone del espacio suficiente para su instalación. El tamaño de las calderas auxiliares se ve reducido en

todos los casos, bien para el suministro de demanda térmica únicamente a alta temperatura, como para aquéllos que lo hacen también a baja temperatura. Cabe destacar, que en la instalación actual se han instalado dos calderas de baja temperatura operando a alta (**LTB* en la Tabla 4.3), mientras que en la optimización sólo se contempla la instalación de caldera de condensación para alta temperatura y las calderas de baja temperatura se emplean en el rango de baja temperatura para la cual sí presentan rendimientos competitivos.

5.2 Estructura óptima multicriterio

En la Fig. 4.7 se presenta la estructura óptima multicriterio (punto C), que consta de una caldera de biomasa para el suministro de energía térmica a alta temperatura, apoyada por una caldera de condensación. Para calefacción se emplean sistemas de baja temperatura, abastecidos por una bomba de calor aire-agua y una caldera de baja temperatura. Parte de la electricidad de la bomba de calor se genera mediante paneles solares fotovoltaicos, comprando la electricidad restante a la red.

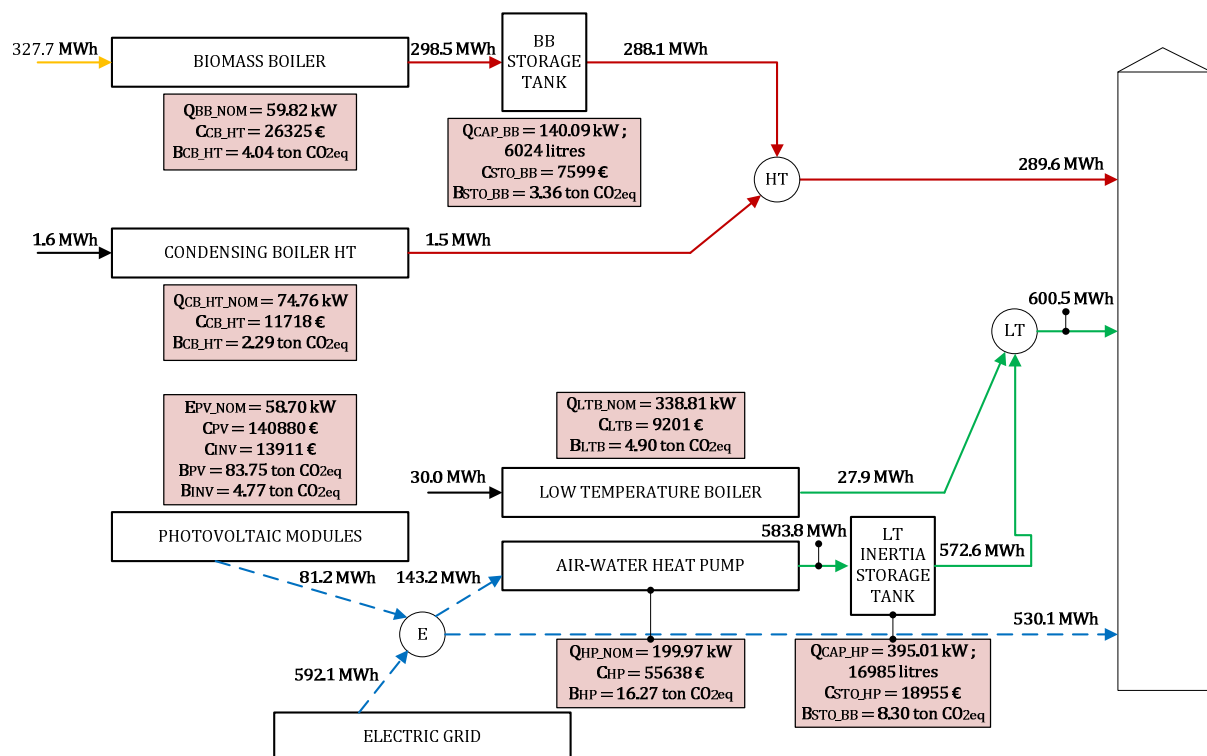


Fig. 4.7 Configuración óptima multicriterio

6 Análisis de sensibilidad

Los resultados óptimos obtenidos en los apartados anteriores se ajustan a los datos disponibles en el mercado actual. No obstante, el mercado energético, ligado a intereses socio-económicos y a las mejoras en el desarrollo tecnológico, cambia con el paso del tiempo, dando lugar a variaciones en la normativa. La optimización de los sistemas energéticos, que es susceptible de cualquier modificación en el mercado energético y, por ende, en la normativa vigente, precisa de un análisis de sensibilidad que permita determinar la dependencia del sistema con los diferentes factores externos implicados. En este apartado se ha llevado a cabo un análisis de sensibilidad tomando en consideración los siguientes aspectos:

- La retribución a la inversión y a la operación
- La discriminación horaria en la tarifa eléctrica
- El ratio electricidad-gas natural
- El mix energético de la electricidad

6.1 Sensibilidad a la retribución a la inversión y a la operación de sistemas de generación eléctrica

El marco regulatorio de los equipos de generación eléctrica ha sufrido grandes modificaciones en los últimos años. Se ha pasado así del RD661/2007 que fomentaba la generación renovable y de alta eficiencia mediante incentivos, convirtiendo estas tecnologías en una inversión rentable, a la supresión de todo tipo de complemento o incentivo y posteriormente a la normativa actual que introduce unas retribuciones a la inversión y a la operación en función de la tecnología y la fecha de autorización de explotación. En este apartado, se ha querido conocer cómo influyen estas retribuciones en la estructura y operación de la planta, y se ha obtenido la configuración óptima que responde a un marco normativo sin ningún tipo de retribución.

De la Tabla 4.4 se puede extraer que el tamaño del motor cuando no existe retribución a la inversión ni a la operación es aquel que cumple únicamente con la contribución mínima a la demanda de ACS. No existen grandes variaciones respecto del caso óptimo económico debido, principalmente, a que las retribuciones a la operación no hacen a la

tecnología más competitiva –no resultando interesante el vertido de la electricidad a red– y a que las retribuciones a la inversión únicamente son aplicables a los tres primeros años de la vida útil del equipo –para los que se conoce su valor.

		Unit	Econ. optimal	Without R _{INV} and R _O
BB	Q _{BB,NOM}	kW	-	-
BB STO	V _{BB}	l	-	-
ICE	E _{ICE,NOM}	kW	6.0	5.7
ICE STO	V _{ICE}	l	1114	1510
CB_HT	Q _{CB,HT,NOM}	kW	134.6	134.6
ST	S _{ST}	kW	-	-
ST STO	V _{VST}	l	-	-
CB_LT	Q _{CB,LT,NOM}	kW	-	-
LTB	Q _{LTB,NOM}	kW	392.5	390.2
HP	Q _{HP,NOM}	kW	146.3	148.6
LT STO	V _{LT}	l	7445	7260
PV	E _{PV,NOM}	kW	-	-
Consumed biomass		MWh/a	-	-
Consumed NG-total		MWh/a	463.6	466.1
Consumed NG-ICE		MWh/a	145.9	146.1
Useful heat-ICE		MWh/a	86.9	86.9
Produced electricity-ICE		MWh/a	44.4	44.4
Produced electricity-PV		MWh/a	-	-
Consumed electricity- HP		MWh/a	123.5	123.1
Purchased electricity		MWh/a	609.2	608.8
Sold electricity		MWh/a	0	0
REE		%	89.98	89.62
PES		%	25.26	25.16
Annual amortization		€/a	8246	8446
O&M cost		€/a	108505	108648
Annual overall cost		€/a	116751	117094

Tabla 4.4 Sensibilidad a la retribución a la inversión y a la operación

6.2 Sensibilidad a la discriminación horaria

Las tarifas con discriminación horaria buscan una mayor gestión de la demanda, premiando al usuario de la instalación que consume la electricidad en las horas valle o autoconsume la electricidad generada en las horas pico. La evaluación de la configuración óptima se ha llevado a cabo para las tarifas de discriminación de dos periodos (2PHD) y supervalle (SVHD), especificadas en el anexo C.

		Unit	Econ. optimal	2PHD	SVHD
BB	Q _{BB,NOM}	kW	-	-	-
BB STO	V _{BB}	l	-	-	-
ICE	E _{ICE,NOM}	kW	6.0	17.0	10.0
ICE STO	V _{ICE}	l	1114	3451	1466
CB_HT	Q _{CB,HT,NOM}	kW	134.6	134.6	134.6
ST	S _{ST}	kW	-	-	-
ST STO	V _{VST}	l	-	-	-
CB_LT	Q _{CB,LT,NOM}	kW	-	-	-
LTB	Q _{LTB,NOM}	kW	392.5	345.0	343.0
HP	Q _{HP,NOM}	kW	146.3	193.8	195.8
LT STO	V _{LT}	l	7445	15152	15759
PV	E _{PV,NOM}	kW	-	-	-
Consumed biomass		MWh/a	-	-	-
Consumed NG-total		MWh/a	463.6	395.8	388.2
Consumed NG-ICE		MWh/a	145.9	150.7	146.2
Useful heat-ICE		MWh/a	86.9	86.9	86.9
Produced electricity-ICE		MWh/a	44.4	45.8	44.4
Produced electricity-PV		MWh/a	-	-	-
Consumed electricity- HP		MWh/a	123.5	142.3	143.2
Purchased electricity		MWh/a	609.2	626.6	628.9
Sold electricity		MWh/a	0	0	0
REE		%	89.98	84.59	89.44
PES		%	25.26	24.02	25.11
Annual amortization		€/a	8246	11636	10768
O&M cost		€/a	108505	93030	95728
Annual overall cost		€/a	116751	104666	106496

Tabla 4.5 Sensibilidad a la discriminación horaria

6.3 Sensibilidad a los precios de mercado del gas natural y de la electricidad

Debido a la influencia de los precios de la electricidad y el gas natural en los resultados generales, se ha llevado a cabo un análisis de sensibilidad para determinar cómo varía la configuración de la planta y los resultados operacionales cuando se produce un aumento o una disminución de los precios de mercado de la electricidad y el gas natural. Para ello se ha analizado la selección de tecnologías de la planta para la casuística resultante de aplicar una variación del $\pm 30\%$ a los precios del mercado de gas natural y la electricidad actuales. La variación del coste con los precios de mercado se recoge en la Fig. 4.8.

Debido a que el precio de la electricidad es superior al del gas natural, el coste global varía de una forma más significativa con el aumento o disminución porcentual de la electricidad que con el gas natural.

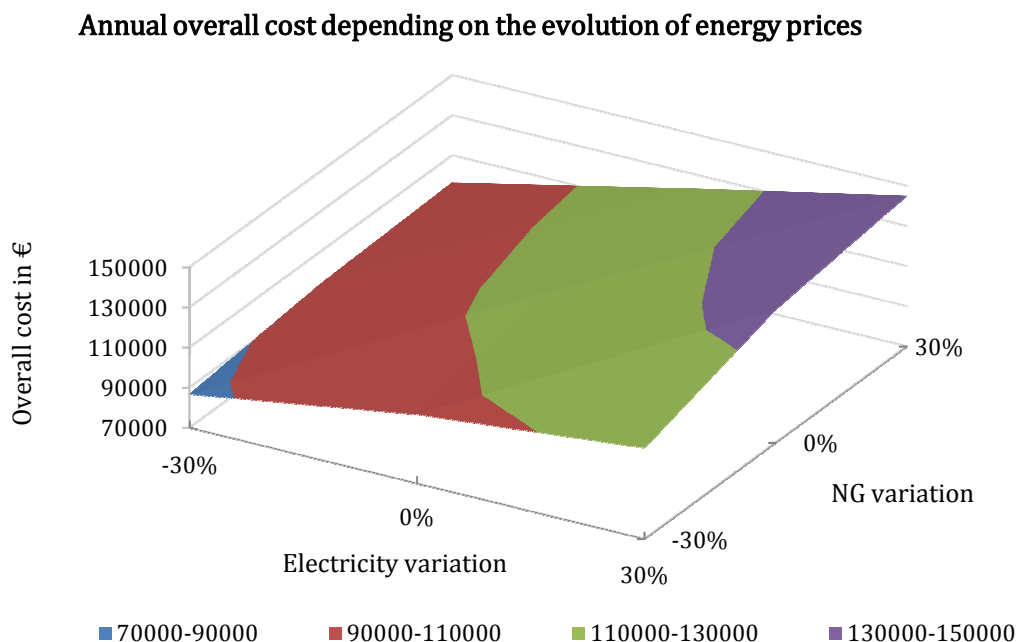


Fig. 4.8 Variación del coste anual con los precios de mercado

Por otra parte, en la Tabla 4.6 se detalla la configuración de la planta para cada uno de los casos, así como su operación. A partir de estos resultados, se puede afirmar que la instalación de micro-CHP es menos atractiva a medida que disminuye el precio de la electricidad y aumenta el del gas natural. Cuando el precio de la electricidad es un 30% inferior, el tamaño del motor a instalar disminuye, no siendo rentable el autoconsumo de electricidad respecto de la compra de la misma y el empleo de otro sistema de generación térmica.

Al aumentar el precio del gas natural en un 30%, la micro-CHP deja de ser competitiva y, al no modificarse el precio de los pellets, la biomasa se presenta como la tecnología más interesante apoyada por calderas de condensación. Por el contrario, cuando el coste del gas natural se ve reducido en un 30% y para el coste de electricidad actual o superior, la generación de calefacción a alta temperatura mediante motores de micro-CHP se impone como la tecnología más rentable.

Si se analiza el REE en las situaciones en las que se instala micro-CHP, se aprecia que éste disminuye con el aumento del coste de la electricidad, lo que se debe al aumento de tamaño del motor. Al instalar una mayor potencia y operar a plena carga, disminuye el número de horas de operación del equipo y aumentan porcentualmente las pérdidas en el depósito, al no utilizarse el calor en el instante que se genera o en los inmediatamente posteriores.

Por otra parte, la potencia instalada de la bomba de calor aire-agua también se ve afectada al variar el precio de compra de la electricidad y del gas natural. Una disminución del precio de la electricidad conlleva un aumento de la potencia instalada, al igual que un aumento del coste del gas natural, que hace que bomba de calor sea una tecnología económicamente más interesante que la generación mediante caldera de baja temperatura.

En lo referente a la instalación de la tecnología solar fotovoltaica, únicamente debe plantearse cuando aumenta el precio de la electricidad y para un coste del gas natural igual o superior al actual.

Finalmente, se observa que la venta de electricidad puede resultar atractiva si se produjese una disminución del precio del gas natural para el coste de la electricidad actual o superior. Si aumenta el precio de la electricidad y el del gas natural permanece constante, aumenta el consumo de electricidad por el empleo de la bomba de calor y no existe electricidad sobrante del motor para la venta de la electricidad generada. Cuando el precio del gas natural disminuye para el precio actual de la electricidad o superior, la demanda de la electricidad es menor, al no disponer de bomba de calor y el tamaño del equipo de micro-CHP aumenta. Esto hace que resulte rentable generar una mayor potencia de electricidad de una manera continuada, con un menor coste del gas natural, autoconsumiendo una mayor cantidad de electricidad y vendiendo los excedentes a pesar de no disponer de un precio de venta competitivo.

			Electricity -30%			Electricity 0%			Electricity 30%		
Unit			NG	NG	NG	NG	NG	NG	NG	NG	NG
			-30%	0%	30%	-30%	0%	30%	-30%	0%	30%
BB	Q _{BB,NOM}	kW	-	16.0	52.8	-	-	51.0	-	-	52.9
BB STO	V _{BB}	l	-	681	4828	-	-	4700	-	-	4852
ICE	E _{ICE,NOM}	kW	10.0	-	-	29.1	6.0	-	45.6	29.9	-
ICE STO	V _{ICE}	l	853	-	-	8007	1114	-	10830	7855	-
CB_HT	Q _{CB,HT,NOM}	kW	134.6	118.7	81.8	421.7	134.6	83.6	373.4	134.6	81.7
ST	S _{ST}	kW	-	-	-	-	-	-	-	-	-
ST STO	V _{VST}	l	-	-	-	-	-	-	-	-	-
CB_LT	Q _{CB,LT,NOM}	kW	-	-	-	-	-	-	-	-	-
LTB	Q _{LTB,NOM}	kW	406.5	372.5	343.0	-	392.5	355.2	-	411.0	378.7
HP	Q _{HP,NOM}	kW	132.3	166.3	195.8	-	146.3	183.5	-	127.7	160.1
LT STO	V _{LT}	l	6557	9198	15759	-	7445	12286	-	7260	9198
PV	E _{PV,NOM}	kW	-	-	-	-	-	-	-	58.7	58.7
Consumed biomass	MWh/a		-	113.3	300.3	-	-	298.5	-	-	301.7
Consumed NG-total	MWh/a		505.5	269.9	55.4	1165.9	463.6	74.5	1364.4	642.6	104.3
Consumed NG-ICE	MWh/a		179.9	-	-	642.3	145.9	-	988.0	484.3	-
Useful heat-ICE	MWh/a		106.4	-	-	378.0	86.9	-	521.9	277.9	-
Produced electricity-ICE	MWh/a		54.7	-	-	195.3	44.4	-	300.3	147.3	-
Produced electricity-PV	MWh/a		-	-	-	-	-	-	-	81.2	81.2
Consumed electricity-HP	MWh/a		116.9	131.5	142.0	-	123.5	137.8	-	114.5	129.6
Purchased electricity	MWh/a		592.3	661.6	672.1	342.0	609.2	667.9	267.6	416.5	578.5
Sold electricity	MWh/a		0	0	0	7.2	0	0	37.8	0.4	0
REE	%		88.69	-	-	87.85	89.98	-	73.58	83.92	-
PES	%		24.97	-	-	24.79	25.26	-	20.78	23.87	-
Annual amortization	€/a		8423	8860	11137	7344	8246	10486	8689	20908	19670
O&M cost	€/a		78099	84935	85106	96826	108505	110652	106443	115356	125340
Annual overall cost	€/a		86522	93795	96243	104170	116751	121138	115132	136264	145010

Tabla 4.6 Sensibilidad a los precios de mercado

6.4 Sensibilidad al mix energético

En la Tabla 4.7 se puede observar que los nuevos valores de emisiones no representan grandes variaciones en la síntesis de la planta. Esto se debe, a que las energías renovables como la biomasa o la solar fotovoltaica, cuyas emisiones en la operación son nulas, representan grandes ventajas medioambientales frente a tecnologías que emplean combustibles fósiles.

		Unit	ACTUAL VALUES	OLD VALUES
BB	Q_{BB_NOM}	kW	355.1	352.3
BB STO	V_{BB}	l	20306	20547
ICE	E_{ICE_NOM}	kW	-	-
ICE STO	V_{ICE}	l	-	-
CB_HT	$Q_{CB_HT_NOM}$	kW	135.7	130.1
ST	S_{ST}	kW	-	-
ST STO	V_{ST}	l	-	-
CB_LT	$Q_{CB_LT_NOM}$	kW	-	-
LTB	Q_{LTB_NOM}	kW	-	-
HP	Q_{HP_NOM}	kW	-	-
LT STO	V_{LT}	l	-	-
PV	E_{PV_NOM}	kW	58.7	58.7
Consumed biomass		MWh/a	1038.3	1088.0
Consumed NG-total		MWh/a	4.3	4.3
Consumed NG-ICE		MWh/a	-	-
Useful heat-ICE		MWh/a	-	-
Produced electricity-ICE		MWh/a	-	-
Produced electricity-PV		MWh/a	81.2	81.2
Consumed electricity- HP		MWh/a	-	-
Purchased electricity		MWh/a	448.9	448.9
Sold electricity		MWh/a	0	-
REE		%	-	-
PES		%	-	-
CO2eq emissions of components		Ton/a	5.6	5.6
Operation CO2eq emissions		Ton/a	180.2	292.2
Annual overall CO2eq emissions		Ton/a	185.8	297.8

Tabla 4.7 Sensibilidad al mix energético

Las pequeñas diferencias existentes en el dimensionamiento de los equipos de generación térmica se deben a la pequeña modificación en los valores de emisiones del gas natural. Los valores de emisiones de gas natural aprobados en la actualidad son ligeramente superiores a los valores empleados hasta el momento. No obstante, la caldera de condensación únicamente opera para cubrir picos de demanda en momentos puntuales, sin ser su consumo relevante en ninguno de los casos. Esto da lugar a que el consumo de gas natural sea prácticamente el mismo y no apreciable en los resultados de la tabla que se indican en MWh (el consumo de la *CB_HT* pasa de 4314kWh con los valores antiguos a 4289kWh con los actuales). La diferencia en las emisiones de la electricidad se aprecian únicamente en las emisiones de la electricidad comprada a red (que coincide en ambos casos), ya que la superficie de solar fotovoltaica optimizada es la máxima en ambos casos.

7 Conclusiones

El modelo MILP presentado en los capítulos anteriores se ha desarrollado para la síntesis de instalaciones térmicas de edificios. Para ello, se ha desarrollado una superestructura que engloba las tecnologías más comercializadas en la actualidad y que se divide en dos niveles de temperatura de producción térmica (alta y baja temperatura). Incluye, a su vez, la posibilidad de instalación de paneles fotovoltaicos para la generación eléctrica. Las tecnologías a instalar se han seleccionado bajo los criterios económico (minimización del coste global), medioambiental (minimización de las emisiones de $\text{CO}_{2\text{eq}}$ generadas) y multicriterio (combinación de los dos criterios anteriores).

La estructura óptima económica está compuesta por equipos de generación que emplean gas natural o electricidad como combustible. La generación de ACS se lleva a cabo mediante equipos operando a alta temperatura (motor de combustión interna apoyado por una caldera de condensación), mientras que la demanda de calefacción se suministra mediante equipos de baja temperatura (bomba de calor y caldera de baja temperatura). Esto se debe en gran parte al menor coste de inversión de estas tecnologías frente a las renovables, a la alta eficiencia de los sistemas de cogeneración y a los COP de las bombas de calor. Cabe destacar, que la micro-CHP se plantea como la tecnología más rentable para el abastecimiento de la cobertura mínima exigida de ACS, frente a las tecnologías renovables como la solar térmica o la biomasa.

Por el contrario, la estructura óptima medioambiental la constituyen tecnologías renovables como caldera de biomasa para calefacción y ACS, apoyada por caldera de condensación, y paneles fotovoltaicos para generación de electricidad. Se observa que los criterios económico y ambiental son objetivos en conflicto, de modo que una estructura que minimiza el coste tendrá un impacto ambiental elevado, y la estructura medioambientalmente más atractiva supondrá un coste mayor. Para ello, se ha llevado a cabo una optimización multicriterio mediante el frente de Pareto, obteniendo una configuración intermedia que engloba tanto los criterios económicos como los medioambientales.

Debido a las variaciones que se pueden dar en factores externos, como los precios de mercado, los tipos de tarifa de los recursos energéticos, la normativa en la cogeneración, el mix energético, etc., es indispensable llevar a cabo un análisis de sensibilidad que considere esta casuística. Por ejemplo, de los resultados se puede extraer que una variación en los precios de mercado y una modificación del ratio entre los precios de la electricidad y el gas natural, puede llevar a configuraciones muy distintas.

Finalmente, cabe destacar que una vez obtenida la configuración óptima, sería necesario un estudio post-optimal que incluyese una optimización más pormenorizada para el dimensionamiento de los equipos, así como la simulación de la operación de la planta para garantizar el correcto funcionamiento de la planta.

**CAPÍTULO 5: CÁLCULO Y
ASIGNACIÓN DE LOS COSTES DE
FLUJOS INTERMEDIOS Y DE
PRODUCTOS EN PLANTAS DE
COGENERACIÓN**

1 Introducción y objetivos

En este capítulo se ha aplicado la Termoeconomía a una planta de micro-CHP que opera en condiciones dinámicas. Esto posibilita conocer el potencial real del ahorro energético que tiene la planta e identificar los puntos de mayor irreversibilidad y de mayor coste unitario.

Asimismo, se ha combinado el Análisis de Ciclo de Vida (LCA) con el análisis termoeconómico para determinar el contenido energético y exergético de una instalación de micro-CHP. El análisis termoeconómico de la instalación se ha llevado a cabo en condiciones dinámicas para un horizonte temporal de un año, incluyendo tanto los costes exergéticos de los flujos entrantes a la planta como la exergía contenida en los componentes.

Posteriormente, se ha presentado la problemática existente en la asignación de costes cuando se dispone de plantas con diferentes co-productos. Para ello, se han analizado los diferentes métodos de asignación ya conocidos y se han aplicado a la planta de cogeneración en estudio. Los resultados obtenidos se han comparado a fin de esclarecer las ventajas e inconvenientes de cada método de asignación, y de acotar su campo de aplicación. Estos mismos criterios se han empleado para el reparto del impacto ambiental. El indicador ambiental seleccionado para la evaluación del impacto son las emisiones de GEI (veáse metodología de evaluación en Anexo C).



2 El análisis exergético en edificios

2.1 El concepto de exergía

Los diferentes matices de la definición de exergía fueron recogidos por Hepbasli [128] en una tabla como la siguiente:

Autor	Definición
Rant	Exergy is defined as that part of energy that can be fully converted into any other kind of energy
Rickert	Exergy is the shaft work or electrical energy to produce a material in its specified state from materials common in the environment in a reversible way, heat being exchanged only with the environment at temperature T_0
Szargut	Exergy is a measure of a quality of various kinds of energy and is defined as the amount of work obtainable when some matter is brought to a state of thermodynamic equilibrium with the common components of the natural surroundings by means of reversible processes, involving interaction only with the abovementioned components of nature
Kotas	The work equivalent of a given form of energy is a measure of its exergy, which is defined as the maximum work, which can be obtained from a given form of energy using the environmental parameters as the reference state
Shukuya	Exergy is defined as a measure of dispersion potential of energy and matter, while entropy is defined as a measure that indicates the dispersion of energy and matter
Bejan	Exergy is the minimum theoretical useful work required to form a quantity of matter from substance present in the environment and to bring the matter to a specified state. Exergy is a measure of the departure of the state of the system from that of the environment, and is therefore an attribute of the system and environment together
Moran and Shapiro	Exergy is the maximum theoretical work that can be extracted from a combined system consisting of the system under study and the environment as the system passes from a given state to equilibrium with the environment - that is, passes to the dead state at which the combined system possesses energy, but no exergy
Connely and Koshland	The property exergy defines the maximum amount of work that may theoretically be performed by bringing a resource into equilibrium with its surroundings through a reversible process
Honerkamp	The maximum fraction of an energy form, which (in a reversible process) can be transformed into work is called exergy. The remaining part is called anergy, and this corresponds to the waste heat
Ala-Juusela	Exergy is the concept, which quantifies the potential of energy and matter to disperse in the course of their diffusion into their environment, to articulate what is consumed within a system
Tsatsaronis	Exergy of a thermodynamic system is the maximum theoretical useful work (shaft work or electrical work) obtainable as the system is brought into complete thermodynamic equilibrium with the thermodynamic environment while the system interacts with this environment only
Gunnewiek and Rosen	Exergy can be viewed as a measure of the departure of a substance from equilibrium with a specified reference environment, which is often modeled as the actual environment. The exergy of an emission to the environment, therefore, is a measure of the potential of the emission to change or impact the environment. The greater the exergy of an emission, the greater is its departure from equilibrium with the environment, and the greater may be its potential to change or impact the environment
Cengel and Bole	The exergy of a person in daily life can be viewed as the best job that person can do under the most favorable conditions. The exergy of a person at a given time and place can be viewed as the maximum amount of work he or she can do at that time and place

Tabla 5.1. Definiciones de exergía según diferentes fuentes

Todos los sistemas que se encuentran en un estado termodinámico diferente del entorno, poseen la capacidad de producir trabajo, esto es, exergía. Dentro de los sistemas térmicos que se han analizado en este capítulo se han considerado los siguientes tipos de exergía: la exergía de un flujo material, la exergía del calor y la exergía del trabajo.

La exergía de un flujo de materia se calcula como la suma de la exergía física y la exergía química. La exergía física Ex^{PH} se debe al desequilibrio térmico entre la temperatura del sistema y la del ambiente de referencia (Ex^T), y/o al desequilibrio mecánico existente por la diferencia de presión entre el sistema y el ambiente (Ex^M). Las exergías cinética y potencial pueden considerarse despreciables en los sistemas térmicos [129]. Mientras que la exergía química Ex^{CH} se basa en la diferencia en la composición química y/o concentración entre el sistema y el entorno.

$$Ex = Ex^{PH} + Ex^{CH} = Ex^T + Ex^M + Ex^{CH} \quad \text{Eq. 5.1}$$

En un fluido incompresible, donde la variación en la presión y las exergías química, cinética y potencial se pueden despreciar, la exergía del flujo se calcula de acuerdo a la siguiente ecuación [130]:

$$\begin{aligned} \dot{Ex} &= \dot{m} \cdot c_p \int_{T_1}^{T_2} \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) dT = \dot{m} \cdot c_p \left(T_2 - T_1 - T_0 \ln \frac{T_2}{T_1}\right) \\ &= \dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T_2 - T_1} \ln \frac{T_2}{T_1}\right) \end{aligned} \quad \text{Eq. 5.2}$$

Mientras, la exergía del calor se puede definir como la energía térmica del flujo por un factor, denominado factor de Carnot o factor de calidad, que se corresponde con el rendimiento del ciclo ideal de Carnot. Este rendimiento representa la cantidad de energía de una fuente de calor que es factible convertir en trabajo, que es dependiente únicamente de la temperatura de frontera del sistema (T) y de la temperatura de referencia (T_0) que constituye, a su vez, un foco térmico.

$$Ex^Q = Q \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \quad \text{Eq. 5.3}$$

En lo que respecta a la exergía asociada al trabajo, ésta es igual a su energía:

$$Ex^W = W$$

Eq. 5.4

2.2 Cálculo de la demanda de exergía en edificios

La energía no se pierde, se conserva, de acuerdo a la primera ley de la termodinámica, mientras que la exergía se pierde debido a las irreversibilidades del sistema, siendo estas pérdidas mayores cuando se emplean sistemas poco eficientes, lo que va en contra del desarrollo sostenible. El ahorro de energía y, por ende, la disminución del coste económico y de las emisiones generadas durante la operación de la planta, depende de la eficiencia energética de los edificios, de los sistemas de generación empleados y de la calidad de los portadores de energía. Es, por ello, recomendable considerar aspectos de calidad de energía para llevar a cabo un análisis comparativo de los diferentes sistemas de generación empleados en los edificios.

Determinar las irreversibilidades en las instalaciones térmicas de edificios requiere el cálculo de la exergía demandada por los usuarios. La demanda de energía de un edificio se define como la cantidad de energía requerida para mantener la temperatura del aire interior de la vivienda en las condiciones de confort requeridas por los usuarios. La demanda de exergía, asimismo, se define como la cantidad de exergía (la mínima cantidad de trabajo) necesaria para proporcionar esa energía requerida. El aire interior de las viviendas tiene una cierta cantidad de exergía cuando su temperatura es mayor que la ambiental y cuando es menor. La exergía contenida en el aire que está a temperatura mayor que la ambiental es la capacidad de la energía térmica del aire a dispersarse en el ambiente. Por el contrario, en el caso de que el aire interior se encuentre a una temperatura inferior a la ambiental, la exergía contenida es la capacidad del aire de permitir la transmisión de la energía térmica del ambiente al mismo. De esta manera, se puede definir la exergía del calor cuando la temperatura de un local es mayor que la ambiental (demanda de calefacción) y exergía del frío cuando la temperatura del local se disminuye para que su temperatura sea inferior a la del exterior (demanda de refrigeración).

El análisis exergético requiere definir un estado de referencia termodinámico, ya que la exergía es la medida del potencial de un sistema que se encuentra en desequilibrio termodinámico con un ambiente de referencia que actúa como estado muerto. El

ambiente de referencia empleado en este caso es el aire exterior del edificio. La elección de este ambiente se justifica por ser lo suficientemente grande como para no variar ni sus propiedades termodinámicas ni su composición debido a interacciones con el edificio. Además, muchos de los procesos que ocurren en el edificio se deben a la diferencia de presión y temperatura con el aire exterior.

Una vez seleccionado el estado de referencia, se debe determinar la exergía demandada por el edificio. En el Annex 49 del programa ECBCS (Energy Conservation in Buildings and Community Systems) de la IEA (International Energy Agency) [131] se diferencia entre dos métodos de cálculo de la demanda de exergía: el método simplificado y el método detallado. El método simplificado se diferencia del detallado únicamente en la manera de enfocar el análisis de la demanda térmica del edificio debida a la ventilación, como veremos a continuación.

Atendiendo al método simplificado desarrollado por Schmidt [132], la demanda de exergía se calcula como la calidad de la energía térmica demandada a la temperatura de la zona térmica. La demanda de exergía debe calcularse a partir de la energía demandada obtenida de la aplicación de balance de energía en el edificio. La temperatura de la zona podrá calcularse bien por la temperatura del aire interior o por la temperatura operativa –calculada como la media entre la temperatura del aire y la temperatura radiante media de las superficies de la zona–. A pesar de que no existen variaciones significativas entre la temperatura del aire interior y la temperatura radiante media, en esta tesis se ha empleado la temperatura operativa de cada una de las zonas para el cálculo de la demanda de exergía, tal y como se establece en [131].

$$T_{op} = \frac{T_{Int_air} + T_{rm}}{2} \quad \text{Eq. 5.5}$$

De modo que la demanda de exergía se calcula como:

$$EX_{DEM} = \sum_1^z Q_{DEM}(z) \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_{op}(z)} \right) \quad \text{Eq. 5.6}$$

A partir de la ecuación se puede deducir que la temperatura supuesta para el cálculo de la exergía en el caso de las ganancias solares y las internas es, asimismo, la temperatura

operativa de la zona. Esta consideración implica que únicamente se tengan en cuenta las irreversibilidades en el interior del edificio y no así las producidas fuera de los límites del mismo. La temperatura operativa representa la temperatura a la que las ganancias solares entran a la zona, así como la temperatura que se alcanza en los límites del sistema por los efectos a su vez de las ganancias internas [133].

El método detallado introduce la posibilidad de calentar el aire entrante de ventilación, y diferencia entre la exergía de la materia (el aire) y la exergía del calor. Parte del hecho de que aumentar la energía térmica de la materia en un valor determinado de T_0 a T , requiere menos trabajo que producir la misma cantidad de calor a la temperatura T . Para ello, calcula la exergía necesaria para el acondicionamiento del aire exterior ante la posibilidad de que se introdujese un sistema para el precalentamiento del aire exterior que no ha sido analizado previamente.

En el caso del proyecto Salburua 176, la demanda por ventilación se ha calculado a partir de un análisis previo de un sistema de recuperación de calor, por lo que ya se ha tenido en cuenta la temperatura del aire de entrada a la vivienda una vez precalentado. Por ello, el método empleado en el cálculo de la demanda de exergía es el simplificado. La demanda de exergía calculada se muestra en las Fig. 5.1 y Fig. 5.2.

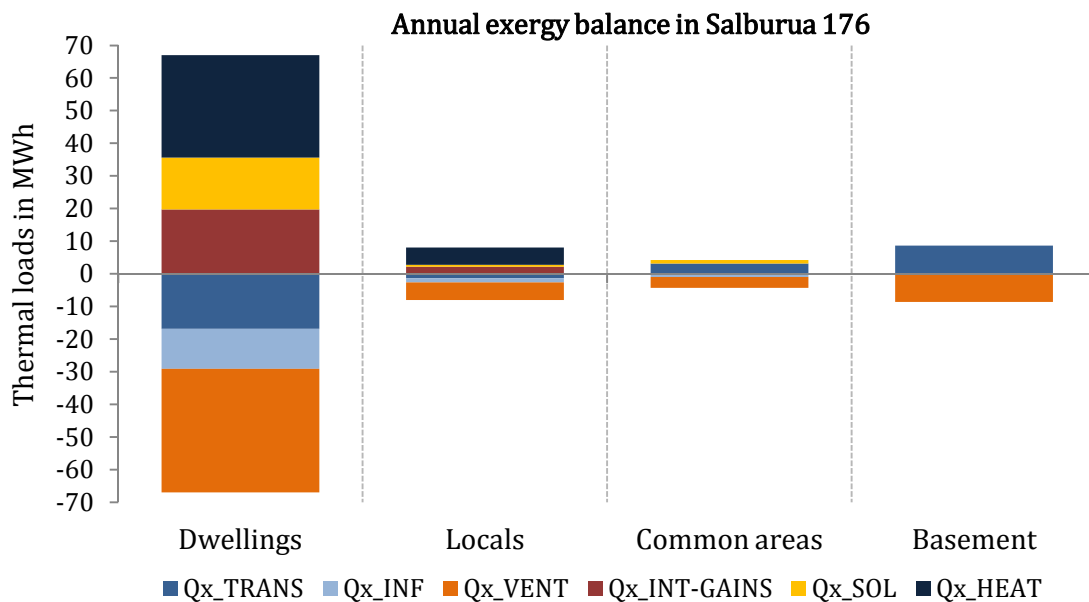


Fig. 5.1 Balance exergético anual en el edificio

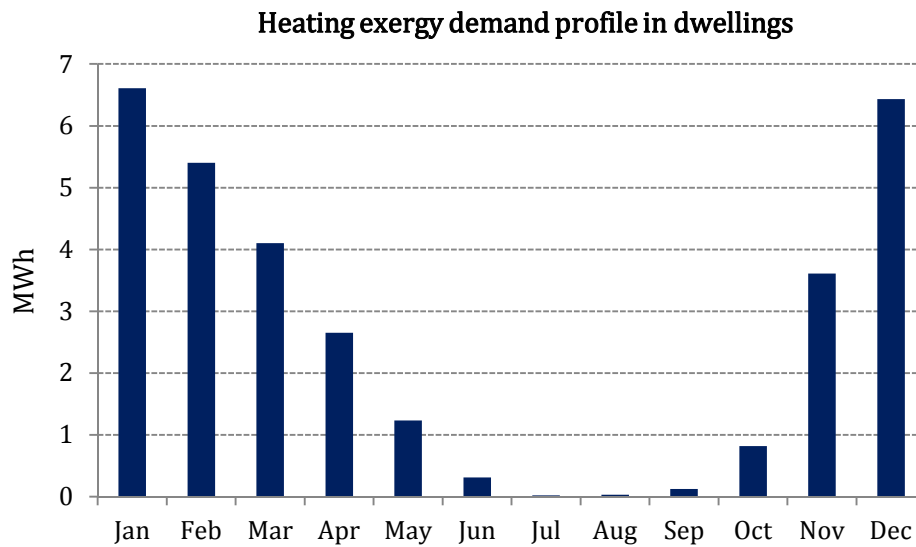


Fig. 5.2 Distribución de la demanda de exergía en viviendas

2.3 Análisis exergético de la instalación térmica

Cuando se introduce el segundo principio de la termodinámica, el objetivo de una instalación reside en proporcionar la demanda de exergía requerida con el menor consumo de exergía posible. Cualquier excedente de exergía proporcionado a la zona implica una destrucción de exergía.

Un análisis del proceso completo de suministro de exergía –que considere todas las fases intermedias desde el consumo de exergía primaria hasta su transformación en exergía final– permite detectar los puntos en los que se producen mayores irreversibilidades y mayor destrucción de exergía. En el proceso global de una instalación de calefacción y ACS en viviendas, la exergía va disminuyendo a medida que el recurso se transforma, se genera la energía calorífica, se almacena, se distribuye a las viviendas, se emite calentando el aire de la habitación y posteriormente se pierde a través de los cerramientos hasta alcanzar las condiciones ambientales, que es el ambiente de referencia escogido como estado muerto.

En el capítulo 3 se simuló el funcionamiento anual de la instalación térmica mediante Trnsys 17 para analizar las propiedades termodinámicas de cada flujo (Fig 3.18). A partir de los resultados obtenidos se ha calculado la exergía de todos los flujos de la instalación y el rendimiento exergético de cada equipo con el fin de identificar las fuentes principales de destrucción de exergía. En el cálculo de la exergía de los diferentes flujos de la instalación y del aire interior del edificio, se ha tenido en cuenta

que el ambiente de referencia se corresponde con el aire exterior, cuya temperatura es variable en el tiempo. La temperatura exterior se ha tomado de la base de datos Meteonorm [119].

Para determinar la destrucción de exergía en cada fase de la instalación es necesario comprender que cada componente tiene una funcionalidad y cumple un propósito particular dentro del sistema productivo global, sin el cual el objetivo final del sistema no se vería alcanzado. La definición de la funcionalidad de un componente, del propósito que persigue y de los recursos consumidos para alcanzarlo, requiere distinguir entre tres tipos de flujos que se producen en cada subsistema en el que se divide el edificio o la instalación a analizar [134]:

- Producto: el flujo o combinación de flujos objetivo que se quiere conseguir (P_x).
- Fuel: los recursos exergéticos consumidos para lograr el producto objetivo (F_x).
- Pérdidas: flujos que salen del sistema sin ser utilizados y sin posibilidad de que se utilicen (L_x).

De modo que la irreversibilidad de un componente o sistema –que se corresponde con la suma de las pérdidas y la destrucción de exergía del sistema– se calcula a partir de la siguiente expresión:

$$I = L_x + D = F_x - P_x \quad \text{Eq. 5.7}$$

Las pérdidas en los equipos debidas a la transferencia de calor al ambiente se han incluido, junto con la destrucción de exergía, dentro de las irreversibilidades. Se ha seguido este mismo criterio para las pérdidas debidas a los gases procedentes de la combustión que son expulsados al ambiente (debido a que no se dispone de suficiente información para determinar la composición de los gases y la exergía asociada a los mismos). Entre tanto, las pérdidas de calor en las tuberías se han considerado despreciables.

Una vez aplicadas estas suposiciones al análisis de pérdidas y definidos los productos y los fueles de cada componente, se ha evaluado la ineficiencia de los componentes de la planta mediante la definición de su eficiencia exergética, que se calcula como el ratio entre el producto y el fuel [135].

$$\psi = \frac{P_x}{F_x}$$

Eq. 5.8

La definición de F_x , P_x y L_x en cada uno de los componentes del sistema requiere establecer el método de cálculo para los diferentes tipos de flujo:

a) Exergía de los recursos energéticos entrantes:

En el caso del consumo eléctrico de las bombas la exergía es igual a su energía. Cuando se trata de la exergía de un combustible, ésta se calcula como la exergía química del mismo, que se calcula a partir de su composición. No obstante, estos cálculos pueden obviarse si se emplean las correlaciones entre la exergía química estándar y el poder calorífico inferior o superior para cada combustible, que pueden encontrarse en distinta bibliografía [136, 137].

El ratio exergía/energía r_{ex-e} de las distintas fuentes de energía se recogen en la Tabla 5.2. Como puede observarse en la misma tabla, estos ratios están referidos al poder calorífico inferior (LHV) y al poder calorífico superior (HHV) en el caso de combustibles orgánicos.

	r_{ex-e} (ratio based on LHV)	r_{ex-e} (ratio based on HHV)
Coal	1.09	1.04
Lignite	1.17	1.04
Fuel oil- Gas oil	1.07	1.02
Natural gas	1.04	0.94
Biomass	1.15	1.05
Nuclear		1
Kinetic in wind		1
Potential energy		1
Solar		0.93

Tabla 5.2 Ratio exergía/energía de los recursos energéticos

El ratio de exergía de los combustibles orgánicos corresponde a la exergía química estándar de cada tipo de combustible. En el caso de la exergía nuclear, se considera que la exergía de las materias primas nucleares es igual a la energía disponible ya que se trata de una energía de muy alta calidad [137]. Esta exergía constituye principalmente la exergía de fisión de los elementos fisionables. La

energía cinética y la potencial pueden convertirse íntegramente en trabajo por lo que el ratio de ambas es la unidad.

La exergía de la radiación solar se obtiene a partir de la Eq. 5.9 [138] desarrollada para el cálculo de la exergía de la radiación térmica.

$$r_{ex-e,rad} = 1 - \frac{4}{3} \cdot \frac{T_0}{T_S} + \frac{1}{3} \cdot \left(\frac{T_0}{T_S}\right)^4 \quad \text{Eq. 5.9}$$

Donde T_0 es la temperatura de la tierra y T_S la temperatura de la superficie solar que es aproximadamente 5800K. Suponiendo una temperatura media de la superficie terrestre de 300K el ratio obtenido es aproximadamente de 0.93 [139].

b) Exergía física de los flujos de agua:

Considerando el agua líquida como incompresible y suponiendo despreciables la pérdida de presión y los efectos de las exergías cinética y potencial, la exergía física de un flujo de agua queda de la siguiente manera:

$$\dot{E}x = \dot{m} \cdot (h - h_0 - T_0 \cdot (s - s_0)) = \dot{m} \cdot c_p \cdot \left(T - T_0 - T_0 \cdot \ln \frac{T}{T_0}\right) \quad \text{Eq. 5.10}$$

c) Exergía del calor almacenado en los depósitos:

El balance de exergía en un depósito se ajusta a la siguiente ecuación:

$$Ex_{STO_FIN} - Ex_{STO_INI} = Ex_{CHAR} - Ex_{DISCH} - Ex_{LOSS} - Ex_D \quad \text{Eq. 5.11}$$

La exergía almacenada en el proceso se puede considerar como un producto en el caso de que sea aprovechada o como una pérdida en caso contrario [84, 140].

Si se considera la exergía almacenada en un periodo como un producto, la eficiencia exergética del depósito de inercia es la siguiente:

$$\psi_{TES} = \frac{P_x}{F_x} = \frac{Ex_{DISCH} + Ex_{STO_FIN} - Ex_{STO_INI}}{Ex_{CHAR}} \quad \text{Eq. 5.12}$$

Mientras que si la exergía almacenada al final del momento considerado se considera como una pérdida la eficiencia exergética es:

$$\psi_{TES} = \frac{P_x}{F_x} = \frac{EX_{DISCH}}{EX_{CHAR}} \quad \text{Eq. 5.13}$$

En este estudio se ha considerado el almacenamiento como una pérdida y se ha englobado junto con la exergía destruida en el término de irreversibilidad (I). Tal y como se ha mencionado anteriormente, se ha empleado el mismo criterio para la exergía asociada a las pérdidas por transferencia de calor al ambiente.

d) Exergía emitida por los radiadores:

La irreversibilidad generada en los radiadores es la diferencia entre la exergía del flujo que atraviesa el radiador y la exergía emitida al aire interior. Determinar la exergía emitida por los radiadores requiere conocer la temperatura de superficie de los mismos, que se calcula como la temperatura media logarítmica entre el fluido caloportador y la temperatura del aire interior –que varía con las condiciones de consigna–.

$$T_{RAD} = \Delta T_{LTMD} + T_{op} \quad \text{Eq. 5.14}$$

$$\Delta T_{LTMD} = \frac{T_{IN,RAD} - T_{OUT,RAD}}{\ln\left(\frac{T_{IN,RAD} - T_{op}}{T_{OUT,RAD} - T_{op}}\right)} \quad \text{Eq. 5.15}$$

donde ΔT_{LTMD} es la diferencia de la temperatura media logarítmica entre el fluido caloportador y el aire interior.

De modo que la exergía emitida al aire interior es:

$$EX_{RAD} = Q_{RAD} \left(1 - \frac{T_0}{T_{RAD}}\right) \quad \text{Eq. 5.16}$$

e) Exergía destruida en el aire interior:

La exergía destruida en el aire interior es la diferencia entre la exergía emitida por los radiadores y la exergía demandada por el edificio. Esta irreversibilidad se debe a la diferencia de temperatura entre la superficie de emisión de los radiadores y el aire interior de las viviendas.

$$EX_{D,Int_air} = EX_{RAD} - EX_{DEM} \quad \text{Eq. 5.17}$$

En la Tabla 5.3 se han definido los fueles y productos para el sistema y cada uno de los componentes, a partir de los cuales se ha calculado la eficiencia exergética y la irreversibilidad (exergía destruida+pérdidas). Los fueles de la planta son el gas natural consumido en los sistemas de generación, el consumo eléctrico de las bombas y el agua de red entrante para agua caliente, mientras que las demandas de exergía térmica de calefacción y ACS, y la exergía de la electricidad generada en los motores representan los productos de la planta.

Cabe destacar, que en la Tabla 5.3 los productos de las bombas se consideran nulos. Esto se debe a que la exergía consumida en las bombas tiene como objetivo aumentar la exergía mecánica del fluido garantizando así el correcto funcionamiento hidráulico de la planta, con pequeñas diferencias entre las temperaturas de entrada y salida de las mismas que no son significativas. Teniendo en cuenta que la exergía mecánica de los flujos no se ha considerado en el análisis exergético del sistema debido a su baja relevancia en comparación con la exergía térmica, el producto resultante de las bombas se considera nulo.

De los resultados obtenidos se extrae que el sistema global tiene un rendimiento exergético global del 12.9% y que la suma de irreversibilidades es de 993.5MWh. Los principales responsables de esta irreversibilidad son los equipos de generación, debido al proceso de combustión. El rendimiento exergético de las calderas, calculado como la suma de sus productos entre la suma del combustible total consumido en ambas calderas, es del 16.8%, mientras que las unidades de micro-CHP presentan un rendimiento exergético global medio del 35.6%. El rendimiento exergético térmico medio es del 9.8%, mientras que el eléctrico es del 25.8%. Si se comparan los rendimientos exergéticos con los energéticos se observa que los primeros son muy inferiores: el rendimiento energético es del 92.0% para el caso de la caldera y del 87.8% para las unidades de micro-CHP. El rendimiento térmico de estas últimas es del 60.8%, mientras que el exergético no alcanza el 10%. Otra fuente de irreversibilidades se produce en transferencia de calor al aire interior de las viviendas, en la que se produce una destrucción de exergía del 72.0% respecto de la exergía cedida por las unidades terminales.

Components and nomenclature		<i>Fuel</i>	<i>Product</i>	F_x (MWh)	P_x (MWh)	Ψ (%)	I (MWh)
ICE1	Internal Combustion Engine	38	(3-1), 51	179.0	17.8; 46.2	35.8	115.0
ICE2	Internal Combustion Engine	39	(4-2), 52	161.6	15.7; 41.7	35.5	104.2
LTB 1	Low Temperature Boiler	40	(15-13)	788.8	132.4	16.8	656.4
LTB 2	Low Temperature Boiler	41	(16-14)	0.5	0.1	19.1	0.4
HX 1	Heat Exchanger	(6-7)	(8-10)	33.4	32.6	97.6	0.8
TES 1	Micro-CHP Thermal Energy Storage	(9-10)	(11-12), 36*	32.6	31.5	96.4	1.1
HC	Hydraulic Compensator	(17-18)	(22-27)	163.6	159.0	97.2	4.6
HX 2	Heat Exchanger	(28-29)	(30-32)	44.2	41.8	94.6	2.4
TES 2	DHW Thermal Energy Storage	(30-31)	(35-34), 37*	41.8	27.7	66.2	14.1
RAD	Radiators	(25-26)	53	112.4	111.9	99.6	0.5
Int_air	Inside air	53	54(DEM)	111.9	31.3	28.0	80.5
MIX1	Mixer	3, 4	5	92.3	92.3	100	0
MIX2	Mixer	11, 15, 16	17	388.4	388.0	99.9	0.4
MIX3	Mixer	26, 29	27	271.0	268.5	99.1	2.5
VV1	Flow diverter valve	7	1, 2	58.9	58.9	100	0.0
VV2	Flow diverter valve	18	19, 20, 21	224.4	224.4	100	0.0
VV3	Flow diverter valve	22	23, 24	427.5	427.5	100	0.0
PM1	Pump	42	(6-5)**	0.9	0.0	0.0	0.9
PM2	Pump	43	(9-8)**	0.9	0.0	0.0	0.9
PM3	Pump	44	(13-20)**	0.7	0.0	0.0	0.7
PM4	Pump	45	(14-21)**	0.0	0.0	0.0	0.0
PM5	Pump	46	(12-19)**	0.9	0.0	0.0	0.9
PM6	Pump	47	(25-23)**	2.3	0.0	0.0	2.3
PM7	Pump	48	(28-24)**	2.2	0.0	0.0	2.2
PM8	Pump	49	(32-31)**	2.2	0.0	0.0	2.2
PM9	Pump	50	(34-33)**	0.4	0.0	0.0	0.4
MICRO-CHP INSTALLATION		38 to 50	(35-34), 51, 52, 54	1140.4	146.9	12.9	993.5

Tabla 5.3 Definición F_x , P_x y eficiencia exergética de los componentes de la planta

El análisis exergético pretende determinar en qué componentes se producen las irreversibilidades pero no alcanza a explicar la causalidad de las mismas. Es por ello

necesario llevar a cabo un estudio profundo del proceso que permita identificar su origen y cuantificar el coste exergético de cada flujo, esto es, los recursos exergéticos necesarios para obtener dicho flujo.

La determinación del coste exergético de los productos de un sistema requiere conocer el contenido exergético de los componentes y de los flujos entrantes, esto es, los recursos exergéticos necesarios para la fabricación de los equipos o para la obtención de un flujo, obtenidos en términos de exergía primaria. La definición de este concepto –que está íntimamente relacionado con la metodología de contabilidad de costes exergéticos TEC (presentada en apartado 3.3)– se analiza en el apartado 2.4. Esta metodología facilitará, a su vez, los criterios de asignación de costes que servirán de base para algunos de los métodos de asignación analizados posteriormente.

2.4 Demanda de exergía acumulada en un sistema

El coste exergético o contenido exergético (CE_x) [137] se define como la suma de exergía de todos los recursos necesarios para obtener un proceso o producto.

Los métodos de contabilidad de costes establecen que el contenido exergético o exergía acumulada CEx de los flujos salientes de un componente o subsistema k , se calcula como la suma del coste exergético de los flujos entrantes a ese componente y el contenido exergético X empleado para su fabricación, menos el coste exergético de las pérdidas L [36].

$$\sum CEx_{OUT,k} = \sum CEx_{IN,k} + X_k - CEx_{L,k} \quad \text{Eq. 5.18}$$

Esta ecuación representa el balance de costes exergéticos en el subsistema. A partir de ella puede deducirse que el coste exergético es una propiedad conservativa que debe cumplirse en cada uno de los subsistemas de la planta.

Por otra parte, el coste exergético unitario de un flujo i se define como la cantidad de recursos exergéticos necesarios CEx_i para la obtención de dicho flujo Ex_i .

$$k_i^* = \frac{CEx_i}{Ex_i} \quad \text{Eq. 5.19}$$

Por lo que la Eq. 5.18 puede escribirse de la siguiente forma:

$$\sum k_{OUT,k}^* \cdot Ex_{OUT,k} = \sum k_{IN,k}^* \cdot Ex_{IN,k} + X_k - k_{L,k}^* \cdot Ex_{L,k} \quad \text{Eq. 5.20}$$

En el apartado 2.4.1 se determina el contenido exergético de los flujos entrantes considerando su valoración externa con el objetivo de determinar su influencia en los resultados finales. Además se ha cuantificado el coste exergético de la fabricación de los equipos de la planta (X_k) para establecer si su contribución en el proceso de formación de costes exergéticos puede despreciarse.

2.4.1 Valoración externa de los componentes de la planta

Los contenidos energético (CE) y exergético (CE_x) de un componente o un flujo entrante a la planta se calculan mediante un método secuencial que empieza en el último eslabón del proceso de fabricación del producto considerado y tiene en cuenta los procesos de producción de productos semielaborados (incluyendo la fabricación de máquinas y equipos) hasta la extracción de los recursos naturales.

Para determinar el CE_x de los componentes y de los flujos entrantes se han empleado los datos de contenido energético de los recursos y los componentes de la planta (véase anexo C), así como el software de LCA Simapro en su versión 8.0 [141], en el que se tiene en cuenta la energía y la exergía consumidas para la obtención de los equipos y los flujos entrantes a través de los métodos de evaluación de impacto CED (Cumulative Energy Demand) y CExD (Cumulative Exergy Demand). Estos métodos cuantifican la energía y exergía primaria, respectivamente, consumidas directa o indirectamente (infraestructura) durante el ciclo de vida del producto (fabricación+operación), diferenciando entre fuentes de tipo renovable y no renovable. Se trata, por lo tanto, de un análisis de ciclo de vida desde la cuna hasta la puerta, en lugar de desde la cuna hasta la tumba, ya que no se considera la energía y exergía consumida en la disposición final de los sistemas analizados, si no únicamente las consumidas para la fabricación de los equipos y durante la operación de la planta. La base de datos empleada es Ecoinvent 3.1 [142].

Por otra parte, en un LCA es necesario definir una unidad funcional a partir de la cual se referencian las entradas y salidas del sistema analizado. En este caso, se ha seleccionado la producción de energía térmica anual de la instalación requerida para calefacción y

ACS. Tal y como se definió en el capítulo 3, la vida útil de todos los componentes de la instalación hidráulica se fija en 15 años.

A continuación se presentan los métodos CED y CExD y los resultados de la valoración de los flujos entrantes a la instalación. Dentro de éstos se engloban el del gas natural empleado en la combustión de los equipos de generación, la electricidad consumida en las bombas y el agua de red demandada para agua caliente. No se han considerado los trabajos de mantenimiento, ni el recambio de componentes.

CED

La metodología de evaluación de impacto CED proporciona un indicador medido en MJ equivalentes que determina toda la información sobre los recursos energéticos consumidos. Es importante señalar que la energía consumida no forma parte del inventario de sustancias, sino que ésta se calcula a partir de los datos inventariados de los vectores energéticos consumidos. En este método los recursos energéticos se dividen en las siguientes seis categorías de impacto: “no renovable, fósil”, “no renovable, nuclear”, “no renovable, biomasa”, “renovable, biomasa”, “renovable, eólica, solar, geotérmica” e “hidráulica”.

CExD

La metodología CExD difiere del CED en la introducción del concepto de la calidad de la energía y en la consideración de recursos materiales, como minerales y metales, que no se tienen en cuenta en el CED, en el que únicamente se evalúan los recursos energéticos. El valor obtenido representa la exergía total extraída de la naturaleza para la obtención de un sistema o producto, cuantificada en MJ equivalentes. Este valor se obtiene a través de la siguiente expresión:

$$CExD = \sum_i m_i \cdot Ex_{ch,i} + \sum_j nec_j \cdot r_{ex-e(kin,pt,nuc,rad,th),j} \quad \text{Eq. 5.21}$$

Siendo m_i la masa del recurso i , $Ex_{ch,i}$ la exergía por unidad de masa de sustancia, nec_j la cantidad del portador energía j en unidades de energía primaria, $r_{ex-e(k,p,n,r,t)}$ el ratio exergía/energía del portador (Tabla 5.2), ch la exergía química, kin la exergía cinética, pt la exergía potencial, nuc la exergía nuclear, r la exergía de radiación y th la exergía térmica.

Estos resultados se agrupan dentro de la metodología en diez categorías de impacto: “no renovable, fósil”, “no renovable, nuclear”, “renovable, cinética”, “renovable, solar”, “renovable, potencial”, “no renovable, primaria”, “renovable, biomasa”, “renovable, agua”, “no renovable, metales” y “no renovable, minerales”. La exergía correspondiente a los metales y minerales, es la debida a la extracción de la mena de los mismos y no a su refinado.

En la Tabla 5.4 se recogen los valores de las metodologías CED y CExD para cada uno de los equipos de la planta, la relación existente entre ambos valores y las amortizaciones energética y exergética anuales de la planta, calculadas como el producto entre el CED y el CExD, respectivamente, y la inversa de la vida útil de los componentes.

Components and nomenclature	Units	CED (kWh/u)	CExD/CED	CExD (kWh/u)	CED (kWh/a)	CExD (kWh/a)
Internal Combustion Engine	2	12056	1.16	13985	1607	1865
Auxiliary Boiler	2	17544	1.39	24386	2339	3251
Heat exchanger	2	42	2.11	89	6	12
Micro-CHP Thermal Energy Storage	1	7831	1.21	9476	522	632
Hydraulic Compensator	1	852	1.21	1031	57	69
DHW Thermal Energy Storage	1	10848	1.31	14211	723	947
Pumps PM1-PM2-PM3-PM4-PM5	5	138	1.99	275	46	92
Pump PM6	1	688	1.99	1369	46	91
Pumps PM7-PM8-PM9	3	275	1.99	547	55	109
Radiators, mixers and flow diverter valves	-	-	-	-	-	-
TOTAL					5401	7068

Tabla 5.4 Contenido energético y exergético de los principales componentes de la planta

En la Tabla 5.5 se recoge la contribución de cada una de las categorías de impacto al contenido energético global anual de la instalación. Se observa que la mayor contribución corresponde al consumo de recursos fósiles con un 76.1%. El porcentaje correspondiente a esta categoría disminuye considerablemente en el caso de la evaluación según la metodología CExD, debido a la inclusión de los recursos materiales.

Así, la contribución al contenido exergético global anual de los recursos fósiles es de un 59.1%, seguida de exergía de los recursos materiales que se contabiliza en un 17.4%.

Impact category of CED	Percentage
Non renewable, fossil	76.1%
Non-renewable, nuclear	1.2%
Non-renewable, biomass	0.1%
Renewable, biomass	18.0%
Renewable, wind, solar, geothermal	0.4%
Renewable, water	4.2%
TOTAL	100%

Tabla 5.5 Contribución de las categorías de impacto al CED

Impact category of CExD	Percentage
Non renewable, fossil	59.1%
Non renewable, nuclear	0.9%
Renewable, kinetic	0.1%
Renewable, solar	0.0%
Renewable, potential	3.1%
Non renewable, primary	0.0%
Renewable, biomass	15.3%
Renewable, water	4.0%
Non renewable, metals	17.3%
Non renewable, minerals	0.1%
TOTAL	100%

Tabla 5.6 Contribución de las categorías de impacto al CExD

2.4.2 Valoración externa de los flujos entrantes

El contenido exergético de las entradas de gas natural y de electricidad se ha obtenido a partir de los ratios exergía-energía de los portadores de energía y de los inventarios de ciclo de vida, mientras que el contenido exergético del agua de red se ha considerado igual a su exergía, sin llevar a cabo ninguna valoración externa.

En la actualidad, el gas natural tiene un contenido energético de $1.195 \text{ kWh}_{E,\text{primaria}}/\text{kWh}_{E,\text{final}}$, de los cuales un 99.0% corresponde a energía primaria no renovable. Su contenido exergético es de $1.243 \text{ kWh}_{\text{Ex. primaria}}/\text{kWh}_{E,\text{final}}$, siendo un 99.4% de origen no renovable.

Partiendo del mix energético del sistema eléctrico actual (detallado en el anexo C) y del ratio r_{ex-e} (referido al poder calorífico inferior en el caso de los recursos fósiles y la biomasa), se ha obtenido la exergía primaria de la electricidad de red. Sabiendo que su contenido energético es de $2.461 \text{ kWh}_{E,\text{primaria}}/\text{kWh}_{E,\text{final}}$, se obtiene un contenido exergético de la electricidad convencional de $2.617 \text{ kWh}_{\text{Ex. primaria}}/\text{kWh}_{E,\text{final}}$. Esta exergía primaria se desglosa en función de su origen de acuerdo a lo ilustrado en la Fig. 5.3.

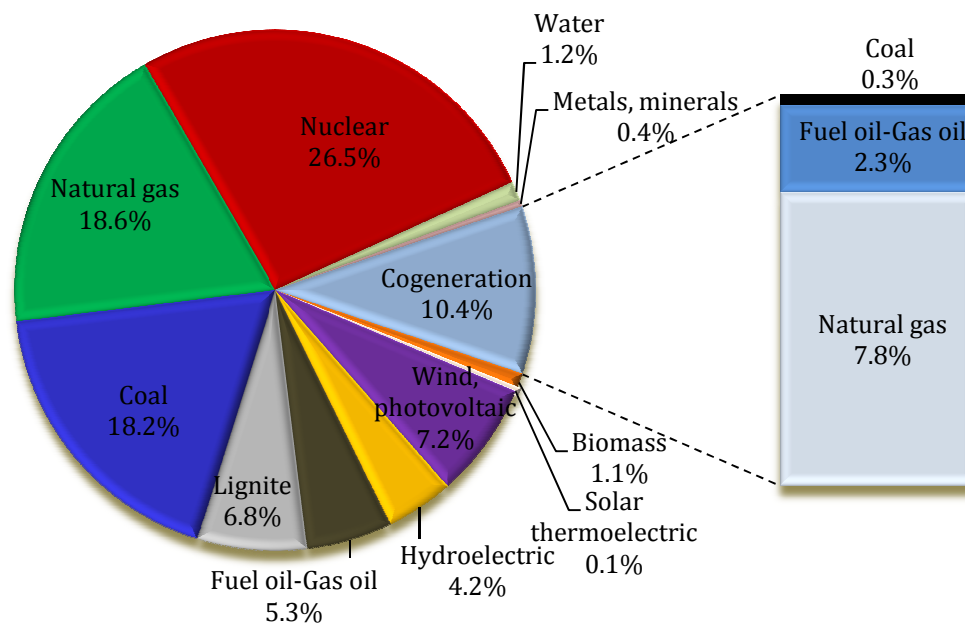


Fig. 5.3 Exergía primaria del mix energético actual

De la simulación de la planta llevada a cabo en el capítulo 3 se obtuvo un consumo anual de gas natural y de electricidad de 1086.5 MWh y 371.6 MWh , respectivamente. En el consumo eléctrico se incluye el consumo de las bombas que es de 10.6 MWh . El contenido energético anual debido a la operación de la planta es, por lo tanto, de 1298.4 MWh para el consumo de gas natural y de 914.5 MWh para el consumo de electricidad. En el caso del contenido exergético estos valores alcanzan los 1350.5 MWh y 972.5 MWh , respectivamente.

Por otra parte, la energía del agua de red es de 50.8MWh, mientras que su contenido exergético es igual a su exergía e inferior a 0.3MWh, lo que se debe a que la temperatura de red está próxima a la temperatura ambiente.

Si se comparan los resultados de los recursos energéticos consumidos en el edificio durante un año con los correspondientes a la amortización energética y exergética anual de los componentes, se observa que la contribución de la infraestructura al contenido energético global de la planta supone únicamente un 0.2%. Lo mismo ocurre en el caso del contenido exergético donde este valor apenas alcanza el 0.3%. Por este motivo, se puede afirmar que el CE y el CEx de los componentes de la planta son despreciables en comparación con los flujos del sistema, de modo que, a partir de este punto, no se tomarán en consideración.

3 Asignación de costes a los productos de la planta

3.1 Introducción a la problemática general de asignación de costes

El problema de asignación de costes se produce cuando en un proceso o sistema se obtienen diferentes productos, lo que hace necesario e inevitable establecer un método de reparto de los costes entre los co-productos que refleje, de la manera más realista posible, el comportamiento del sistema en estudio y su contexto económico.

La asignación de costes se ha convertido en uno de los temas más controvertidos en el análisis económico y en la metodología LCA, ya que puede influir significativamente o incluso determinar el resultado de las evaluaciones.

El problema de asignación de costes, se ha tratado profundamente en la literatura económica [143] ya que representa una herramienta de contabilidad en el que cada uno de los diferentes métodos de asignación tiene sus ventajas y desventajas en el análisis de los procesos internos de la empresa o en la externalización del producto. En los ciclos de vida económico (LCC) y ambiental (LCA) la asignación de costes es necesaria a la hora de tomar decisiones en la inversión, tales como, la selección del producto, su diseño y proceso y la política medioambiental de la empresa.

Otro objetivo de la asignación de costes es determinar el coste económico y ambiental de cada uno de los productos, principalmente en aspectos medioambientales que no están regulados por mecanismos del mercado.

3.2 Métodos empleados en el problema de asignación

Si bien es cierto que la asignación es una fuente de decisiones arbitrarias y subjetivas, es crucial establecer la necesidad del reparto y los requisitos bajo los que éste se lleva a cabo. Thomas [30] proporcionó unos requisitos mínimos que debía cumplir un método de asignación y que se han aplicado posteriormente al LCC y al LCA. Así, todo método de asignación debe ser único e inequívoco, de modo que se obtengan unos resultados únicos en su aplicación. Además, debe basarse en argumentos lógicos y defendibles frente a otras alternativas y debe asignar entre los co-productos únicamente el recurso o coste disponible, ni más ni menos.

Los principales métodos de asignación empleados en plantas de generación combinada se pueden dividir en los siguientes grupos:

- *Asignación basada en alguna magnitud física arbitraria, tales como la masa, el volumen, la superficie, el número de moléculas, la energía, la exergía, el contenido energético o el contenido exergético.* Aunque esta asignación puede resultar arbitraria, se intenta elegir un parámetro que represente el comportamiento del sistema. En el caso que nos ocupa, resulta lógico caracterizar la planta por parámetros energéticos. Como parámetros físicos se emplearán el contenido energético (CE) y el contenido exergético (CEx) en lugar de la energía y la exergía. Esto se debe a que la energía y la exergía son funciones de estado y son independientes del proceso empleado para obtener el producto. El CE y el CEx, en cambio, son dependientes del proceso de formación del flujo y tienen en cuenta las pérdidas y/o irreversibilidades que se producen hasta su obtención, de manera que se lleva a cabo la asignación a nivel de equipos, en lugar de considerar la planta como una caja negra. Esto hace que las pérdidas y/o destrucciones de exergía producidas en cada equipo se imputen directamente a los productos salientes de dicho componente. Por ello, el CE será mayor que la energía del producto energético y el CEx mayor que su exergía.

- *Asignación basada en costes exergoeconómicos.* Este método combina el análisis exergético con un método de análisis económico con el objetivo de vencer las dificultades y deficiencias en la asignación de cargas. El método genera, por una parte, información del coste o impacto asociado a la destrucción de exergía y, por otra, del coste asociado a la construcción, operación, mantenimiento y disposición final de los componentes. La asignación se basa en la teoría de coste exergético y se obtiene de aplicar el balance de costes económicos de cada uno de los componentes de la instalación y de formular las ecuaciones auxiliares necesarias siguiendo las proposiciones enunciadas en el mismo método.
- *Asignación basada en aspectos socio-económicos.* Este grupo engloba la asignación en función de los precios de mercado, o la basada en los beneficios atribuibles a los usuarios de la producción combinada frente a los de la producción separada. Los métodos basados en aspectos socio-económicos generan cierta controversia, debido a que muchos autores consideran que la asignación debe responder al comportamiento físico del sistema y no a su valor social o de mercado. No obstante, cabe tener en cuenta que la existencia de un proceso o sistema responde más a aspectos socio-económicos que físicos, por lo que se ha considerado necesario incluirlo en las asignaciones evaluadas en este capítulo.
- *Extensión de los límites del sistema.* Este método permite minimizar el problema evitando la asignación de costes. La expansión del sistema se aplica al modelo de caja negra, en el que se incluyen todos los componentes del sistema necesarios para generar los productos. En el modelo considerado, el gas natural es el flujo entrante a la caja negra y la electricidad y el calor los productos obtenidos. El método se basa en comparar la producción conjunta de calor y electricidad con la producción separada de ambos. Para ello, se calcula el coste del sistema de generación conjunta de dos productos A+B y se le resta el coste de la obtención convencional de uno de los productos B', de modo que se obtiene el coste asociado al producto A de la generación conjunta. Este coste del producto A puede compararse posteriormente con la generación convencional del mismo producto A'.

Este método presenta el inconveniente de la elección del método de generación convencional, ya que tendrá una influencia considerable en la evaluación final de los resultados. Además, únicamente puede emplearse para la comparación con formas de generación convencionales y no para compararlo con productos de la misma naturaleza obtenidos a nivel de la planta. Esto se debe a que al restar el coste del producto separado B' al coste de la producción conjunta A+B, se puede dar el caso de que se obtengan costes negativos que se evalúen incorrectamente como un beneficio o ahorro conseguido al generar ese producto. En el caso que nos ocupa, se empleará el método de conversión de combustible a generación eléctrica FCP (Fuel Chargeable to Power), de modo que se obtiene el coste asociado a la electricidad generada por el sistema de cogeneración.

- *Asignación basada en los costes marginales de los productos.* Tal y como se explicó en el capítulo 2, los costes marginales de los productos hacen referencia al coste asociado a la unidad adicional de producto. En el LCC o LCA de un producto es necesario establecer las fuentes de energía marginales que serán las encargadas de cumplir con las variaciones de la demanda de energía, lo que es de gran utilidad en el dimensionamiento, operación y decisión de la producción futura de la planta. En el caso de una demanda de energía existente o estimable, en cambio, es más relevante el uso de los costes medios de los productos, que permiten analizar la influencia de las diferentes tecnologías en el suministro. Por lo tanto, en el caso de sistemas existentes se aboga por los costes promedio, mientras que los costes marginales son la opción más acertada cuando se producen variaciones en el sistema o se optimiza su operación. El coste marginal no goza de un gran interés como parámetro de asignación, ya que la asignación únicamente se basa en los últimos productos generados, por lo que no se ha analizado en este estudio.

3.3 Asignación según la teoría del coste exergético (TEC) y formación de los costes exergéticos de los flujos de la planta

La teoría del coste exergético [36] formula un procedimiento que permite llevar a cabo la asignación entre flujos de distinta naturaleza y determinar inequívocamente los costes de los flujos de un sistema y que se fundamenta en las siguientes proposiciones:

P1) El coste exergético es una propiedad conservativa por lo que será necesario establecer tantos balances de coste exergético como componentes tenga la instalación.

P2) El coste exergético unitario del flujo saliente de un multiplete de fuel debe ser igual al flujo de entrada. Esto se debe a que ambos flujos forman parte del fuel del componente, el cual se corresponde con la disminución de exergía entre la entrada y la salida.

P3) Si un componente tiene un producto formado por varias componentes a todas ellas se les asignará el mismo coste exergético unitario. Esto se debe a que no se puede distinguir el proceso de formación de costes de la obtención de cada uno de los productos cuando 2 o más productos son identificados en un equipo, por lo que es necesario asignarles un coste proporcional a su exergía.

P4) En ausencia de una valoración externa de los flujos entrantes el coste exergético de éstos será igual a su exergía. La valoración externa hace referencia a información adicional de los recursos empleados fuera de los límites del componente analizado. Por ejemplo, el gas natural empleado en la planta en estudio tiene una exergía debida al desequilibrio químico del combustible con el ambiente de referencia. No obstante, el gas natural requiere de un proceso de extracción, tratado y transporte hasta el punto de consumo, que llevan consigo un consumo de exergía. Este concepto se fundamenta en la filosofía del LCA.

En lo referente al coste las pérdidas existen diferentes criterios [49], siendo los indicados a continuación los dos más utilizados:

- a) Asumir el coste de las pérdidas como nulo. Este método es adecuado cuando se analiza todo el conjunto del sistema con el fin de establecer el coste final del producto y cuando el flujo de pérdidas no recibe ningún tipo de tratamiento.

$$CEx_{L,k} = 0 \quad \text{Eq. 5.22}$$

- b) Aplicar el coste exergético de las pérdidas cuando el vertido del flujo de pérdidas al exterior incluye algún tipo de tratamiento. En este caso, el coste exergético ya no es cero y deberá calcularse el coste exergético de introducir un nuevo componente o proceso.

$$CEx_{L,k} = -(X_{k'} + CEx_{L,k'}) \quad \text{Eq. 5.23}$$

En esta tesis se ha considerado el primero de los criterios, de modo que a las pérdidas se las asigna un coste exergético unitario nulo.

3.3.1 Cálculo del coste exergético de los flujos internos y productos de la instalación

El coste de cada uno de los flujos del sistema se calcula aplicando las proposiciones enunciadas en la Teoría del Coste Exergético [36], siendo necesario formular tantas ecuaciones como incógnitas tiene el sistema. El número de flujos de la instalación es de 53 por lo que se requieren 53 ecuaciones diferentes:

- La proposición P1 determina que se debe aplicar el balance de costes a cada uno de los equipos de la instalación, por lo que se dispone de 25 ecuaciones para los 25 equipos diferentes de los que consta la instalación.

$$\text{ICE1:} \quad CEx_1 + CEx_{38} + X_{ICE1} = CEx_2 + CEx_{51} \quad \text{Eq. 5.24}$$

$$\text{ICE2:} \quad CEx_3 + CEx_{39} + X_{ICE2} = CEx_4 + CEx_{52} \quad \text{Eq. 5.25}$$

$$\text{LTB 1:} \quad CEx_{13} + CEx_{40} + X_{LTB1} = CEx_{15} \quad \text{Eq. 5.26}$$

$$\text{LTB 2:} \quad CEx_{14} + CEx_{41} + X_{LTB2} = CEx_{16} \quad \text{Eq. 5.27}$$

$$\text{HX 1:} \quad CEx_6 + CEx_{10} + X_{HX1} = CEx_7 + CEx_8 \quad \text{Eq. 5.28}$$

$$\text{TES 1:} \quad CEx_9 + CEx_{12} + X_{TES1} = CEx_{10} + CEx_{11} + CEx_{36} \quad \text{Eq. 5.29}$$

$$\text{HC:} \quad CEx_{17} + CEx_{23} + X_{HC} = CEx_{18} + CEx_{22} \quad \text{Eq. 5.30}$$

$$\text{HX 2:} \quad CEx_{28} + CEx_{32} + X_{HX2} = CEx_{29} + CEx_{30} \quad \text{Eq. 5.31}$$

$$\text{TES 2:} \quad CEx_{30} + CEx_{34} + X_{TES2} = CEx_{31} + CEx_{35} + CEx_{37} \quad \text{Eq. 5.32}$$

$$\text{RAD:} \quad CEx_{25} + X_{RAD} = CEx_{26} + CEx_{53} \quad \text{Eq. 5.33}$$

$$\text{Int_air:} \quad CEx_{53} = CEx_{HEAT} \quad \text{Eq. 5.34}$$

$$\text{MIX1:} \quad CEx_3 + CEx_4 + X_{MIX1} = CEx_5 \quad \text{Eq. 5.35}$$

$$\text{MIX2:} \quad CEx_{11} + CEx_{15} + CEx_{16} + X_{MIX2} = CEx_{17} \quad \text{Eq. 5.36}$$

$$\text{MIX3:} \quad CEx_{26} + CEx_{29} + X_{MIX3} = CEx_{27} \quad \text{Eq. 5.37}$$

$$\text{VV1:} \quad CEx_7 + X_{VV1} = CEx_1 + CEx_2 \quad \text{Eq. 5.38}$$

$$\text{VV2:} \quad CEx_{18} + X_{VV2} = CEx_{19} + CEx_{20} + CEx_{21} \quad \text{Eq. 5.39}$$

$$\text{VV3:} \quad CEx_{22} + X_{VV3} = CEx_{23} + CEx_{24} \quad \text{Eq. 5.40}$$

$$\text{PM1:} \quad CEx_5 + CEx_{42} + X_{PM1} = CEx_6 \quad \text{Eq. 5.41}$$

$$\text{PM2:} \quad CEx_8 + CEx_{43} + X_{PM2} = CEx_9 \quad \text{Eq. 5.42}$$

$$\text{PM3:} \quad CEx_{20} + CEx_{44} + X_{PM3} = CEx_{13} \quad \text{Eq. 5.43}$$

$$\text{PM4:} \quad CEx_{21} + CEx_{45} + X_{PM4} = CEx_{14} \quad \text{Eq. 5.44}$$

$$\text{PM5:} \quad CEx_{19} + CEx_{46} + X_{PM5} = CEx_{12} \quad \text{Eq. 5.45}$$

$$\text{PM6:} \quad CEx_{23} + CEx_{47} + X_{PM6} = CEx_{25} \quad \text{Eq. 5.46}$$

$$\text{PM7:} \quad CEx_{24} + CEx_{48} + X_{PM7} = CEx_{28} \quad \text{Eq. 5.47}$$

$$\text{PM8:} \quad CEx_{31} + CEx_{49} + X_{PM8} = CEx_{32} \quad \text{Eq. 5.48}$$

$$\text{PM9:} \quad CEx_{33} + CEx_{50} + X_{PM9} = CEx_{34} \quad \text{Eq. 5.49}$$

- La P2 establece que los multipletes de fuel deben tener el mismo coste exergético unitario k^* . Los multipletes de fuel encontrados en la planta se corresponden con los fueles de los intercambiadores de calor $HX1$ (flujo 6-7) y $HX2$ (flujo 28-29), de los depósitos de inercia $TES1$ (flujo 9-10) y de ACS $TES2$ (flujo 30-31), del compensador hidráulico HC (flujo 17-18) y de los radiadores RAD (flujo 25-26). Se dispone así de 6 ecuaciones, una por cada multiplete de fuel.

$$\text{HX 1:} \quad \frac{CEx_6}{Ex_6} = \frac{CEx_7}{Ex_7} \quad \text{Eq. 5.50}$$

$$\text{HX 2:} \quad \frac{CEx_{28}}{Ex_{28}} = \frac{CEx_{29}}{Ex_{29}} \quad \text{Eq. 5.51}$$

$$\text{TES 1: } \frac{CEx_9}{Ex_9} = \frac{CEx_{10}}{Ex_{10}} \quad \text{Eq. 5.52}$$

$$\text{TES 2: } \frac{CEx_{30}}{Ex_{30}} = \frac{CEx_{31}}{Ex_{31}} \quad \text{Eq. 5.53}$$

$$\text{HC: } \frac{CEx_{17}}{Ex_{17}} = \frac{CEx_{18}}{Ex_{18}} \quad \text{Eq. 5.54}$$

$$\text{RAD: } \frac{CEx_{25}}{Ex_{25}} = \frac{CEx_{26}}{Ex_{26}} \quad \text{Eq. 5.55}$$

- De acuerdo a la proposición P3, los costes exergeticos unitarios de los productos de un componente deben ser iguales. Los componentes que incluyen productos homogéneos son las válvulas *VV1* (flujos 1 y 2), *VV2* (flujos 19, 20 y 21) y *VV3* (flujos 23 y 24). Se obtienen así 4 ecuaciones adicionales, teniendo en cuenta que la válvula *V2* consta de 3 productos.

$$\text{V1: } \frac{CEx_1}{Ex_1} = \frac{CEx_2}{Ex_2} \quad \text{Eq. 5.56}$$

$$\text{V2: } \frac{CEx_{19}}{Ex_{19}} = \frac{CEx_{20}}{Ex_{20}} \quad \text{Eq. 5.57}$$

$$\frac{CEx_{19}}{Ex_{19}} = \frac{CEx_{21}}{Ex_{21}} \quad \text{Eq. 5.58}$$

$$\text{V3: } \frac{CEx_{23}}{Ex_{23}} = \frac{CEx_{24}}{Ex_{24}} \quad \text{Eq. 5.59}$$

En los motores de micro-CHP (*ICE1*, *ICE2*), donde se dispone de co-productos de distinta naturaleza, el criterio de asignación establecido por la TEC es el mismo que para productos homogéneos, siendo el coste exergetico unitario de la energía térmica producida el mismo que el de la producción de electricidad.

La mayor parte de los estudios aplicados a módulos de cogeneración realizan el reparto entre los productos sin considerar la interacción con otros componentes de la planta. En la Fig. 5.4 se muestra el modelo convencionalmente empleado en el reparto de costes de los sistemas de cogeneración.

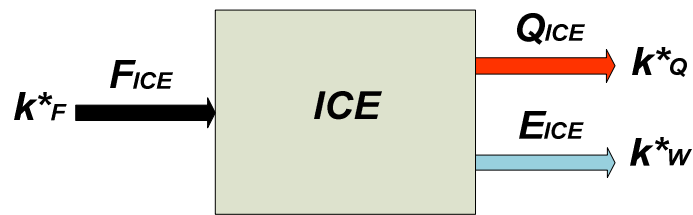


Fig. 5.4 Asignación convencional a los productos de la cogeneración

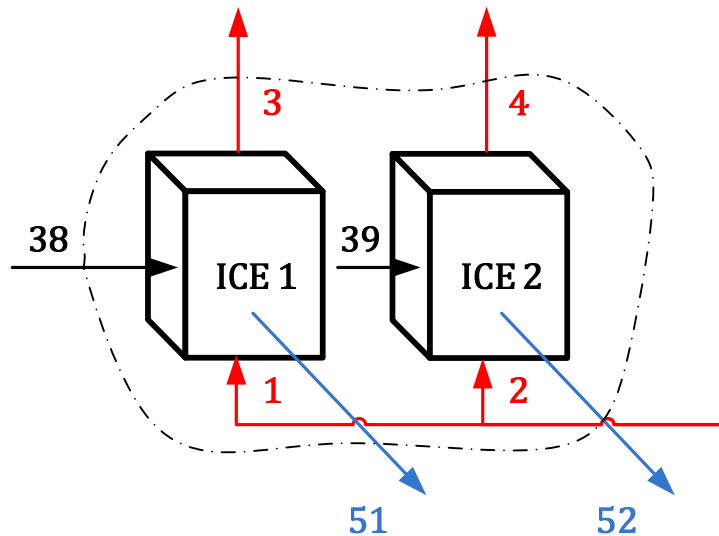


Fig. 5.5 Asignación convencional a los productos directos de los motores de la planta

En la Fig. 5.5 se indican los flujos correspondientes a la planta en estudio. La asignación de costes en función de la exergía de los productos directos de la unidad de cogeneración será por lo tanto:

$$\text{ICE1: } \frac{CEx_{51}}{Ex_{51}} = \frac{CEx_3 - CEx_1}{Ex_3 - Ex_1} \quad \text{Eq. 5.60}$$

$$\text{ICE2: } \frac{CEx_{52}}{Ex_{52}} = \frac{CEx_4 - CEx_2}{Ex_4 - Ex_2} \quad \text{Eq. 5.61}$$

No obstante, el método convencional no considera los productos útiles reales de la cogeneración y excluye su interacción con otros componentes cuyo significado dentro del sistema global no tendría cabida sin ella. Éste es el caso del depósito de inercia cuyo único objetivo es garantizar el correcto funcionamiento de la unidad de cogeneración y aumentar el número de horas que opera. Es recomendable ampliar los límites del sistema de cogeneración a fin de asignar los

costes entre los productos de la cogeneración que realmente se han consumido [50].

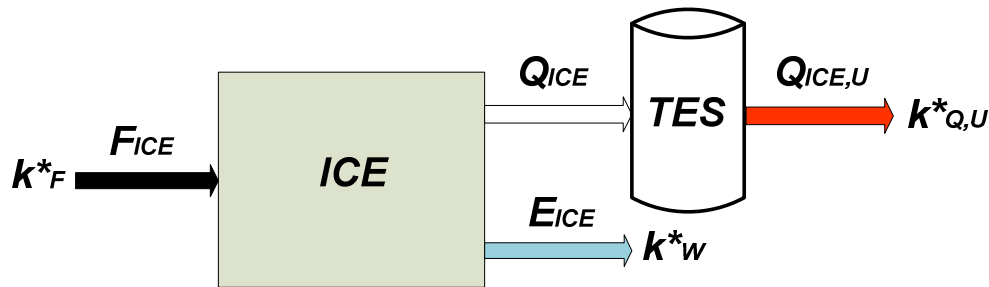


Fig. 5.6 Asignación a los productos útiles de la cogeneración

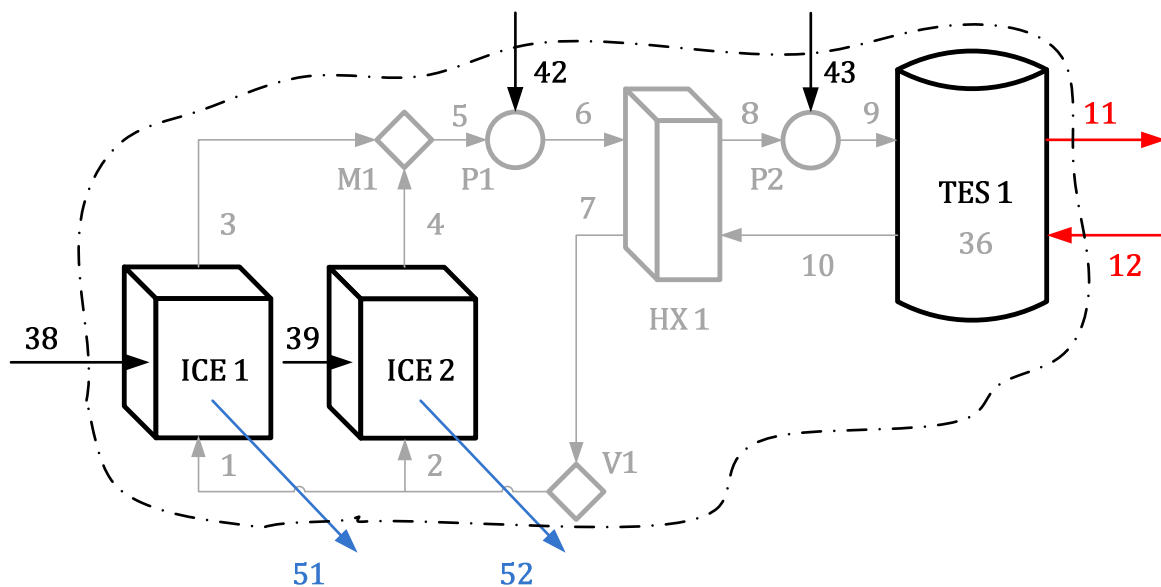


Fig. 5.7 Asignación a los productos útiles de los motores de la planta

$$\text{ICE1: } \frac{CEx_{51}}{Ex_{51}} = \frac{CEx_{11} - CEx_{12}}{Ex_{11} - Ex_{12}} \quad \text{Eq. 5.62}$$

$$\text{ICE2: } \frac{CEx_{52}}{Ex_{52}} = \frac{CEx_{11} - CEx_{12}}{Ex_{11} - Ex_{12}} \quad \text{Eq. 5.63}$$

- La P4 constituye el análisis de los costes relativos a los flujos entrantes al sistema. Estos flujos representan el gas natural consumido en los motores (38 y 39) y en las calderas (40 y 41), la electricidad consumida en las bombas (42 a 50) y el agua de red demandada para agua caliente (33). En ausencia de una valoración externa el coste exergético de estos flujos es su exergía (obtenida a partir de los ratios exergía/energía definidos en la Tabla 5.2), mientras que, en caso contrario, el coste exergético de cada flujo entrante se calcula considerando la exergía

acumulada desde la extracción de los combustibles hasta el punto de consumo (apartado 2.4.2). Ambas consideraciones se presentan en la Tabla 5.7, obteniendo así las 14 ecuaciones relativas al coste de cada uno de los flujos del sistema. En la Tabla 5.7 se muestra la energía, la exergía y el contenido exergético de los flujos entrantes.

Flow	Energy MWh/y	Exergy = Ex.Content (no ext. val) MWh _{ex} /y	Ex. Content (ext. val) MWh _{ex} /y
33	2.0	0.3	0.3
38	172.1	179.0	222.5
39	155.4	161.6	200.9
40	758.5	788.8	980.5
41	0.5	0.5	0.6
42	0.9	0.9	2.5
43	0.9	0.9	2.5
44	0.7	0.7	1.8
45	0.0	0.0	0.0
46	0.9	0.9	2.5
47	2.3	2.3	6.0
48	2.2	2.2	5.7
49	2.2	2.2	5.7
50	0.4	0.4	1.0

Tabla 5.7 Energía, exergía y contenido exergético de los flujos energéticos entrantes

Las dos ecuaciones restantes se obtienen de suponer el calor almacenado en los depósitos al final del periodo considerado de un año (respecto del instante inicial), como pérdidas en lugar de como un producto. Estas pérdidas se corresponden con los flujos 36 y 37, que constituyen el calor almacenado al final del periodo en los depósitos *TES1* y *TES2*, respectivamente. Tal y como se ha mencionado anteriormente, el criterio supuesto establece que el coste exergético unitario de las pérdidas es nulo.

A partir de las proposiciones y del criterio establecido para el análisis de pérdidas, se pueden definir la energía, la exergía y el coste exergético unitario k^* –con y sin valoración externa de los flujos entrantes–, para cada uno de los flujos intermedios y productos de la planta. Estos resultados se recogen en la Tabla 5.8.

Flow	Energy MWh/y	Exergy MWh _{ex} /y	k* no ext. val	k* ext. val
1	446.0	29.4	2.67	3.31
2	446.0	29.4	2.67	3.31
3	553.5	47.3	2.65	3.26
4	540.9	45.1	2.68	3.29
5	1094.4	92.3	2.66	3.28
6	1094.4	92.3	2.67	3.31
7	892	58.9	2.67	3.31
8	1071.9	88.2	2.76	3.43
9	1072.0	88.3	2.77	3.46
10	869.5	55.6	2.77	3.46
11	1072.2	88.2	4.50	5.63
12	876.7	56.8	5.40	6.76
13	2024.1	167.5	5.39	6.73
14	1.3	0.1	5.39	6.72
15	2721.9	299.9	5.64	7.03
16	1.7	0.2	5.32	6.63
17	3795.8	388	5.39	6.72
18	2902.1	224.4	5.39	6.72
19	876.7	56.8	5.39	6.72
20	2024.1	167.5	5.39	6.72
21	1.3	0.1	5.39	6.72
22	4344.5	427.5	5.65	7.06
23	3000.5	316.4	5.65	7.06
24	1344.0	111.0	5.65	7.06
25	3000.6	316.4	5.66	7.08
26	2400.1	204.1	5.66	7.08
27	3450.4	268.4	5.71	7.16
28	1344.1	111.1	5.67	7.11
29	1050.3	66.9	5.67	7.11
30	1311.5	105.1	6.04	7.65
31	1017.4	63.3	6.04	7.65
32	1017.6	63.4	6.07	7.74
34	50.8	0.3	2.57	5.11
35	340.7	27.9	9.06	11.50
51	46.2	46.2	2.87	3.59
52	41.7	41.7	2.87	3.59
53	600.5	31.3	20.27	25.39

Tabla 5.8 Energía, exergía y coste exergético unitario de los flujos de la planta

Generalmente, en el cálculo de coste exergético de los productos se considera que el coste exergético de los flujos entrantes es su exergía, ya que se busca una relación porcentual entre los costes exergéticos de los productos de la instalación y no el conocer el coste exergético acumulado real de los productos de la planta. En el caso de flujos entrantes de la misma naturaleza y de despreciar el coste de los componentes, la relación porcentual entre los costes exergéticos de los productos de la instalación es la misma, se contemple o no la valoración externa de los flujos entrantes al sistema. Esto

no ocurre, en cambio, cuando se dispone de más de un flujo entrante de diferente coste, o bien se tiene en cuenta el coste asociado a la fabricación de los equipos.

En la Tabla 5.9 se presenta la asignación porcentual del coste exergético a los diferentes productos de la planta para los casos sin y con valoración externa del contenido exergético de los flujos entrantes.

Flow	% no ext.val	% ext.val
35	22.2%	22.4%
51	11.6%	11.6%
52	10.5%	10.4%
53	55.7%	55.6%

Tabla 5.9 Relación porcentual del coste exergético de los productos con y sin valoración externa

Se puede observar que las diferencias existentes entre ambos supuestos no son relevantes, debido principalmente a que la exergía de la electricidad consumida en las bombas y la relativa al flujo de agua potable de red para agua caliente representa únicamente un 1% de la exergía entrante total. Si se tiene en cuenta la valoración externa, la contribución del contenido exergético de estos flujos –respecto del contenido exergético entrante global– apenas asciende a un 2%.

A partir de estos resultados, se puede deducir que en el caso de instalaciones simples de micro-CHP que emplean un mismo combustible para las unidades de cogeneración y los sistemas auxiliares, no queda justificada la mayor complejidad que implica una valoración externa del coste exergético de los flujos entrantes y la infraestructura.

3.4 Asignación y contabilidad de costes termoeconómicos

Los criterios empleados en la contabilidad de costes exergéticos se pueden aplicar para la determinación del coste termoeconómico de los diferentes flujos de la planta. En primer lugar, se requiere formular el balance termoeconómico de cada uno de los componentes, así como las ecuaciones auxiliares pertinentes que permitan definir tantas ecuaciones como flujos tenga el sistema. El balance termoeconómico en un equipo se basa en la premisa de que el coste de los flujos salientes debe ser igual al coste de los flujos entrantes más los costes indirectos (amortización y mantenimiento). El balance de costes termoeconómicos se ajusta a la siguiente ecuación:

$$\sum C_{O,k} = \sum C_{I,k} + Z_k \quad \text{Eq. 5.64}$$

Donde $\sum C_{O,k}$ es el coste de los flujos salientes, $\sum C_{I,k}$ el coste de los flujos entrantes y Z_k el coste anual de amortización del equipo.

El coste asociado a un flujo i es el producto de su coste unitario por la exergía de dicho flujo:

$$C_i = c_i \cdot Ex_i \quad \text{Eq. 5.65}$$

Aplicando esta ecuación a cada uno de los componentes de la planta se obtienen los siguientes balances termoeconómicos:

$$\text{ICE1:} \quad C_1 + C_{38} + Z_{ICE1} = C_2 + C_{51} \quad \text{Eq. 5.66}$$

$$\text{ICE2:} \quad C_3 + C_{39} + Z_{ICE2} = C_4 + C_{52} \quad \text{Eq. 5.67}$$

$$\text{LTB 1:} \quad C_{13} + C_{40} + Z_{LTB1} = C_{15} \quad \text{Eq. 5.68}$$

$$\text{LTB 2:} \quad C_{14} + C_{41} + Z_{LTB2} = C_{16} \quad \text{Eq. 5.69}$$

$$\text{HX 1:} \quad C_6 + C_{10} + Z_{HX1} = C_7 + C_8 \quad \text{Eq. 5.70}$$

$$\text{TES 1:} \quad C_9 + C_{12} + Z_{TES1} = C_{10} + C_{11} + C_{36} \quad \text{Eq. 5.71}$$

$$\text{HC:} \quad C_{17} + C_{23} + Z_{HC} = C_{18} + C_{22} \quad \text{Eq. 5.72}$$

$$\text{HX 2:} \quad C_{28} + C_{32} + Z_{HX2} = C_{29} + C_{30} \quad \text{Eq. 5.73}$$

$$\text{TES 2:} \quad C_{30} + C_{34} + Z_{TES2} = C_{31} + C_{35} + C_{37} \quad \text{Eq. 5.74}$$

$$\text{RAD:} \quad C_{25} + Z_{RAD} = C_{26} + C_{53} \quad \text{Eq. 5.75}$$

$$\text{Int_air:} \quad C_{53} = C_{HEAT} \quad \text{Eq. 5.76}$$

$$\text{MIX1:} \quad C_3 + C_4 + Z_{MIX1} = C_5 \quad \text{Eq. 5.77}$$

$$\text{MIX2:} \quad C_{11} + C_{15} + C_{16} + Z_{MIX2} = C_{17} \quad \text{Eq. 5.78}$$

$$\text{MIX3:} \quad C_{26} + C_{29} + Z_{MIX3} = C_{27} \quad \text{Eq. 5.79}$$

VV1:	$C_7 + Z_{VV1} = C_1 + C_2$	Eq. 5.80
VV2:	$C_{18} + Z_{VV2} = C_{19} + C_{20} + C_{21}$	Eq. 5.81
VV3:	$C_{22} + Z_{VV3} = C_{23} + C_{24}$	Eq. 5.82
PM1:	$C_5 + C_{42} + Z_{PM1} = C_6$	Eq. 5.83
PM2:	$C_8 + C_{43} + Z_{PM2} = C_9$	Eq. 5.84
PM3:	$C_{20} + C_{44} + Z_{PM3} = C_{13}$	Eq. 5.85
PM4:	$C_{21} + C_{45} + Z_{PM4} = C_{14}$	Eq. 5.86
PM5:	$C_{19} + C_{46} + Z_{PM5} = C_{12}$	Eq. 5.87
PM6:	$C_{23} + C_{47} + Z_{PM6} = C_{25}$	Eq. 5.88
PM7:	$C_{24} + C_{48} + Z_{PM7} = C_{28}$	Eq. 5.89
PM8:	$C_{31} + C_{49} + Z_{PM8} = C_{32}$	Eq. 5.90
PM9:	$C_{33} + C_{50} + Z_{PM9} = C_{34}$	Eq. 5.91

Se obtienen así 25 ecuaciones lineales para los 25 componentes de la planta. Es necesario formular, por lo tanto, 28 ecuaciones auxiliares de acuerdo a las proposiciones de la TEC y al método de asignación propuesto.

De la aplicación de la proposición P2 al modelo termoeconómico se deduce que el coste económico unitario de las componentes de un multiplete de fuel es el mismo.

HX 1:	$c_6 = c_7$	Eq. 5.92
TES 1:	$c_9 = c_{10}$	Eq. 5.93
HC:	$c_{17} = c_{18}$	Eq. 5.94
HX 2:	$c_{28} = c_{29}$	Eq. 5.95
TES 2:	$c_{30} = c_{31}$	Eq. 5.96

$$\text{RAD:} \quad c_{25} = c_{26} \quad \text{Eq. 5.97}$$

La proposición P3 establecía que el coste de los diferentes productos de un equipo debe ser el mismo. Está aceptado que cuando estos productos son de la misma naturaleza y provienen de un mismo flujo homogéneo su coste económico unitario sea el mismo. Por ello, de la aplicación de la proposición P3 a las válvulas *VV1*, *VV2* y *VV3* se obtienen las siguientes 4 ecuaciones auxiliares.

No obstante, esto no ocurre en el caso de productos diferentes –como es el caso de la cogeneración–, para el cual resulta inevitable establecer un método de asignación de costes.

$$\text{VV1:} \quad c_1 = c_2 \quad \text{Eq. 5.98}$$

$$\text{VV2:} \quad c_{19} = c_{20} \quad \text{Eq. 5.99}$$

$$c_{20} = c_{21} \quad \text{Eq. 5.100}$$

$$\text{VV3:} \quad c_{23} = c_{24} \quad \text{Eq. 5.101}$$

En lo que respecta a la proposición P4, los costes relativos a la infraestructura y a los recursos energéticos de la planta se corresponderán con los precios de mercado. En este apartado se ha tenido en cuenta la amortización de capital anual de los equipos, así como el coste relativo al consumo de gas natural en los equipos de generación, al consumo de electricidad en las bombas y al del agua de red para agua caliente.

Los costes de la infraestructura se recogen en la Tabla 5.10. Estos costes se obtienen de la partida de precios tabulada en el anexo B y considerando una tasa de interés del 5% y una vida útil de 15 años para el cálculo de su amortización lineal, con valor residual nulo.

Components and nomenclature	Investment €	Annual maintenance €/a	Annual cost €/a with Rinv
Internal Combustion Engine ICE1	18704	1377	2817
Internal Combustion Engine ICE2	18704	1216	2656
Low Temperature Boilers	12281	1162	2341
Heat exchanger HX1	795	7	83
Micro-CHP Thermal Energy Storage	2068	102	301
Hydraulic Compensator	1640	5	162
Heat Exchanger HX2	1611	62	217
DHW Thermal Energy Storage	5290	107	615
Pumps PM1-PM2-PM5	309	14	44
Pumps PM3-PM4	984	44	138
Pump PM6	5582	251	787
Pumps PM7-PM8	780	35	110
Pump PM9	795	36	112
Radiators, mixers and flow diverter valves	0	0	0

Tabla 5.10 Costes fijos anualizados de los componentes de la planta

En la Tabla 5.11 se muestran los precios de los recursos energéticos por unidad de energía y de exergía. Los precios por unidad de exergía se han obtenido a partir de los ratios exergía energía del gas natural ($r_{ex-e}=1.04$) y de la electricidad ($r_{ex-e}=1$).

	c€/kWh	c€/kWh _{ex}
C _{NG}	5.726	5.506
C _{EPUR}	12.411	12.411

Tabla 5.11 Precios de mercado en base energética y exergética

A partir de los costes de los recursos empleados, se han calculado los costes de los flujos entrantes en la planta, que se recogen en la Tabla 5.12. Los costes relativos a los flujos entrantes de gas natural a los motores (38 y 39) y las calderas (40 y 41) y de electricidad a las bombas (42 a 50), son los precios de mercado adaptados al término de exergía. El precio del agua consumida para agua caliente sanitaria (33) se corresponde con la tarifa de agua y saneamiento en Álava [144] que es de 0.40€/m³ para usuarios domésticos e instalaciones centralizadas de agua caliente. Teniendo en cuenta que el

consumo anual de agua para ACS en el edificio de Salburua es de 5054m³, el coste anual es de 2022€.

Components and nomenclature		Fuel cost (€)
ICE1	Internal Combustion Engine	$C_{38} = 10021$
ICE2	Internal Combustion Engine	$C_{39} = 8794$
LTB 1	Auxiliary Boiler	$C_{40} = 43385$
LTB 2	Auxiliary Boiler	$C_{41} = 109$
PM1	Pump	$C_{42} = 116$
PM2	Pump	$C_{43} = 116$
PM3	Pump	$C_{44} = 85$
PM4	Pump	$C_{45} = 0$
PM5	Pump	$C_{46} = 116$
PM6	Pump	$C_{47} = 286$
PM7	Pump	$C_{48} = 272$
PM8	Pump	$C_{49} = 272$
PM9	Pump	$C_{50} = 50$
-	Water supply	$C_{33} = 2022$

Tabla 5.12 Coste anual de los flujos entrantes

Los costes de los flujos energéticos y materiales entrantes al sistema –tales como los componentes y los fueles empleados– deben asignarse a cada uno de los productos de la planta, de modo que la suma de todos los costes entrantes al sistema sea igual al coste asociado a los productos finales.

Por otra parte, el calor almacenado en los depósitos durante el periodo considerado no se considera como un producto, sino como una pérdida. Siguiendo el mismo criterio establecido en la TEC, a los flujos 36 y 37 se les aplica un coste unitario nulo.

A partir de las cinco proposiciones se obtienen 51 ecuaciones para la determinación de los 53 flujos. Así, es necesario determinar las dos ecuaciones restantes para el reparto de costes entre los co-productos de las unidades de micro-CHP.

En el método de asignación basado en el contenido exergético estas ecuaciones se obtienen sin más que aplicar la proposición P3 a los productos útiles de la cogeneración.

A. Asignación en función del contenido exergético

La asignación se lleva a cabo de modo que el coste económico unitario de los productos es el mismo. Así, el coste de cada uno de los flujos es proporcional al contenido exergético de cada uno de los productos de la cogeneración.

$$c_{EICE} = c_{11-12} \quad \text{Eq. 5.102}$$

$$\frac{C_{EICE}}{Ex_{ICE}} = \frac{C_{11} - C_{12}}{Ex_{11} - Ex_{12}} \quad \text{Eq. 5.103}$$

La energía eléctrica generada por la cogeneración será la suma de la generada en los dos motores.

$$Ex_{ICE} = Ex_{ICE,1} + Ex_{ICE,2} = Ex_{51} + Ex_{52} \quad \text{Eq. 5.104}$$

Por otra parte, el flujo de calor útil a la salida del depósito (11-12) es el obtenido a partir de la exergía térmica generada en los dos motores. Este flujo a la salida del depósito se puede separar en dos productos, correspondientes a la exergía de la potencia térmica útil de cada uno de los motores.

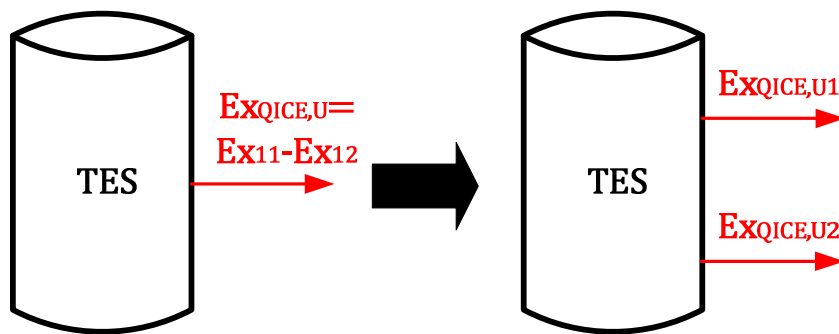


Fig. 5.8 Calor útil de los motores de cogeneración

Aplicando el balance de costes a la salida del depósito, el coste de la exergía térmica útil global será:

$$C_{11} - C_{12} = C_{QICE,U} = C_{QICE,U1} + C_{QICE,U2} \quad \text{Eq. 5.105}$$

$$c_{11-12} \cdot Ex_{QICE,U} = c_{(11-12),1} \cdot Ex_{QICE,U1} + c_{(11-12),2} \cdot Ex_{QICE,U2} \quad \text{Eq. 5.106}$$

De acuerdo con la proposición P2, como se trata de dos productos homogéneos en el mismo componente, éstos deben tener el mismo coste unitario. Asimismo, este coste unitario será igual a la exergía térmica útil total obtenida.

$$c_{(11-12),1} = c_{(11-12),2} = c_{(11-12)} \quad \text{Eq. 5.107}$$

Por lo tanto, el coste unitario del calor útil debe ser igual al coste unitario de la electricidad en cada motor:

$$\frac{C_{51}}{Ex_{51}} = \frac{C_{11} - C_{12}}{Ex_{11} - Ex_{12}} \quad \text{Eq. 5.108}$$

$$\frac{C_{52}}{Ex_{52}} = \frac{C_{11} - C_{12}}{Ex_{11} - Ex_{12}} \quad \text{Eq. 5.109}$$

Teniendo en cuenta que la mayor parte de los métodos de asignación de costes no contemplan el coste de la infraestructura, se han supuesto dos métodos diferenciados basados en el coste exergético de los flujos. En el primero de ellos (método A), no se han considerado los costes de inversión de equipos (Z) a fin de comparar los resultados con otros métodos de asignación, mientras que en el segundo (método B) sí que han sido incluidos dentro del balance termoeconómico de cada equipo.

B. Asignación exergoeconómica

La asignación exergoeconómica se lleva a cabo de acuerdo a los mismos criterios que la asignación basada en el contenido exergético, siendo la única diferencia entre ambos métodos, la inclusión del coste de la infraestructura en el reparto de los costes.

Tal y como se ha visto hasta ahora, la aplicación de los criterios de la TEC permite determinar el coste termoeconómico en función del contenido exergético de los flujos. No obstante, muchos criterios de asignación de costes no se basan en el segundo principio para llevar a cabo el reparto. Por ello, es necesario determinar las ecuaciones requeridas para estos métodos de asignación, teniendo en cuenta que el coste termoeconómico debe estar asociado a la energía del flujo y no a su exergía.

Todo análisis termoeconómico se basa en la idea de que el coste económico es una función conservativa, por lo que, en todos los equipos, debe cumplirse el balance de costes. Estas ecuaciones se corresponden con las ecuaciones Eq. 5.67-5.91 enunciadas previamente con la diferencia de que no se contempla el coste de la infraestructura ($Z_k=0$) y q el coste de los flujos, en este caso, irá referido a su energía y no a su exergía. El coste unitario c se calculará, por tanto, como el cociente entre el coste total y la energía del flujo energético. La nomenclatura empleada para los diferentes flujos energéticos son: H para la entalpía total del fluido en un punto, E para la producción de energía eléctrica y F para el consumo de combustible.

Asimismo, la formulación de las ecuaciones restantes se basa en normas aceptadas en los diferentes análisis económicos y termoeconómicos y que están íntimamente relacionadas con las proposiciones expuestas en la TEC [36, 48, 50]. Por una parte, el coste unitario de productos homogéneos debe ser el mismo, de modo que se obtienen las mismas ecuaciones (Eq. 5.92-5.97) donde el reparto se lleva a cabo proporcionalmente al contenido energético de los productos. Asimismo, el coste unitario de las componentes de entrada y salida de un flujo cuyo fin es proporcionar energía a un subsistema debe ser el mismo. La energía de la componente de salida se debe a que no toda la energía entrante del fluido ha podido ser aprovechada, por lo que está ampliamente aceptado que ambas componentes tengan el mismo coste unitario. De forma análoga al método basado en el contenido exergético de los flujos, se obtienen las ecuaciones (Eq. 5.98-5.101) referidas, en este caso, a su contenido energético.

Teniendo en cuenta que el coste total de los flujos entrantes al sistema no varía y que en el análisis de pérdidas se considera el mismo criterio de coste nulo, se obtienen 51 ecuaciones de las 53 ecuaciones requeridas para el cálculo del coste de todos los flujos, siendo necesario formular las dos ecuaciones restantes que se obtendrán del reparto de costes entre los co-productos de las unidades de micro-CHP. Este reparto precisa la aplicación de alguno de los siguientes métodos de asignación:

C. Asignación en función del contenido energético

La asignación se lleva a cabo de la misma manera que en la asignación basada en el contenido exergético, a diferencia de que, en este caso, el coste se reparte de acuerdo al contenido energético de los productos de la cogeneración.

$$\frac{C_{51}}{E_{51}} = \frac{C_{11} - C_{12}}{H_{11} - H_{12}} \quad \text{Eq. 5.110}$$

$$\frac{C_{52}}{E_{52}} = \frac{C_{11} - C_{12}}{H_{11} - H_{12}} \quad \text{Eq. 5.111}$$

D. Asignación basada en los precios de mercado

La asignación se realiza de modo que el coste unitario de los productos sea directamente proporcional al coste de la producción separada. Teniendo en cuenta que toda la electricidad generada se autoconsume, el coste de la electricidad para la producción separada se corresponde con el precio de compra de electricidad de red (C_{EPUR}). En lo que respecta al coste del calor en la producción separada, éste es el de producir el calor útil de la cogeneración mediante una caldera auxiliar convencional de gas natural y rendimiento del 90% (C_{NG}/η_B).

$$\frac{c_{51}}{c_{11-12}} = \frac{C_{51}/E_{51}}{(C_{11} - C_{12})/(H_{11} - H_{12})} = \frac{C_{EPUR}}{C_{NG}/\eta_B} \quad \text{Eq. 5.112}$$

$$\frac{c_{52}}{c_{11-12}} = \frac{C_{52}/E_{52}}{(C_{11} - C_{12})/(H_{11} - H_{12})} = \frac{C_{EPUR}}{C_{NG}/\eta_B} \quad \text{Eq. 5.113}$$

E. Asignación basada en el beneficio de la producción eficiente

Este método de asignación fue desarrollado por Carvalho [50] para un sistema simple de trigeneración y se fundamenta en la idea de que los usuarios de la planta son los propietarios de la misma y que éstos deben beneficiarse de manera equitativa por disponer de un sistema de producción más eficiente. Los beneficios se deben repartir entre los usuarios, independientemente del tipo de energía que consuma cada uno, de manera que no se perjudique a un usuario y se beneficie a otro por consumir diferente tipo de energía como ocurre en otros métodos de asignación. Este beneficio se analiza en modo de descuento (dc , en tanto por uno), que será el mismo para todos los usuarios y que es proporcional al coste de obtener estos servicios energéticos de forma convencional o separada. Así, un usuario que consume electricidad procedente de la producción combinada percibe un descuento respecto de la compra de electricidad de red, mientras que un usuario que consume calor cogenerado recibe un descuento respecto de la generación de energía térmica mediante una caldera convencional de gas

natural y rendimiento del 90%, siendo porcentualmente ambos descuentos del mismo valor.

De acuerdo a estos criterios las ecuaciones auxiliares obtenidas para este método son las siguientes:

$$1 - dc = \frac{c_{51}}{c_{EPUR}} = \frac{c_{11-12}}{c_{NG}/\eta_B} \quad \text{Eq. 5.114}$$

$$1 - dc = \frac{c_{52}}{c_{EPUR}} = \frac{c_{11-12}}{c_{NG}/\eta_B} \quad \text{Eq. 5.115}$$

Si se comparan estas ecuaciones con las obtenidas en la asignación basada en los precios de mercado, se puede observar que son las mismas. Esto se debe a que la principal diferencia que existe en el desarrollo y comparativa inicial de ambos métodos en [50] para el sistema simple de trigeneración reside en los límites del problema analizado. Mientras que en el método basado en los precios de mercado el problema de asignación se reduce a la generación del calor y los usos de la electricidad generada, en el método basado en la producción eficiente se amplía el problema para determinar las aplicaciones en las que se utilizaba el calor útil cogenerado, del cual una parte se emplea para el suministro de energía térmica al consumidor y otra parte como fuente de una máquina frigorífica de absorción. De esta forma, en el primero de los casos, la generación separada se reduce a la obtención de energía térmica cogenerada mediante caldera convencional y energía eléctrica de red. En el segundo, en cambio, se requiere determinar el porcentaje de calor cogenerado que va destinado a cada uso, para poder comparar la energía térmica consumida con la generada mediante caldera convencional y la energía frigorífica de la máquina de absorción con la obtenida a partir de una de compresión mecánica. Se puede afirmar, que el método basado en el beneficio de la producción eficiente constituye un análisis más pormenorizado que el método basado en precios de mercado y representa una ampliación de éste, siendo de gran interés para sistemas de trigeneración.

En los sistemas de cogeneración, en cambio, la energía útil procedente de la cogeneración tiene un único uso, de modo que las ecuaciones de ambos métodos coinciden.

F. Extensión de los límites del sistema

El coste de la electricidad generada mediante la producción combinada es el resultado de sustraer el coste de la energía térmica útil generada de forma convencional al coste global de la generación combinada. Como tecnología convencional de generación térmica se ha seleccionado la misma que en los métodos D y E, esto es, una caldera de gas natural con un rendimiento del 90%.

$$C_{EICE} = c_{EICE} \cdot E_{ICE} = c_{NG} \cdot F_{ICE} - \frac{c_{NG}}{\eta_B} \cdot Q_{ICE,U} \quad \text{Eq. 5.116}$$

$$c_{51} \cdot E_{51} + c_{52} \cdot E_{52} = c_{NG} \cdot (F_{38} + F_{39}) - \frac{c_{NG}}{\eta_B} \cdot (H_{11} - H_{12}) \quad \text{Eq. 5.117}$$

La generación térmica en la producción combinada tiene asignado, por lo tanto, el coste relativo a la generación térmica convencional.

$$c_{11-12} = (C_{11} - C_{12}) / (H_{11} - H_{12}) = \frac{c_{NG}}{\eta_B} \quad \text{Eq. 5.118}$$

La primera de las ecuaciones auxiliares parte de la relación existente entre el coste de la electricidad combinada y el coste de la energía térmica útil:

$$\frac{(C_{51} + C_{52})}{(C_{11} - C_{12})} = \frac{c_{51} \cdot E_{51} + c_{52} \cdot E_{52}}{c_{11-12} \cdot (H_{11} - H_{12})} = \frac{\eta_B \cdot (F_{38} + F_{39}) - (H_{11} - H_{12})}{(H_{11} - H_{12})} \quad \text{Eq. 5.119}$$

La segunda ecuación auxiliar requiere determinar el reparto de costes de la electricidad generada en cada motor, ya que al tratarse de dos flujos provenientes de dos equipos diferentes, no se puede establecer una ecuación de igualdad entre los costes unitarios de los mismos. Además, el ratio entre el coste unitario de la electricidad y el del calor es dependiente de la energía térmica útil, por lo que es necesario determinar el calor útil proveniente de cada uno de los motores. Este problema se ha solucionado separando la energía térmica útil proporcionalmente al calor generado por cada uno de los motores.

$$Q_{ICE,U1} = \frac{H_3 - H_1}{H_3 - H_1 + H_4 - H_2} \cdot Q_{ICE,U} = \frac{H_3 - H_1}{H_3 - H_1 + H_4 - H_2} \cdot (H_{11} - H_{12}) \quad \text{Eq. 5.120}$$

$$Q_{ICE,U2} = \frac{H_4 - H_2}{H_3 - H_1 + H_4 - H_2} \cdot Q_{ICE,U} = \frac{H_4 - H_2}{H_3 - H_1 + H_4 - H_2} \cdot (H_{11} - H_{12}) \quad \text{Eq. 5.121}$$

Por lo tanto, si se calcula la relación de los costes unitarios de la electricidad y el calor útil para cada motor, se tiene que:

$$\frac{c_{51}}{c_{11-12}} = \frac{\eta_B \cdot F_{38} - \frac{H_3 - H_1}{H_3 - H_1 + H_4 - H_2} \cdot (H_{11} - H_{12})}{E_{51}} \quad \text{Eq. 5.122}$$

$$\frac{c_{52}}{c_{11-12}} = \frac{\eta_B \cdot F_{39} - \frac{H_4 - H_2}{H_3 - H_1 + H_4 - H_2} \cdot (H_{11} - H_{12})}{E_{52}} \quad \text{Eq. 5.123}$$

La segunda ecuación auxiliar se consigue de despejar c_{11-12} en ambas ecuaciones e igualarlas:

$$\begin{aligned} \frac{c_{51} \cdot E_{51}}{\eta_B \cdot F_{38} - \frac{H_3 - H_1}{H_3 - H_1 + H_4 - H_2} \cdot (H_{11} - H_{12})} \\ = \frac{c_{52} \cdot E_{52}}{\eta_B \cdot F_{39} - \frac{H_4 - H_2}{H_3 - H_1 + H_4 - H_2} \cdot (H_{11} - H_{12})} \end{aligned} \quad \text{Eq. 5.124}$$

De modo que el coste unitario de la electricidad total cogenerada es:

$$c_{ICE} = \frac{c_{51} \cdot E_{51} + c_{52} \cdot E_{52}}{(E_{51} + E_{52})} \quad \text{Eq. 5.125}$$

3.5 Análisis comparativo de los métodos de asignación propuestos

Los resultados del coste económico por unidad de energía del flujo para los seis métodos de asignación propuestos son los mostrados en la Tabla 5.13. En los métodos A y B los costes se han repartido por unidad de exergía del flujo, por lo que estos resultados deben expresarse en términos de energía para que sea comparable con el resto de los métodos de asignación propuestos. La asignación de costes en función del contenido energético (método C) no diferencia entre las distintas formas de energía, considerando el calor y la electricidad como flujos energéticos de la misma calidad. Es por ello que el coste unitario de los productos obtenidos es similar, encontrando pequeñas diferencias debidas a las pérdidas en los procesos para su obtención. El principal inconveniente de este método se debe a que no se considera la degradación de la calidad de la energía, lo que se puede solucionar llevando a cabo la asignación en función del contenido

exergético. La asignación basada en el contenido exergético se puede enfocar de tres maneras diferentes. La primera de ellas se basa en asignar los costes proporcionalmente al contenido exergético de cada producto final –obtenido a partir de la teoría del coste exergético (k^*)– considerando la planta en su totalidad como una caja negra, sin tener en cuenta la causalidad funcional existente entre los elementos de la planta. La segunda de ellas contempla la interconexión entre los componentes de la planta y permite un análisis pormenorizado de la formación de costes e identificar las fuentes de irreversibilidades de la planta. Presenta la desventaja de no considerar los costes debido a la infraestructura (método A). La tercera opción es la basada en costes exergoeconómicos (método B), que es similar al anterior, pero incluye la inversión de cada equipo en sus respectivos balances.

En el caso basado en la asignación proporcional al coste exergético de los productos finales (sin considerar la valoración externa del coste exergético de los fueles), el coste unitario por unidad de energía es de 4.26c€/kWh en el caso del agua caliente, de 16.49c€/kWh el coste promedio de la electricidad y de 6.08c€/kWh la demanda de calefacción. En primera instancia, cabría esperar que estos resultados se ajustaran a los obtenidos por el método A, en el cual tampoco se contemplan los costes de infraestructura. No obstante, se observa que difieren considerablemente. Esto es debido a que los flujos entrantes a la planta son de distinta naturaleza y por ello, tienen ciclos de vida y costes distintos: un flujo másico de agua de red y dos recursos energéticos de diferente categoría (calor y electricidad). En el método A se repara en el funcionamiento interno de la planta, en las interconexiones entre equipos y en las irreversibilidades generadas en cada uno de ellos, asignando los costes de forma más detallada de acuerdo al proceso de cada producto. En la asignación proporcional al coste exergético de los productos, por el contrario, se reparten los costes entre los productos sin existir ninguna causalidad funcional, como es el caso del coste del agua de red que se asigna a la generación de electricidad o a la demanda de calefacción, sin que haya ninguna relación entre ellas. Los resultados también varían cuando se considera la valoración externa en la determinación del coste exergético de los fueles de la planta, debido a que, cuando se dispone de flujos de distinta naturaleza, la relación porcentual entre los productos varía.

Flow	A c€/kWh	B c€/kWh	C c€/kWh	D,E c€/kWh	F c€/kWh
1	0.97	1.19	6.42	4.94	6.14
2	0.97	1.19	6.42	4.94	6.14
3	1.23	1.51	6.39	4.92	6.11
4	1.22	1.51	6.42	4.94	6.16
5	1.22	1.51	6.40	4.93	6.13
6	1.23	1.52	6.41	4.94	6.14
7	0.97	1.19	6.41	4.94	6.14
8	1.25	1.57	6.46	4.98	6.19
9	1.26	1.58	6.47	4.99	6.20
10	0.98	1.23	6.47	4.99	6.20
11	2.05	2.42	6.43	5.87	6.32
12	1.94	2.20	6.36	6.03	6.30
13	2.47	2.81	6.36	6.02	6.29
14	3.31	14.72	6.35	6.02	6.29
15	3.43	3.77	6.32	6.07	6.28
16	4.07	150.20	6.32	6.07	6.27
17	3.04	3.45	6.35	6.02	6.29
18	2.30	2.61	6.35	6.02	6.29
19	1.93	2.19	6.35	6.02	6.29
20	2.46	2.80	6.35	6.02	6.29
21	3.31	3.76	6.35	6.02	6.29
22	3.08	3.54	6.40	6.06	6.33
23	3.30	3.79	6.40	6.06	6.33
24	2.59	2.97	6.40	6.06	6.33
25	3.31	3.83	6.41	6.07	6.34
26	2.67	3.09	6.41	6.07	6.34
27	2.47	2.85	6.41	6.07	6.35
28	2.61	3.00	6.42	6.08	6.35
29	2.01	2.31	6.42	6.08	6.35
30	2.72	3.19	6.50	6.17	6.44
31	2.12	2.48	6.50	6.17	6.44
32	2.14	2.51	6.53	6.20	6.47
34	4.07	4.30	4.07	4.07	4.07
35	4.78	5.70	6.22	5.93	6.17
51	15.91	20.89	6.70	10.09	7.47
52	15.91	20.89	6.70	10.09	7.16
53	5.88	6.80	6.41	6.07	6.34

Tabla 5.13 Comparativa entre los métodos de asignación de costes

La asignación basada en costes exergoeconómicos (método B) engloba a su vez la amortización del capital de la infraestructura de la planta, de modo que los costes unitarios de los productos por unidad de energía son muy superiores a los obtenidos en el método B o cualquiera de los otros métodos. Esto es debido a que la contribución de los equipos principales de la instalación hidráulica al coste global anual es de un 16.6%, por lo que no debe despreciarse.

De esta forma, en el caso de que la infraestructura de la planta tenga una influencia considerable sobre el coste global de la planta, o se distingan flujo entrantes de distinta

naturaleza con un peso considerable, es recomendable la asignación mediante costes exergoeconómicos frente a la basada simplemente en costes exergéticos. En caso contrario, las variaciones entre los tres métodos no son significativas y no está justificada la mayor complejidad de los métodos A o B.

Por otra parte, si se atiende a los resultados del método A (en el que no se considera el coste de la infraestructura), se observa que el coste exergético unitario de la electricidad obtenida por cogeneración es superior al precio de la electricidad suministrada por la red. Con ello, se diferencia entre los tipos de usuario, favoreciendo a aquél que consume calor y penalizando económicamente al consumidor de electricidad.

Ante esta situación, el reparto basado en los precios de mercado (métodos D y E) puede presentarse como una solución al problema encontrado en los métodos A y B. Como ya se ha explicado en el apartado anterior, el método E basado en el beneficio de la producción eficiente se fundamenta en los criterios del método D, y constituye una ampliación del mismo. En el sistema de cogeneración en estudio, la ecuación adicional de asignación a los productos de la cogeneración coincide en ambos casos, por lo que los resultados son los mismos.

De los resultados de los métodos D y E, se puede extraer que si se asignan los costes de acuerdo a los precios de mercado de calor y electricidad, los usuarios ven recompensada la producción conjunta de calor y electricidad sin que se penalice el consumo de uno de los productos cogenerados, como ocurría en la asignación basada en el coste exergético. La principal desventaja que presenta estos métodos es su dependencia de la volatilidad de los precios de mercado de los recursos energéticos, así como de la tecnología de referencia seleccionada para la producción térmica convencional.

Para comprender la influencia de estos factores en la eficacia del método, y a modo de ejemplo, se ha aplicado el método a un sistema simple de cogeneración sin almacenamiento. Así, si se lleva a cabo el balance de costes en el sistema:

$$c_{NG} \cdot F_{ICE} = c_{E,ICE} \cdot E_{ICE} + c_{Q,ICE} \cdot Q_{ICE} \quad \text{Eq. 5.126}$$

Teniendo en cuenta que:

$$\frac{c_{E,ICE}}{c_E} = \frac{c_{Q,ICE}}{c_Q} = \frac{c_{Q,ICE}}{c_{NG}/\eta_B} \quad \text{Eq. 5.127}$$

Y sustituyendo $c_{E,ICE}$ y dividiendo por el combustible F_{ICE} , se tiene que:

$$c_{E,ICE} = c_E \cdot \frac{c_{Q,ICE}}{c_{NG}/\eta_B} \quad \text{Eq. 5.128}$$

$$c_{NG} = c_{E,ICE} \cdot \left(\eta_E + \frac{c_{NG}}{c_E \cdot \eta_B} \cdot \eta_Q \right) \quad \text{Eq. 5.129}$$

Despejando $c_{E,ICE}$ y dividiendo toda la ecuación por c_E , tenemos que:

$$\frac{c_{E,ICE}}{c_E} = \frac{1}{c_E \cdot \left(\frac{\eta_E}{c_{NG}} + \frac{1}{c_E \cdot \eta_B} \cdot \eta_Q \right)} \quad \text{Eq. 5.130}$$

De modo que la relación entre el precio de la electricidad de red y la generada en la unidad de cogeneración es:

$$\frac{c_E}{c_{E,ICE}} = \frac{c_{NG}/\eta_B}{c_{Q,ICE}} = \eta_E \cdot \frac{c_E}{c_{NG}} + \frac{\eta_Q}{\eta_B} \quad \text{Eq. 5.131}$$

La relación entre el coste de la energía térmica producida en el sistema convencional de generación de calor y el coste de la producida en la unidad de cogeneración tiene que ser igual a la relación entre el precio de compra de la electricidad y el coste de la electricidad cogenerada.

Ambas relaciones coinciden y deben ser mayores que la unidad para que realmente exista un beneficio para los usuarios. Estas relaciones dependerán de los rendimientos de la unidad de cogeneración, del ratio entre los precios de mercado de la electricidad y el gas natural y del rendimiento de la tecnología convencional seleccionada. Así, para los rendimientos del motor de la instalación ($\eta_Q=61.0\%$ y $\eta_E=26.8\%$) y manteniendo el ratio de los precios de mercado actual de valor igual a 2.17, la relación entre el precio de mercado y el producto cogenerado será menor cuanto mayor sea el rendimiento de la tecnología de producción de calor convencional, y será menor, a su vez, el beneficio percibido por los usuarios. Para los rendimientos del motor y el ratio de precios actual el método es válido para cualquier rendimiento de calderas de gas natural.

Asimismo, si la tecnología de referencia es una caldera de gas natural de rendimiento 90%, el método es válido para un ratio de los precios de mercado c_E/c_{NG} igual o superior a 1.20, considerando los rendimientos de la unidad de cogeneración actual. Si el ratio es igual a 1.20, los usuarios no percibirán ningún beneficio por emplear una tecnología más eficiente, mientras que si el ratio aumenta por encima de ese valor, lo hará también el beneficio percibido.

Otra desventaja que presenta este método es que requiere el conocimiento del modo de operación de la planta en lo que a compra y venta de electricidad se refiere, así como el uso del calor útil producido [50].

En lo que respecta al método F, los beneficios de disponer de una planta más eficiente se le asignan únicamente a la generación de electricidad. Es por ello, que este método no es útil para el reparto de costes y su aplicación se debe limitar a su comparación con otras formas de generación de energía eléctrica.

Si el reparto de los costes se realiza a los productos directos de la cogeneración –sin considerar la ampliación de los límites del sistema para asignarlos en función de los productos útiles– los resultados de los productos finales se corresponden con los mostrados en la Tabla 5.14. Las diferencias encontradas entre la asignación convencional y la asignación a los productos útiles de la planta no son significativas, debido a que las pérdidas en el depósito de inercia no son elevadas. En la asignación convencional se aprecia una reducción en el coste de la electricidad, con el consecuente aumento del coste de la energía térmica, que se debe a las pérdidas entre la producción térmica directa del motor y la energía térmica útil.

Flow	A c€/kWh	B c€/kWh	C c€/kWh	D,E c€/kWh	F c€/kWh
35	4.81	5.77	6.24	5.96	6.26
51	15.39	19.79	6.41	9.73	6.06
52	15.51	20.14	6.51	9.84	6.35
53	5.93	6.89	6.43	6.10	6.45

Tabla 5.14 Resultados de la asignación convencional

4 Asignación de cargas medioambientales

4.1 La exergía como indicador medioambiental

La normativa actual en materia de edificación está orientada a la construcción de edificios energéticamente eficientes y sostenibles, cuyo consumo de energía sea prácticamente nulo. Algunos autores [34] abogan por ir un paso más adelante, centrandó este objetivo en la minimización del consumo exergético del edificio, ya que la exergía constituye un nexo entre el consumo de recursos energéticos, el daño ambiental generado y la satisfacción de los usuarios. La Fig. 5.9 ilustra este carácter interdisciplinar de la exergía que se puede entender como un indicador del desarrollo sostenible [70]. La combinación de sostenibilidad y exergía se ha aplicado a la fase de uso de los edificios de modo que se han analizado las diferentes instalaciones de calefacción, ventilación y aire acondicionado (HVAC) de un edificio [145-148] y el contenido exergético de los recursos naturales y los combustibles [149].

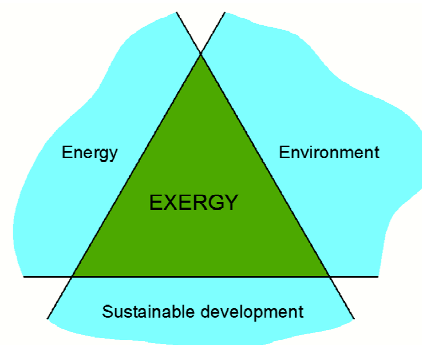


Fig. 5.9 Carácter interdisciplinar de la exergía

La Termoeconomía y el LCA permiten cuantificar el daño ambiental generado en instalaciones de calefacción y refrigeración en viviendas, de modo que se puedan comparar diferentes sistemas y diseñar instalaciones de menor carga ambiental. La razón principal para el uso del concepto de exergía es profundizar en la comprensión del entorno y, con ello, desarrollar sistemas de baja exergía para futuros edificios, ya que el empleo de energías de alto contenido exergético se traduce en un mayor daño ambiental. Por lo tanto, el análisis de ahorro de energía primaria no debería estar enfocado al ahorro de energía sino al ahorro de exergía.

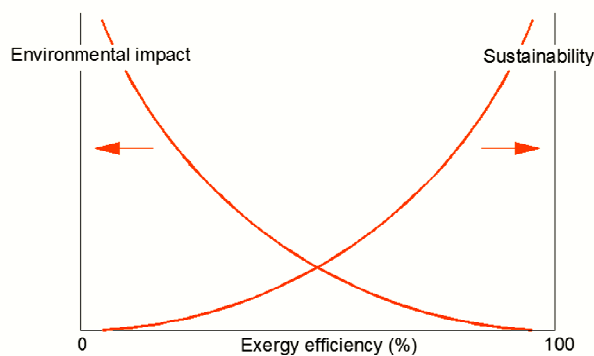


Fig. 5.10 Relación entre sostenibilidad, impacto ambiental y eficiencia exergética

4.2 Asignación del impacto ambiental a los flujos de la planta

En este apartado se busca contabilizar el impacto asociado a cada uno de los flujos de la planta de micro-CHP en estudio, con el objeto de identificar los puntos en que se produce el mayor daño ambiental.

Para minimizar el impacto ambiental en el suministro de energía, el primer objetivo es incrementar la eficiencia de los procesos y, por consiguiente, disminuir la cantidad de combustible y el impacto ambiental asociado al mismo, especialmente la liberación de los gases de efecto invernadero. Identificar las fuentes principales de destrucción de exergía en una instalación, permite la aplicación de mejoras para obtener un mayor rendimiento exergético de la planta y, de esta manera, reducir los impactos asociados.

El LCA del sistema propuesto engloba el ciclo de vida de todos los componentes del sistema y de todos los flujos entrantes (gas natural, electricidad, agua de red). La metodología de evaluación de impacto seleccionada en el LCA es la IPCC 2013 GWP 100a desarrollado por Panel Intergubernamental sobre el Cambio Climático y que emplea como indicador ambiental las emisiones de GEI (véase metodología en anexo C). Las emisiones de $\text{CO}_{2\text{eq}}$ de los equipos y de los flujos entrantes se han extraído de la base de datos Ecoinvent 3.1 a través del software SimaPro en su versión 8.0.

La contabilidad de cargas ambientales y la asignación se lleva a cabo de acuerdo a los mismos criterios empleados en los costes económicos. Por ello, en primer lugar se formulan los balances de emisiones de cada uno de los equipos, en los que se incluyen las emisiones anualizadas durante la fabricación de los componentes principales de la planta (Y).

Aplicando el balance de emisiones a cada uno de los equipos se obtienen 25 de las 53 ecuaciones necesarias para contabilizar las emisiones de todos los flujos de la planta:

$$\text{ICE1: } CO_{2,1} + CO_{2,38} + Y_{ICE1} = CO_{2,2} + CO_{2,51} \quad \text{Eq. 5.132}$$

$$\text{ICE2: } CO_{2,3} + CO_{2,39} + Y_{ICE2} = CO_{2,4} + CO_{2,52} \quad \text{Eq. 5.133}$$

$$\text{BOI 1: } CO_{2,13} + CO_{2,40} + Y_{BOI1} = CO_{2,15} \quad \text{Eq. 5.134}$$

$$\text{BOI 2: } CO_{2,14} + CO_{2,41} + Y_{BOI2} = CO_{2,16} \quad \text{Eq. 5.135}$$

$$\text{HX 1: } CO_{2,6} + CO_{2,10} + Y_{HX1} = CO_{2,7} + CO_{2,8} \quad \text{Eq. 5.136}$$

$$\text{TES 1: } CO_{2,9} + CO_{2,12} + Y_{TES1} = CO_{2,10} + CO_{2,11} + CO_{2,36} \quad \text{Eq. 5.137}$$

$$\text{HC: } CO_{2,17} + CO_{2,23} + Y_{HC} = CO_{2,18} + CO_{2,22} \quad \text{Eq. 5.138}$$

$$\text{HX 2: } CO_{2,28} + CO_{2,32} + Y_{HX2} = CO_{2,29} + CO_{2,30} \quad \text{Eq. 5.139}$$

$$\text{TES 2: } CO_{2,30} + CO_{2,34} + Y_{TES2} = CO_{2,31} + CO_{2,35} + CO_{2,37} \quad \text{Eq. 5.140}$$

$$\text{RAD: } CO_{2,25} + Y_{RAD} = CO_{2,26} + CO_{2,53} \quad \text{Eq. 5.141}$$

$$\text{AIR: } CO_{2,53} = CO_{2,HEAT} \quad \text{Eq. 5.142}$$

$$\text{M1: } CO_{2,3} + CO_{2,4} = CO_{2,5} \quad \text{Eq. 5.143}$$

$$\text{M2: } CO_{2,11} + CO_{2,15} + CO_{2,16} = CO_{2,17} \quad \text{Eq. 5.144}$$

$$\text{M3: } CO_{2,26} + CO_{2,29} = CO_{2,27} \quad \text{Eq. 5.145}$$

$$\text{V1: } CO_{2,7} = CO_{2,1} + CO_{2,2} \quad \text{Eq. 5.146}$$

$$\text{V2: } CO_{2,18} = CO_{2,19} + CO_{2,20} + CO_{2,21} \quad \text{Eq. 5.147}$$

$$\text{V3: } CO_{2,22} = CO_{2,23} + CO_{2,24} \quad \text{Eq. 5.148}$$

$$\text{P1: } CO_{2,5} + CO_{2,42} + Y_{P1} = CO_{2,6} \quad \text{Eq. 5.149}$$

$$\text{P2: } CO_{2,8} + CO_{2,43} + Y_{P2} = CO_{2,9} \quad \text{Eq. 5.150}$$

$$\text{P3: } CO_{2,20} + CO_{2,44} + Y_{P3} = CO_{2,13} \quad \text{Eq. 5.151}$$

$$P4: \quad CO_{2,21} + CO_{2,45} + Y_{P4} = CO_{2,14} \quad \text{Eq. 5.152}$$

$$P5: \quad CO_{2,19} + CO_{2,46} + Y_{P5} = CO_{2,12} \quad \text{Eq. 5.153}$$

$$P6: \quad CO_{2,23} + CO_{2,47} + Y_{P6} = CO_{2,25} \quad \text{Eq. 5.154}$$

$$P7: \quad CO_{2,24} + CO_{2,48} + Y_{P7} = CO_{2,28} \quad \text{Eq. 5.155}$$

$$P8: \quad CO_{2,31} + CO_{2,49} + Y_{P8} = CO_{2,32} \quad \text{Eq. 5.156}$$

$$P9: \quad CO_{2,33} + CO_{2,50} + Y_{P9} = CO_{2,34} \quad \text{Eq. 5.157}$$

Teniendo en cuenta que:

$$CO_{2,i} = co_{2,i} \cdot Ex_i \quad \text{Eq. 5.158}$$

De la aplicación de la proposición P2 se obtienen las mismas ecuaciones sin más que sustituir los costes del análisis económico por las emisiones unitarias de los flujos.

$$HX 1: \quad co_{2,6} = co_{2,7} \quad \text{Eq. 5.159}$$

$$TES 1: \quad co_{2,9} = co_{2,10} \quad \text{Eq. 5.160}$$

$$HC: \quad co_{2,17} = co_{2,18} \quad \text{Eq. 5.161}$$

$$HX 2: \quad co_{2,28} = co_{2,29} \quad \text{Eq. 5.162}$$

$$TES 2: \quad co_{2,30} = co_{2,31} \quad \text{Eq. 5.163}$$

$$RAD: \quad co_{2,25} = co_{2,26} \quad \text{Eq. 5.164}$$

Del mismo modo para la proposición P3 se tiene que:

$$V1: \quad co_{2,1} = co_{2,2} \quad \text{Eq. 5.165}$$

$$V2: \quad co_{2,19} = co_{2,20} \quad \text{Eq. 5.166}$$

$$co_{2,20} = co_{2,21} \quad \text{Eq. 5.167}$$

$$V3: \quad co_{2,23} = co_{2,24} \quad \text{Eq. 5.168}$$

En lo que respecta al análisis de las pérdidas del sistema, se debe tener en cuenta que el impacto ambiental de los gases de escape a la atmósfera se calcula como el producto de las emisiones específicas del combustible y la exergía de las pérdidas. En este caso, se conocen las emisiones de GEI de las pérdidas (humos) por unidad energética de combustible consumido que se le deben asignar directamente al consumo de combustible en la proposición P4. Al resto de las pérdidas se les asigna un impacto ambiental nulo.

Atendiendo a la proposición P4, las emisiones de los recursos energéticos y materiales se corresponden con las generadas desde la extracción de los recursos hasta su consumo. En el caso de la electricidad estas emisiones son de 0.399kgCO₂/kWh; mientras que en el gas natural el principal impacto irá asociado a las emisiones generadas en el proceso de combustión, esto es, a las emisiones de los humos. Las emisiones de CO_{2eq} de los recursos energéticos se muestran en la Tabla 5.15 por unidad de energía y de exergía.

	kgCO ₂ /kWh	kgCO ₂ /kWh _{ex}
CO _{2,NG}	0.252	0.242
CO _{2,E}	0.399	0.399

Tabla 5.15 Emisiones de CO_{2eq} de los flujos energéticos entrantes en base a energía y exergía

Además se deben tener en cuenta las emisiones de GEI del agua de red hasta consumo – que son de 1.68E-4 kgCO₂ por litro–, de modo que su contribución a las emisiones globales es de aproximadamente un 0.3%, por lo que no se han considerado en el análisis. Las emisiones de todos los flujos entrantes se recogen en la Tabla 5.16.

Por otra parte, las emisiones asociadas a los componentes se extraen del anexo B, donde se han calculado las emisiones de CO_{2eq} y el coste energético de cada uno de los equipos principales y auxiliares que componen la planta. Las emisiones anualizadas se obtienen considerando una vida útil de la planta de 15 años y un factor de amortización medioambiental igual a la inversa de la vida útil (Tabla 5.17).

Components and nomenclature		Fuel emissions (kgCO _{2eq})
ICE1	Internal Combustion Engine	CO _{2,38} = 43369
ICE2	Internal Combustion Engine	CO _{2,39} = 39158
BOI 1	Auxiliary Boiler	CO _{2,40} = 191142
BOI 2	Auxiliary Boiler	CO _{2,41} = 121
P1	Pump	CO _{2,42} = 374
P2	Pump	CO _{2,43} = 374
P3	Pump	CO _{2,44} = 274
P4	Pump	CO _{2,45} = 0
P5	Pump	CO _{2,46} = 374
P6	Pump	CO _{2,47} = 918
P7	Pump	CO _{2,48} = 874
P8	Pump	CO _{2,49} = 874
P9	Pump	CO _{2,50} = 159
-	Water supply	CO _{2,33} = 0

Tabla 5.16 Emisiones de los flujos entrantes a la planta

Components and nomenclature	Fabrication emissions kgCO ₂	Annual emissions kgCO ₂ /a
Internal Combustion Engines	2543.6	169.6
Auxiliary Boilers	6783.0	452.2
Heat exchangers	8.3	0.6
Micro-CHP Thermal Energy Storage	2801.3	186.8
Hydraulic Compensator	281.1	18.7
DHW Thermal Energy Storage	3937.1	262.5
Pumps	36.3	2.4
Radiators, mixers and flow diverter valves	0	0

Tabla 5.17 Emisiones de la fabricación de los componentes de la planta

A partir de las proposiciones y el análisis de pérdidas se dispone de 51 ecuaciones de las 53 requeridas. Las dos ecuaciones adicionales se obtienen de la aplicación de la proposición P3 a los flujos útiles de la cogeneración.

A. Asignación en función del contenido exergético

En este método las emisiones se reparten proporcionalmente al contenido exergético de la energía térmica útil y la electricidad generada por los equipos de micro-CHP. En este método se considera despreciable el impacto ambiental de los equipos ($Y_k=0$) para que sea comparable con otras metodologías de asignación de cargas que no consideran el impacto de la infraestructura.

$$\frac{CO_{2,51}}{Ex_{51}} = \frac{CO_{2,11} - CO_{2,12}}{Ex_{11} - Ex_{12}} \quad \text{Eq. 5.169}$$

$$\frac{CO_{2,52}}{Ex_{52}} = \frac{CO_{2,11} - CO_{2,12}}{Ex_{11} - Ex_{12}} \quad \text{Eq. 5.170}$$

B. Asignación exergoambiental

La asignación exergoambiental sigue los mismos criterios establecidos en la asignación exergoeconómica. Es por ello que se han incluido las emisiones de la fabricación de los componentes. La comparativa de este caso con el anterior permite determinar cómo afecta el impacto ambiental de la infraestructura al impacto ambiental unitario de cada producto de la planta.

Tal y como ocurría en el reparto de costes económicos, nos encontramos con que muchos de los criterios de asignación de cargas empleados no se basan en el contenido exergético, siendo necesario formular las ecuaciones en función del contenido energético del flujo. Siguiendo los mismos criterios considerados en la asignación de costes económicos, las ecuaciones obtenidas en función del contenido energético se ajustan a las obtenidas para el contenido exergético, con la diferencia de que no se consideran las emisiones generadas en la fabricación de los componentes ($Y_k=0$) y de que el impacto ambiental es función de la energía del flujo y no de su exergía.

Con estas consideraciones se obtienen 51 ecuaciones, por lo que se precisa formular dos ecuaciones adicionales para obtener el impacto ambiental de cada uno de los flujos del sistema. Éstas se consiguen de aplicar los diferentes métodos de asignación a los productos útiles de la cogeneración:

C. Asignación en función del contenido energético

El reparto de emisiones se lleva a cabo de acuerdo al contenido energético de los productos de la cogeneración.

$$\frac{CO_{2,51}}{E_{51}} = \frac{CO_{2,11} - CO_{2,12}}{H_{11} - H_{12}} \quad \text{Eq. 5.171}$$

$$\frac{CO_{2,52}}{E_{52}} = \frac{CO_{2,11} - CO_{2,12}}{H_{11} - H_{12}} \quad \text{Eq. 5.172}$$

D. Asignación basada en la producción separada

Las emisiones se reparten de manera que el impacto ambiental unitario de los productos sea directamente proporcional a las emisiones de la producción separada. Debido a que toda la electricidad se autoconsume, las emisiones de la electricidad de la producción separada son las emisiones del mix energético actual ($CO_{2,E}$). Las emisiones de la producción separada de energía térmica son las generadas por una caldera convencional de gas natural y rendimiento del 90% ($CO_{2,NG}/\eta_B$) que produce la energía térmica útil proporcionada por la cogeneración.

$$\frac{CO_{2,51}}{CO_{2,11-12}} = \frac{CO_{2,51}/E_{51}}{(CO_{2,11} - CO_{2,12})/(H_{11} - H_{12})} = \frac{CO_{2,EPUR}}{CO_{2,NG}/\eta_B} \quad \text{Eq. 5.173}$$

$$\frac{CO_{2,52}}{CO_{2,11-12}} = \frac{CO_{2,52}/E_{52}}{(CO_{2,11} - CO_{2,12})/(H_{11} - H_{12})} = \frac{CO_{2,EPUR}}{CO_{2,NG}/\eta_B} \quad \text{Eq. 5.174}$$

E. Asignación basada en el beneficio de la producción eficiente

Este método de asignación reparte los beneficios de la producción eficiente (reducción de emisiones) de forma equitativa entre los usuarios de la planta de micro-CHP [50]. Considerando como tecnología convencional de generación térmica una caldera convencional de gas natural y rendimiento del 90%, las ecuaciones auxiliares obtenidas se corresponden con las del caso D, tal y como ocurría en la asignación de costes.

$$1 - dc = \frac{CO_{2,51}}{CO_{2,E}} = \frac{CO_{2,11-12}}{CO_{2,NG}/\eta_B} \quad \text{Eq. 5.175}$$

$$1 - dc = \frac{CO_{2,52}}{CO_{2,E}} = \frac{CO_{2,11-12}}{CO_{2,NG}/\eta_B} \quad \text{Eq. 5.176}$$

F. Extensión de los límites del sistema

Las ventajas ambientales de la instalación de cogeneración se le asignan únicamente a la electricidad generada. Así el impacto ambiental de la electricidad cogenerada se obtiene de restar a las emisiones totales de la generación combinada las emisiones de la energía térmica útil generada de forma convencional, tomando como tecnología para la producción separada de energía térmica una caldera de gas natural con un rendimiento del 90%. Las ecuaciones auxiliares se corresponden con las deducidas en la asignación de costes.

$$\frac{(CO_{2,51} + CO_{2,52})}{(CO_{2,11} - CO_{2,12})} = \frac{CO_{2,51} \cdot E_{51} + CO_{2,52} \cdot E_{52}}{CO_{2,11-12} \cdot (H_{11} - H_{12})} = \frac{\eta_B \cdot (F_{38} + F_{39}) - (H_{11} - H_{12})}{(H_{11} - H_{12})} \quad \text{Eq. 5.177}$$

$$\begin{aligned} & \frac{CO_{2,51} \cdot E_{51}}{\eta_B \cdot F_{38} - \frac{H_3 - H_1}{H_3 - H_1 + H_4 - H_2} \cdot (H_{11} - H_{12})} \\ &= \frac{CO_{2,52} \cdot E_{52}}{\eta_B \cdot F_{39} - \frac{H_4 - H_2}{H_3 - H_1 + H_4 - H_2} \cdot (H_{11} - H_{12})} \end{aligned} \quad \text{Eq. 5.178}$$

4.3 Resultados comparativos de la asignación del impacto ambiental

Atendiendo a la Tabla 5.18, se observa que las conclusiones obtenidas en la asignación de costes son perfectamente extrapolables a la asignación de las emisiones generadas. Si bien, cabe destacar algunos aspectos.

Se observa que las diferencias entre los métodos de asignación basados en el coste exergético (A y B) son prácticamente insignificantes. Esto se debe al bajo impacto ambiental de los equipos respecto de las emisiones globales. Las emisiones de los componentes son prácticamente despreciables, por lo que no compensa la complicación añadida para la determinación de las mismas que implica el método exergoambiental. Tal y como ocurría en la asignación de costes económicos, esta metodología diferencia entre el consumidor de energía eléctrica y el de energía térmica, perjudicando al primero de ellos. Esto da lugar a que el consumidor de energía eléctrica genere un

impacto ambiental mayor que el que generaría al consumir la misma cantidad de electricidad obtenida a partir de la producción separada.

Flow	A	B	C	D,E	E
	kgCO ₂ /kWh	kgCO ₂ /kWh	kgCO ₂ /kWh	kgCO ₂ /kWh	kgCO ₂ /kWh
1	0.043	0.043	0.282	0.249	0.270
2	0.043	0.043	0.282	0.249	0.270
3	0.055	0.054	0.281	0.248	0.269
4	0.054	0.054	0.282	0.249	0.271
5	0.054	0.054	0.282	0.249	0.270
6	0.054	0.054	0.282	0.249	0.270
7	0.043	0.043	0.282	0.249	0.270
8	0.055	0.055	0.283	0.250	0.272
9	0.055	0.055	0.284	0.251	0.272
10	0.043	0.043	0.284	0.251	0.272
11	0.090	0.091	0.282	0.270	0.278
12	0.085	0.086	0.279	0.272	0.277
13	0.108	0.109	0.279	0.272	0.276
14	0.146	0.148	0.279	0.272	0.276
15	0.151	0.151	0.278	0.272	0.276
16	0.179	0.447	0.278	0.272	0.276
17	0.134	0.134	0.279	0.272	0.276
18	0.101	0.102	0.279	0.272	0.276
19	0.085	0.085	0.279	0.272	0.276
20	0.108	0.109	0.279	0.272	0.276
21	0.145	0.146	0.279	0.272	0.276
22	0.135	0.136	0.280	0.273	0.278
23	0.145	0.146	0.280	0.273	0.278
24	0.113	0.114	0.280	0.273	0.278
25	0.145	0.146	0.281	0.273	0.278
26	0.117	0.118	0.281	0.273	0.278
27	0.108	0.109	0.281	0.273	0.278
28	0.114	0.115	0.281	0.274	0.278
29	0.088	0.088	0.281	0.274	0.278
30	0.119	0.119	0.284	0.276	0.281
31	0.092	0.093	0.284	0.276	0.281
32	0.093	0.093	0.285	0.277	0.282
34	0.003	0.003	0.003	0.003	0.003
35	0.182	0.184	0.245	0.239	0.243
51	0.698	0.702	0.294	0.370	0.328
52	0.698	0.702	0.294	0.370	0.314
53	0.258	0.259	0.281	0.273	0.278

Tabla 5.18 Comparativa entre los métodos de asignación de cargas

En lo que se refiere al método basado en el beneficio por producción eficiente (o al basado en la producción separada), la relación obtenida en la asignación de costes es aplicable a la asignación de emisiones.

$$\frac{CO_{2,E}}{CO_{2,E,ICE}} = \frac{CO_{2,NG}/\eta_B}{CO_{2,Q,ICE}} = \eta_E \cdot \frac{CO_{2,E}}{CO_{2,NG}} + \frac{\eta_Q}{\eta_B} \quad \text{Eq. 5.179}$$

En este caso, las relaciones entre las emisiones de la energía térmica y las emisiones de energía eléctrica, tienen que ser superiores a la unidad para que exista un beneficio medioambiental para los usuarios. Estas relaciones dependerán de los rendimientos de la unidad de cogeneración, del rendimiento de la tecnología convencional seleccionada y del ratio entre las emisiones asociadas a la electricidad y al gas natural, cuyo valor es igual a 1.58. Debido a que esta diferencia es menor que el ratio del impacto ambiental de la producción separada, el beneficio obtenido en materia medioambiental es inferior al alcanzado desde una perspectiva económica.

En lo referente a la extensión de los límites del sistema, las conclusiones no difieren de las obtenidas en el reparto de costes económicos.

5 Conclusiones

En este capítulo se ha llevado a cabo el análisis termoeconómico de la instalación de micro-CHP del proyecto Salburua 176, para la contabilidad de los costes de los productos y los flujos intermedios de la planta. Posteriormente, la termoeconomía se ha combinado con el LCA para evaluar la valoración externa de los flujos entrantes.

Se debe tener en cuenta que el empleo de energías de alto contenido exergético se traduce en un mayor agotamiento de recursos con los perjuicios ambientales, económicos y sociales que ello implica. Una solución a este problema sería enfocar el análisis de ahorro en la edificación desde un punto de vista exergético y no energético.

En este contexto, se ha calculado el CEx de los flujos entrantes y los componentes de la planta llegando a las siguientes conclusiones: a) el CEx de la fabricación de los componentes se puede considerar despreciable respecto del CEx de los flujos energéticos entrantes a la planta, b) la valoración externa de flujos energéticos entrantes de distinta naturaleza influye en la relación porcentual existente entre los productos de la planta, c) en una instalación de micro-CHP para edificios de viviendas, la electricidad consumida de las bombas es muy pequeña en comparación con el consumo de gas natural de los equipos, no influyendo en gran medida en los costes exergéticos unitarios

de la planta ni en la relación porcentual (queda pendiente analizar la influencia de este consumo en pequeñas instalaciones de viviendas unifamiliares), d) la relación porcentual entre los costes exergéticos de los productos puede influir en la asignación de costes basada en el contenido exergético, por lo que hay que tener en cuenta la consideración de la valoración externa cuando existan flujos entrantes de distinta naturaleza.

Posteriormente, se han comparado distintos métodos de asignación de costes y cargas medioambientales. A partir de este análisis comparativo se puede afirmar que los métodos basados en los precios de mercado y el beneficio de la producción eficiente resultan una opción interesante si las condiciones de mercado se encuentran dentro del rango de validez del método. Para ello, se ha acotado el método, que dependerá de la relación entre los costes o emisiones de la electricidad del gas natural, del rendimiento de la tecnología de generación térmica seleccionada y de los rendimientos del equipo de cogeneración. Como principal desventaja de este método destacar la dependencia de los precios de mercado, que son muy volátiles y de la tecnología seleccionada, que presenta un alto grado de subjetividad.

La asignación exergoeconómica presenta la ventaja de ser independiente de factores externos, como el mercado energético, llevándose a cabo el reparto únicamente en función de parámetros físicos de la planta. No obstante, diferencia entre los tipos de usuario, beneficiando al consumidor de energía térmica frente al que consume energía eléctrica, lo que supone una desventaja a la hora de aplicar el método en una instalación real.

**CAPÍTULO 6: DEFINICIÓN DE LA
ESTRATEGIA DE CONTROL DE
SISTEMAS ENERGÉTICOS
MEDIANTE SIMULACIÓN Y ENSAYO
EN UNA PLANTA EXPERIMENTAL**

1 Introducción y objetivos

En los capítulos 2 y 3 se desarrollaba una metodología de optimización basada en programación matemática MILP para el dimensionamiento y operación de instalaciones de cogeneración con almacenamiento térmico integrado. Este método permite conocer en líneas generales el modo de funcionamiento óptimo de este tipo de instalaciones, proporcionando una solución exacta del problema a partir de modelos lineales. Si bien, en muchas ocasiones, los resultados proporcionados por el MILP son suficientes para comprender el comportamiento del sistema sin necesidad de emplear métodos más complejos y que requieren un mayor esfuerzo computacional, en otras ocasiones, se requieren soluciones más próximas a la realidad que tengan en cuenta el comportamiento real no lineal de los sistemas energéticos. Este es el caso de la optimización del control de plantas reales, donde el empleo de métodos de optimización metaheurísticos sofisticados puede proporcionar soluciones más próximas a la realidad, al manejar modelos no lineales y más realistas.

En este capítulo, se ha llevado a cabo la optimización de la estrategia de operación de la planta experimental de micro-CHP del Laboratorio de Control de Calidad en la Edificación (LCCE). Para ello, se ha implementado un algoritmo genético en el software de optimización GenOpt, que se puede acoplar, entre otros, al software de simulación dinámica Trnsys a través de la interfaz TrnOpt. Esto permite emplear modelos no lineales preestablecidos para los equipos principales de una instalación de cogeneración

y ajustarlos a las características particulares de la planta en estudio. Finalmente, la estrategia de control óptima se ha ensayado en la planta experimental del LCCE, para contrastar los resultados teóricos con el comportamiento real de la planta.

2 Planta experimental del LCCE

En el año 2005 se firmó un convenio de colaboración entre la entonces denominada Consejería de Vivienda y Asuntos Sociales del Gobierno Vasco y la Universidad del País Vasco/Euskal Herriko Unibertsitatea con el objetivo de desarrollar el Área Térmica del Laboratorio de Control de Calidad en la Edificación. En el ámbito de este convenio, se ha montado una instalación experimental de micro-CHP, que ofrece la posibilidad ensayar las tecnologías energéticas que se vayan incorporando a los edificios en estos próximos años, con el fin de obtener una información que pueda ser utilizada por los diferentes agentes del sector. En definitiva, esta instalación de ensayos permite recoger datos de funcionamiento de diferentes tipos de equipos, a los que se somete a diferentes estrategias de operación, lo que permite evaluar las tecnologías más eficientes, la mejor integración entre los diferentes tipos de equipos, así como los modos de operación que implican un menor consumo de energía.

2.1 Objetivos de la planta de ensayos

La instalación experimental del LCCE se ha diseñado para poder realizar ensayos que permitan cumplir tres objetivos diferenciados:

- Ensayos para poder evaluar diferentes estrategias de funcionamiento de la instalación.
- Ensayos para la calibración de algoritmos que permitan modelar el comportamiento de los equipos individuales.
- Ensayos para la certificación del comportamiento energético de los equipos individuales, esto es, de sus potencias y rendimientos.

Los equipos energéticos con los que se va a trabajar son de pequeña potencia, es decir, de hasta 10 kWe y 25 kWt.

2.2 Descripción de la instalación actual. Esquema de principio.

2.2.1 Componentes principales de la instalación

La instalación experimental de equipos energéticos del LCCE consiste básicamente en los equipos agrupados en los siguientes módulos:

- A) Módulo de Generación a Alta Temperatura
- B) Módulo de Generación a Baja Temperatura
- C) Módulo de Distribución
- D) Módulo de Almacenamiento Térmico
- E) Módulo de Consumo
- F) Módulo de Energía Solar Térmica
- G) Módulo de Almacenamiento Eléctrico
- H) Sistema de Adquisición y Control

A) Módulo de Generación a Alta Temperatura

El Modulo de Generación a Alta Temperatura está compuesto actualmente por tres equipos: una caldera mural convencional, un equipo de micro-CHP en base a Motor de Combustión Interna (ICE), y una caldera de micro-CHP en base a Motor Stirling (SE).

Caldera Mural

La caldera de la que se dispone es una caldera mural de la marca comercial BaxiRoca, modelo BIOS 24/28F. Se trata de una caldera de condensación, que puede trabajar tanto a alta como a baja temperatura. La potencia de la caldera es de 24kW térmicos trabajando a alta temperatura, y 26kW para el caso de baja temperatura. Los rendimientos nominales para ambos casos serán del 97 y el 107% respectivamente.



Fig. 6.1 Caldera mural de condensación

Motor de micro-cogeneración en base a Motores de Combustión Interna

La unidad de micro-cogeneración adquirida para el laboratorio del LCCE es el modelo Dachs de Senertec. Se trata de una solución para el suministro conjunto de electricidad y calor para calefacción y ACS, capaz de producir 5.5kW eléctricos y 12.5kW térmicos, cuyo principio de funcionamiento se basa en un motor de combustión interna de gas natural. El sistema consta de la caldera de cogeneración Dachs y un condensador para recuperar el calor latente en los gases de evacuación. Éste se compone también de un alternador asíncrono refrigerado por agua, un circulador, un intercambiador de calor para el conducto de humos, y un completo equipo de regulación electrónica que asegura el perfecto funcionamiento del equipo. La eficiencia total del sistema es del 90%, pudiendo alcanzar el 98% mediante el condensador que permite la recuperación del calor adicional de los gases de la combustión, aumentando así la potencia en 2.5kW.



Fig. 6.2 Motor de micro-CHP en base a ICE

Caldera de micro-cogeneración en base a Motor Stirling

El sistema de micro-CHP SE del que se dispone es una unidad eVita de Remeha, compuesta por un motor Stirling mono-cilíndrico de pistón libre (1kWe y 5kWt), un generador lineal y una caldera auxiliar de 20kW para los picos de demanda. El fluido de trabajo del motor es helio, y la temperatura nominal de operación 85°C.

Cuando existe una demanda térmica, el motor Stirling siempre es el primero en ponerse en funcionamiento, suministrando potencia térmica y eléctrica.

Si la potencia térmica requerida supera el valor máximo alcanzable por el SE, entonces entra a operar la caldera auxiliar. Al igual que en el caso del motor Dachs, la producción de electricidad está restringida por la existencia de demanda térmica.



Fig. 6.3 Caldera de micro-CHP en base a Stirling

B) Módulo de Generación a Baja Temperatura

El Modulo de Generación a Baja Temperatura se compone principalmente de una bomba de calor, si bien, como se ha mencionado anteriormente, la caldera mural también puede trabajar a baja temperatura. Asimismo, en el diseño se ha contemplado la posibilidad de trabajar con la caldera y la cogeneración a baja temperatura a través de unos intercambiadores que se han dispuesto a tal efecto.

El modelo de bomba de calor es un Txaey-117-P1 de Sedical, de aire-agua. Se trata de un sistema ecológico polivalente con condensación por aire y ventiladores helicoidales. La potencia térmica del equipo es de 17.9kW y el COP 2.95, en condiciones de temperatura de envío de 45°C (condiciones de funcionamiento normal suministrando agua caliente).



Fig. 6.4 Bomba de calor aire-agua

C) Módulo de distribución

El Módulo de Distribución está compuesto por las bombas de trasiego de alta (B-05) y baja temperatura (B-06). Además, incorpora dos intercambiadores de placas que permiten que los Módulos de Generación de Alta Temperatura intercambien calor con el circuito de baja, posibilitando la degradación del calor (INT-01/INT-02 + B-04).



Fig. 6.5 Módulo de Distribución

D) Módulo de Almacenamiento Térmico

El Modulo de Almacenamiento Térmico está compuesto por dos depósitos de acumulación inercial Lapesa G-1000-l de 1000 litros de capacidad, construidos en acero al carbono, de 950 milímetros de diámetro y 2.25 metros de altura, en los que se acumula agua caliente no potable.



Fig. 6.6 Módulo de Almacenamiento Térmico

E) Módulo de Consumo

El Modulo de Consumo representa los distintos consumos térmicos existentes y, por ello, lo conforman los equipos asociados a la producción de ACS y calefacción.

Para simular la demanda de ACS, se dispone de un deposito de acumulación Lapesa CV-1000-RB, de 1000 litros de volumen (y otro interacumulador asociado al Modulo de Energía Solar Térmica), construido en acero vitrificado, y cuyas dimensiones son las mismas que las de los depósitos inerciales.



Fig. 6.7 Módulo de Consumo

Por otra parte, una unidad de disipación de calor simula la demanda de calefacción. Este modulo de calefacción está compuesto por una unidad fancoil Sedical-Rhoss, modelo Yardi HP con batería 5R 250 y sistema de 2 tubos, que tiene una potencia térmica nominal máxima desde 24.9kW con agua entrante a 50°C y hasta 42.8kW cuando la temperatura del agua de circulación es de 70°C. Dicho sistema puede trabajar a tres niveles de velocidad.

F) Módulo de Energía Solar Térmica

El Modulo de Energía Solar Térmica lo conforman dos bloques de dos paneles solares conectados en serie cada uno, un unitermo y un interacumulador. Ambos bloques se conectan en paralelo, cabiendo la posibilidad de conectarlos en serie para así formar un único bloque de cuatro paneles conectados en serie. El unitermo, modelo Roca UL-210 de hasta 17kW, se utiliza para disipar el excedente de calor que pueda generarse en los

paneles a lo largo de un ensayo y, de esta forma, ajustarse a las exigencias de la normativa de certificación. Del mismo modo, para poder conseguir las estrictas medidas requeridas en la temperatura de retorno de los paneles, se utiliza el interacumulador, para así dotar al circuito de una cierta inercia y que la temperatura de entrada a los colectores se mantenga prácticamente constante. Se trata de un depósito acumulador esmaltado, Roca 500-E, de 500 litros de capacidad y dotado de una resistencia eléctrica de 2.8kW.



Fig. 6.8 Módulo de Energía Solar Térmica

G) Módulo de Almacenamiento Eléctrico

El Modulo de Almacenamiento Eléctrico se compone de 18 baterías 12LDA134 de Zigor, de plomo estanco, de 12V y 134Ah de capacidad nominal. Este módulo permite la posibilidad de alimentar la bomba de calor con la electricidad generada por las cogeneraciones, almacenando la electricidad producida en lugar de verterla a la red eléctrica del LCCE.

Además de los equipos principales descritos hasta el momento, también se dispone de tres intercambiadores de placas, dos Sedical UFP-34/10-H-PN10 con una potencia aproximada de 20kW para las condiciones habituales de funcionamiento (los cuales se utilizan para trabajar a baja temperatura con los equipos de alta temperatura), y uno UFPB-40/40 H-B-PN25 de 70kW en el circuito general de ACS.



Fig. 6.9 Módulo de Almacenamiento Eléctrico

F) Sistema de control y adquisición de datos

La instalación consta de más de 120 señales para controlar y monitorizar las variables deseadas, para poder obtener información precisa y garantizar un correcto funcionamiento de la instalación. De este modo, se han instalado 46 sondas de temperatura de alta precisión Pt 100 clase 1/10, 40 en tubería y 6 en depósitos, 11 caudalímetros electromagnéticos Siemens SITRANS F M (sensores MAG 3100 y 5100W y transmisores MAG 6000), con incertidumbre inferior al 0.1%, 2 presostatos (uno en el circuito general y otro en el solar), así como sensores de temperatura ambiente, humedad y presión en el interior, y de temperatura y humedad en el exterior; contadores de gas tanto para la caldera como para los equipos de micro-CHP, y contadores de electricidad para contabilizar la generación de la cogeneración y el consumo de la bomba de calor.

Todo el control de la instalación se gestiona mediante un autómatas programable Siemens IM 151-8 PN/DP CPU para ET200S y un módulo de expansión, además de las correspondientes tarjetas de entrada y salida para las señales, conectado vía Ethernet a un PC en el que se dispone de la interfaz a través de la cual se opera y donde se recogen los datos.

2.2.2 Planteamiento general de la instalación

Toda la instalación está formada por diversas islas programadas de forma separada, que desconocen la existencia o el modo de funcionamiento del resto de islas. Por ejemplo, la caldera mural genera agua caliente a una temperatura determinada, pero no sabe qué

isla trabaja con ella en paralelo, si es la primera o la segunda en actuar en una posible cascada, a dónde va el agua caliente generada, etc...

Se denomina isla al conjunto de dispositivos que realizan en sí mismos una operación. Se trata de un sistema que integra diferentes elementos que están entrelazados siguiendo una serie de premisas que los relacionan, junto con unas variables externas o de contorno que afectan a las operaciones que deben llevarse a cabo.

Por ejemplo, la caldera mural forma una isla junto con la bomba, la válvula de 3 vías de mezcladora y las sondas de temperatura de agua, al mismo tiempo que se incluyen de forma inherente los lazos de control y consignas internas del equipo, y que son indivisibles de él.

El listado de islas en la instalación es el siguiente (se denominan en base al dispositivo principal):

- Caldera mural de gas (CA-01)
- Motor de microgeneración de combustión interna (COG-01)
- Motor de microgeneración Stirling (COG-02)
- Bomba de calor aire-agua (BC-01)
- Intercambiador de placas alta/baja (INT-01/INT-02 + B-04)
- Sistema de acumulación de inercia (DP-01/DP-02 y auxiliares)
- Sistema de generación/demanda de ACS (DP-03 + INT-03 + B-08)
- Sistema de simulación de la demanda de calefacción (AER-01)
- Bomba de trasiego de alta temperatura (B-05)
- Bomba de trasiego de baja temperatura (B-06)
- Bomba de descarga de acumulación (B-07)
- Circuito primario solar (colectores + B-09 + DP-04)

2.3 Diferentes tipos de ensayos que se pueden realizar

Uno de los objetivos fundamentales de la instalación experimental es evaluar el funcionamiento individual y colectivo de los diferentes equipos de generación, sometidos a distintas estrategias de operación, con el objeto de evaluar las tecnologías

más eficientes, la mejor integración entre los diferentes tipos de equipos, así como los modos de operación que impliquen un menor consumo de energía.

En lo que a ensayos de equipos aislados se refiere, los ensayos consisten en someter a un equipo de generación concreto a unas condiciones de trabajo predefinidas y registrar los valores de los parámetros de interés, con el fin de caracterizarlo. En este tipo de ensayos priman las condiciones de trabajo del equipo, de tal forma que solamente hay que conseguir disipar el calor generado.

En los ensayos de estrategias y modos de funcionamiento combinados, se definen estrategias de operación del conjunto de la instalación, estableciendo prioridades y condiciones de trabajo de cada módulo, tanto internamente como en la relación que existirá entre unos y otros.

Uno de los aspectos clave de la instalación es simular demandas térmicas que los equipos de generación, a través de la filosofía de operación programada, satisfagan. Se programará en cada caso una curva de demanda discretizada, siendo los dos tipos de demanda existentes calefacción –simulada por la energía térmica disipada por el aerotermo– y ACS –simulada por un caudal instantáneo de la red de agua fría.

Para simular la demanda de calefacción, se le aportará al aerotermo agua caliente a través del circuito hidráulico y, mediante el accionamiento del ventilador y la modulación, se disipará el calor fijado previamente en la curva de demanda introducida. En el caso de los ensayos de equipos individualmente, el fan-coil disipará el calor manteniendo una temperatura constante de retorno. Para el caso de los ensayos con estrategias de funcionamiento combinadas, se introduce una curva de demanda basada en rangos de potencia térmica discretos, que se compara en todo momento con los datos de energía obtenidos con los sensores de temperatura y caudal asociados al equipo.

La instalación también puede funcionar de un modo denominado semi-virtual, correspondiendo la parte real a los equipos de generación, distribución y acumulación. La parte virtual, por su parte, representa al edificio a analizar, que se define mediante un software de simulación energética de edificios (Trnsys), con sus características geométricas, materiales, nivel de ocupación, zona climática, unidades terminales, etc. La plataforma semi-virtual se basa en un flujo bidireccional de intercambio de información

en tiempo real entre la instalación física y el edificio simulado, de tal forma que, suministrados al edificio los valores de temperatura y caudal de entrada al circuito de calefacción en cada instante, la simulación calcula, según las características y necesidades de calor del edificio, la temperatura de salida del circuito de calefacción, que se reproducirá mediante un equipo de disipación de calor existente a tal efecto en la planta.

La demanda de ACS está definida por un circuito abierto de agua fría que entra y sale del depósito. Al igual que sucede con el aerotermo, se programa una curva de demanda de ACS que el sistema debe simular. Esta curva será discretizada, y se introducirán los valores de caudal de ACS demandados. Se controla el caudal real de salida del depósito mediante un caudalímetro, cuya precisión es vital para poder seguir la curva de demanda.

La carga y descarga de los depósitos de inercia es un proceso que se activa cuando la filosofía de operación programada previamente así lo ordene. En general, la acumulación se puede realizar, bien simultáneamente con las demandas de calefacción y ACS, simplemente cumpliendo las curvas de demanda, y siendo el agua de retorno de estos la que entra a los depósitos, o bien únicamente acumulando todo el calor generado, cuando las demandas sean nulas o bajas.

La descarga se activa cuando, simultáneamente, la temperatura del depósito sea superior a un determinado valor programado y cuando en la programación horaria realizada se ha otorgado permiso para descargar.

Otro de los objetivos de la instalación es la certificación del comportamiento energético de los equipos individuales, esto es, de sus potencias y rendimientos. Para ello, los métodos y condiciones de ensayo a cumplir son las requeridas en las normativas vigentes, habiéndose instalado la instrumentación requerida a tal efecto. Los equipos que se ensayan, y las normativas en base a las cuales se ensayan, son los siguientes:

- Caldera mural, UNE-EN 483 2.
- Micro-cogeneración, ISO 3046 3.
- Bomba de Calor, UNE-EN 14511 / UNE-EN 255-34,5.
- Captadores Solares Térmicos, UNE-EN 12975 6.

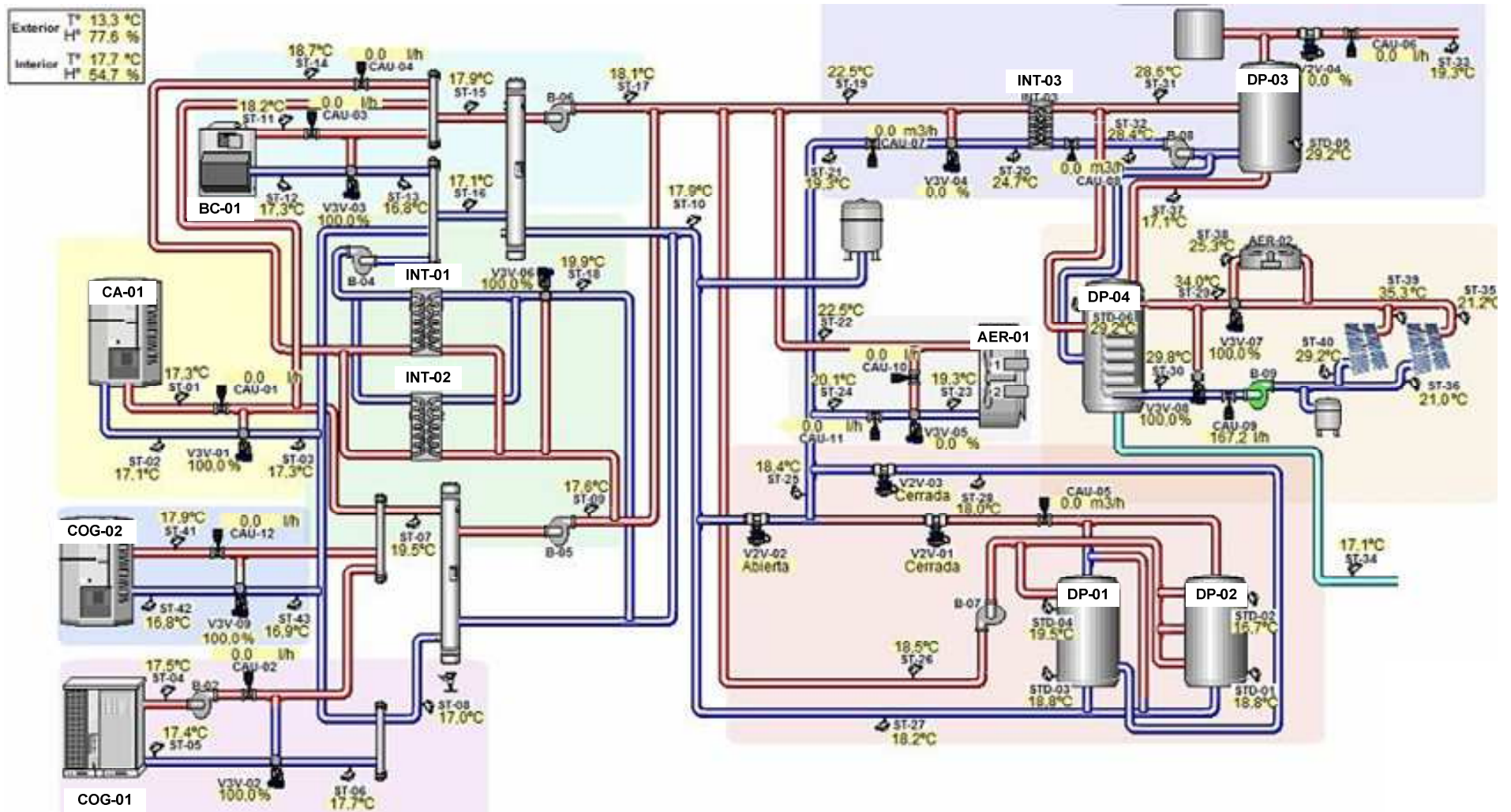


Fig. 6.10 Esquema de la planta experimental del LCCE

3 Definición de un ensayo motor-caldera-almacenamiento

La instalación se ha definido para abastecer la demanda térmica de un conjunto de tres viviendas unifamiliares, de dos plantas cada una y una superficie acondicionada de 273,61m² y ocupada cada una de ellas por cuatro personas. La demanda térmica para una vivienda unifamiliar de estas características se determinó en [150, 151] para diferentes zonas climáticas, considerando los perfiles de ocupación, ganancias internas, infiltraciones y temperaturas de consigna de calefacción definidos por el IDAE. La ventilación requerida se ha calculado atendiendo a las condiciones de salubridad establecidas por el CTE en [110, 152], que determina el caudal de ventilación mínimo exigido por tipo de espacio habitable. La curva monótona de carga obtenida para la demanda térmica de las tres viviendas unifamiliares ubicadas en Vitoria-Gasteiz se recoge en la Fig. 6.11.

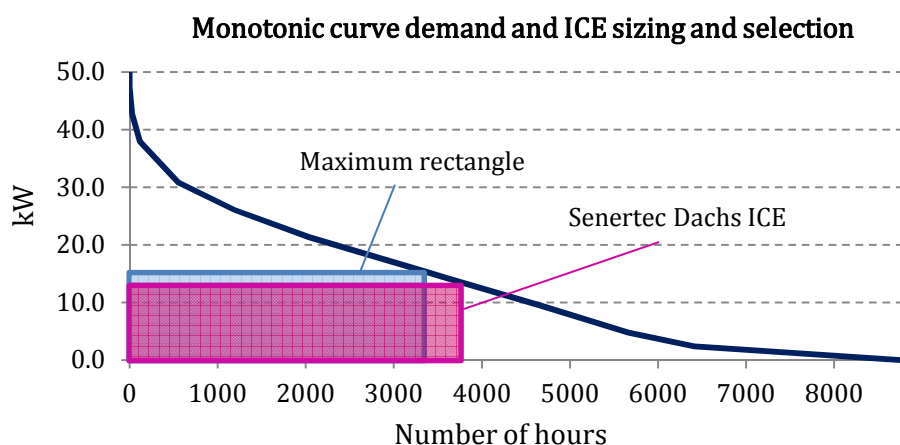


Fig. 6.11 Dimensionamiento y selección del motor

Si se aplica el método del rectángulo inscrito de máxima superficie, la potencia térmica de la unidad de micro-CHP sería de aproximadamente 15.4kW operando 3341 horas. El motor de combustión Dachs de Senertec disponible en la planta de ensayos que es capaz de suministrar 13.5kWt a 60°C, operaría 3773 horas sin el empleo de un sistema de almacenamiento térmico, pudiendo aumentar el número de horas de funcionamiento mediante el uso de éste. Es por ello, que la instalación combinada seleccionada en la planta de ensayos experimental para el suministro de la demanda térmica estará compuesta por el motor de combustión interna Dachs, la caldera mural de condensación de gas natural BIOS 24/28F, un tanque de inercia Lapesa de 1000 litros en el retorno

general y la unidad fancoil Sedical-Rhoss para la disipación de la energía térmica demandada.

El análisis del comportamiento térmico de la planta se ha llevado a cabo para un día representativo de calefacción, para el cual se ha tomado el día promedio del periodo de calefacción de acuerdo al método descrito en el capítulo 2. La demanda térmica total del día representativo se muestra en la Fig. 6.12.

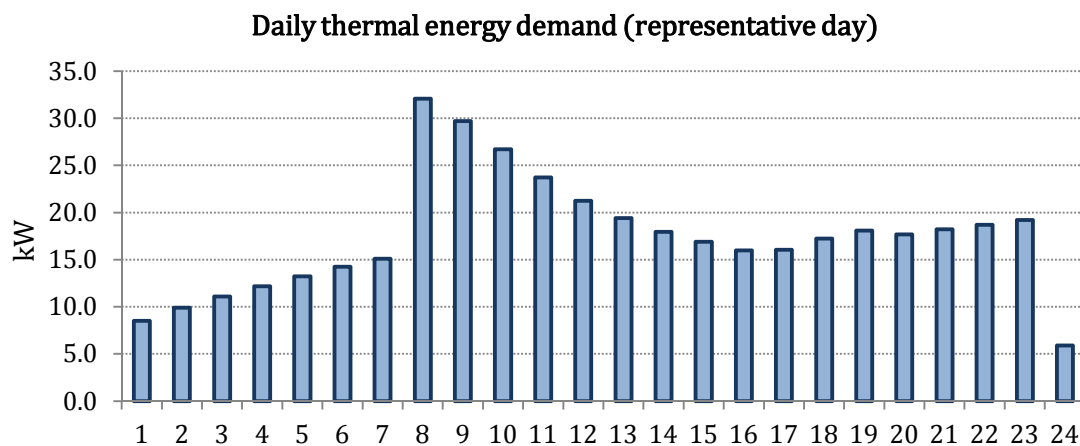


Fig. 6.12 Día representativo de calefacción

3.1 Estrategias de control

En la estrategia de control se definen las consignas que determinan la operación conjunta de las distintas islas. El reto está en establecer las condiciones que deben cumplirse para que se dé la transición de un modo de funcionamiento (estado) a otro. Para ello es necesario analizar el funcionamiento de la planta e identificar las consignas que activan o desactivan cada una de las islas.

En el estudio se define la estrategia de control para el funcionamiento conjunto de las islas COG-01, CA-01, B-05, DP-01 y AER-01.

Para determinar el modo de operación global de un sistema simple de cogeneración se calcula el valor de $(C_E/C_F)_{MIN}$ definido en el capítulo 3 y se compara con la relación actual entre el precio de la electricidad y del gas natural (C_E/C_F) que es de 2.17 para la tarifa eléctrica sin discriminación horaria *NHD*. Teniendo en cuenta que la caldera tiene un rendimiento del 97.0% trabajando a alta temperatura y que los rendimientos térmico y eléctrico del motor del LCCE son del 67.9% y 26.1%, respectivamente, el ratio mínimo

$(C_E/C_F)_{MIN}$ tiene un valor de 1.15, inferior al ratio actual (C_E/C_F) . Por este motivo, el funcionamiento óptimo es tal que la unidad de cogeneración opera siguiendo la demanda térmica y apoyada por la caldera de condensación cuando no sea capaz de abastecer la demanda.

En la estrategia de operación definida se parte del “estado 0” en el que todos los equipos se encuentran apagados. Se da una señal de encendido y comienza a funcionar la isla COG-01 (estado 1) hasta alcanzar una temperatura determinada en el interior del motor. Cuando esto ocurre el control interno del motor activa la bomba de impulsión del motor CAU-02 ($\dot{V}_{cau02} > 0$) y comienza a operar, a su vez, la bomba de impulsión de alta B-05 (estado 2).

Cuando la demanda es alta puede ocurrir que el motor no sea capaz de abastecerla. En este caso, la temperatura de retorno T_{st05} disminuye y es necesario que comience a funcionar la caldera en paralelo con el motor (estado 3). No obstante, la temperatura en $st05$ para la cual debe entrar a funcionar la caldera T_{ret_ice} se desconoce y debe ser obtenida por el modelo de optimización. Para garantizar un correcto suministro de la demanda a la temperatura requerida, se impone que este valor sea igual o superior a 60°C. Así, cuando T_{st05} sea inferior a la variable T_{ret_ice} entra a operar la isla CA-01 y se apagará en caso de que la demanda disminuya y supere dicho valor. Para evitar múltiples apagados y encendidos de la caldera, se impone que la condición para la transición del estado 2 al 3 y viceversa se produzca durante un tiempo mínimo de 2 minutos.

Si la demanda es baja, la temperatura de retorno T_{st05} aumenta. Por el mismo control interno del motor, cuando a la entrada de la unidad COG-01 se alcanza una temperatura de 71°C el motor se apaga por seguridad. En ese momento, el combustible consumido en el motor es nulo y se pasa al estado 10 en el que únicamente funciona la bomba de distribución B05, impulsando el calor que sigue cediéndose desde COG-01 a través de CAU-02.

Partiendo de nuevo del estado 2, también puede ocurrir que el motor pueda suministrar por sí mismo la energía demandada y que la temperatura en el retorno T_{st25} sea mayor que la temperatura de almacenamiento del depósito de inercia T_{std03} , pudiendo resultar interesante almacenar dicha energía. El control se realiza de modo que, cuando la

diferencia entre ambas temperaturas $T_{st25}-T_{std03}$ es mayor que el valor de la variable a optimizar upp_ch , la válvula de dos vías V2V-01 se abre y se cierra V2V-02, cargando el depósito (estado 4). La carga del depósito cesa en el momento que $T_{st25}-T_{std03}$ es menor que otra variable lw_ch .

Por la configuración de la planta, la carga y la descarga no se pueden dar al mismo tiempo, de modo que la descarga sólo es posible llevarla a cabo cuando hay suficiente energía almacenada a la temperatura de suministro que pueda ser aprovechada. Asimismo, no se puede abastecer la energía demandada simultáneamente con los sistemas de generación y la descarga del depósito, por lo que cuando se descarga se abre la válvula V2V-03, se cierran V2V-01 y V2V-02, y se desactivan la bomba B05 y las islas de generación activas.

Debido a que en el momento de la descarga se apaga el motor, con el fin de garantizar la seguridad del mismo, ésta no se puede dar hasta que el tiempo de operación del equipo de cogeneración no haya superado 1 hora de funcionamiento. Esto da lugar a los estados 5, 6 y 7 que se alcanzan a partir de los estados 2, 3 y 4, respectivamente, cuando se alcanza la hora de funcionamiento en el motor. Las transiciones entre los estados 5, 6 y 7 se corresponden con las de los estados 2, 3 y 4, y se diferencian de éstos en que, una vez alcanzada la hora de funcionamiento, se puede descargar el depósito cuando se dé la condición necesaria.

En el estado 7 (COG-01 en funcionamiento y carga del TES), nos encontramos con la posibilidad de que el depósito alcance una temperatura por encima de 60°C , a partir de la cual sea interesante descargar. Si la diferencia de temperaturas $T_{std03}-60^{\circ}\text{C}$ es mayor que la variable upp_dch , comienza la descarga (estado 8). Debido a que el motor se apagado al comenzar la descarga, cuando $T_{std03}-60^{\circ}\text{C}$ cae por debajo del valor de la variable lw_dch , cesa de la descarga, la válvula de dos vías V2V-03 se cierra y se alcanza el estado 9.

La estrategia considerada posibilita la carga del depósito estando la caldera en funcionamiento, lo que favorece un funcionamiento más continuo del equipo auxiliar de generación, así como menores fluctuaciones en la temperatura de distribución. Esto implica la introducción de un estado 10 que se alcanza cuando la planta se encuentra

operando en el estado 3 –con las islas de cogeneración, caldera, distribución y aeroterma activas– y se dan las condiciones de carga del depósito ($T_{st25}-T_{std03}>upp_ch$), de modo que se produce la carga sin desactivar ninguna de las islas del estado previo. La carga finaliza cuando la diferencia de temperaturas $T_{st25}-T_{std03}$ es inferior a lw_ch . Si estando en el estado 11, la temperatura de retorno T_{st05} sube por encima del valor T_{ret_ice} , la caldera se apaga y el motor sigue abasteciendo la demanda y cargando el depósito (estado 4). Si la temperatura de retorno vuelve a ser menor que T_{ret_ice} , la caldera se activa de nuevo.

Asimismo, es necesario definir un estado 11 cuando la operación del motor alcanza la hora de funcionamiento. A partir del estado 11, puede producirse la descarga (estado 8) cuando se dé la condición $T_{std03}-60^{\circ}C>upp_dch$. En el estado 8, la caldera se apaga de modo que cuando $T_{std03}-60^{\circ}C$ es inferior a lw_dch , no se alcanza de nuevo el estado 11 y se pasa al estado 9, en el cual no opera ninguno de los equipos de generación.

El estado 9 se puede alcanzar desde el estado 8 por apagado del motor en la descarga o desde los estados 2, 4, 5 y 7, en los que es posible que se produzca un apagado de seguridad del motor por temperatura.

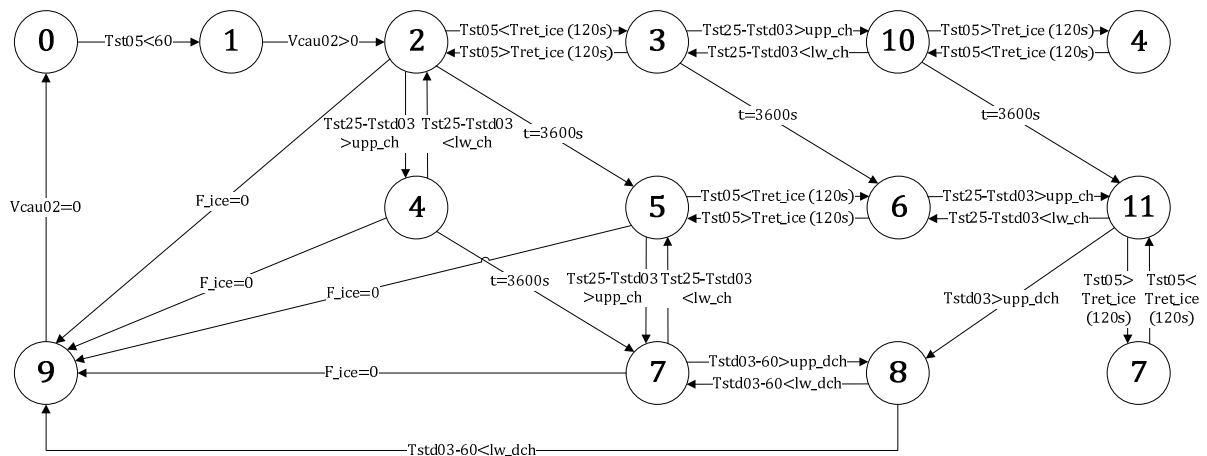


Fig. 6.13 Estrategia de control

Las islas que están activas en cada uno de los modos de funcionamiento (estados) se recogen en la Tabla 6.1.

State number	Operation mode
0	-
1	COG-01 + AER-01
2	COG-01 + B-05 + AER-01
3	COG-01 + CA-01 + B-05 + AER-01
4	COG-01 + B-05 + CHAR + AER-01
5	COG-01 + B-05 + AER-01
6	COG-01 + CA-01 + B-05 + AER-01
7	COG-01 + B-05 + CHAR + AER-01
8	DISCH + AER-01
9	B-05 + AER-01
10	COG-01 + CA-01 + B-05 + CHAR + AER-01
11	COG-01 + CA-01 + B-05 + CHAR + AER-01

Tabla 6.1 Modos de funcionamiento

3.2 Algoritmo de optimización

Con el objetivo de determinar el valor de las variables T_{ret_ice} , upp_ch , lw_ch , upp_dch y lw_dch , la estrategias de control se ha optimizado mediante el software de optimización genérica GenOpt, a través de la interfaz TrnOpt que permite emplear la herramienta GenOpt para optimizar un problema de variables continuas y/o discretas en el software de simulación Trnsys 17. GenOpt (Generic Optimization) fue diseñado por el Lawrence Berkeley National Laboratory para acoplarse a programas de simulación externos y dar solución a problemas de optimización computacionalmente complejos, resultado de la interacción entre modelos de sistemas no lineales y difícilmente linealizables. GenOpt identifica los valores de los parámetros de diseño u operación seleccionados por el usuario que minimizan la función objetivo. Para ello, GenOpt llama de forma iterativa a Trnsys que simula el problema para las variables independientes del modelo, que han sido previamente seleccionadas por el algoritmo empleado basándose en su estrategia de búsqueda del óptimo local.

El acoplamiento de GenOpt con el programa de simulación es posible a través de la lectura y escritura de archivos de texto entrada/salida (text I/O), de manera que se puede llevar a cabo cualquier modificación en el archivo de configuración sin que sea necesario modificar el código. Además, GenOpt permite añadir algoritmos de

minimización personalizados no incluidos por defecto. Por ello, a pesar de que no incorpora algoritmos genéticos, ha sido posible su implementación.

En este estudio se ha empleado el paquete de algoritmos genéticos para Java JGAP (Java Genetic Algorithms Package) en su versión 3.6.2. Este paquete incorpora un algoritmo genético simple uniobjetivo que se ha empleado en diferentes estudios de optimización de sistemas térmicos [153, 154]. Presenta la ventaja de ser un algoritmo robusto y maduro, mientras que el inconveniente principal de su implementación se debe a la falta de capacidad en el tratamiento de valores negativos en la función objetivo y en las variables discretas.

Los algoritmos genéticos se basan en la teoría de la evolución de Darwin para la optimización de problemas. Se dispone de una población inicial de partida de la que se seleccionan los individuos más capacitados para su posterior reproducción y mutación, obteniendo finalmente una generación de individuos más capacitada y adaptada que la anterior.

Los algoritmos genéticos son métodos sistemáticos que siguen los pasos descritos a continuación [31]:

1. Codificación de las variables del problema como cromosomas que se representan con cadenas de dígitos binarios.
2. Selección aleatoria de la población inicial (esta población debe ser lo suficientemente grande para garantizar su diversidad).
3. Evaluación de la aptitud de la población. Sólo los individuos más capacitados (soluciones posibles del problema) son elegidos para reproducirse.
4. Reproducción de la población inicial formando la siguiente generación mediante operadores del GA: selección, reproducción o crossover y mutación.
5. Repetir los pasos 3-4 hasta alcanzar el criterio de parada. Se puede fijar un máximo número de iteraciones (simulaciones) o detenerlo cuando no haya cambios en la población (convergencia).

Entre las ventajas de los algoritmos genéticos respecto de otros métodos heurísticos, destacar que pueden operar simultáneamente varias soluciones y que se ven menos afectados por los máximos locales. Como inconveniente principal se encuentra que,

dependiendo de los parámetros utilizados (tamaño de población, número de generaciones, etc), puede tardar mucho en converger o incluso no hacerlo.

3.3 Simulación

La instalación del LCCE se ha simulado para conocer el comportamiento de la planta siguiendo una estrategia de control optimizada respecto de una estrategia sin optimizar. Esta simulación se ha llevado a cabo en Trnsys 17 para el perfil de demanda térmica del día representativo y para un timestep de 1 minuto. El periodo de simulación seleccionado es de 48 horas, optimizando el funcionamiento de las últimas 24 horas para definir la estrategia de operación óptima.

Los types empleados en la simulación se recogen en la

Tabla 6.2. Cabe destacar que, debido a que el motor de micro-CHP del LCCE dispone de un condensador para recuperar parte del calor de los gases de escape, ha sido necesario modificar el Type 154 [120], de modo que la generación y el consumo se ajusten a los resultados de la caracterización del equipo real que se presenta en el anexo D.

De la caracterización se obtienen las funciones de la producción de energía térmica y eléctrica y del consumo de gas natural respecto de la temperatura de retorno al motor:

$$Q_{ICE} = -0.00006 \cdot T_{st05}^2 - 0.0047 \cdot T_{st05} + 13.516 \quad \text{Eq. 6.1}$$

$$E_{ICE} = -0.000008 \cdot T_{st05}^2 + 0.0002 \cdot T_{st05} + 5.2265 \quad \text{Eq. 6.2}$$

$$F_{ICE} = -0.0009 \cdot T_{st05}^2 + 0.0585 \cdot T_{st05} + 19.213 \quad \text{Eq. 6.3}$$

Asimismo, el caudal de la bomba \dot{V}_{cau02} varía con la temperatura de retorno al motor, por lo que se ha ajustado el valor del caudal en la simulación a los resultados obtenidos en la caracterización.

$$\dot{V}_{cau02} = 168.36 \cdot e^{0.0181 \cdot T_{st05}} \quad \text{Eq. 6.4}$$

Mientras, el caudal de la caldera se mantiene prácticamente constante en 1050l/h y el caudal de impulsión que entra a la isla del aerotermo es de 1800l/h (\dot{V}_{cau11}).

<i>Component</i>	<i>Model</i>	<i>Source</i>
<i>Condensing boiler</i>	Type 700	TESS
<i>Dachs micro-CHP unit</i>	Type 154	Annex42 (modified)
<i>Hot water storage tank</i>	Type 4a	Standard
<i>Hydraulic compensator</i>	Type 38	Standard
<i>Constant flow pumps</i>	Type 114	Standard
<i>Variable flow pumps</i>	Type 110	Standard
<i>Flow diverter</i>	Type 11f	Standard
<i>Flow mixer</i>	Type 11h	Standard
<i>Proportional controller</i>	Type 669	TESS
<i>Differential controller</i>	Type 2b	Standard
<i>Heat exchanger</i>	Type 91	Standard
<i>Radiator</i>	Type 682	TESS
<i>Counter</i>	Type 93	Standard
<i>Integrator</i>	Type 24	Standard
<i>TrnOpt</i>	Type 583	TESS

Tabla 6.2 Types empleados en la simulación

Para el control de la carga y la descarga se ha empleado un control ON-OFF con histéresis (Type 2b). Mediante este tipo de control se obtienen las variables upp_ch , lw_ch , upp_dch y lw_dch , que determinan el diferencial de temperaturas para el cual se producen la carga y la descarga. El contador para garantizar un tiempo de operación de una hora (tiempo mínimo para que se produzca la descarga), se ha llevado a cabo mediante el Type 93.

En el programa de simulación se ha empleado el Type 24 (integrator) para la integración de los resultados. Teniendo en cuenta que el timestep es de 1min, los valores se integran para los 1440 minutos que tiene un día (últimas 24 horas de los días simulados).

Todos los cálculos se han llevado a cabo teniendo en cuenta que el calor específico del agua cw_{ave} responde a una función dependiente de la temperatura de la siguiente forma:

$$cw_{ave} = f(T_{ave}) = 0.000008 \cdot T_{ave}^2 - 0.0006 \cdot T_{ave} + 4.1927 \quad \text{Eq. 6.5}$$

$$T_{ave} = \frac{T_{st22} + T_{st24}}{2} \quad \text{Eq. 6.6}$$

donde T_{ave} es la temperatura promedio de las temperaturas de entrada y salida al aerotermo (T_{st22} y T_{st24} , respectivamente).

Por otra parte, la densidad en kg/m^3 se relaciona con la temperatura media del fluido a través de la expresión:

$$\rho_{w,ave} = f(T_{ave}) = -0.0035 \cdot T_{ave}^2 - 0.082 \cdot T_{ave} + 1001.4 \quad \text{Eq. 6.7}$$

El calor disipado en el aerotermo Q_{DISS} se calcula de la siguiente forma:

$$Q_{DISS} = \dot{m}_{cau11} \cdot \Delta h = \dot{V}_{cau11} \cdot \rho_{w,ave} \cdot c_{w,ave} \cdot (T_{st22} - T_{st24}) \quad \text{Eq. 6.8}$$

3.4 Optimización económica de la estrategia de control

Partiendo de los valores integrados de la electricidad generada, el calor disipado y los consumos de combustible, se ha optimizado la planta desde un punto de vista económico. La función objetivo es minimizar el coste de operación de la planta en el horizonte temporal de ensayo que se corresponde con un día.

$$\min C_O = \sum_{t=0}^{1440} ((F_{COG-01} + F_{CA-01}) \cdot c_{NG} - E_{COG-01} \cdot c_E) \quad \text{Eq. 6.9}$$

Por otra parte, se ha considerado de interés la optimización de la planta desde un punto de vista exergético, a fin de compararlo con los resultados obtenidos en la optimización económica. La función objetivo es aquella que maximiza el rendimiento exergético global de la planta. Los productos obtenidos son la exergía disipada en el aerotermo y la electricidad generada en el motor, para lo cual se ha consumido la exergía del combustible empleado en las islas del motor y de la caldera. La exergía del combustible consumido se calcula mediante el ratio exergía-energía del gas natural ($r_{ex-e}=1.04$).

$$\max \psi = \sum_{t=0}^{1440} (E_{COG-01} + EX_{QDISS}) / \sum_{t=0}^{1440} ((F_{COG-01} + F_{CA-01}) \cdot r_{ex-e}) \quad \text{Eq. 6.10}$$

Debido a que el problema de optimización únicamente permite la minimización de la función objetivo, se transforma la función de maximización a una función de minimización equivalente.

$$\max \psi = \min (1 - \psi)$$

Eq. 6.11

A continuación se presentan los resultados de una estrategia de control sin optimizar, así como los de las estrategias obtenidas tras la optimización económica y exergética. A pesar de que la simulación se ha llevado a cabo para 48 horas, únicamente se han graficado las últimas 24, que corresponden con las del día optimizado.

3.4.1 Estrategia de control sin optimizar

En este apartado se ha definido una estrategia de control no optimizada de acuerdo a lo que podría considerarse un funcionamiento lógico de la instalación disponible. Definida dicha estrategia de control, se ha simulado la planta sin implementar el módulo de optimización Trnopt, el cual únicamente será necesario para definir la estrategia óptima. Los valores seleccionados para las variables T_{ret_ice} , upp_ch , lw_ch , upp_dch y lw_dch son los siguientes:

- $T_{ret_ice} = 60^{\circ}\text{C}$
- $upp_ch = 2^{\circ}\text{C}$
- $lw_ch = 0^{\circ}\text{C}$
- $upp_dch = 6^{\circ}\text{C}$
- $lw_dch = 0^{\circ}\text{C}$

De acuerdo a estos valores, la caldera comenzará a operar cuando, estando el motor encendido, la temperatura de retorno al motor caiga por debajo de 60°C durante un periodo de 2 minutos, apagándose cuando supere dicha temperatura durante el mismo intervalo de tiempo. La carga se producirá en el instante en que la temperatura de salida del aerotermo T_{st25} sea 2°C superior a la temperatura T_{std03} del tanque, mientras que cesará cuando caiga por debajo de T_{std03} . En el caso de la descarga, ésta se producirá cuando la energía almacenada sea tal que pueda ser aprovechada para abastecer la demanda. Se considera, por lo tanto, que cuando la temperatura alcanzada en el tanque T_{std03} es de 66°C el depósito se descarga hasta que esta temperatura es inferior a 60°C .

Los resultados de la simulación ponen de manifiesto que el gas natural consumido durante un día en el motor para la estrategia sin optimizar asciende a 423.7kWh , mientras el consumo global de gas natural en la planta es de 626.1kWh . La potencia térmica útil en el motor es de 255.4kWh y la electricidad generada 113.7kWh . Esto da

lugar a un rendimiento térmico y eléctrico del motor del 60.3 y del 26.8%, respectivamente, y un rendimiento global del 87.1%. El rendimiento energético global de la planta es del 85.1%, mientras que en términos exergéticos el rendimiento toma el valor de 26.9%. El resultado del coste asociado a la función objetivo es de 21.74€ al día.

En la Fig. 6.14 se observa que el funcionamiento de la planta no es continuo a lo largo de las 24 horas del día, lo que se debe al apagado del motor en los periodos de descarga (Fig. 6.15).

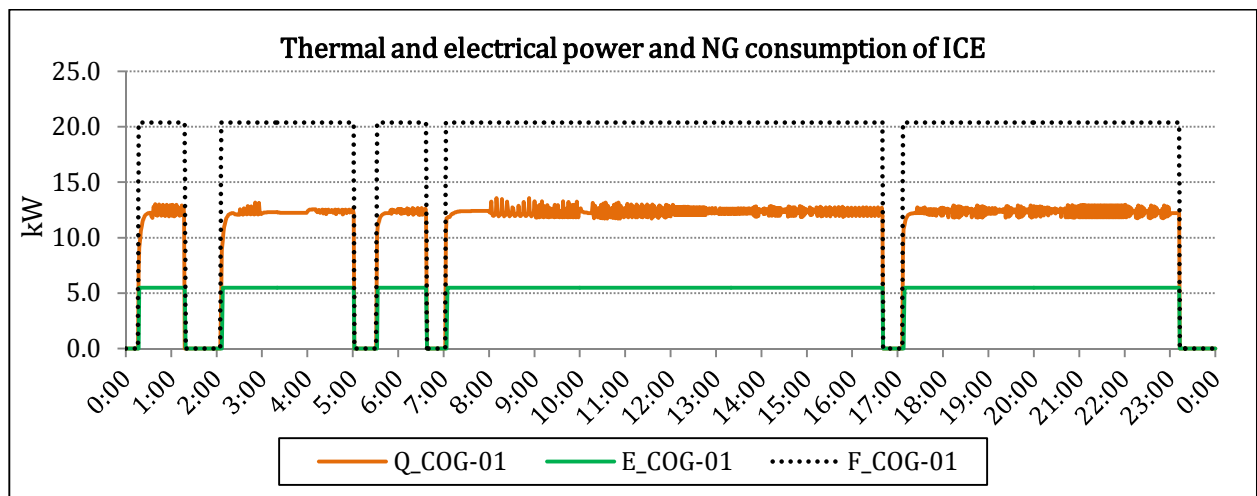


Fig. 6.14 Potencias térmica y eléctrica en el caso sin optimizar

En la Fig. 6.15 se muestran los valores de las variables upp_ch y lw_ch -6°C y 0°C respectivamente-, así como la diferencia de temperaturas para el control de la carga ($T_{st25}-T_{std03}$) que se ha graficado como $CHAR_{CONTROL}$. Atendiendo a la Fig. 6.16, se observa que $CHAR_{CONTROL}$ se alcanza principalmente en los instantes en que opera el motor con la caldera, aumentando con ello la temperatura del tanque. Cuando la diferencia de temperaturas $DISCH_{CONTROL}$ ($std03-60^{\circ}\text{C}$) alcanza el valor upp_dch de 6°C (66°C en el tanque) la descarga se produce y no cesa hasta que esta temperatura cae por debajo de 60°C ($lw_dch=0^{\circ}\text{C}$), lo que ocurre en 5 periodos diferentes a lo largo del día.

Otro aspecto a tener en cuenta es el perfil de las temperaturas de distribución y retorno. En la Fig. 6.17 se aprecia que éstas sufren grandes fluctuaciones debidas a los múltiples encendidos y apagados de la caldera.

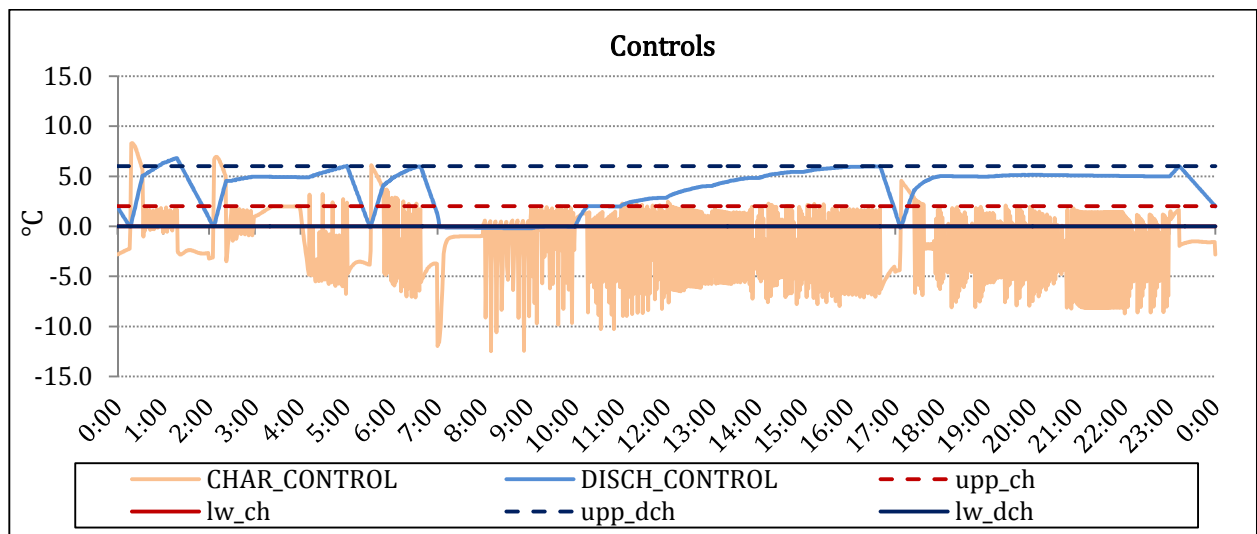


Fig. 6.15 Controles de carga y descarga en el caso sin optimizar

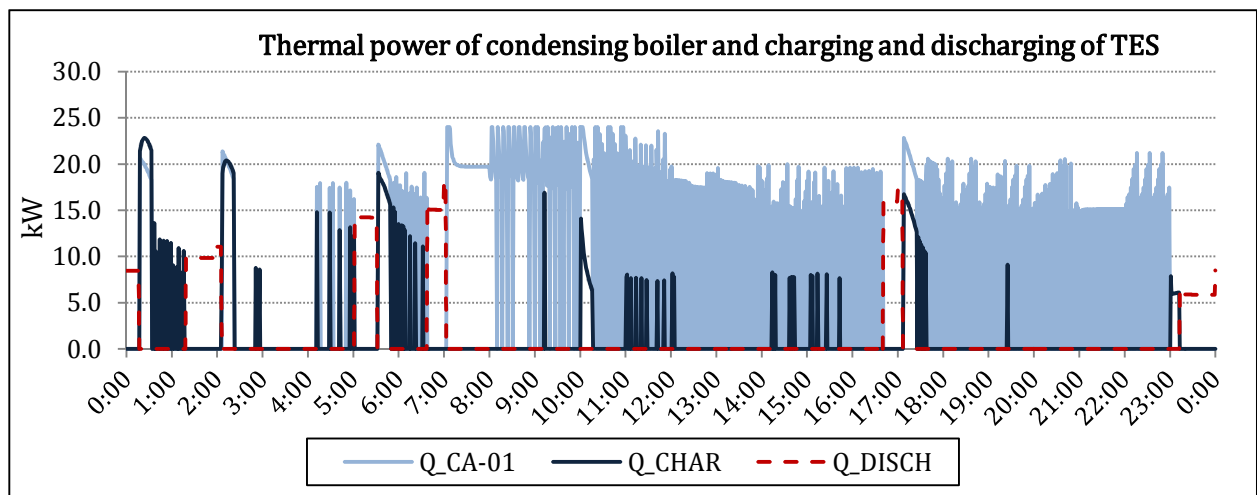


Fig. 6.16 Operación de la caldera y del TES en el caso sin optimizar

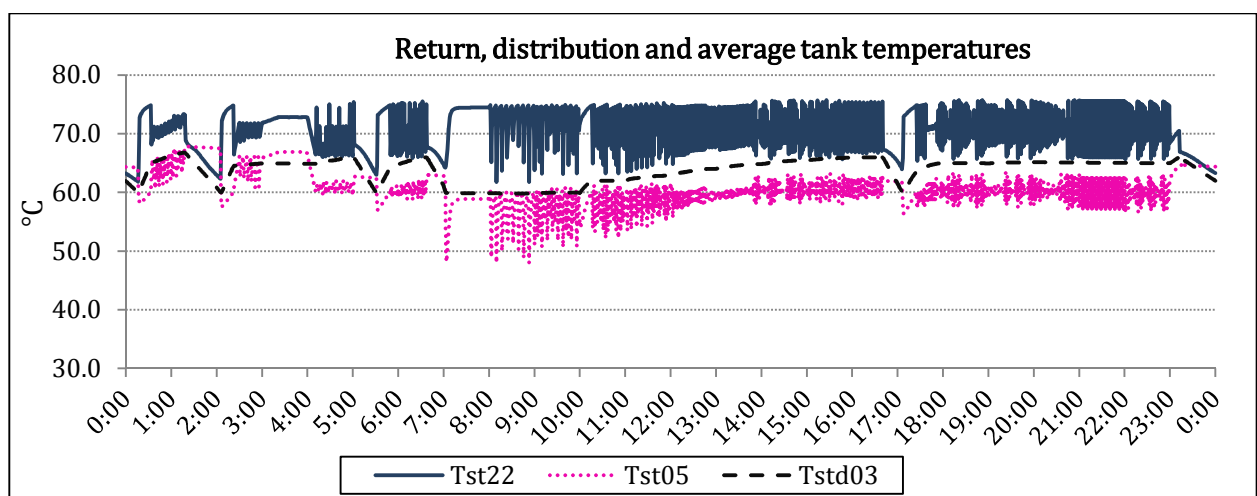


Fig. 6.17 Temperaturas de distribución y retorno en el caso sin optimizar

3.4.2 Optimización económica

La estrategia de control optimizada de acuerdo a un criterio económico obtiene un resultado de la función objetivo de 19.38€ al día, 2.36€ inferior al caso sin optimizar. El motor genera 281.2kWh de potencia térmica y 125.1kWh de potencia eléctrica, con un consumo de gas natural de 463.8kWh. El consumo de gas natural en toda la planta asciende a 609.6kWh para una potencia demandada de 418.9kWh. Esto da lugar a un rendimiento energético global de la planta del 89.3%, mientras que el rendimiento exergético global es del 28.9%, superior al resultado obtenido en el caso no optimizado.

La temperatura T_{ret_ice} para el modo de funcionamiento óptimo económico es de 60.3°C. Cuando la temperatura que retorna al motor T_{st05} , cae por debajo de ese valor, la caldera de apoyo comienza a operar.

En este caso, se puede apreciar un funcionamiento del motor continuo, apagándose cuando la demanda es baja y el depósito está cargado. En la Fig. 6.19 la diferencia de temperaturas $CHAR_{CONTROL}$ no alcanza el valor de upp_char (21.3°C). Esto no es exactamente así, ya que esa temperatura se ha alcanzado en las horas previas al día graficado (en el periodo simulado 0-24h). De esta forma $CHAR_{CONTROL}$ alcanza el valor upp_char y comienza a cargar, no cesando dicha carga hasta tomar un valor inferior a lw_char (-13.7°C), lo que no ocurre en ningún caso, cargándose el depósito de inercia en todo momento. Por el contrario, la descarga no se produce, ya que $DISCH_{CONTROL}$ no alcanza en ningún momento el valor de upp_dch de 23.3°C.

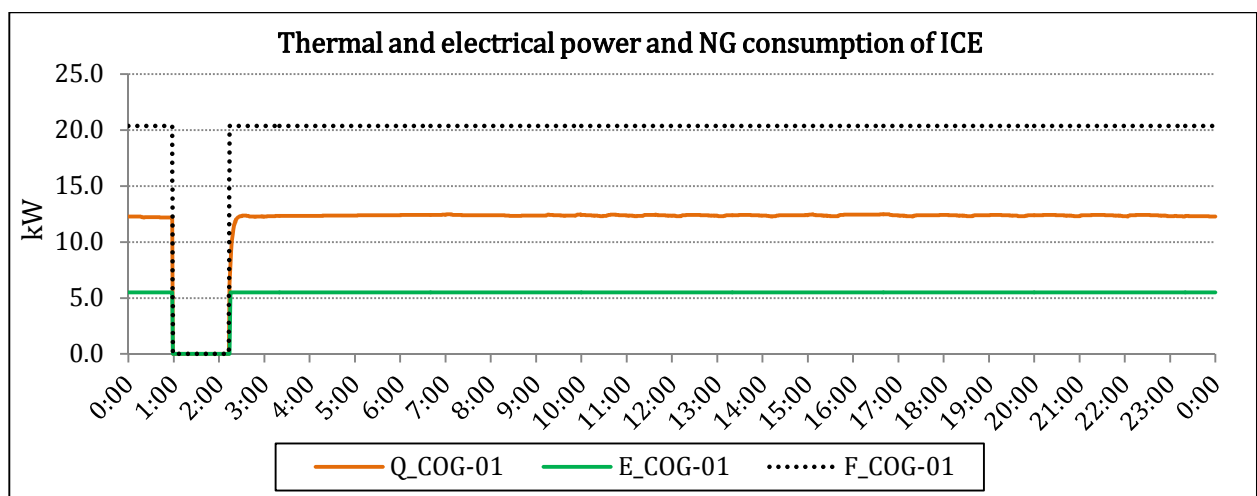


Fig. 6.18 Potencias térmica y eléctrica de la optimización económica

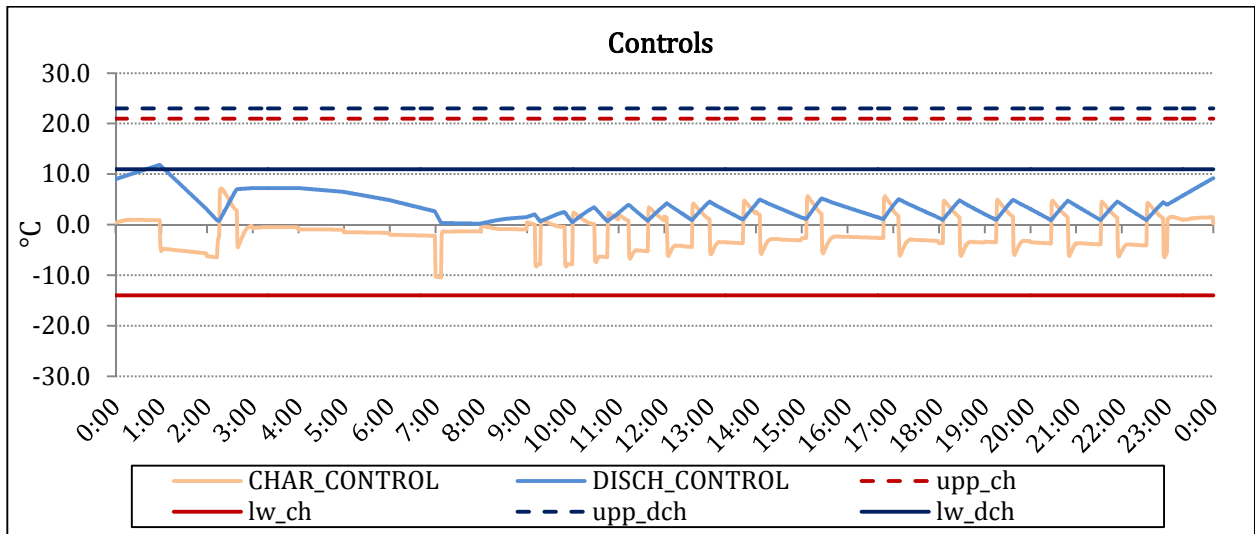


Fig. 6.19 Controles de carga y descarga de la optimización económica

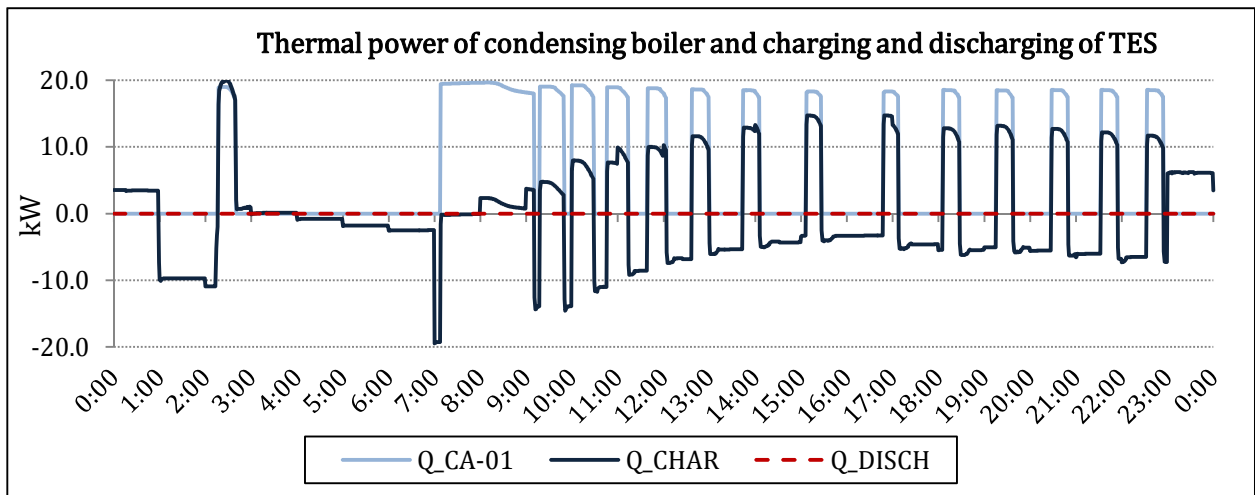


Fig. 6.20 Operación de la caldera y del TES para la optimización económica

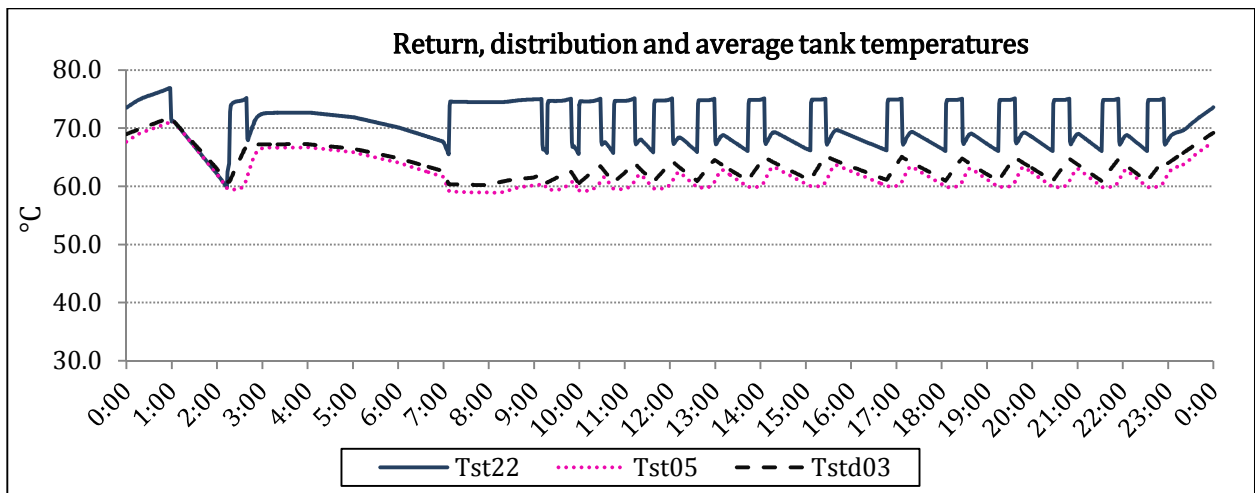


Fig. 6.21 Temperaturas de distribución y retorno en la optimización económica

A diferencia del caso sin optimizar, las temperaturas de distribución y retorno son mucho más constantes, garantizando el suministro de la energía a temperaturas superiores a 60°C.

3.4.3 Optimización exergética

Los resultados de la optimización exergética no se han graficado por su gran similitud en funcionamiento y resultados finales con la optimización económica. Se ha obtenido una mejoría en el rendimiento exergético únicamente de 0.1 puntos, obteniendo un valor del 29.0%. Mientras, el coste asociado al funcionamiento de la planta es de 19.40€ al día. La temperatura de retorno al motor T_{ret_ice} que determina la activación de la caldera es de 61.5°C, ligeramente superior a la de la optimización económica que era de 60.3°C.

Del mismo modo que en la optimización económica, el TES se carga continuamente con el funcionamiento del motor y con o sin apoyo de la caldera; además, lo hace independiente de que la temperatura de almacenamiento sea superior o inferior a la de la salida de los radiadores. Esto permite unas temperaturas de operación en la planta más constantes.

Debido a que no se encuentran diferencias significativas en los resultados obtenidos en ambas optimizaciones, el ensayo se ha llevado a cabo para el modo de operación óptimo económico.

3.5 Ensayo de la planta LCCE de acuerdo al modo de funcionamiento óptimo

El ensayo en la planta del LCCE se ha realizado conforme a los resultados de las variables obtenidos de la optimización económica:

- $T_{ret_ice} = 60.25^{\circ}C$
- $upp_ch = 21^{\circ}C$
- $lw_ch = -14^{\circ}C$
- $upp_dch = 24^{\circ}C$
- $lw_dch = 11^{\circ}C$

Si atendemos a los resultados del ensayo de la planta, las energías térmica y eléctrica generadas por el motor son 323.1kWh y 126.4kWh, respectivamente, con un consumo

de gas natural de 473.6kWh. El consumo del combustible en la planta es de 611.7kWh, mientras la energía térmica real en consumo es de 419.8kWh. Esto da lugar a un rendimiento global de la instalación del 89.3%, un rendimiento exergético del 29.1% y un coste operacional de la planta de 19.33€ al día. Si se comparan estos resultados con los del caso óptimo económico simulado, los rendimientos energético y exergético apenas presentan variaciones, así como el coste que apenas presenta una disminución en 0.05€ al día. Estas pequeñas variaciones se deben, en parte, a una mayor inercia de la planta real respecto de la simulada, que da lugar a que el motor no se apague y tenga una operación continua durante las 24horas, tal como se puede apreciar en la Fig. 6.22.

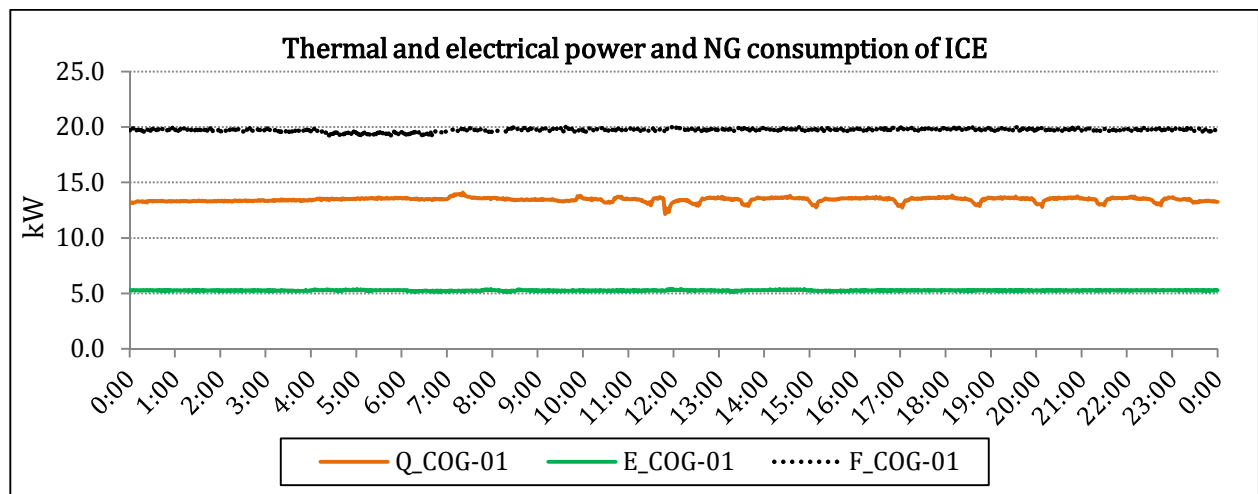


Fig. 6.22 Potencias térmica y eléctrica del caso ensayado

Tal y como ocurría en la estrategia de control simulada, el sistema opera cargando constantemente el depósito. En las primeras horas del día en las que no existe apenas demanda el motor opera aportando energía térmica al sistema de almacenamiento o aprovechando la energía almacenada para aumentar la temperatura de retorno al motor. El comportamiento del equipo auxiliar y el sistema de almacenamiento sigue un perfil muy similar al obtenido en la simulación, con la diferencia del número de arranques de la caldera que disminuye respecto del caso simulado por la mayor inercia de la instalación. En el depósito –que se emplea con el fin de dar inercia al sistema y garantizar una operación más continua y el correcto suministro de la energía térmica–, la temperatura se mantiene entre los 60°C y 70°C a lo largo del día.

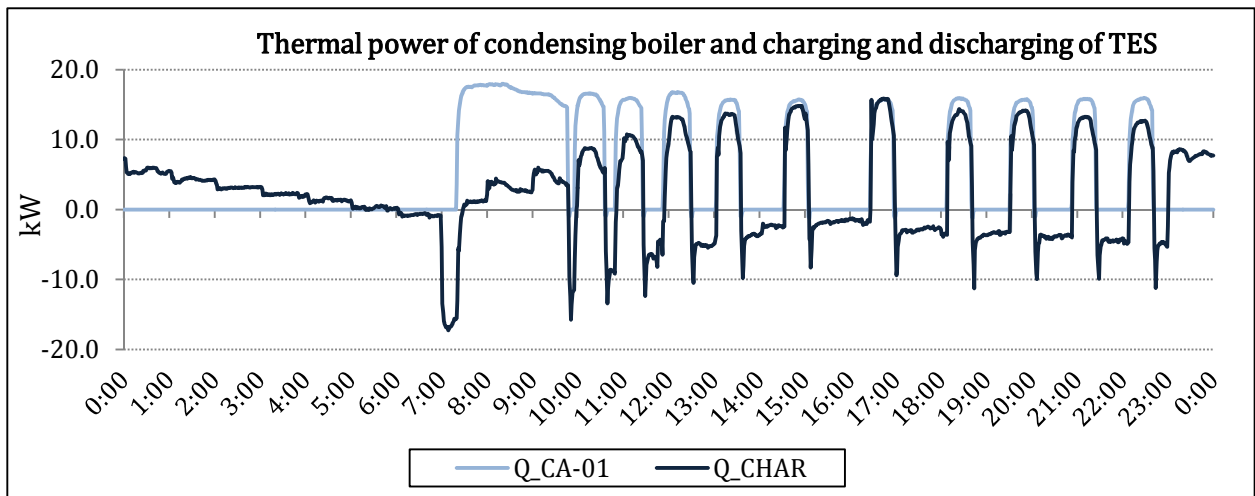


Fig. 6.23 Operación de la caldera y del TES del caso ensayado

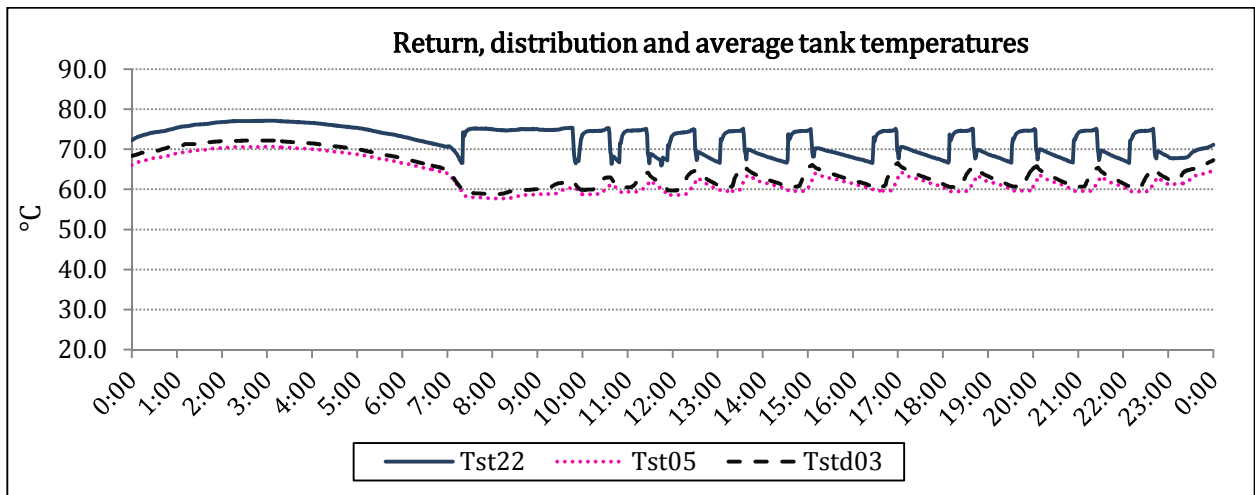


Fig. 6.24 Temperaturas de distribución y retorno del caso ensayado

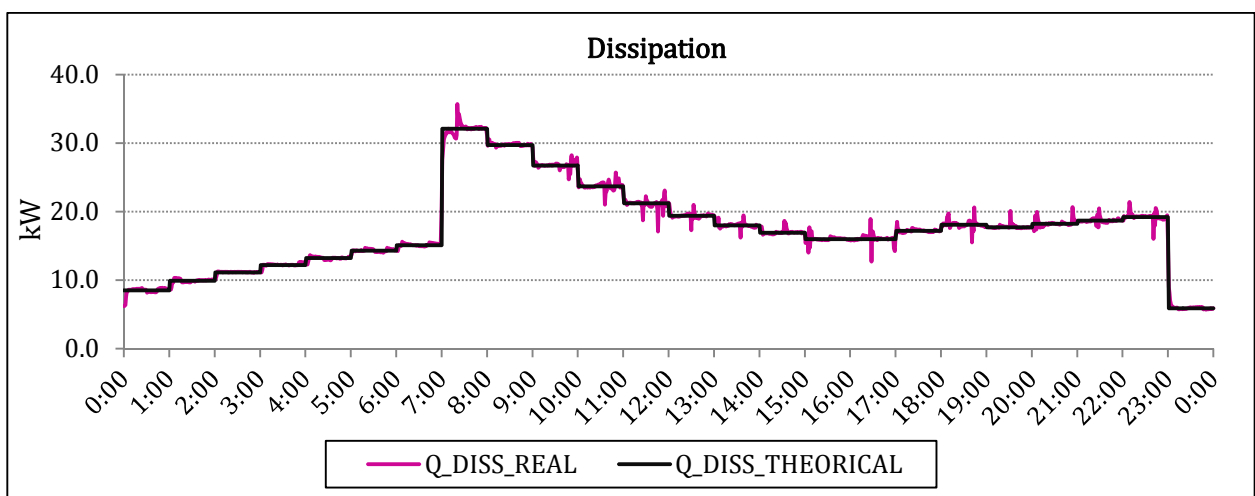


Fig. 6.25 Control de la válvula V3V-05 respecto al perfil teórico de demanda

En la Fig. 6.25 se analiza el control de la válvula 3 vías *V3V-05*, que controla el caudal que atraviesa el aerotermo en función del perfil de demanda introducido. Para ello, se ha graficado el perfil teórico de demanda junto con la energía térmica disipada en el aerotermo, observándose el correcto seguimiento de la curva real respecto de la teórica.

4 Análisis de incertidumbre

En este apartado se ha evaluado la incertidumbre asociada a las mediciones del combustible consumido, de la energía térmica y de la energía eléctrica producida por el sistema de micro-CHP de la planta experimental del LCCE, de acuerdo con el procedimiento establecido por la Guía para la Expresión de la Incertidumbre de Medida [155].

La incertidumbre u asociada al mensurando y , cuya medición depende de una serie de magnitudes de entrada $x_1...x_N$ no correlacionadas, se puede calcular a partir de la siguiente expresión:

$$u_y = \sqrt{\sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial f}{\partial x_i}\right)^2 \cdot u_{x_i}^2} \quad \text{Eq. 6.12}$$

donde f es la función que relaciona la variable y con $x_1...x_n$, u_{x_i} es la incertidumbre estándar de la medición de x_i , u_y se corresponde con la incertidumbre combinada de la medición indirecta de y , y donde $\partial f/\partial x_i$ es el coeficiente de sensibilidad. Esta ecuación se conoce como la ley de propagación de incertidumbres.

La potencia eléctrica suministrada por el motor se mide a través de un medidor de potencia eléctrica, por lo que la incertidumbre está ligada a la precisión de dicho componente. La clase de precisión típica de este tipo de instrumentos es de un $\pm 0.5\%$ [156].

El consumo de gas natural en la instalación se calcula como el producto del flujo másico del combustible \dot{m}_F y el poder calorífico inferior del mismo LHV_F . El flujo másico se puede expresar, a su vez, como el producto del caudal volumétrico \dot{V}_F y la densidad del combustible ρ_F .

$$\dot{F} = \dot{m}_F \cdot LHV_F = \dot{V}_F \cdot \rho_F \cdot LHV_F \quad \text{Eq. 6.13}$$

Teniendo en cuenta que el combustible consumido se calcula a partir de la medición del caudal volumétrico del gas, de la densidad y de la determinación del poder calorífico inferior. Se trata, por tanto, de una medición indirecta que se obtiene a través de la siguiente expresión:

$$u_F = \sqrt{\left(\frac{\partial \dot{F}}{\partial \dot{V}_F}\right)^2 \cdot u_{\dot{V}_F}^2 + \left(\frac{\partial \dot{F}}{\partial \rho_F}\right)^2 \cdot u_{\rho_F}^2 + \left(\frac{\partial \dot{F}}{\partial LHV_F}\right)^2 \cdot u_{LHV_F}^2} \quad \text{Eq. 6.14}$$

En nuestro caso, la medición se realiza mediante un contador de gas que determina indirectamente la energía suministrada por la compañía de gas, que transforma el volumen de gas entrante en unidades de energía mediante un factor de conversión que se corresponde con el poder calorífico del combustible. La incertidumbre relativa (%) asociada a la medición del consumo de gas natural $u_{F,\%}$ se estima en un 5.0%, cuando se calcula a partir del poder calorífico inferior [157, 158].

La potencia térmica disipada en el aerotermo es el producto del flujo másico que lo atraviesa y la diferencia de entalpía entre la entrada y la salida del mismo. Teniendo en cuenta que el flujo másico es el producto del caudal volumétrico y la densidad del agua, tenemos la siguiente expresión:

$$\dot{Q}_{DISS} = \dot{m}_{cau11} \cdot \Delta h = \dot{V}_{cau11} \cdot \rho_w \cdot \Delta h \quad \text{Eq. 6.15}$$

Así, la incertidumbre de la demanda térmica se calcula como la incertidumbre combinada estándar de la medición del caudal volumétrico, de la densidad y de la diferencia de entalpías:

$$u_{\dot{Q}_{DISS}} = \sqrt{\left(\frac{\partial \dot{Q}_{DISS}}{\partial \dot{V}_{cau11}}\right)^2 \cdot u_{\dot{V}_{cau11}}^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_{DISS}}{\partial \rho_w}\right)^2 \cdot u_{\rho_w}^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_{DISS}}{\partial \Delta h}\right)^2 \cdot u_{\Delta h}^2} \quad \text{Eq. 6.16}$$

Si resolvemos las derivadas parciales tenemos que:

$$u_{\dot{Q}_{DISS}} = \sqrt{(\rho_w \cdot \Delta h)^2 \cdot u_{\dot{V}_{cau11}}^2 + (\dot{V}_{cau11} \cdot \Delta h)^2 \cdot u_{\rho_w}^2 + (\dot{V}_{cau11} \cdot \rho_w)^2 \cdot u_{\Delta h}^2} \quad \text{Eq. 6.17}$$

O bien:

$$u_{\dot{Q}_{DISS}} = \dot{Q}_{DISS} \cdot \sqrt{\frac{u_{\dot{V}_{cau08}}^2}{\dot{V}_{cau11}^2} + \frac{u_{\rho_w}^2}{\rho_w^2} + \frac{u_{\Delta h}^2}{\Delta h^2}} \quad \text{Eq. 6.18}$$

La incertidumbre combinada relativa $u_y(\%)=u_y/y$ en tanto por ciento viene dada por la siguiente ecuación que se emplea para modelos multiplicativos de mediciones sin correlación.

$$\frac{u_y}{y} = \sqrt{\sum_{i=1}^N \left[\frac{u_{x_i}}{x_i} \right]^2} \quad \text{Eq. 6.19}$$

La incertidumbre combinada relativa del calor disipado $u_{\dot{Q}_{DISS}}/\dot{Q}_{DISS}$ es la raíz de la suma de los cuadrados de las incertidumbres relativas de las magnitudes de entrada:

$$\frac{u_{\dot{Q}_{DISS}}}{\dot{Q}_{DISS}} = \sqrt{\left(\frac{u_{\dot{V}_{cau11}}}{\dot{V}_{cau11}} \right)^2 + \left(\frac{u_{\rho_w}}{\rho_w} \right)^2 + \left(\frac{u_{\Delta h}}{\Delta h} \right)^2} \quad \text{Eq. 6.20}$$

El flujo volumétrico se mide mediante un caudalímetro Siemens SITRANS F M con incertidumbre $\pm 0.1\%$. La incertidumbre de la diferencia de entalpías se calcula teniendo en cuenta que Δh es el producto del calor específico medio del agua $c_{w_{ave}}$ y la diferencia de temperaturas entre la entrada y la salida ΔT , si se desprecia la energía mecánica del fluido:

$$u_{\Delta h} = \sqrt{\left(\frac{\partial \Delta h}{\partial c_{w_{ave}}} \right)^2 \cdot u_{c_{w_{ave}}}^2 + \left(\frac{\partial \Delta h}{\partial \Delta T} \right)^2 \cdot u_{\Delta T}^2} \quad \text{Eq. 6.21}$$

$$u_{\Delta h} = \Delta h \sqrt{\frac{u_{c_{w_{ave}}}^2}{c_{w_{ave}}^2} + \frac{u_{\Delta T}^2}{\Delta T^2}} \quad \text{Eq. 6.22}$$

La incertidumbre de la diferencia de temperaturas depende del tipo de instrumento para medir la temperatura que en este caso son sondas de temperatura PT100 1/10 con una incertidumbre relativa de $\pm 0.1\%$.

$$u_{\Delta T} = \sqrt{\left(\frac{\partial \Delta T}{\partial T_{IN}}\right)^2 \cdot u_{T_{IN}}^2 + \left(\frac{\partial \Delta T}{\partial T_{OUT}}\right)^2 \cdot u_{T_{OUT}}^2} \quad \text{Eq. 6.23}$$

$$u_{\Delta T, \%} = \sqrt{u_{T_{IN}, \%}^2 + u_{T_{OUT}, \%}^2} \quad \text{Eq. 6.24}$$

En consecuencia, el valor de la incertidumbre relativa $u_{\Delta T, \%}$ es de 0.141%.

En este estudio las incertidumbres asociadas al calor específico medio y a la densidad se han considerado despreciables [158]. Por lo tanto, la incertidumbre relativa de la medición indirecta de la diferencia de entalpías es:

$$\frac{u_{\Delta h}}{\Delta h} = \sqrt{\frac{u_{\Delta T}^2}{\Delta T^2}} = \frac{u_{\Delta T}}{\Delta T} \quad \text{Eq. 6.25}$$

Por tanto, cuando la incertidumbre estándar del calor específico se desprecia, la incertidumbre relativa de la diferencia de entalpías $u_{\Delta h, \%}$ es igual a la incertidumbre relativa de la diferencia de temperaturas $u_{\Delta T, \%}$ y de valor 0.141%.

Con esto, se puede proceder a determinar la incertidumbre combinada relativa de la medición de la potencia térmica disipada en el aerotermo. Suponiendo que la incertidumbre asociada la densidad es despreciable, la expresión para calcular u_{Qdis} queda de la siguiente forma:

$$\frac{u_{Q_{DISS}}}{\dot{Q}_{DISS}} = \sqrt{\left(\frac{u_{\dot{V}_{cau11}}}{\dot{V}_{cau11}}\right)^2 + \left(\frac{u_{\Delta h}}{\Delta h}\right)^2} \quad \text{Eq. 6.26}$$

Teniendo en cuenta que la incertidumbre relativa del caudal volumétrico que atraviesa el aerotermo $u_{\dot{V}_{cau11}, \%}$ es igual al 0.1% y para $u_{\Delta h, \%}$ del 0.141%, la incertidumbre relativa del calor disipado toma un valor de 0.173%.

Para determinar la incertidumbre del rendimiento global de la planta, se debe tener en cuenta que la medición de éste es indirecta y que se calcula a partir de la combinación de las incertidumbres estándar individuales del consumo de combustible, de la electricidad generada y de la energía térmica consumida en el aerotermo. Debido a que no existe una

correlación entre las mediciones de estas magnitudes, se calcula la incertidumbre del rendimiento global a partir del método de propagación de errores:

$$u_{\eta} = \sqrt{\left(\frac{\partial \eta}{\partial \dot{F}}\right)^2 \cdot u_F^2 + \left(\frac{\partial \eta}{\partial \dot{Q}}\right)^2 \cdot u_Q^2 + \left(\frac{\partial \eta}{\partial \dot{E}}\right)^2 \cdot u_E^2} \quad \text{Eq. 6.27}$$

Sabemos que el rendimiento global de la planta es la suma de los rendimientos eléctrico y térmico de la misma, por lo que la incertidumbre relativa del rendimiento global se calcula como la raíz de la suma de los cuadrados de las incertidumbres relativas. Así, se obtiene que:

$$u_{\eta_{global,\%}} = \sqrt{u_{\eta_Q,\%}^2 + u_{\eta_E,\%}^2} \quad \text{Eq. 6.28}$$

La incertidumbre del rendimiento térmico de la planta es:

$$u_{\eta_Q} = \sqrt{\left(\frac{\partial \eta_Q}{\partial \dot{F}}\right)^2 \cdot u_F^2 + \left(\frac{\partial \eta_Q}{\partial \dot{Q}}\right)^2 \cdot u_Q^2} = \sqrt{\left(-\frac{\dot{Q}}{\dot{F}^2}\right)^2 \cdot u_F^2 + \left(\frac{1}{\dot{F}}\right)^2 \cdot u_Q^2} \quad \text{Eq. 6.29}$$

Si se sustituye \dot{Q}/\dot{F} del término del fuel por η_Q y $1/\dot{F}$ del término de la potencia térmica por \dot{Q}/η_Q , se obtiene:

$$u_{\eta_Q} = \eta_Q \cdot \sqrt{\frac{u_F^2}{\dot{F}^2} + \frac{u_Q^2}{\dot{Q}^2}} \quad \text{Eq. 6.30}$$

De la misma forma, la incertidumbre del rendimiento eléctrico de la planta es:

$$u_{\eta_E} = \eta_E \cdot \sqrt{\frac{u_F^2}{\dot{F}^2} + \frac{u_E^2}{\dot{E}^2}} \quad \text{Eq. 6.31}$$

Para las incertidumbres relativas establecidas previamente para $u_{F,\%}$, $u_{E,\%}$ y $u_{Qdis,\%}$ (5.0%; 0.5%; 0.173%), se tiene que las incertidumbres relativas $u_{\eta_Q,\%}$ y $u_{\eta_E,\%}$ son 5.00% y 5.02%, respectivamente. Esto da lugar, a una incertidumbre relativa del rendimiento global de la planta del 7.09%, debida principalmente a la elevada incertidumbre en la medición del consumo de gas natural.

5 Conclusiones

Durante el desarrollo de este documento, se ha empleado el método MILP para optimizar la operación, el dimensionamiento y la síntesis de sistemas de cogeneración. Como ya se ha mencionado en capítulos anteriores, en un estudio más preciso del comportamiento real de un sistema se recomienda el empleo de algoritmos heurísticos más sofisticados que permitan manejar modelos no lineales y más realistas de los equipos.

Conocida la instalación de partida, que está compuesta por algunos de los equipos de la planta experimental del LCCE (motor de micro-CHP, caldera mural de condensación, compensador hidráulico, depósito de inercia y aerotermo), se ha optimizado la estrategia de control de la planta, desde un punto de vista económico (minimización del coste de operación), exergético (maximización del rendimiento exergético de la planta) y exergoeconómico (minimización del coste de las irreversibilidades). Para ello, se ha empleado un algoritmo genético implementado en Trnsys y GenOpt, obteniendo soluciones similares para todos los criterios de optimización.

En este aspecto hay que destacar la importancia del correcto modelado de los equipos. Los modelos deben ajustarse al comportamiento de los equipos reales si el objetivo es obtener resultados precisos y lo más cercanos posibles a la realidad. Por ello, la caracterización de los equipos y la creación de los modelos son fundamentales.

La estrategia de control optimizada se ha implementado en la instalación del LCCE, alcanzando unos resultados similares a los de la optimización. Las pequeñas diferencias encontradas se deben a una mayor inercia de la planta real, principalmente a las tuberías, cuyo modelado no se ha tenido en cuenta en la simulación. Por lo tanto, sería interesante realizar un modelado de las tuberías de la planta para detectar las inercias de la misma.

Para finalizar, el estudio se ha complementado con un análisis de incertidumbre de la planta. Una adecuada evaluación del rendimiento global de los sistemas de cogeneración exige una medición precisa de los flujos entrantes y salientes de la planta. Mediante la Ley de Propagación de Incertidumbres se ha calculado la incertidumbre relativa de las

mediciones directas e indirectas de estos flujos, así como la asociada al rendimiento global.

Hay que prestar especial atención a la incertidumbre de la medición del consumo de gas natural, ya que es responsable de la elevada incertidumbre del rendimiento global de la planta. Una incertidumbre tan elevada en el cálculo del rendimiento podría llevar a tomar decisiones erróneas, tanto por dar por válido un rendimiento superior al de la instalación real, como por suponer que la planta es menos eficiente de lo que es en realidad. La disminución de esta incertidumbre pasaría por la determinación del poder calorífico inferior del gas natural a partir de un cromatógrafo de gases, lo que reduciría la incertidumbre en la medición del consumo de gas [156] y, por ende, en la evaluación del rendimiento global.

**CAPÍTULO 7: CONCLUSIONES,
CONTRIBUCIONES Y FUTURAS
LÍNEAS DE TRABAJO**

1 Conclusiones

El principal objetivo de esta tesis era el desarrollo de un procedimiento para la optimización de la operación y el dimensionamiento de plantas de micro-CHP en el sector residencial, así como de la síntesis de instalaciones térmicas para el suministro de calefacción y ACS. En la optimización se ha prestado atención tanto a la búsqueda del mínimo coste como del mínimo impacto ambiental, introduciendo un criterio multiobjetivo que incluyese ambas consideraciones.

En el capítulo 2 se ha desarrollado una metodología basada en programación matemática MILP para la integración y el dimensionamiento óptimo de los sistemas de almacenamiento térmico en instalaciones de micro-CHP. A partir de esta metodología se han podido comparar las diferentes configuraciones de las instalaciones de micro-CHP con almacenamiento, concluyendo que un correcto dimensionamiento de los sistemas de almacenamiento mejora los resultados termodinámicos, económicos y ambientales. A partir de los precios duales de la optimización se ha analizado como varían los precios marginales de las demandas térmica y eléctrica, que están íntimamente ligados al modo de operación de la planta en cada instante (funcionamiento de la unidad de micro-CHP a carga parcial o plena carga, energía almacenada en TES en horas previas, compra o venta de electricidad) y que permiten anticiparse al comportamiento de la planta en el caso de producirse alguna variación en la demanda.

En el capítulo 3 se ha ampliado el modelo MILP definido en el capítulo 2 para aplicarlo a la optimización económica y medioambiental de la operación y el redimensionamiento de una instalación real de micro-CHP de un edificio residencial ubicado en Vitoria-Gasteiz. El modo de operación óptimo dependerá principalmente de la relación existente entre los costes (o emisiones de $\text{CO}_{2\text{eq}}$) de la electricidad y del combustible empleado. Se ha observado que existe un valor mínimo a partir del cual el funcionamiento de la cogeneración es rentable y que éste depende de los rendimientos térmico y eléctrico de la cogeneración, así como del rendimiento de la caldera de apoyo. En un mercado en el que las tarifas de los recursos energéticos varían constantemente resulta útil conocer la relación a partir de la cual nos interesa que la unidad de cogeneración opere de forma continuada o lo haga únicamente para cumplir los requisitos mínimos establecidos en el marco legislativo.

En el redimensionamiento se ha llevado a cabo considerando las características generales de las diferentes tecnologías. Se han observado diferencias entre los resultados del redimensionamiento con las características generales (dimensionamiento del tamaño y número de equipos) y el de las específicas de los equipos instalados (número de equipos previamente seleccionados). En el primero de los casos, se debe hacer hincapié en la importancia de los análisis post-optimal para la selección de equipos y redimensionamiento con las características específicas de los mismos.

En el capítulo 4 se desarrolla un modelo MILP para la optimización de la síntesis de instalaciones térmicas de edificios. Se ha definido una superestructura en la que se incluyen diferentes tecnologías de generación térmica encontradas actualmente en el mercado, así como solar fotovoltaica para generación eléctrica. El modelo presentado divide la generación térmica en dos niveles de temperatura y permite decidir la temperatura de operación de calefacción (alta o baja) dependiendo de hibridación de tecnologías que optimiza la función objetivo. La optimización económica presenta como solución tecnologías de fuentes de energía no renovable pero de alta eficiencia energética, mientras que la optimización medioambiental propone la implantación de tecnologías renovables con apoyo de equipos convencionales. La búsqueda de una configuración respetuosa con el Medio Ambiente y que resulte económicamente

rentable requiere una optimización multiobjetivo que garantice una solución intermedia.

Por otra parte, en toda optimización del dimensionamiento o síntesis basada en criterios económicos se debe considerar el coste de amortización de los equipos. No obstante, desde una perspectiva medioambiental, las emisiones generadas en la fase de fabricación de los equipos de una planta de cogeneración se pueden despreciar por su baja contribución a las emisiones globales de la planta. Esto no se debe extrapolar a tecnologías de energías renovables cuyas emisiones en la fase de fabricación pueden superar las generadas en la fase de uso.

Además, toda optimización debe incluir un análisis de sensibilidad que identifique los factores externos que más influencia tienen en los resultados, a fin de predecir cómo pueden afectar a la viabilidad económica o mediambiental de la planta.

En el capítulo 5 se ha incluido un análisis termoeconómico para la contabilidad de costes y cargas medioambientales de los productos y flujos intermedios de la instalación de micro-CHP en estudio. Mediante la combinación de la termoeconomía con el LCA se ha determinado la influencia de la valoración externa del coste exergético asociado a los flujos entrantes de la planta, determinando que en el caso de instalaciones de micro-CHP para edificios multifamiliares cuyos equipos de combustión consumen el mismo tipo de combustible, la relación porcentual entre los productos de la planta es similar con y sin valoración externa. Esto se debe a que el consumo eléctrico de las bombas y contenido exergético de los componentes son prácticamente despreciables en comparación con el consumo de combustible. Posteriormente, se han comparado distintos métodos de asignación de costes y cargas medioambientales, llegando a la conclusión de que los métodos basados en los precios de mercado y el beneficio de la producción eficiente son una solución aplicable en el mercado real al problema de asignación cuando las condiciones de mercado se encuentran dentro del rango de validez del método. No obstante, presenta el inconveniente de la subjetividad y una gran dependencia de factores externos.

En el capítulo 6 se ha hecho uso de un algoritmo genético para establecer la estrategia de control óptima de la instalación de micro-CHP con almacenamiento del LCCE. Debido a que el comportamiento real de los sistemas térmicos tiene un carácter no lineal, un

estudio preciso de la estrategia de operación de una planta existente requiere el empleo de métodos de optimización heurísticos que se ajusten más al comportamiento real de la planta a pesar de no alcanzar una solución exacta. En este punto, destacar la importancia de la creación de modelos que se ajusten al funcionamiento real de los equipos a partir de la caracterización de los mismos.

Finalmente, se ha incluido un análisis de incertidumbre para determinar la propagación de incertidumbre en el cálculo del rendimiento global en la planta del LCCE. A partir de los resultados se ha observado que la alta incertidumbre en la medición indirecta del rendimiento global, debida principalmente a la incertidumbre del consumo de gas natural, puede llevar a una toma de decisiones errónea. Se puede concluir, que es imprescindible identificar las principales fuentes de incertidumbre para la aplicación de las mejoras pertinentes en las mediciones directas.

2 Contribuciones

Se ha desarrollado un método sencillo y eficaz para el dimensionamiento y la determinación de la operación óptima de los sistemas de cogeneración con sistema de almacenamiento integrado. Asimismo, se ha realizado un análisis para determinar cómo debe integrarse el almacenamiento térmico en estos sistemas, cuál debe ser su tamaño y cómo afectan estos factores en la configuración global de la planta.

El mismo método basado en programación matemática lineal se ha ampliado a la síntesis de sistemas energéticos en edificios de viviendas, que permite obtener información útil de cómo deben integrarse las distintas tecnologías para obtener beneficios económicos y medioambientales garantizando una viabilidad técnica.

En relación con el método MILP empleado, se han desarrollado los modelos lineales del comportamiento y de las características técnicas, económicas y medioambientales de los sistemas energéticos: carga y descarga de los sistemas de almacenamiento, penalización al arranque de motores de micro-CHP, compra y venta de electricidad, instalación o no de tecnologías, número de equipos operando, curvas características y relaciones coste-potencia y emisiones-potencia de las tecnologías, etc.

En lo que respecta al análisis de costes de los productos de las instalaciones de cogeneración, se han comparado diferentes métodos de asignación que podrían servir de referencia para estudios realizados por las Empresas de Servicios Energéticos.

Se incluye el análisis exergético junto con los análisis económico y ambiental para la identificación de las irreversibilidades y de los puntos de mayor potencial de ahorro económico y de mejora medioambiental.

Se contribuye asimismo, con un estudio pormenorizado de las estrategias de control óptimas de plantas reales en funcionamiento, basado en la optimización metaheurística de la simulación mediante algoritmos genéticos. Estos estudios pueden servir de base para el mantenimiento y operación de instalaciones reales cuando se emplean modelos próximos al comportamiento de los equipos de la planta en estudio.

3 Futuras líneas de trabajo

Una de las líneas de trabajo sería la definición de las configuraciones óptimas en función del tipo de edificio y zona climática, a partir de la metodología MILP propuesta para la síntesis de sistemas térmicos de edificios. Un amplio desarrollo de este estudio podría servir de guía orientativa para las ingenierías a la hora de identificar las configuraciones óptimas económicas, ambientales o multicriterio. Sería interesante incorporar el modelado de tecnologías comercializadas actualmente no consideradas en este estudio o tecnologías en vías de desarrollo.

En materia medioambiental, sería interesante ampliar el análisis y considerar, además de las emisiones de $\text{CO}_{2\text{eq}}$, otros impactos medioambientales o metodologías de evaluación de impacto mediante la aplicación del LCA.

En cuanto a la optimización del funcionamiento de plantas reales, cabría considerar la utilización de la instalación experimental del LCCE para probar diferentes estrategias de funcionamiento –basadas en algoritmos de optimización– de distintos tipos de instalaciones híbridas, con el fin de comparar los resultados obtenidos con estrategias más convencionales. Asimismo, resultaría interesante el empleo del análisis termoeconómico para la identificación de malfunciones en dichas plantas y detectar su influencia en las labores de mantenimiento.

ANEXOS

Anexo A. Cálculo de las demandas del edificio

1 Cálculo de la demanda de calefacción del edificio

En este anexo se han calculado las demandas térmicas y eléctricas del edificio del proyecto SALBURUA 176 ubicado en el barrio de Salburua de Vitoria-Gasteiz. Para ello, se han determinado las condiciones del edificio en lo referente a ocupación, temperaturas de consigna, ventilación, infiltraciones, propiedades de la envolvente, etc.

1.1 Modelo trnsys del edificio seleccionado

El cálculo de la demanda de calefacción que se empleará posteriormente en la optimización de la operación, dimensionamiento y síntesis del sistema, se ha llevado a cabo mediante el modelado y simulación del edificio en el software de simulación dinámica Trnsys 17. Para ello, se ha definido la geometría del edificio en el programa de diseño gráfico Google Sketch Up mediante el plug-in TRNSYS3d, de acuerdo a los planos de proyecto. El modelado en Trnsys 17 se muestra en la Fig. A.1.

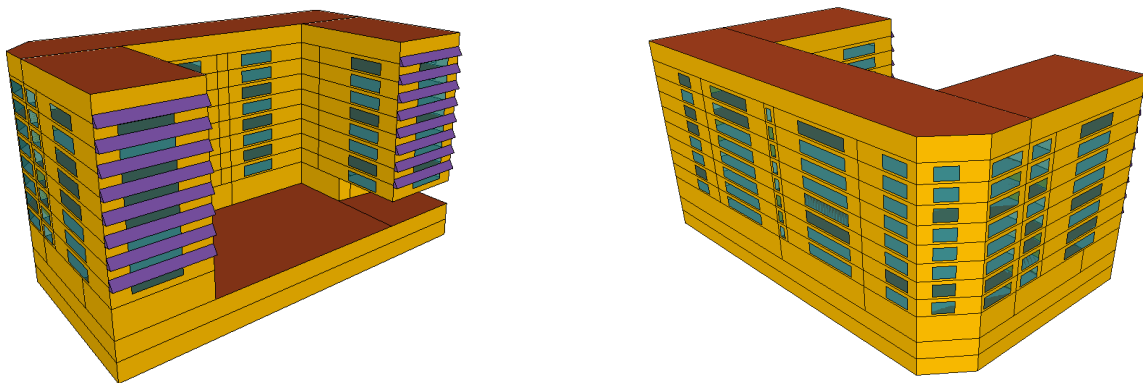


Fig. A.1 Modelo del edificio Salburua 176 en Sketch Up 3D

1.2 Datos geométricos y constructivos

La promoción Salburua 176 consta de 17 modelos de vivienda diferentes en lo que a distribución, ubicación y superficie se refiere. En la Tabla A.1 se han recogido las características más importantes de cada uno de ellos, como son las superficies útiles por

modelo de vivienda, el número de habitaciones de las que constan, número de baños y aseos y la superficie de cocina y salas de estar.

	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	T9	T10	T11	T12	T13	T14	T15	T16	T17
Useful surface (m²)	82	60	61	47	60	48	49	68	87	87	53	85	83	44	69	79	82
Bedrooms (u)	2	2	2	1	2	1	1	2	3	3	2	3	2	1	2	3	3
Living room (m²)	34	26	22	22	25	24	30	33	22	22	22	20	32	22	25	21	21
Kitchen (m²)	-	-	-	-	-	-	-	-	9	9	-	10	-	-	-	9	9
Bathrooms and toilets (u)	1	1	1	1	1	1	1	1	2	2	1	2	1	1	1	2	2

Tabla A.1 Superficies útiles y características de las viviendas

En primer lugar y antes de realizar la simulación, se debe llevar a cabo una modelización correcta del edificio mediante la definición de las zonas térmicas o nodos de aire [159]. La definición de las zonas térmicas de cada una de las plantas, se ha realizado de modo que la superficie de cada una de las zonas sea convexa como establece el método de cálculo de Trnsys 17. Esta simplificación se ha llevado a cabo respetando la orientación y superficie de las zonas reales.

En la Tabla A.2 se agrupan los modelos de vivienda que componen cada una de las zonas térmicas y la superficie útil de cada una de ellas, mientras en las figuras Fig. A.2, Fig. A.3, Fig. A.4 y Fig. A.5 se muestra la zonificación de las plantas sótano, baja, de viviendas y de cubierta, respectivamente.

	Dwellings	Useful surface (m ²)
PV1 (P2-P7)	T1-T2-T3-T4-T5	338.94
PV2	T6-T7-T8	217.36
PV3A	T9-T10-T11	269.07
PV3B	T10-T11-T12	263.46
PV4	T13-T14-T15	239.54
PV5	T2-T3-T4-T5-T16	337.74

Tabla A.2 Características de las zonas térmicas

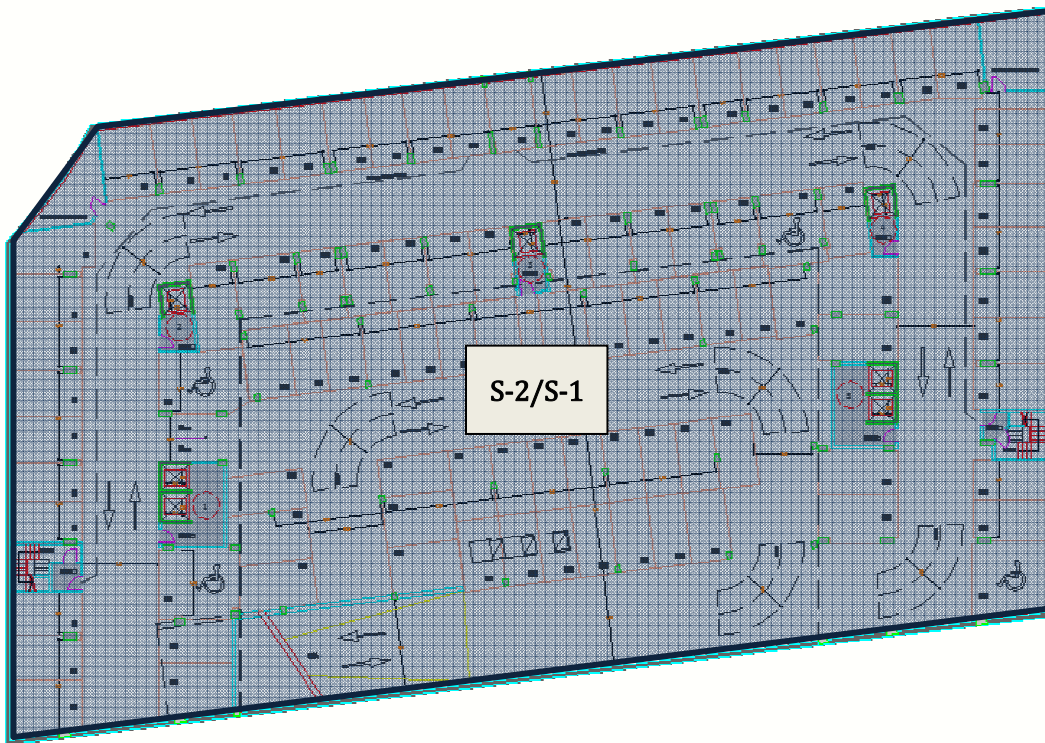


Fig. A.2 Zonificación de las plantas de sótano

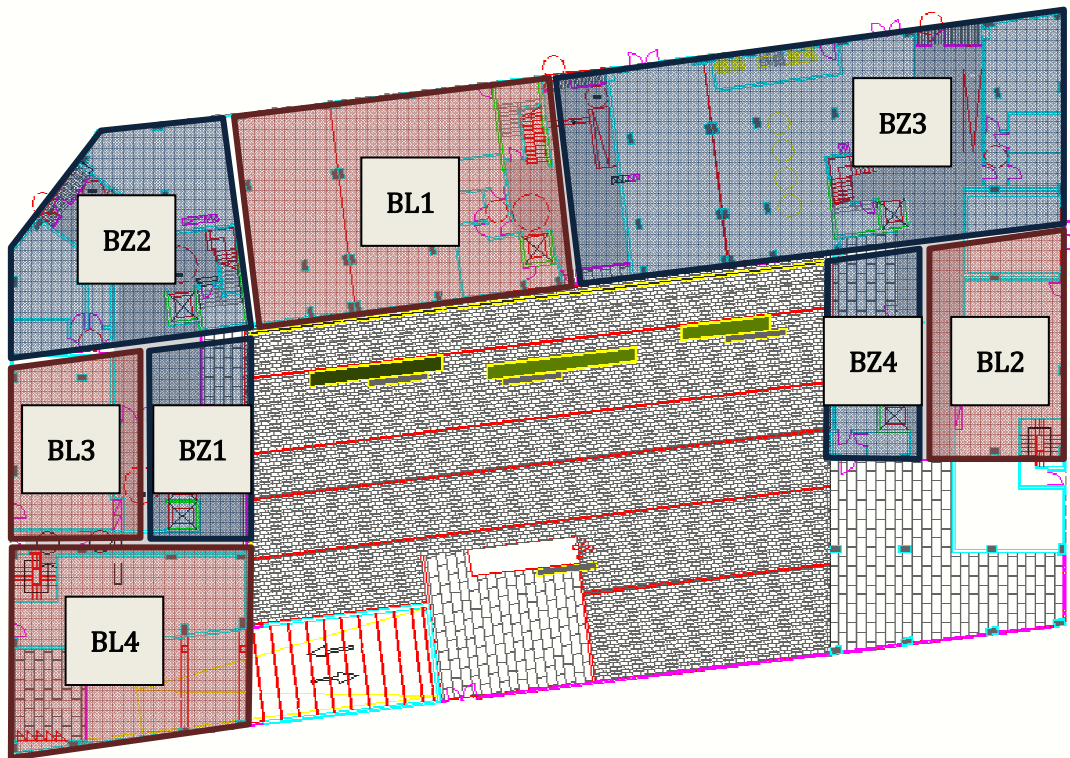


Fig. A.3 Zonificación de la planta baja

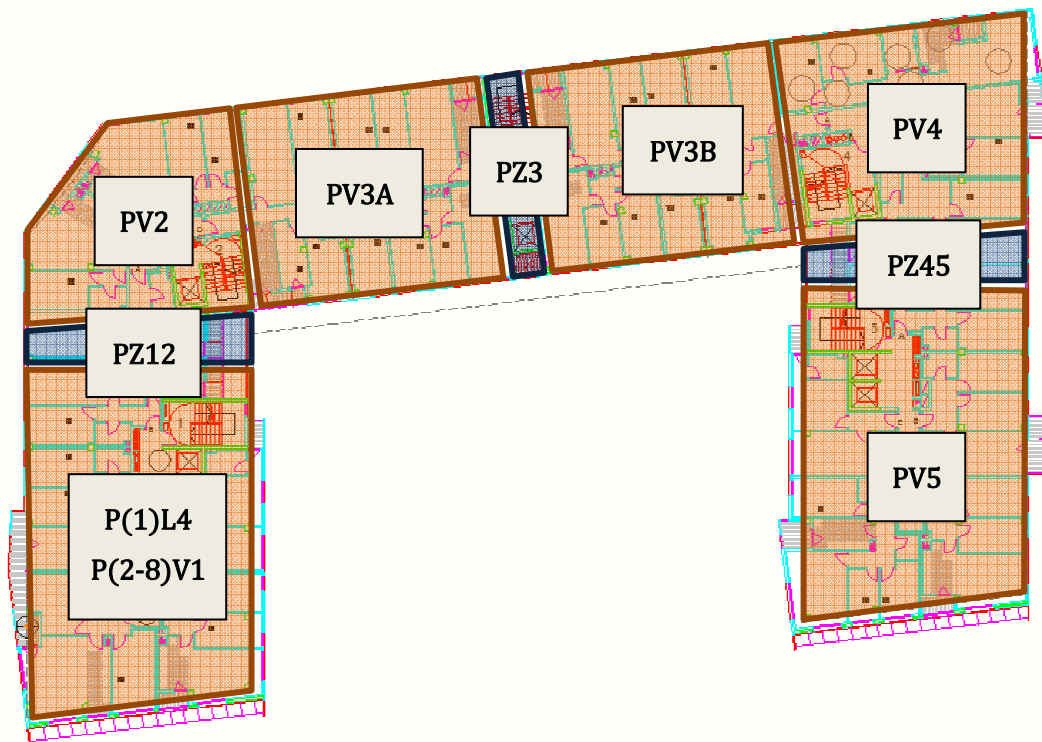


Fig. A.4 Zonificación de las plantas 1-8

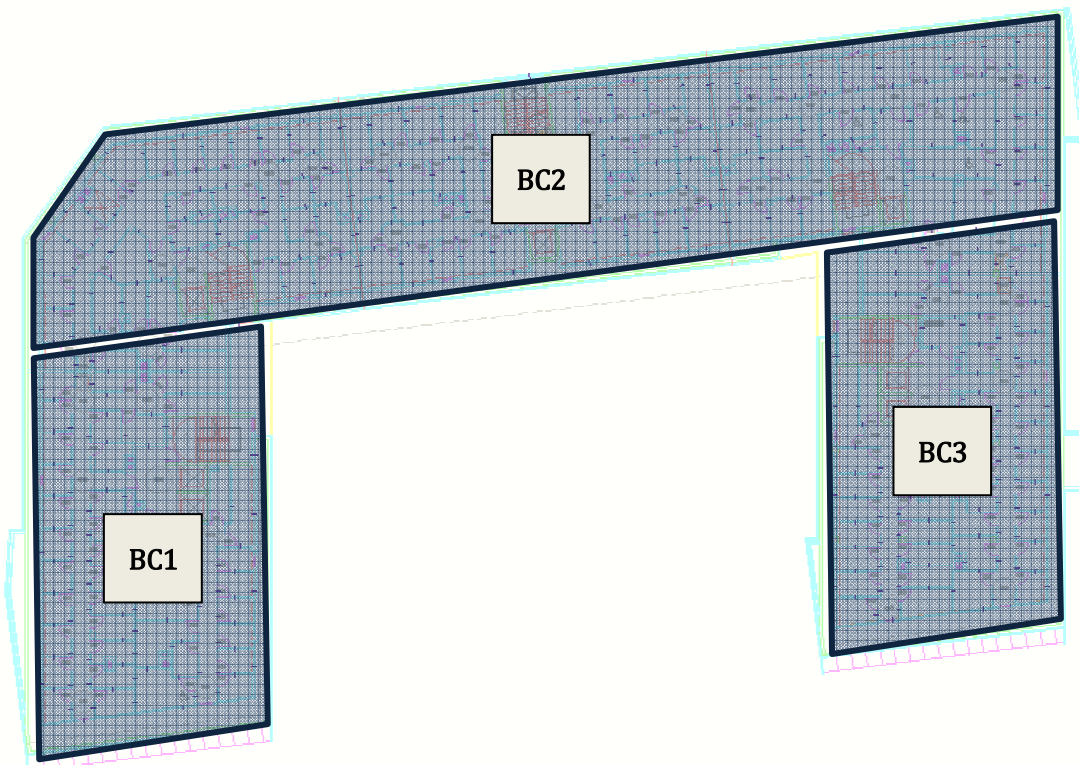


Fig. A.5 Zonificación de la planta bajo cubierta

Tal y como puede observarse en las figuras, a cada una de las zonas térmicas se les ha asignado la letra correspondiente a la planta del edificio en la que se ubican. De esta manera, las plantas de sótano se denominan con la letra *S*, la planta baja con las letras *B*, las plantas de viviendas con la letra *P* y el número de planta correspondiente y la planta bajo cubierta con las letras *BC*. Por otra parte, se han dividido las zonas por portales, diferenciando entre zonas comunes (*Z*), locales comerciales (*L*) y viviendas (*V*). La enumeración de las viviendas se ha realizado por portal. En el caso del portal 3 se han tomado dos zonas para diferenciar las manos izquierda y derecha, por disponer de diferente sistema de ventilación.

En la Tabla A.3 (a,b,c,d) se presenta una descripción detallada de los datos constructivos asumidos en el modelo TRNSYS. Las propiedades térmicas y los espesores de cada uno de los materiales que componen los diferentes cerramientos y particiones empleados en el edificio se basan en los datos proporcionados en la memoria del proyecto. El orden de los materiales es de interior a exterior en el caso de cerramientos verticales y de arriba hacia abajo en el caso de los horizontales.

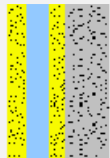
	<i>e</i> (m)	λ (W/m·K)	ρ (W/m ³)	<i>C_p</i> (J/kg·K)	<i>R</i> (m ² ·K/W)	Section
PRECAST CONCRETE FAÇADE						
Plasterboard	0.150	0.25	850	1000		
Rockwool	0.006	0.040	70	1000		
Air chamber	0.030				0.17	
Projected polyurethane	0.030	0.028	45	1000		
Reinforced concrete	0.100	2.30	2400	1000		
<i>U-value</i>	<i>0.331</i>	<i>W/m²·K</i>				

Tabla A.3 (a) Propiedades térmicas de cerramientos y particiones

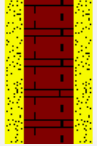
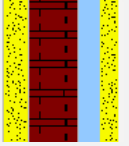
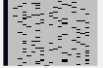
	e (m)	λ (W/m·K)	ρ (W/m ³)	Cp (J/kg·K)	R (m ² ·K/W)	Section
TABIQUE BETWEEN COMMON AREAS AND DWELLINGS						
Plasterboard	0.150	0.25	850	1000		
Rockwool	0.046	0.031	70	1000		
½ ft perforated brick	0.115	0.35	780	1000		
Rockwool	0.046	0.031	70	1000		
Plasterboard	0.150	0.25	850	1000		
U-value	0.276	W/m²·K				
GROUND FLOOR FAÇADE						
Plasterboard	0.150	0.25	850	1000		
Rockwool	0.050	0.031	70	1000		
Air chamber	0.025				0.085	
Cement mortar	0.005	0.70	1350	1000		
½ ft perforated brick	0.115	0.35	780	1000		
Cement mortar	0.010	0.70	1350	1000		
Expanded polystyrene	0.060	0.029	15	1000		
Cement mortar	0.005	0.70	1350	1000		
U-value	0.224	W/m²·K				
BASEMENT WALL						
Steel	0.020	50	7800	450		
Reinforced concrete	0.300	2.30	2400	1000		
U-value	3.328	W/m²·K				

Tabla A.3 (b) Propiedades térmicas de cerramientos y particiones

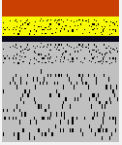
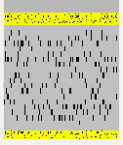
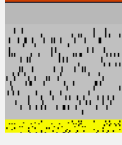
	e (m)	λ (W/m·K)	ρ (W/m ³)	C_p (J/kg·K)	R (m ² ·K/W)	Section
ROOF						
Artificial stone	0.100	1.30	1750	1000		
Expanded polystyrene	0.060	0.029	15	1000		
Pure bitumen	0.007	0.17	1050	1000		
Lightweight concrete	0.010	0.30	1000	1000		
Reinforced concrete	0.250	2.30	2400	1000		
<i>U-value</i>	<i>0.399</i>	<i>W/m²·K</i>				
FLOOR FRAMING						
Cement mortar	0.004	0.70	1350	1000		
Projected polyurethane	0.040	0.028	45	1000		
Reinforced concrete	0.230	2.30	2400	1000		
Rockwool	0.030	0.031	70	1000		
Plasterboard	0.010	0.25	850	1000		
<i>U-value</i>	<i>0.235</i>	<i>W/m²·K</i>				
GROUND FLOOR FRAMING						
Phenolic resin	0.010	0.30	1300	1700		
Cellular rubber	0.005	0.06	70	1500		
Cement mortar	0.050	0.70	1350	1000		
Projected polyurethane	0.055	0.028	45	1000		
Reinforced concrete	0.230	2.30	2400	1000		
Projected polyurethane	0.055	0.028	45	1000		
Cement mortar	0.010	0.70	1350	1000		
<i>U-value</i>	<i>0.226</i>	<i>W/m²·K</i>				

Tabla A.3 (c) Propiedades térmicas de cerramientos y particiones

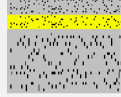
	e (m)	λ (W/m·K)	ρ (W/m ³)	Cp (J/kg·K)	R (m ² ·K/W)	Section
CONCRETE BASEMENT						
Reinforced concrete	0.080	2.30	2400	1000		
Polypropylene	0.070	0.22	910	1800		
Reinforced concrete	0.320	2.30	2400	1000		
U-value	1.509	W/m²·K				

Tabla A.3 (d) Propiedades térmicas de cerramientos y particiones

En lo referente a las ventanas, éstas están compuestas por vidrio Planilux 4+4 con capa Planitherm Ultra N + 16 mm de cámara con argón al 90% + Planilux 4+5 con PVB de 0,38 mm. La transmitancia térmica es de 1.1 W/m²K y su factor solar de 0.40. Los marcos son de aluminio con una transmitancia térmica de 2.2 W/m²K y el porcentaje de superficie de marco respecto de la total es del 26%.

1.3 Condiciones de operación del edificio

En este apartado se presentan las condiciones de operación asumidas para la simulación del edificio, tales como, temperaturas de consigna de calefacción, tasas de ventilación e infiltraciones de aire, ganancias internas, demanda de electricidad, demanda de ACS y datos climáticos. Las condiciones de operación se han definido en base a los datos bibliográficos existentes, principalmente los criterios proporcionados por el IDAE (Instituto para la Diversificación y Ahorro de Energía) [160, 161].

1.3.1 Temperaturas de consigna de calefacción

El documento [160], define las temperaturas de consigna de calefacción y refrigeración para el intervalo de una hora. Debido a que el edificio no dispone de sistema de refrigeración en verano, en este apartado únicamente se definirá el horario relativo a las temperaturas de consigna de calefacción que serán las siguientes:

- 0 - 7 am: 17°C
- 7 am - 11 pm: 20°C
- 11 pm - 12 pm: 17°C

Este mismo documento proporciona las temperaturas de consigna para calefacción para los días laborales, sábados y festivos de locales comerciales. Para el caso de espacios no residenciales con una actividad de 12h y una intensidad de uso baja, las temperaturas de consigna se recogen en la Tabla A.4.

[°C]	0-6 am	6 am-2 pm	2-4 pm	4-8 pm	8-12 pm
Working day	-	25	-	25	-
Saturday	-	25	-	-	-
Sunday and holiday	-	-	-	-	-

Tabla A.4 Temperaturas de consigna para calefacción de locales

1.3.2 Ventilación e infiltraciones de aire

El CTE en su documento HS3 [152] establece los requisitos de ventilación y salubridad en los edificios nuevos. El número de renovaciones por hora requeridas por vivienda se han calculado de acuerdo a los valores mostrados en la Tabla A.5.

	Min. required ventilation rate q_v [l/s]		
	<i>Per person</i>	<i>Per m²</i>	<i>Other parameters</i>
Bedroom	5		
Living room	3		
Bathroom and Toilet			15 per room
Kitchen		2	
Junk rooms and common areas		0.7	
Car parks and garages			120 per parking space

Tabla A.5 Caudales de ventilación mínimos exigidos

El dato de ocupación por vivienda necesario para determinar la tasa de ventilación de salones y dormitorios se ha obtenido siguiendo el criterio establecido en el documento HE-4 del CTE [110] para el cálculo de demanda de ACS. En las viviendas con cocina americana se ha calculado la tasa de ventilación cuantificando toda la superficie útil como superficie de cocina y omitiendo la ventilación por persona en salas de estar, por ser muy inferior a los valores requeridos en cocina [162]. No se ha tenido en cuenta ninguna ventilación adicional en la cocina del tipo de campana extractora.

El número de renovaciones en los locales comerciales y el local de uso asistencial se ha calculado de acuerdo al RITE 2007 [74] y considerando una calidad de aire interior media correspondiente con una IDA1 para el local de uso asistencial y de IDA2 para los de uso comercial. La tasa de ventilación se ha calculado por ocupación del local, que estima necesario un caudal por persona en locales de baja intensidad de 20 l/s y de 12.5 l/ para las calidades de aire interior IDA1 e IDA2, respectivamente. La ocupación por tipo de uso del local se ha obtenido a partir de la norma UNE 13779-2005 que proporciona la superficie de suelo aproximada por persona. Se ha supuesto un valor de 5 m²/persona para los locales de uso comercial y de 10 m²/persona para uso asistencial. Para obtener las renovaciones por hora se divide la tasa de ventilación convertida a m³/h entre los m³ de local.

Ventilación en viviendas: De acuerdo a los criterios establecidos, la tasa de ventilación media asumida en la simulación es de 0.9 ren/h para viviendas, de 0.8 ren/h para zonas comunes y de 4.1 ren/h para garajes.

Ventilación en locales comerciales: La tasa de ventilación obtenida es de 2.0 ren/h para los locales comerciales y de 2.4 ren/h para el local asistencial.

Infiltraciones: De acuerdo con el IDAE en [161] se ha tomado un valor constante de 0.24 ren/h para viviendas, locales y zonas comunes.

Uno de los objetivos principales para mejorar la eficiencia energética en los edificios reside en minimizar la demanda de ventilación, o en mejorar la eficiencia de los sistemas empleados para conseguirla. Con este fin, el edificio Salburua 176 incluye un sistema de ventilación mecánica de doble flujo con recuperación de calor en todas las viviendas del portal 4 y la mano izquierda del portal 3. El sistema recupera calor del aire viciado de estas viviendas y lo aprovecha para calentar el aire impulsado a las mismas. El sistema instalado reúne las siguientes características técnicas:

TECHNICAL SPECIFICATIONS		
Model	-	DOUBLE FLUX DFST 12000+BP
Air flow	m ³ /h	12000
Heat exchange efficiency	%	55-57
Fan power consumption	kW	1.6-5.5
Dimensions	mm	1700x2800x1260




Tabla A.6 Sistema de recuperación de calor ALDES CENTRALES DOUBLE FLUX

La temperatura del aire impulsado a las viviendas se ha calculado en Trnsys 17 para cada intervalo de tiempo de simulación mediante la siguiente expresión:

$$T_{rec,z} = T_{amb} + \varepsilon \cdot (T_{i,z} - T_o) \quad \text{Eq. A.1}$$

Donde T_{amb} es la temperatura exterior y $T_{i,z}$ la temperatura interior de las viviendas para cada zona z.

1.3.3 Ganancias internas

Los perfiles horarios de ganancias internas por ocupación, iluminación y equipos son los especificados por el IDAE [160].

- *Ganancias internas por ocupación*

Las ganancias por ocupación se dividen en ganancias sensibles y latentes. La fracción convectiva de las ganancias por ocupación se corresponde con el 40% de la componente sensible. Los valores de ocupación sensible y latente para viviendas y locales son los especificados en la Tabla A.7 y Tabla A.8, respectivamente.

[W/m ²]	0-7 am		7 am-3 pm		3-11 pm		11-12 pm	
	Sensible	Latent	Sensible	Latent	Sensible	Latent	Sensible	Latent
Working day	2.15	1.36	0.54	0.34	1.08	0.68	2.15	1.36
Saturday, Sunday and holiday	2.15	1.36	2.15	1.36	2.15	1.36	2.15	1.36

Tabla A.7 Ganancias internas por ocupación en viviendas

[W/m ²]	0-6 am		6 am-2 pm		2-4 pm		4-8 pm		8-12 pm	
	Lat.	Sens.	Lat.	Sens.	Lat.	Sens.	Lat.	Sens.	Lat.	Sens.
Working day	-	-	1.26	2	-	-	1.26	2	-	-
Saturday	-	-	1.26	2	-	-	-	-	-	-
Sunday and holiday	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

Tabla A.8 Ganancias internas por ocupación en locales

- ***Ganancias internas por iluminación***

La fracción convectiva de las ganancias por iluminación se corresponde con el 20%. Los valores de las ganancias por iluminación artificial son los especificados en la Tabla A.9 y la Tabla A.10.

[W/m ²]	0-7 pm	7 am-6 pm	6-7 pm	7-11 pm	11-12 pm
Daily	0.44	1.32	2.20	4.40	2.20

Tabla A.9 Ganancias internas por iluminación en viviendas

[°C]	0-6 am	6 am-2 pm	2-4 pm	4-8 pm	8-12 pm
Working day	-	100	-	100	-
Saturday	-	100	-	-	-
Sunday and holiday	-	-	-	-	-

Tabla A.10 Ganancias internas por iluminación en locales

- ***Ganancias internas por equipos***

La fracción convectiva de las ganancias por equipos instalados se corresponde con el 30%. Los valores de las ganancias internas por equipos se presentan en la Tabla A.11 en el caso de viviendas y la Tabla A.12 para locales.

[W/m ²]	0-7 pm	7 am-6 pm	6-7 pm	7-11 pm	11-12 pm
Daily	0.44	1.32	2.20	4.40	2.20

Tabla A.11 Ganancias internas por equipos en viviendas

[°C]	0-6 am	6 am-2 pm	2-4 pm	4-8 pm	8-12 pm
Working day	-	1.5	-	1.5	-
Saturday	-	1.5	-	-	-
Sunday and holiday	-	-	-	-	-

Tabla A.12 Ganancias internas por equipos en locales

Las ganancias internas se resumen en Fig. A.6 y Fig. A.7 para los días laborables y festivos, respectivamente.

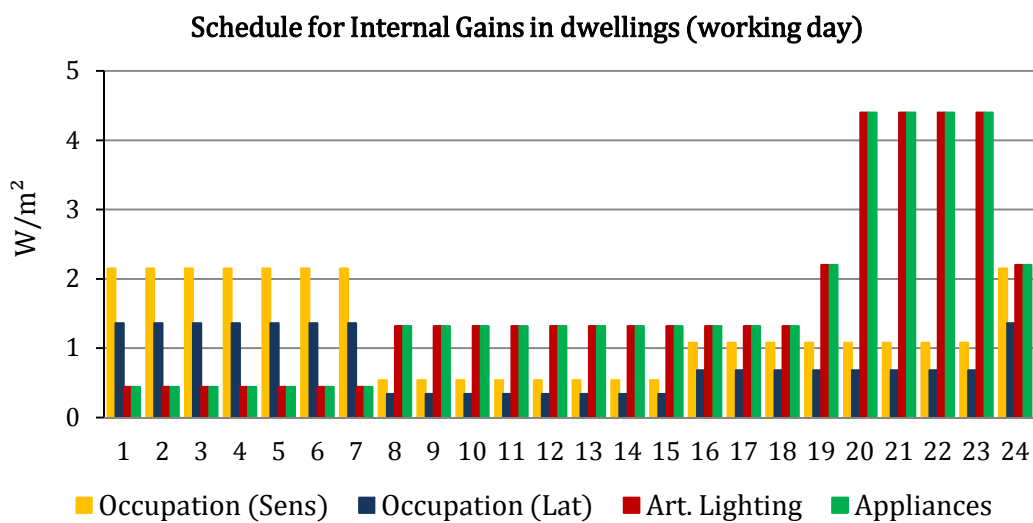


Fig. A.6 Perfil horario de ganancias internas en viviendas en día laboral

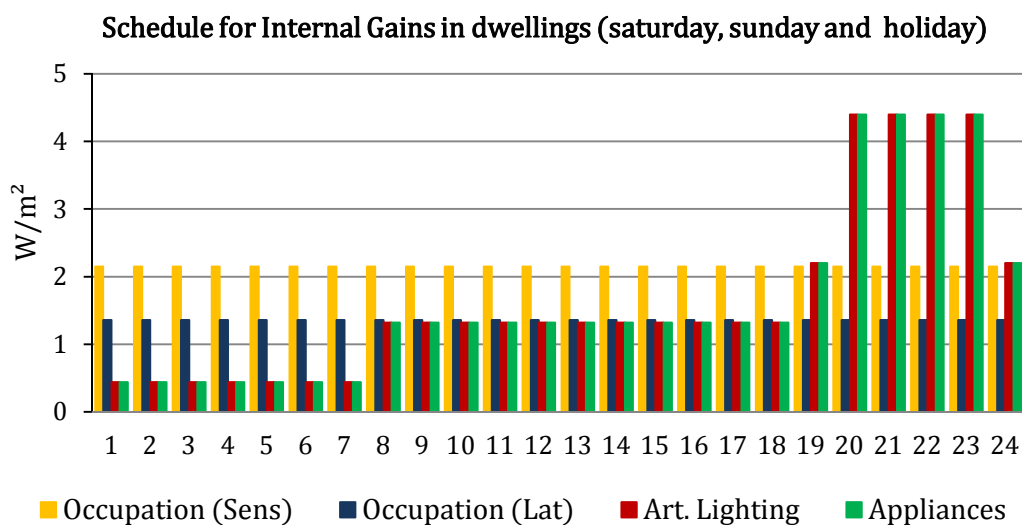


Fig. A.7 Perfil horario de ganancias internas en viviendas sábados, domingos y festivos

Para introducir las ganancias en Trnsys, se engloban las ganancias por ocupación, por iluminación y por equipos, en ganancias radiativas, convectivas y de humedad absoluta, tal y como se recoge en Fig. A.8 y Fig. A.9. Debido a que la unidad requerida en Trnsys para introducir las ganancias radiativas y convectivas es kJ/h todos los valores obtenidos se han multiplicado por la superficie de la zona térmica y posteriormente convertidos a la unidad necesaria. Asimismo, la ganancia latente se introduce en Trnsys en ganancia de humedad absoluta en kg/h, que se calcula teniendo en cuenta el calor latente de vaporización del agua a 25°C ($cw=2442$ kJ/kg).

$$\dot{Q}_{lat} = \dot{m} \cdot cw$$

Eq. A.2

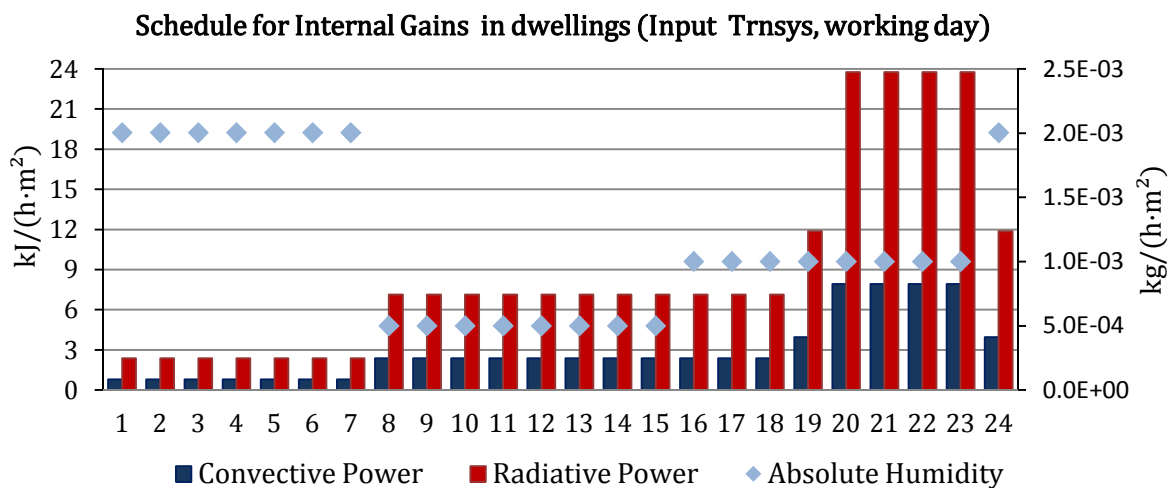


Fig. A.8 Perfil horario de ganancias internas en viviendas en día laboral. Inputs TRNSYS

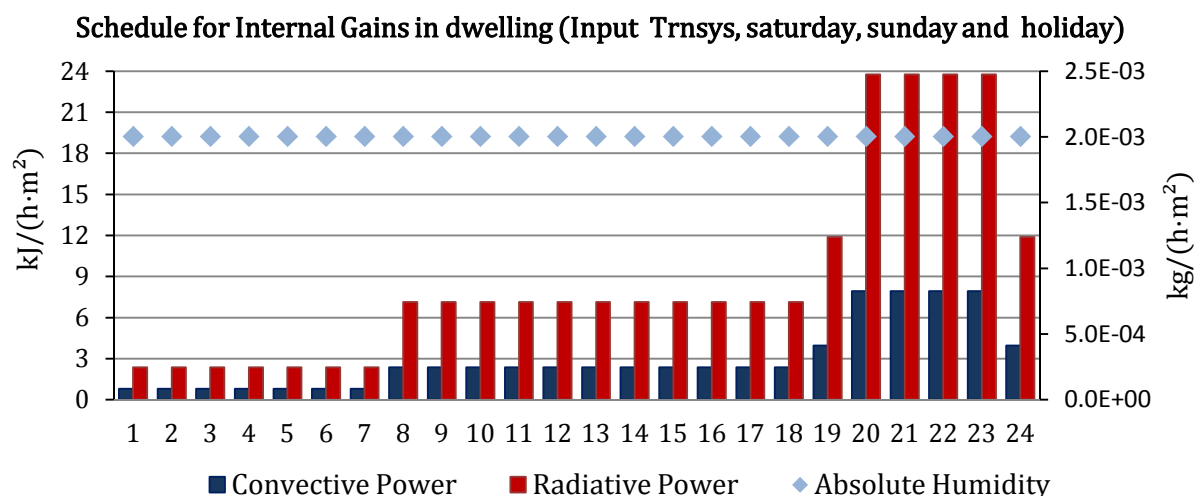


Fig. A.9 Perfil horario de ganancias internas en viviendas sábados, domingos y festivos. Inputs TRNSYS

Los datos de ganancias internas a introducir en Trnsys para los locales comerciales son los especificados en la Tabla A.13.

	6 am-2 pm			4-8 pm		
	Convec. Power	Radiat. Power	Absol. Humid.	Convec. Power	Radiat. Power	Absol. Humid.
	kJ/(h·m ²)	kJ/(h·m ²)	kg/(h·m ²)	kJ/(h·m ²)	kJ/(h·m ²)	kg/(h·m ²)
Working day	15.3	51.3	1.9E-3	15.3	51.3	1.9E-3
Saturday	15.3	51.3	1.9E-3	-	-	-

Tabla A.13 Ganancias internas por equipos en locales

1.4 Datos climáticos

Los datos meteorológicos empleados en la simulación del edificio para Vitoria-Gasteiz son los correspondientes a la Base de Datos Meteonorm [119] que representan un año climático típico. La temperatura del terreno en contacto con las plantas soterradas del edificio se ha tomado de la Guía Técnica [163] desarrollada por el IDAE.

Los datos de temperatura ambiente e irradiación solar horaria se han empleado en posteriores capítulos para la optimización y simulación de las instalaciones térmicas. Los datos climáticos del día típico de cada mes necesarios para la optimización, se han definido mediante el método de selección de días representativos desarrollado en el capítulo 2.

1.5 Demanda de calefacción

La demanda de calefacción en la simulación se obtiene de aplicar el balance de energía a cada uno de las zonas o nodos.

$$Q_{TRANS} + Q_{VENT} + Q_{INF} + Q_{INT-GAINS} + Q_{SOL} + Q_{DEM} = 0 \quad \text{Eq. A.3}$$

Donde Q_{TRANS} es la transferencia de calor al interior de la zona a través de la envolvente, Q_{VENT} se corresponde con la carga térmica por ventilación, Q_{INF} se debe a la carga de las entradas de aire no controladas, $Q_{INT-GAINS}$ son las ganancias internas, Q_{SOL} es la ganancia solar entrante a la zona a través de las superficies transparentes y Q_{DEM} es el calor suministrado o extraído para acondicionar la zona. En este caso, únicamente se ha considerado la demanda de calefacción ($Q_{DEM}=Q_{HEAT}$).

En Fig. A.10 se muestra el balance de energía anual del edificio distinguiendo entre tipos de zona. Se observa que la demanda de calefacción en viviendas es debida principalmente a la ventilación e infiltraciones, seguidas de las pérdidas en la envolvente.

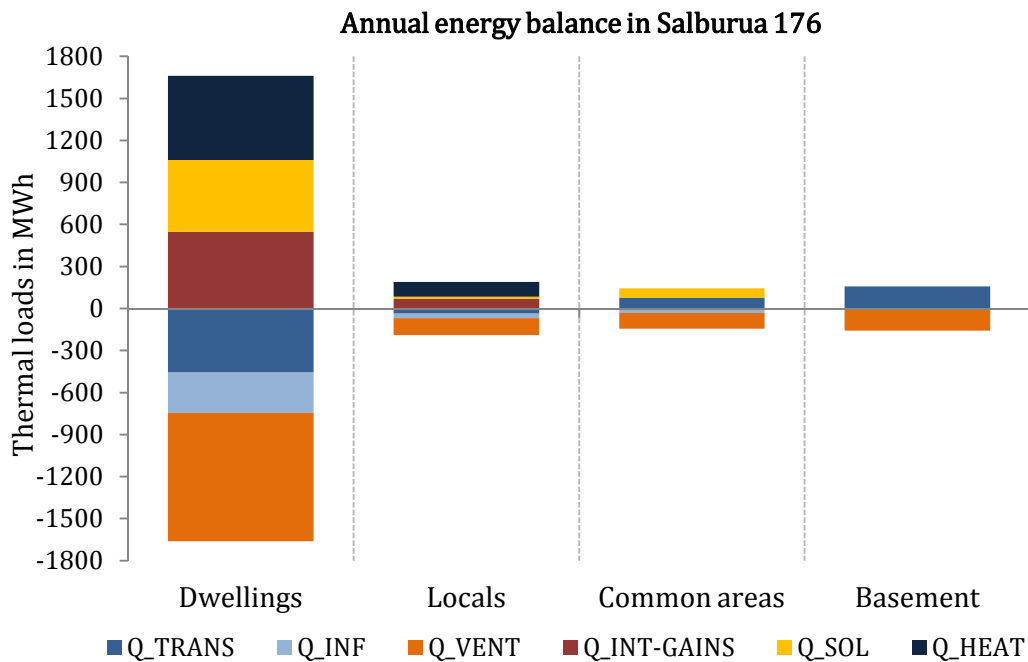


Fig. A.10 Balance energético anual en el edificio

De acuerdo con los resultados de la simulación horaria del edificio, la demanda de calefacción anual es de 704.9MWh, de los que 600.5MWh corresponden a la demanda en viviendas y la parte restante a los locales. El pico de demanda de calefacción es de 538.8kW cuando se instala el recuperador de calor en el portal 4 y la mano izquierda del portal 3. El día de máxima demanda, que constituye un día representativo en sí mismo en la optimización de sistemas, corresponde al 15 de febrero.

Si se simula el edificio sin incorporar el sistema de recuperación de calor, la demanda de calefacción anual en viviendas es de 729.8MWh y el pico de demanda aumenta hasta 592.8kW. De acuerdo con las características del recuperador de calor recogidas en la Tabla A.6, su inclusión en el sistema supone un aumento del consumo de electricidad del orden de 35.0MWh anuales.

2 Demanda de ACS

La demanda de ACS se ha calculado de acuerdo al CTE, que establece un consumo diario de ACS en viviendas multifamiliares de 28 litros/persona. El consumo horario de ACS en litros se obtiene a partir del producto de los factores multiplicadores diarios y mensuales [109] y el consumo estimado por el CTE [110]. Dichos factores multiplicadores se muestran en Fig. A.11 y Fig. A.12.

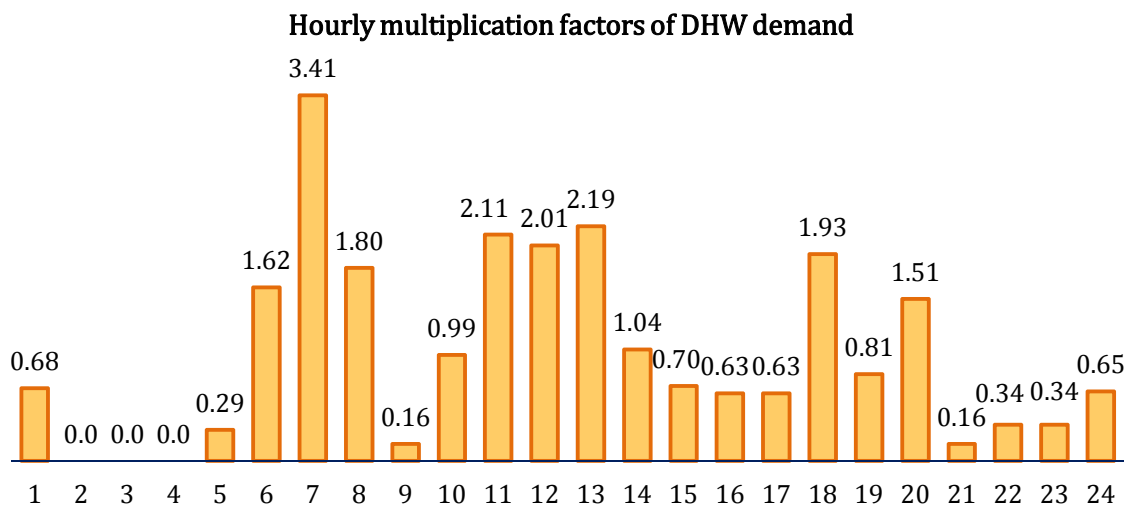


Fig. A.11 Perfil diario de demanda de ACS

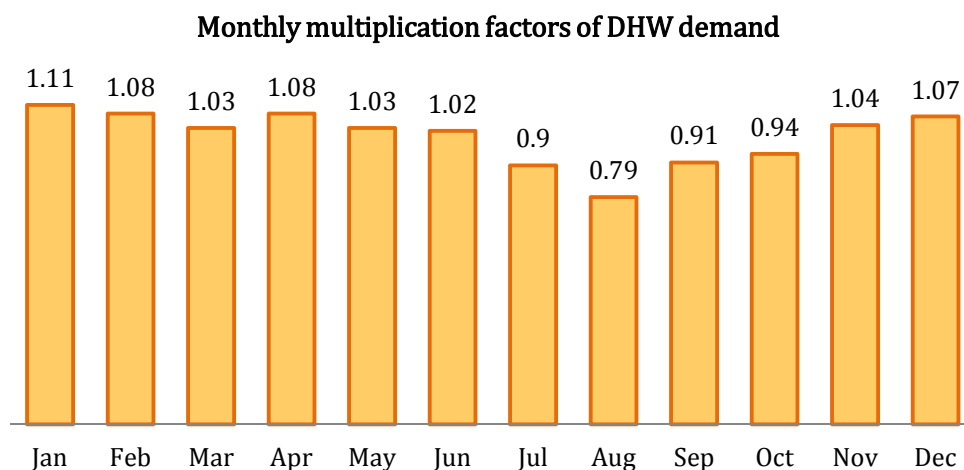


Fig. A.12 Perfil anual de demanda de ACS

3 Demanda de electricidad

Los perfiles diario y anual de demanda eléctrica se muestran en Fig. A.13 y Fig. A.14, donde se han considerado dos perfiles diarios diferenciando entre los periodos invernal y estival [164].

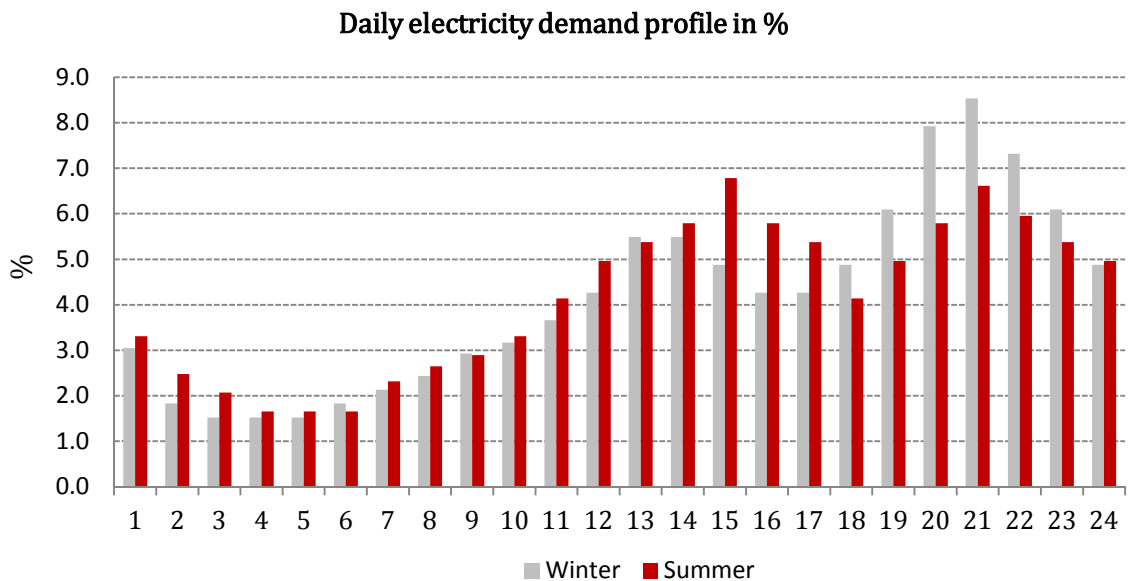


Fig. A.13 Perfil diario de demanda eléctrica

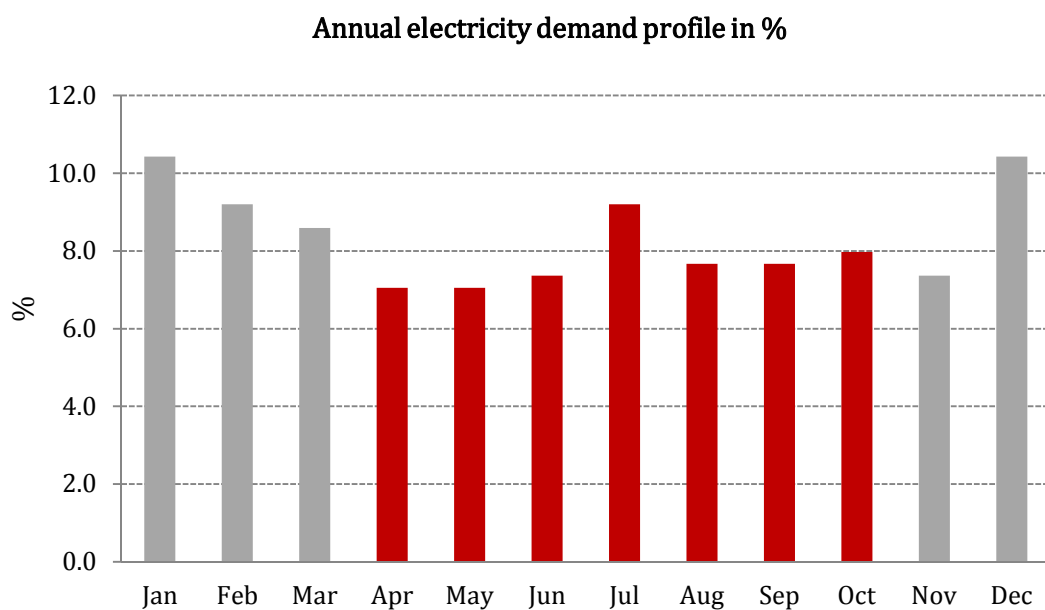


Fig. A.14 Perfil anual de demanda eléctrica

Anexo B. Datos de partida de la planta de micro-CHP

En este anexo se recogen las partidas de precios en las que se ha resumido el presupuesto final de la sala de calderas de Salburua 176.

	EQUIPO	Ud	Cant.	Precio unitario €/Ud	Precio total €
PRODUCCIÓN DE CALOR Y ELECTRICIDAD	Caldera de baja temperatura	Ud	2	5879.95	11759.9
	Quemador para gas	Ud	2	6401.49	12802.98
	Solera caldera	m2	6	226.12	1356.72
	Chimenea 300 mm (41 ml)	Ud	2	6492.55	12985.1
	Electrobomba	Ud	2	983.6	1967.2
	Vaso de expansión cerrado 400 l	Ud	2	516.41	1032.82
	Vaso amortiguador de temperatura 60l	Ud	2	442.82	885.64
	TOTAL PRODUCCIÓN				
INST DE GAS ACOMETIDA Y DISTRIBUCIÓN	Tubería de acero galvanizado	m.l	20	23.17	463.4
	Válvula de esfera	Ud	2	26.61	53.22
	Regulador individual	Ud	2	135.41	270.82
	Filtro para gas	Ud	2	74.4	148.8
	Manómetro 0-1000 mm.c.a	Ud	2	29.94	59.88
	TOTAL GAS				
INSTALACIÓN HIDRÁULICA	Válvula de esfera o mariposa 3	Ud	2	91.82	183.64
	Válvula de esfera o mariposa 2 1/2	Ud	2	59.75	119.5
	Válvula de esfera o mariposa 1/2	Ud	14	13.45	188.3
	Válvula de esfera o mariposa 3	Ud	6	145.62	873.72
	Válvula retención 3	Ud	4	237.47	949.88
	Válvula seguridad	Ud	4	33.12	132.48
	Filtro colador dn 80	Ud	2	177.38	354.76
	Antivibratorio para bomba	Ud	4	161.21	644.84
	Antivibratorio para bomba	Ud	4	181.98	727.92
	Embudo de desagüe 1/2	Ud	8	13.46	107.68
	Embudo de desagüe 1 1/2	Ud	2	18.51	37.02
	Termómetro de inmersión	Ud	10	25.52	255.2
	Manómetro esfera	Ud	4	17.76	71.04
	Purgador automático	Ud	4	54.85	219.4
	Regulador automático de caudal kt 80	Ud	2	256.99	513.98
	Tubería de acero negro 3"	m.l	30	36.66	1099.8
	Aislamiento tubería 3"	m.l	30	15.89	476.7
	Tubería de acero negro 1/2"	m.l	9	18.77	168.93
	TOTAL INST. HIDRÁULICA				
TOTAL CALDERAS					50911.3 €

Tabla B.1 Resumen partida de precios: Calderas

	EQUIPO	Ud	Cant.	Precio unitario €/Ud	Precio total €
PRODUCCIÓN DE CALOR Y ELECTRICIDAD	Motor de micro-CHP 5.5 kwe	Ud	2	18703.96	37407.9
	Acumulador de inercia 3000 l	Ud	1	2068.37	2068.37
	Bomba termostática	Ud	1	504.71	504.71
	Chimenea 125 mm (41 ml)	Ud	1	2720.9	2720.9
	Electrobomba	Ud	3	308.60	925.8
	Intercambiador de placas CHP	Ud	1	794.59	794.59
	Vaso de expansión cerrado 25 l	Ud	1	111.45	111.45
	Conjunto medida para conexión a red	Ud	1	1850.63	1850.63
	Permiso de enganche a red	Ud	1	925.31	925.31
	TOTAL PRODUCCIÓN				47309.7 (87.9%)
INST DE GAS ACOMETIDA Y DISTRIBUCIÓN	Tubería de acero galvanizado	m.l	10	19.25	192.5
	Válvula de esfera	Ud	2	16.35	32.7
	Regulador individual	Ud	2	31.34	62.68
	Filtro para gas	Ud	2	42.06	84.12
	Manómetro 0-1000 mm.c.a	Ud	2	29.44	58.88
	TOTAL GAS				430.9 (0.8%)
INSTALACIÓN HIDRÁULICA	Válvula de esfera o mariposa 1 1/2	Ud	6	26.61	159.66
	Válvula de esfera o mariposa 1	Ud	4	18.41	73.64
	Válvula de esfera o mariposa 1/2	Ud	24	13.45	322.8
	Válvula de esfera o mariposa 1 1/2	Ud	11	75.71	832.81
	Válvula retención 3	Ud	1	237.47	237.47
	Válvula seguridad	Ud	3	27.57	82.71
	Filtro colador dn 40	Ud	3	118.4	355.2
	Antivibratorio para bomba dn 50	Ud	8	139.96	1119.68
	Embudo de desagüe 1/2	Ud	8	13.46	107.68
	Termómetro de inmersión	Ud	10	25.52	255.2
	Manómetro esfera	Ud	4	17.76	71.04
	Purgador automático	Ud	4	54.85	219.4
	Tubería de acero negro 1 1/2"	m.l	55	23.17	1274.35
	Aislamiento tubería 1 1/2"	m.l	50	13.96	698
	Tubería de acero negro 1/2"	m.l	14	18.77	262.78
	TOTAL INST. HIDRÁULICA				6072.4 (11.3%)
	TOTAL MICRO-CHP				53813.0€

Tabla B.2 Resumen partida de precios: Micro-CHP

	EQUIPO	Ud	Cant.	Precio unitario €/Ud	Precio total €
PRODUCCIÓN DE CALOR Y ELECTRICIDAD	Electrobomba portales 1/2 y 4/5	Ud	2	2055.52	4111.04
	Electrobomba portal 3	Ud	1	1470.52	1470.52
	Electrobomba acs (retorno)	Ud	2	397.4	794.8
	Electrobomba acs (primario?)	Ud	2	779.37	1558.74
	Compensador hidráulico	Ud	1	1640.33	1640.33
	Intercambiador de placas acs	Ud	1	1610.57	1610.57
	Vaso expansión cerrado 2000 l (calef+acs)	Ud	1	5249.99	5249.99
	Vaso expansión cerrado 300 l (acs)	Ud	1	1153.15	1153.15
	Depósito acumulador acs 3000	Ud	1	5290.07	5290.07
	De modificación de electrobombas	Ud	1	23313.5	23313.5
	Vaso amortiguador de temperatura 200l	Ud	1	671.27	671.27
	TOTAL PRODUCCIÓN				46864.0 (25.4%)
INST ELÉCTRICA Y CONTROL	Cuadro eléctrico sala calderas	Ud	1	5842.1	5842.1
	De control para gestión local y remota	Ud	1	8952.83	8952.83
	Contador energía electrónico	Ud	3	1151.29	3453.87
	Centralita de contadores	Ud	1	9890.77	9890.77
	Otros (termostatos, sondas, presostatos seguridad, interruptores, válvulas, circuitos...)	-	-	-	7619.96
	Unidad de circuito eléctrico individual	Ud	90	-	9170.98
	Integración entre protocolos de control	Ud	2	-	3507.78
	Requerimientos empresa contratada	Ud	1	9816.39	9816.39
	TOTAL CONTROL				58254.7 (31.6%)
INST DE GAS ACOMETIDA Y DISTRIBUCIÓN	Unidad de acondicionamiento cuarto anexo sala calderas	Ud	1	19350.94	19350.94
	Equipo regulación y medida	Ud	1	3494.89	3494.89
	Armario metálico fachada	Ud	1	1593	1593
	Sistema detección fugas	Ud	1	1283.82	1283.82
	Tubería de acero galvanizado	m.l	29	72.38	2099.11
	Otros (electroválvula, tuberías, rejillas tae/descarga...)	-	-	-	1468.37
	Legalización de la instalación	Ud	1	841.19	841.19
	TOTAL GAS				30131.3 (16.3%)

Tabla B.3 (a) Resumen partida de precios: Distribución y componentes



INSTALACIÓN HIDRÁULICA	Válvula de esfera o mariposa	Ud	108	-	8552.83
	Válvula retención	Ud	17	-	2161.12
	Válvula seguridad	Ud	1	27.57	27.57
	Válvula reductora de presión	Ud	2	-	1455.21
	Filtro colador	Ud	7	-	1237.29
	Antivibratorio para bomba	Ud	4	-	604.34
	Embudo de desagüe	Ud	8	-	107.68
	Desconector hidráulico	Ud	1	294.42	294.42
	Contador de agua fría	Ud	2	-	979.69
	Termómetro de inmersión	Ud	25	25.52	638
	Manómetro esfera	Ud	6	17.76	106.56
	Purgador automático	Ud	13	54.85	713.05
	Regulador automático de caudal kt 65	Ud	1	231.46	231.46
	Desgasificador por vacío	Ud	1	3154.47	3154.47
	Colector general de distribución ida/retorno	Ud	4	909.39	3637.56
	Tubería de acero negro calefacción	m.l	251	-	7747.83
	Tubería de acero inoxidable ACS	m.l	172	-	9816.86
	Aislamiento para tuberías de calefacción y ACS	m.l	420	-	7235.7
	Señalización	Ud	1	235.54	185.54
	Puesta en marcha	Ud	1	293.42	294.42
	TOTAL INST. HIDRÁULICA				
TOTAL DISTRIBUCIÓN Y COMPONENTES GENERALES					184431.6€

Tabla B.3 (b) Resumen partida de precios: Distribución y componentes

	EQUIPO	Ud	Cant.	Precio unitario €/Ud	Precio total €
PRODUCCIÓN DE CALOR Y ELECTRICIDAD	Paneles fotovoltaicos 222 wp	Ud	224	462.19	103530.56
	Paneles fotovoltaicos 280 wp	Ud	32	472	15104
	Inversor 5000 w	Ud	12	1742	20904
TOTAL FOTOVOLTAICA					139538.6€

Tabla B.4 Resumen partida de precios: Fotovoltaica

A partir de los datos de los equipos principales y auxiliares instalados, se han calculado las emisiones de CO₂eq y el CE en MJ de los componentes y auxiliares de la planta.

	EQUIPO	Ud	Cant.	kg CO ₂ /Ud	MJ/Ud	kg CO ₂	MJ	
PRODUCCIÓN DE CALOR Y ELECTRICIDAD	Caldera de baja temperatura	Ud	2	6658.7	63158	13317.4	126316	
	Quemador para gas	Ud	2	-	-	-	-	
	Solera caldera	m2	6	-	-	-	-	
	Chimenea 300 mm (41 ml)	Ud	2	446.9	5629.3	893.8	11258.6	
	Electrobomba	Ud	2	36.3	495.5	72.6	991	
	Vaso de expansión cerrado 400 l	Ud	2	165.9	2074.3	331.8	4148.6	
	Vaso amortiguador de temperatura 60l	Ud	2	37.5	470	75	940	
	TOTAL PRODUCCIÓN						14690.6 (89.7%)	143654 (86.4%)
INST DE GAS ACOMETIDA Y DISTRIBUCIÓN	Tubería de acero galvanizado	m.l	20	14.9	184.8	298	3696	
	Válvula de esfera	Ud	2	2.4	44.7	4.8	89.4	
	Regulador individual	Ud	2	0.1	1.8	0.2	3.6	
	Filtro para gas	Ud	2	40.8	282.5	81.6	565	
	Manómetro 0-1000 mm.c.a	Ud	2	-	-	-	-	
	TOTAL GAS						384.6 (2.4%)	4354 (2.6%)
INSTALACIÓN HIDRÁULICA	Válvula de esfera o mariposa 3	Ud	2	15.7	284.2	31.4	568.4	
	Válvula de esfera o mariposa 2 1/2	Ud	2	11	199.9	22	399.8	
	Válvula de esfera o mariposa 1/2	Ud	14	0.7	12.4	9.8	173.6	
	Válvula de esfera o mariposa 3	Ud	6	15.7	284.2	94.2	1705.2	
	Válvula retención 3	Ud	4	33.1	602.1	132.4	2408.4	
	Válvula seguridad	Ud	4	7.1	129	28.4	516	
	Filtro colador dn 80	Ud	2	65.50	1187.30	131	2374.6	
	Antivibratorio para bomba	Ud	4	-	-	-	-	
	Antivibratorio para bomba	Ud	4	-	-	-	-	
	Embudo de desagüe 1/2	Ud	8	-	-	-	-	
	Embudo de desagüe 1 1/2	Ud	2	-	-	-	-	
	Termómetro de inmersión	Ud	10	-	-	-	-	
	Manómetro esfera	Ud	4	-	-	-	-	
	Purgador automático	Ud	4	0.50	8.90	2	35.6	
	Regulador automático de caudal kt 80	Ud	2	0.1	1.8	0.2	3.6	
	Tubería de acero negro 3"	m.l	30	27.2	323.9	816	9717	
	Aislamiento tubería 3"	m.l	30	-	-	-	-	
	Tubería de acero negro 1/2"	m.l	9	4.1	48.4	36.9	435.6	
	TOTAL INST. HIDRÁULICA						1304.3 (7.9%)	18338 (11.0%)
	TOTAL CALDERAS						16380kg	166346MJ

Tabla B.5 Resumen CO₂eq y CED: Calderas



EQUIPO		Ud	Cant.	kg CO ₂ /Ud	MJ/Ud	kg CO ₂	MJ
PRODUCCIÓN DE CALOR Y ELECTRICIDAD	Motor de micro-CHP 5.5 kwe	Ud	2	2800.78	43400	5601.56	86800
	Acumulador de inercia 3000 l	Ud	1	1997.02	28190.3	1997.02	28190.3
	Bomba termostática	Ud	1	504.71	504.71	36.3	495.5
	Chimenea 125 mm (41 ml)	Ud	1	2720.9	2720.9	184.5	2341.1
	Electrobomba	Ud	3	308.60	925.8	36.3	495.5
	Intercambiador de placas CHP	Ud	1	794.59	794.59	8.3	150.7
	Vaso de expansión cerrado 25 l	Ud	1	111.45	111.45	22.6	282.7
	Conjunto medida para conexión a red	Ud	1	1850.63	1850.63	-	-
	Permiso de enganche a red	Ud	1	925.31	925.31	-	-
TOTAL PRODUCCIÓN						7959.2 (87.0%)	119747 (88.5%)
INST DE GAS ACOMETIDA Y DISTRIBUCIÓN	Tubería de acero galvanizado	m.l	10	14.9	184.8	149	1848
	Válvula de esfera	Ud	2	1.1	20.9	2.2	41.8
	Regulador individual	Ud	2	0.1	1.8	0.2	3.6
	Filtro para gas	Ud	2	20.9	144.8	41.8	289.6
	Manómetro 0-1000 mm.c.a	Ud	2	-	-	-	-
TOTAL GAS						193.2 (2.1%)	2183 (1.6%)
INSTALACIÓN HIDRÁULICA	Válvula de esfera o mariposa 1 1/2	Ud	6	3.5	64.3	21	385.8
	Válvula de esfera o mariposa 1	Ud	4	1.7	30.6	6.8	122.4
	Válvula de esfera o mariposa 1/2	Ud	24	0.7	12.4	16.8	297.6
	Válvula de esfera o mariposa 1 1/2	Ud	11	3.5	64.3	38.5	707.3
	Válvula retención 3	Ud	1	33.1	602.1	33.1	602.1
	Válvula seguridad	Ud	3	7.1	129	21.3	387
	Filtro colador dn 40	Ud	3	42.60	774.10	127.8	2322.3
	Antivibratorio para bomba dn 50	Ud	8	-	-	-	-
	Embudo de desagüe 1/2	Ud	8	-	-	-	-
	Termómetro de inmersión	Ud	10	-	-	-	-
	Manómetro esfera	Ud	4	-	-	-	-
	Purgador automático	Ud	4	0.50	8.90	2	35.6
	Tubería de acero negro 1 1/2"	m.l	55	12.3	143.2	676.5	7876
	Aislamiento tubería 1 1/2"	m.l	50	-	-	-	-
	Tubería de acero negro 1/2"	m.l	14	4.1	48.4	57.4	677.6
TOTAL INST. HIDRÁULICA						1001.2 (10.9%)	13414 (9.9%)
TOTAL MICRO-CHP						9154kg	135344MJ

Tabla B.6 Resumen CO_{2eq} y CED: Micro-CHP

EQUIPO		Ud	Cant.	kg CO ₂ /Ud	MJ/Ud	kg CO ₂	MJ
PRODUCCIÓN DE CALOR Y ELECTRICIDAD	Electrobomba portales 1/2 y 4/5	Ud	2	36.3	495.5	72.6	991
	Electrobomba portal 3	Ud	1	36.3	495.5	36.3	495.5
	Electrobomba acs (retorno)	Ud	2	36.3	495.5	72.6	991
	Electrobomba acs (primario?)	Ud	2	36.3	495.5	72.6	991
	Compensador hidráulico	Ud	1	281.1	3067.1	281.1	3067.1
	Intercambiador de placas acs	Ud	1	8.3	150.7	8.3	150.7
	Vaso expansión cerrado 2000 l (calef+acs)	Ud	1	813.6	10177.2	813.6	10177.2
	Vaso expansión cerrado 300 l (acs)	Ud	1	127.9	1600.5	127.9	1600.5
	Depósito acumulador acs 3000	Ud	1	3937.1	39052.6	3937.1	39052.6
	De modificación de electrobombas	Ud	1	-	-	-	-
	Vaso amortiguador de temperatura 200l	Ud	1	90.4	1130.8	90.4	1130.8
TOTAL PRODUCCIÓN						5512.5 (37.1%)	58647 (33.7%)
INST ELÉCTRICA Y CONTROL	Cuadro eléctrico sala calderas	Ud	1	-	-	-	-
	De control para gestión local y remota	Ud	1	-	-	-	-
	Contador energía electrónico	Ud	3	-	-	-	-
	Centralita de contadores	Ud	1	-	-	-	-
	Otros (termostatos, sondas, presostatos seguridad, interruptores, válvulas, circuitos...)	-	-	-	-	-	-
	Unidad de circuito eléctrico individual	Ud	90	-	-	-	-
	Integración entre protocolos de control	Ud	2	-	-	-	-
	Requerimientos empresa contratada	Ud	1	-	-	-	-
TOTAL CONTROL						0 (0.0%)	0 (0.0%)
INST DE GAS ACOMETIDA Y DISTRIBUCIÓN	Unidad de acondicionamiento cuarto anexo sala calderas	Ud	1	-	-	-	-
	Equipo regulación y medida	Ud	1	-	-	-	-
	Armario metálico fachada	Ud	1	-	-	-	-
	Sistema detección fugas	Ud	1	84.1	622.2	84.1	622.2
	Tubería de acero galvanizado	m.l	29	14.9	184.8	432.1	5359.2
	Otros (electroválvula, tuberías, rejillas tae/descarga...)	-	-	-	-	570	7086
	Legalización de la instalación	Ud	1	-	-	-	-
TOTAL GAS						1086.2 (7.3%)	13067 (7.5%)

Tabla B.7 (a) Resumen CO_{2eq} y CED: Distribución y componentes



INSTALACIÓN HIDRÁULICA	Válvula de esfera o mariposa	Ud	108	1.70	30.60	183.6	3304.8
	Válvula retención	Ud	17	16.60	301.1	282.2	5118.7
	Válvula seguridad	Ud	1	7.1	129	7.1	129
	Válvula reductora de presión	Ud	2	7.1	129	14.2	258
	Filtro colador	Ud	7	42.60	774.10	298.2	5418.7
	Antivibratorio para bomba	Ud	4	-	-	-	-
	Embudo de desagüe	Ud	8	-	-	-	-
	Desconector hidráulico	Ud	1	-	-	-	-
	Contador de agua fría	Ud	2	3.40	61.20	6.8	122.4
	Termómetro de inmersión	Ud	25	-	-	-	-
	Manómetro esfera	Ud	6	-	-	-	-
	Purgador automático	Ud	13	0.50	8.90	6.5	115.7
	Regulador automático de caudal kt 65	Ud	1	0.1	1.8	0.1	1.8
	Desgasificador por vacío	Ud	1	-	-	-	-
	Colector general de distribución ida/retorno	Ud	4	100.60	1087.00	402.4	4348
	Tubería de acero negro calefacción	m.l	251	16.70	196.90	4191.7	49421.9
	Tubería de acero inoxidable ACS	m.l	172	16.70	196.90	2872.4	33866.8
	Aislamiento para tuberías de calefacción y ACS	m.l	420	-	-	-	-
	Señalización	Ud	1	-	-	-	-
	Puesta en marcha	Ud	1	-	-	-	-
	TOTAL INST. HIDRÁULICA						8265.2
						(55.6%)	(58.8%)
TOTAL DISTRIBUCIÓN Y COMPONENTES GENERALES						14864kg	173821MJ

Tabla B.7 (b) Resumen CO_{2eq} y CED: Distribución y componentes

	EQUIPO	Ud	Cant.	kg CO ₂ /Ud	MJ/Ud	kg CO ₂	MJ
PRODUCCIÓN DE CALOR Y ELECTRICIDAD	Paneles fotovoltaicos 222 wp	Ud	224	273.06	3060	61165.4	1096704
	Paneles fotovoltaicos 280 wp	Ud	32	344.4	3060	11020.8	189964.8
	Inversor 5000 w	Ud	12	350	1300	4200	78000
	Montaje			16%	16%		
TOTAL FOTOVOLTAICA						88608kg	1583016MJ

Tabla B.8 Resumen CO_{2eq} y CED: Fotovoltaica

Anexo C. Características técnicas de las tecnologías de generación y datos de los recursos energéticos

1 Datos técnicos, económicos y medioambientales de las tecnologías de la superestructura

En este apartado se ha llevado a cabo la búsqueda bibliográfica para determinar las características principales de cada una de las tecnologías consideradas. Dentro del subapartado correspondiente a los datos técnicos se analiza el rendimiento o eficiencia de dicha tecnología en función de potencia de los equipos, la carga de operación y/o las temperaturas de funcionamiento. En lo referente a los datos económicos se ha realizado una exhaustiva búsqueda por tecnologías para determinar la inversión inicial y el coste de mantenimiento de los equipos que se comercializan en la actualidad. A partir de estos datos, se han desarrollado las curvas coste-potencia de cada una de las tecnologías. Asimismo, se han incluido aspectos medioambientales para establecer las emisiones de gases de efecto invernadero y la energía primaria consumida en función de la potencia instalada para cada tecnología.

Los datos técnicos, económicos y medioambientales se han obtenido de catálogos comerciales, de la base de datos BEDEC del ITeC [165], Ecoinvent a través del software de análisis de ciclo de vida Simapro [166], y Generador de Precios del CYPE [167]. El banco BEDEC del ITeC es una base de datos actualizada con información de productos de la construcción comerciales y genéricos que contiene precios de referencia para todas las provincias y datos medioambientales. El Generador de Precios del CYPE proporciona información detallada y actualizada del coste de productos comerciales y genéricos y permite, a su vez, transferir estos datos a programas de mediciones y presupuestos para generar el coste real de un proyecto. Para algunos de estos productos, la base de datos incluye además la energía contenida y las emisiones de $\text{CO}_{2\text{eq}}$ generadas durante su fabricación.

1.1 Generación térmica

1.1.1 Calderas de condensación de gas natural

Datos técnicos

De acuerdo con [168], las curvas de rendimiento de las calderas de gas de condensación responden a una ecuación polinómica que depende de la temperatura del agua de retorno y de la carga.

$$\eta_{CB} = A_1 \cdot T_r + A_2 \cdot T_r^2 + A_3 \cdot T_r^3 + A_4 \cdot T_r^4 + A_5 \cdot PL + A_6 \cdot T_r \cdot PL + A_7 \cdot T_r^2 \cdot PL + A_8 \quad \text{Eq. C.1}$$

Donde:

- η es el rendimiento de la caldera entre 0 y 100% referido al poder calorífico superior (PCS; High Heating Value: HHV)
- T_r la temperatura de retorno en °C
- PL es la carga entre 0 y la unidad

Los coeficientes polinomiales en el caso de calderas de condensación de gas natural se recogen en la Tabla C.1.

COEFFICIENTS	
A1	8.663
A2	-0.2866
A3	0.003865
A4	-1.8676 · E-5
A5	-11.102
A6	0.2822
A7	-0.00177
A8	7.626

Tabla C.1 Coeficientes polinomiales para calderas de condensación

En la Fig. C.1 se muestran los valores obtenidos mediante la ecuación polinómica para calderas de gas de condensación en cuatro condiciones de carga, para diferentes temperaturas del agua de retorno.

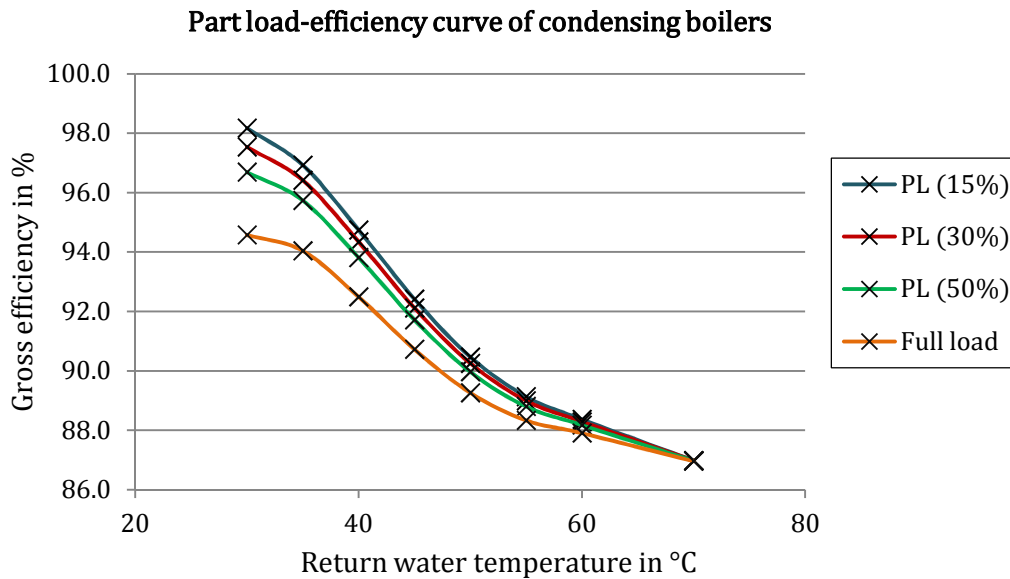


Fig. C.1 Curvas de rendimiento de calderas de condensación

Para el rango de temperaturas 80/60°C, con una temperatura de retorno constante T_r de 60°C el rendimiento de las calderas de condensación se reduce a la siguiente expresión lineal:

$$\eta_{CB_{HT,HHV}}(h) = 88.445 - 0.5420 \cdot PL(h) \quad \text{Eq. C.2}$$

Debido a que generalmente los rendimientos de las calderas proporcionados por los fabricantes se calculan respecto del poder calorífico inferior (PCI; Low Heating Value: LHV), se ha obtenido el rendimiento neto referido al PCI empleando el factor de conversión 0.901 para el paso del PCS al PCI se.

Así el rendimiento referido al PCI de la caldera de condensación para una temperatura de retorno de 60°C será:

$$\eta_{CB_{HT,LHV}}(h) = \frac{(88.445 - 0.5420 \cdot PL(h))}{0.901} \quad \text{Eq. C.3}$$

En el caso de que la caldera de condensación operase en el rango de baja temperatura 55/35°C ($T_r=35^\circ\text{C}$), el rendimiento de las calderas de condensación referido al PCS y al PCI se reduce a las siguientes expresiones:

$$\eta_{CB_{LT,HHV}}(h) = 97.432 - 3.393 \cdot PL(h) \quad \text{Eq. C.4}$$

$$\eta_{CB_{LT,LHV}}(h) = \frac{(97.432 - 3.393 \cdot PL(h))}{0.901} \quad \text{Eq. C.5}$$

Datos económicos

En la Fig. C.2 se muestra la relación entre el coste de inversión de calderas de condensación de gas natural y la potencia térmica instalada obtenidos de datos de catálogo [165, 167]. Se observa que la nube de puntos sigue una tendencia lineal, con la función de ajuste y el coeficiente de determinación R^2 indicados.

A partir de los datos de la misma fuente se obtiene que el coste de mantenimiento anual de las calderas de condensación supone aproximadamente 9.5% de la inversión inicial. No se han considerado los costes relativos al sistema de evacuación de humos de la combustión.

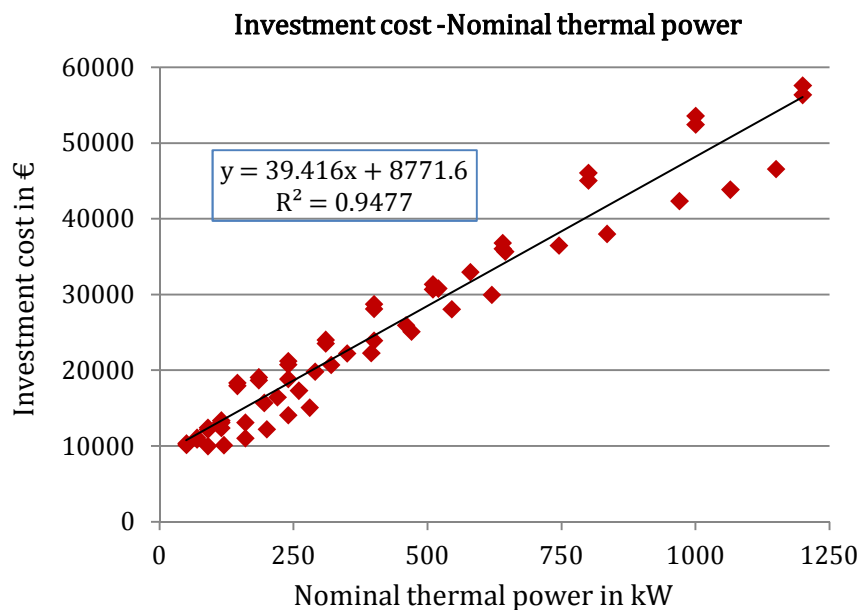


Fig. C.2 Relación coste de inversión-potencia nominal para calderas de condensación

Datos medioambientales

Las emisiones de gases de efecto invernadero y la energía primaria consumida para la fabricación de calderas de gas de condensación se han graficado en la Fig. C.3 en función de la potencia nominal a partir de los valores obtenidos de las bases de datos [165-167].

Ambos conjuntos de datos se ajustan a una función lineal que se indica junto con su coeficiente de determinación R^2 .

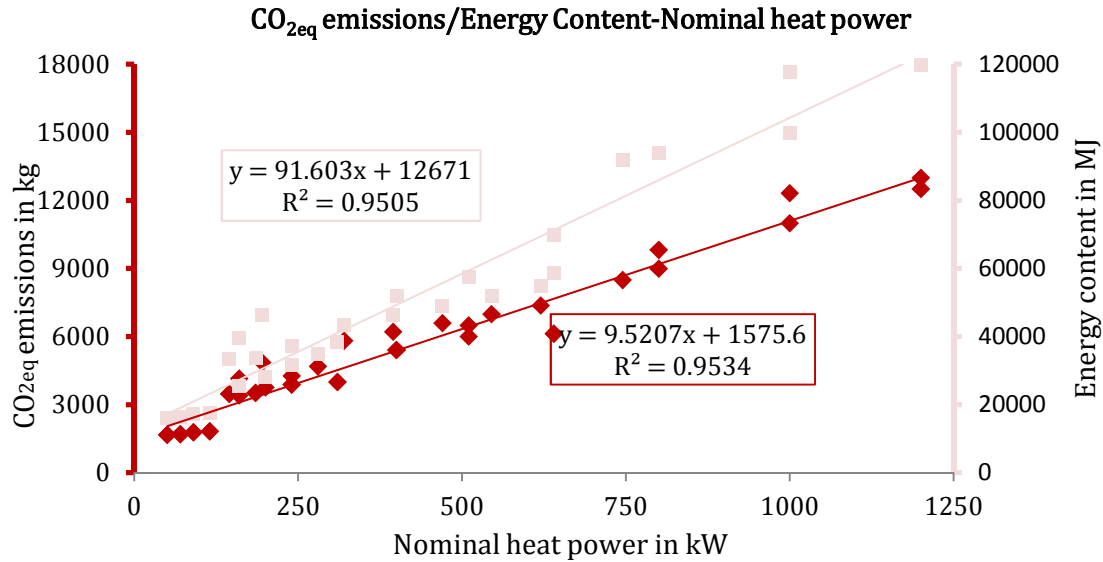


Fig. C.3 Emisiones de $\text{CO}_{2\text{eq}}$ y energía primaria respecto de la potencia nominal en calderas de condensación

1.1.2 Calderas de baja temperatura de gas natural

Datos técnicos

Al igual que las calderas de condensación de gas natural, la curva de rendimiento de las calderas de gas natural de baja temperatura se ajusta a una ecuación polinómica dependiente de la temperatura de retorno y la carga [168]. Los coeficientes polinomiales en este caso son los indicados en la Tabla C.2.

$$\eta_{LTB} = A_1 \cdot T_r + A_2 \cdot T_r^2 + A_3 \cdot T_r^3 + A_4 \cdot T_r^4 + A_5 \cdot PL + A_6 \cdot T_r \cdot PL + A_7 \cdot T_r^2 \cdot PL + A_8 \quad \text{Eq. C.6}$$

COEFFICIENTS	
A1	-0.03823
A2	-0.003045
A3	$4.471 \cdot E^{-5}$
A4	$-2.395 \cdot E^{-7}$
A5	-1.893
A6	0.024
A7	$4.382 \cdot E^{-5}$
A8	88.01

Tabla C.2 Coeficientes polinomiales para calderas de baja temperatura

Se asume que las calderas de baja temperatura operarán únicamente en el rango de temperaturas 55/35°C ($T_r = 35^\circ\text{C}$). De esta manera, el rendimiento de las calderas de baja temperatura referido al PCS y al PCI responde a las siguientes funciones lineales:

$$\eta_{LTB,HHV}(h) = 84.499 - 0.9993 \cdot PL(h) \quad \text{Eq. C.7}$$

$$\eta_{LTB,LHV}(h) = \frac{(84.499 - 0.9993 \cdot PL(h))}{0.901} \quad \text{Eq. C.8}$$

Los resultados de la ecuación polinómica en calderas de gas natural de baja temperatura para diferentes condiciones de carga y temperaturas del agua de retorno se recogen en la Fig. C.4.

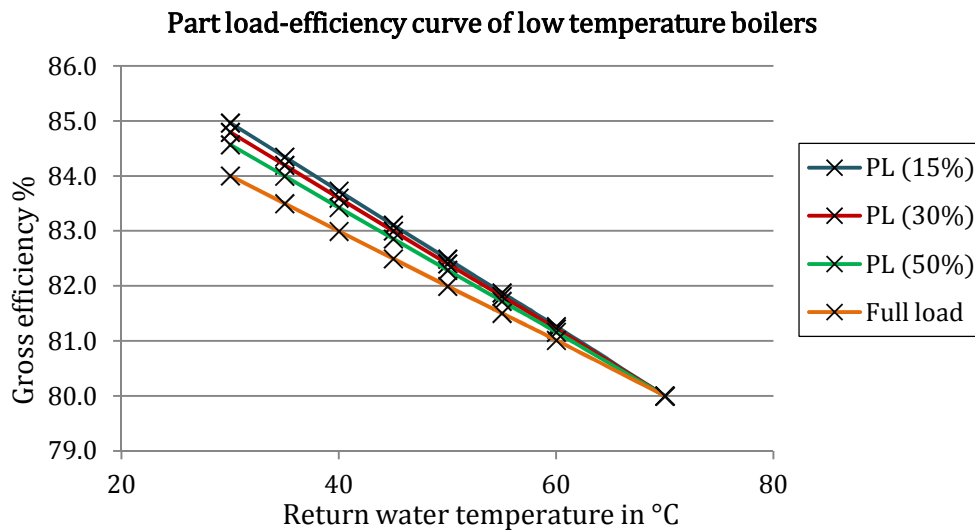


Fig. C.4 Curvas de rendimiento de calderas de gas de baja temperatura

Datos económicos

En la Fig. C.5 se ha graficado el coste de inversión de las calderas de baja temperatura de gas natural respecto de su potencia térmica nominal, resultado una nube de puntos que se puede ajustar a una función lineal.

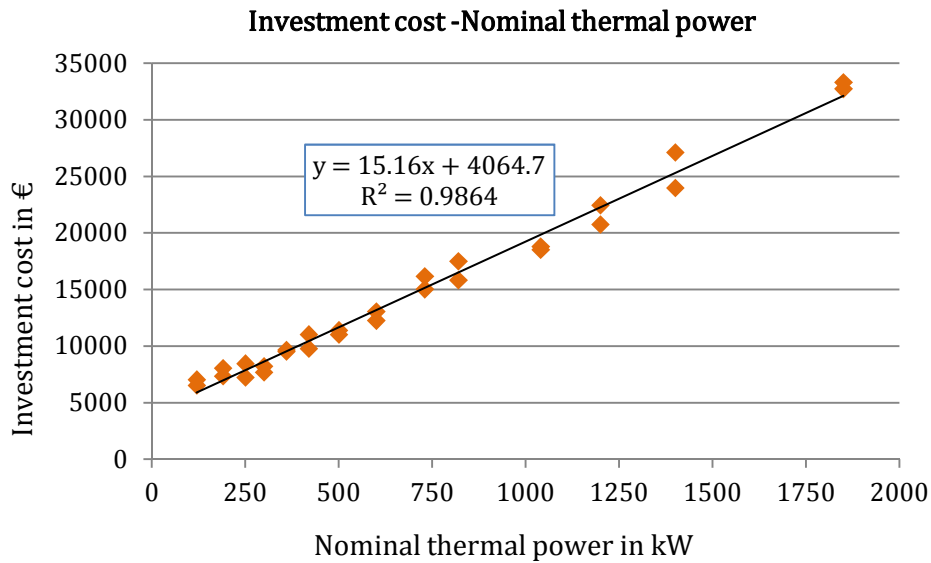


Fig. C.5 Relación coste de inversión-potencia nominal para calderas de gas de baja temperatura (Datos: CYPE, ITeC [165-167])

El coste de mantenimiento anual de las calderas de baja temperatura, al igual que en las calderas de condensación, se estima que es aproximadamente el 9.5% de la inversión inicial [165, 167].

Datos medioambientales

En la Fig. C.6 se presentan las funciones lineales que relacionan las emisiones de CO_{2eq} y la energía primaria contenida con la potencia térmica nominal instalada de calderas de baja temperatura.

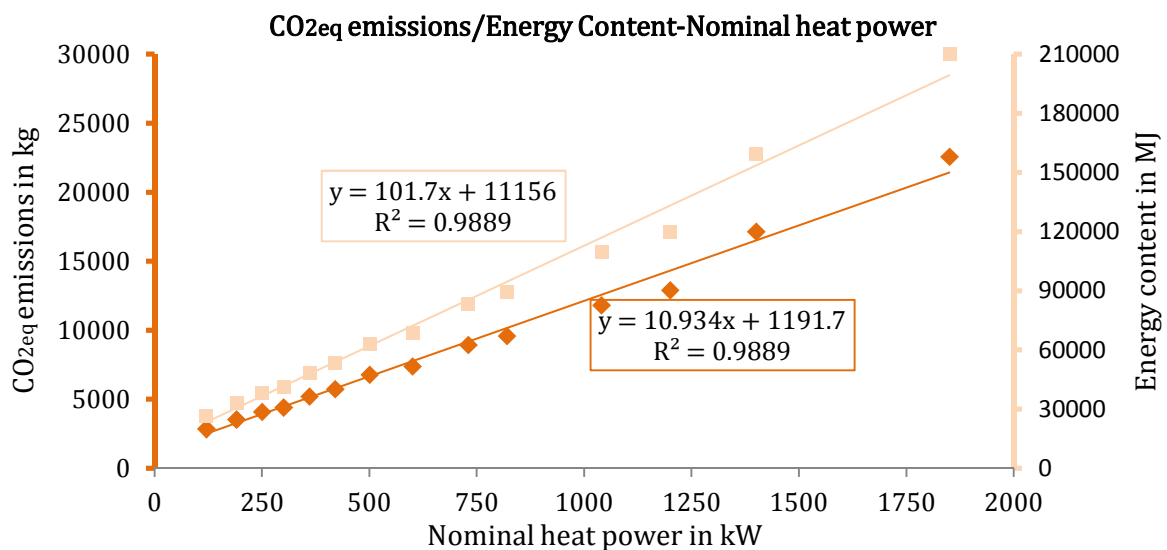


Fig. C.6 Emisiones de CO_{2eq} y energía primaria respecto de la potencia nominal en calderas de gas de baja temperatura (Datos: CYPE, ITeC, Ecoinvent [165-167])

1.1.3 Calderas de biomasa de pellets

Datos técnicos

El rendimiento de las calderas de biomasa se ha obtenido del Documento Reconocido por el Ministerio de Energía y Turismo [169], cuyo objetivo es el de determinar la curva de variación del rendimiento con la carga parcial. En este documento, se han analizado los rendimientos a la potencia útil nominal de 166 calderas de biomasa comerciales, modulantes y no modulantes, siguiendo los protocolos establecidos por la norma UNE EN 303-5:1999 “Calderas de calefacción. Parte 5: Calderas especiales para combustibles sólidos de carga manual y automática y potencia útil nominal hasta 300 kW. Terminología, requisitos, ensayos y marcado”.

La curva de variación del rendimiento se ha obtenido de la unión de los puntos de rendimiento correspondientes a carga parcial del 30% y a plena carga. Con los datos de partida de estas calderas, el rendimiento medio para una carga parcial del 30% es del 90.3% y de un 91.9% cuando la caldera opera a plena carga.

Datos económicos

El cálculo de coste económico de una instalación de biomasa requiere establecer el sistema de almacenamiento de combustible empleado, así como el sistema de alimentación de la caldera. Básicamente, los tipos de almacenamiento para combustibles de pequeña granulometría y estandarizados- como el pellet-, empleados en instalaciones de edificios de viviendas, pueden dividirse en silos prefabricados de superficie y en silos prefabricados subterráneos. Para determinar el coste del sistema de almacenamiento, es necesario conocer el volumen del mismo. Éste se ha calculado teniendo en cuenta que el volumen mínimo de almacenamiento exigido por el RITE [74] para edificios de nueva construcción es el correspondiente a 2 semanas de consumo máximo de combustible. En el caso de pellets y depósito de suelo horizontal, el volumen necesario para el almacenamiento de una semana equivale a 0.019 m³ por kW de potencia instalada.

El sistema de alimentación de la caldera varía dependiendo del tipo de almacenamiento, empleándose un tornillo sinfín flexible en el caso del depósito superficial y un sistema neumático de aspiración de pellets en el caso del silo enterrado [170].

En la Fig. C.7 se observa la inversión llevada a cabo para la instalación de calderas de biomasa en función de su potencia, en la que se incluye tanto el precio de caldera, como el del sistema de almacenamiento y el sistema de alimentación a la caldera empleados. De acuerdo a estos datos, el coste de la instalación en el caso de silo enterrado es ligeramente mayor que en el depósito de superficie. La nube de puntos obtenida, independientemente de los sistemas de almacenamiento y alimentación empleados, se puede ajustar a una función lineal.

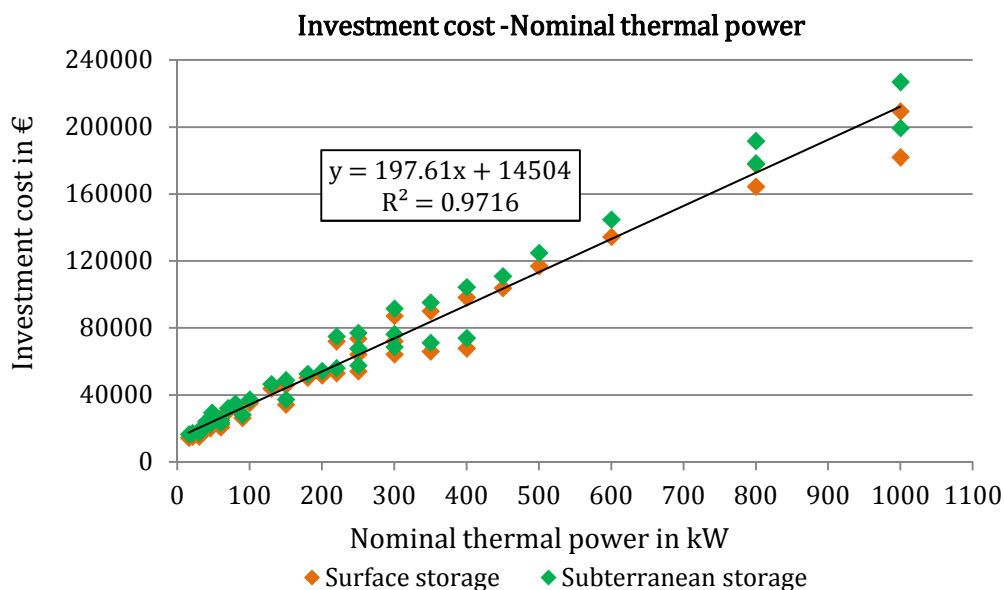


Fig. C.7 Relación coste de inversión-potencia nominal para calderas de biomasa (Datos: ITeC, CYPE [165, 167])

Para conocer la influencia del precio de los sistemas de almacenamiento y de alimentación se ha calculado a contribución de los mismos al coste de inversión global. Tal y como puede apreciarse en la Fig. C.8, esta contribución es mayor en calderas de menor potencia y para el sistema de almacenamiento de silo enterrado.

El coste del mantenimiento anual de una instalación de caldera de pellets es aproximadamente de un 4% de la inversión total [167].

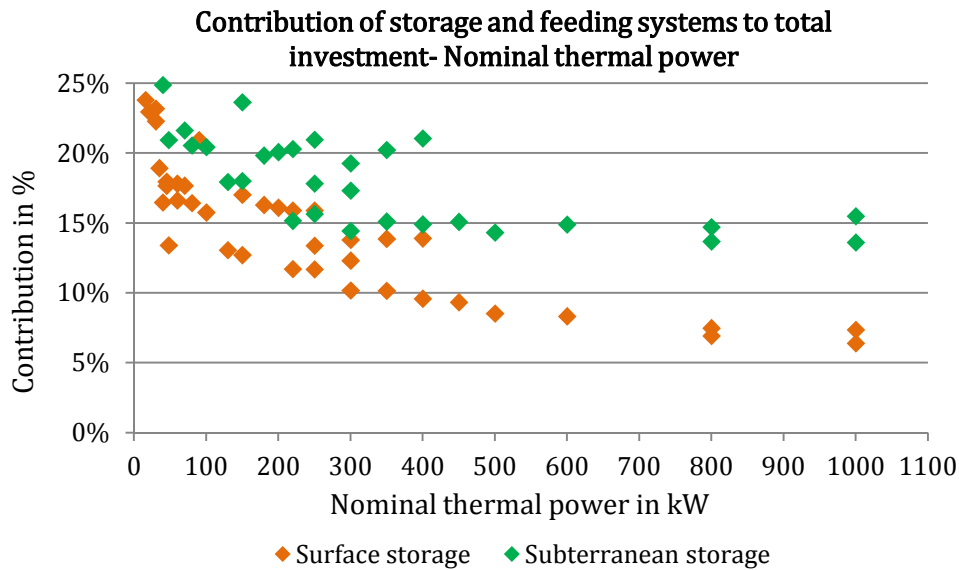


Fig. C.8 Contribución de los sistemas de almacenamiento y alimentación al coste de inversión global en calderas de biomasa

Datos medioambientales

En la Fig. C.9 se ilustran los datos de emisiones y energía primaria de la caldera de biomasa en función de su potencia térmica nominal [165-167]. No se dispone de datos medioambientales para los sistemas de almacenamiento y alimentación, por lo que no se han considerado en la determinación de las curvas. Los puntos obtenidos se ajustan en ambos casos a un modelo de regresión lineal con los coeficientes de determinación indicados en la misma figura.

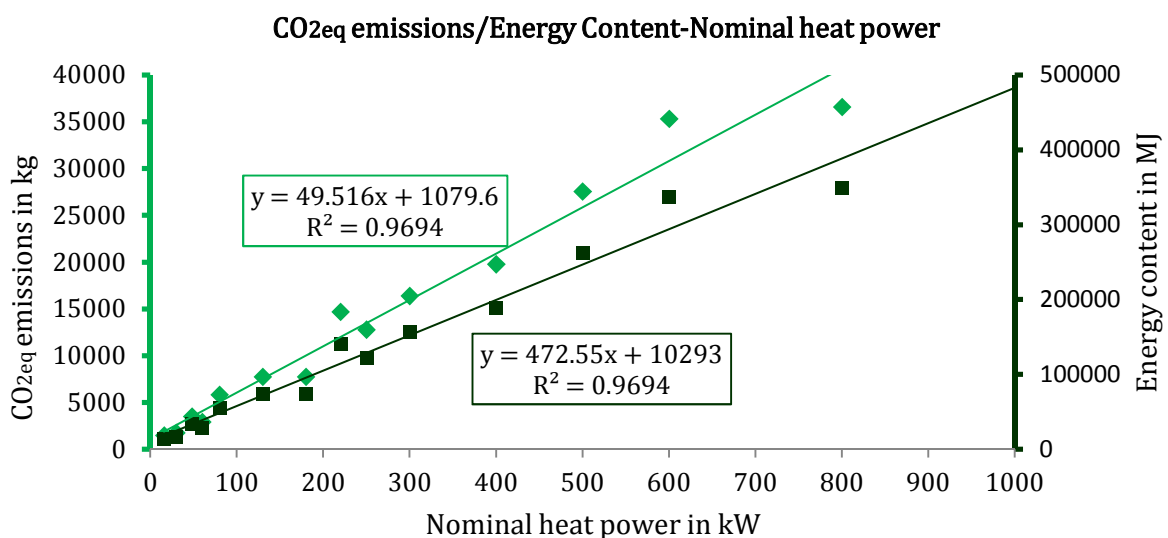


Fig. C.9 Emisiones de CO₂eq y energía primaria respecto de la potencia nominal en calderas de biomasa

1.1.4 Colectores solares térmicos

Datos técnicos

Dentro de los colectores solares térmicos únicamente se han considerado captadores planos por ser la tipología de colector más comúnmente instalada en la actualidad.

Tal y como se muestra en la Fig. C.10, la curva de rendimiento de los colectores solares planos se representa mediante una función polinómica de segundo grado. No obstante, ésta se puede simplificar a una curva de rendimiento lineal de la forma:

$$\eta_{ST} = \eta_0 + k' \cdot T_{ave}^* \quad \text{Eq. C.9}$$

Donde η_0 es el factor óptico, k' es el coeficiente de pérdidas lineal y T_{ave}^* es la diferencia de temperatura reducida que se calcula como:

$$T_{ave}^* = (T_{ave} - T_{amb})/G \quad \text{Eq. C.10}$$

Siendo T_{ave} la temperatura media del fluido en el captador, T_{amb} la temperatura ambiente es G la radiación global incidente en el plano del captador en W/m^2 .

La función de la curva de rendimiento y su aproximación a una función lineal se representan en la Fig. C.10 en función de la temperatura reducida T_{ave}^* y para una radiación global incidente G de $800 W/m^2$.

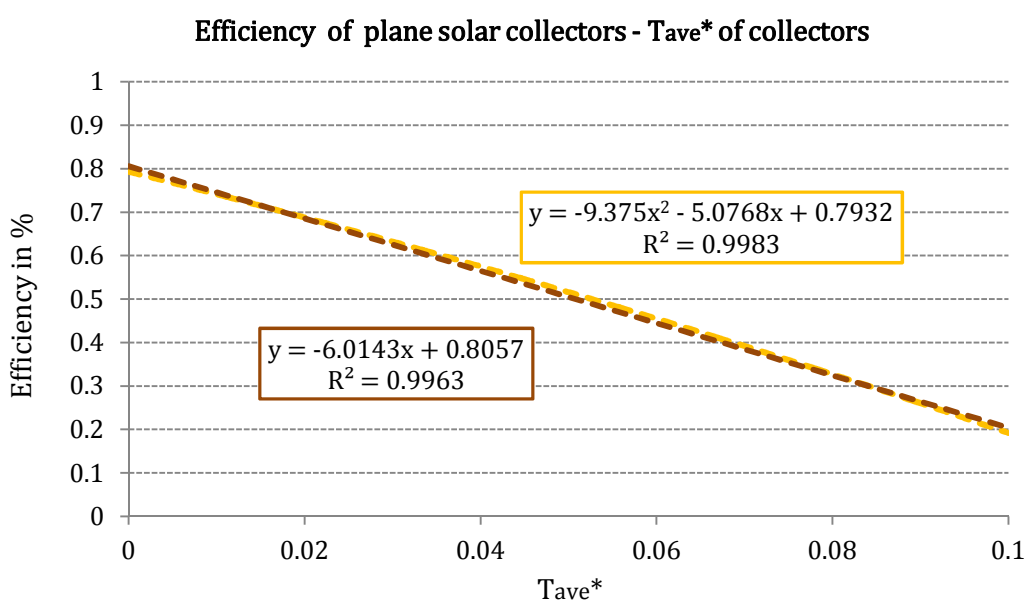


Fig. C.10 Curva típica de rendimiento de captadores solares planos (Fuente: DTIE 18.03 [171])

A partir de la curva de rendimiento lineal obtenida se ha calculado el rendimiento de los captadores solares cuando varía la temperatura ambiental y la irradiancia. Para ello, se ha calculado la temperatura reducida para las condiciones climáticas de cada intervalo, considerando una temperatura media del colector constante de 45°C. Este valor se ha obtenido bajo la suposición de que la temperatura de diseño de salida del colector (entrada del intercambiador del circuito primario) es de 50-55°C y el salto de temperaturas en el mismo es de 10-20°C [123].

La potencia incidente por unidad de superficie se ha calculado a partir de la base de datos climatológicos Meteonorm [119], teniendo en cuenta que los captadores se instalan sobre la superficie inclinada de la cubierta en orientación sureste, con el ángulo de inclinación de la misma de 30° y un ángulo de azimut de 7°. La radiación efectiva Re que incide sobre el captador es aproximadamente el 94% de la radiación global incidente, contabilizándose el 6% restante como pérdidas (σ) [172].

$$Re = (1 - \sigma) \cdot G \text{ [W/m}^2\text{]} \quad \text{Eq. C.11}$$

La radiación absorbida por el captador solar será el producto del rendimiento del colector y la radiación efectiva.

$$Rabs_{col} = \eta \cdot Re \text{ [W/m}^2\text{]} \quad \text{Eq. C.12}$$

En lo referente a la vida útil de la instalación, se considera que en el caso de una instalación solar térmica ésta es de 25 años [173].

Datos económicos

Los costes de inversión y mantenimiento de una instalación solar térmica dependen del tamaño de la instalación y de su complejidad técnica. La Fig. C.11 muestra una estimación de estos costes para instalaciones solares térmicas en edificios de viviendas. Dentro de los costes de inversión y mantenimiento graficados se incluyen los costes unitarios de cada uno de los componentes de la planta.

De acuerdo al CTE [110], el ratio entre el volumen de almacenamiento de una instalación solar (en litros) y la superficie de captación (en m²) debe estar comprendido en el

intervalo 50-180 litros/m², siendo recomendable que esta relación sea de 75 litros/m² [171] que es el considerada en la figura.

En ella se observa que los costes de ejecución y mantenimiento disminuyen al aumentar los m² de superficie de captación. Esto se debe a que una mayor superficie de captación conlleva un mayor volumen de acumulación, mayores intercambiadores de calor, mayores diámetros de tubería, un mayor número de bombas, etc. No obstante, los costes de ejecución de la obra y de componentes auxiliares disminuyen de forma relativa con el tamaño de la instalación.

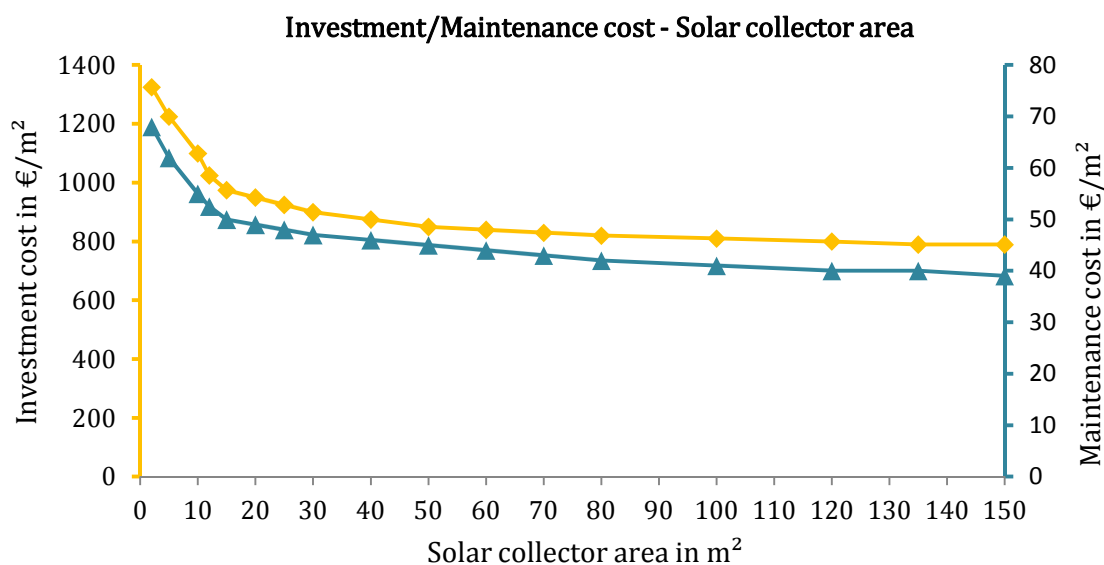


Fig. C.11 Coste aproximado de ejecución y mantenimiento de instalaciones solares en €/m² para edificios de viviendas (Fuente: DTIE 18.03 [171])

A partir de los valores de las curvas de la Fig. C.11, se han hallado las funciones que representan los costes totales de inversión y mantenimiento respecto del tamaño de la instalación y que se ilustran en Fig. C.12. No se han tenido en cuenta los valores de las instalaciones de viviendas unifamiliares ($S \leq 4$ m²) [171]. Los datos se han ajustado a funciones lineales con los coeficientes mostrados en la misma gráfica.

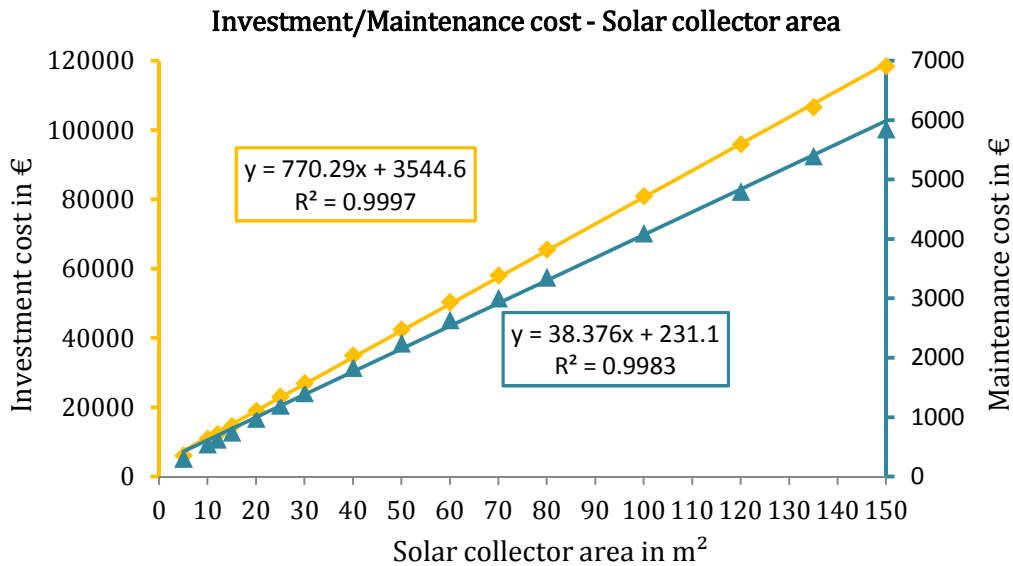


Fig. C.12 Costes de ejecución y mantenimiento de instalaciones solares en € respecto del área de captación instalada para edificios de viviendas

Datos medioambientales

Las emisiones de GEI y la energía consumida se han tomado de la base de datos Ecoinvent [166]. Para determinar estos valores se han tenido en cuenta las emisiones y energía primaria de los colectores instalados y del sistema de almacenamiento para una relación V/S de 75 litros/m². Asimismo, se ha considerado el impacto generado por el circuito primario. Éste no se ha despreciado debido a que, cuando la instalación se emplea para el suministro de agua caliente, las tuberías del circuito primario son principalmente de cobre y su proceso productivo es altamente contaminante y requiere de un alto consumo energético. Para el cálculo del daño medioambiental en la instalación, se ha estimado la longitud aproximada del circuito primario de solar teniendo en cuenta la conexión entre paneles y la distancia entre la sala de calderas y la superficie captadora instalada en cubierta.

En Fig. C.13 y Fig. C.14 se ilustran las emisiones generadas y energía contenida de una instalación solar térmica respecto de la superficie captadora instalada. En ambos casos, el circuito primario es el que menos contribuye al impacto global de la instalación, mientras que los colectores solares tienen el mayor peso sobre éste.

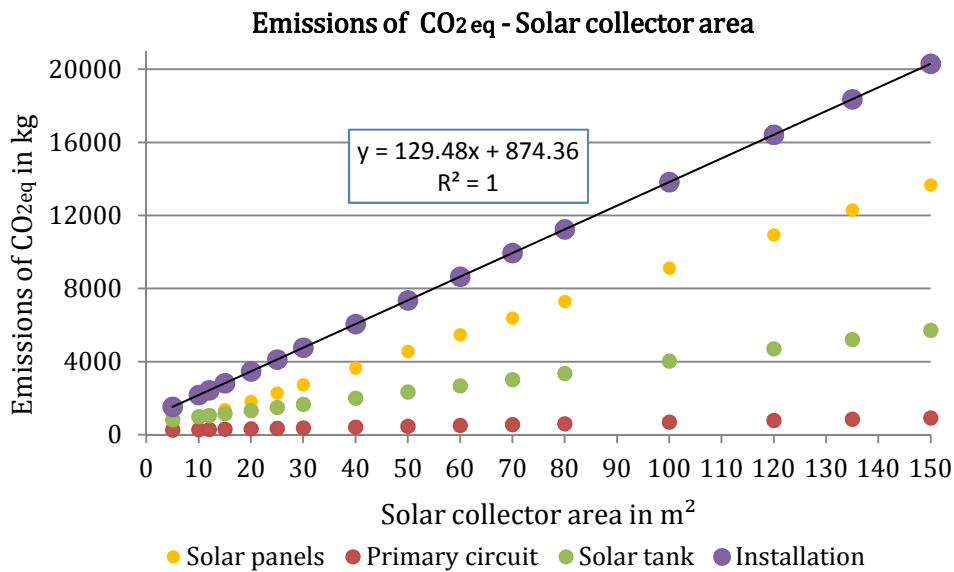


Fig. C.13 Emisiones de CO₂eq respecto de la superficie de captación instalada

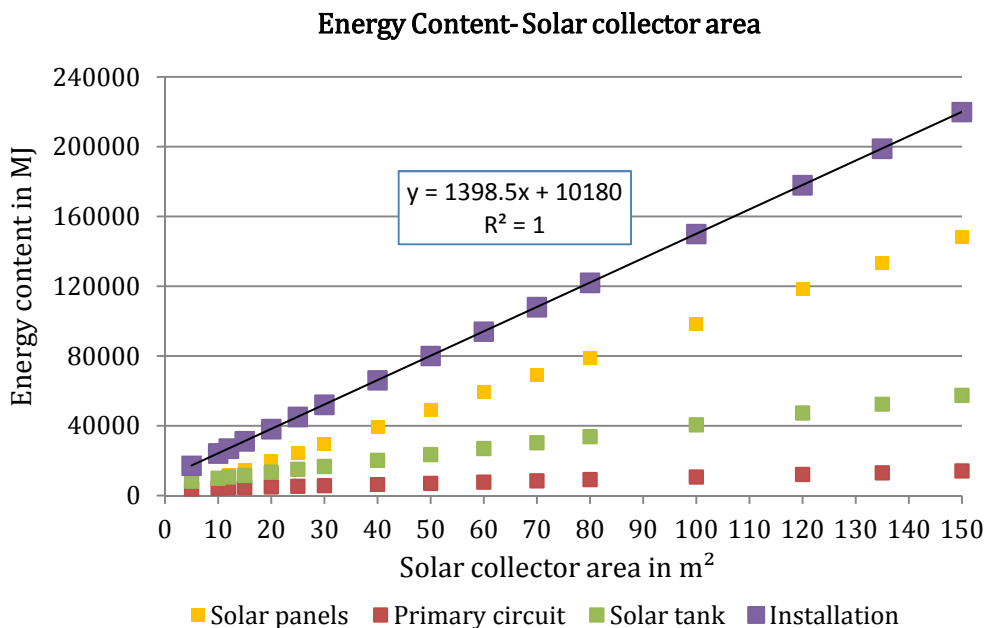


Fig. C.14 Contenido energético de la instalación respecto de la superficie de captación instalada

1.1.5 Bombas de calor aire-agua

Datos técnicos

El coeficiente de operación (COP) de las bombas de calor depende principalmente de la temperatura del aire exterior y de la temperatura del agua de retorno a la bomba de calor [174]. En la Fig. C.15 se recogen los valores del COP en función de la temperatura exterior y la de retorno, obtenidos de los resultados de los ensayos para diferentes

bombas de calor aire-agua desarrollados por el centro acreditado para ensayos de bombas de calor WPZ en Buchs (Suiza) [122]. De acuerdo al mismo documento, se considera que la bomba de calor puede operar a carga parcial con un rango de modulación entre el 8% al 100% de su capacidad.

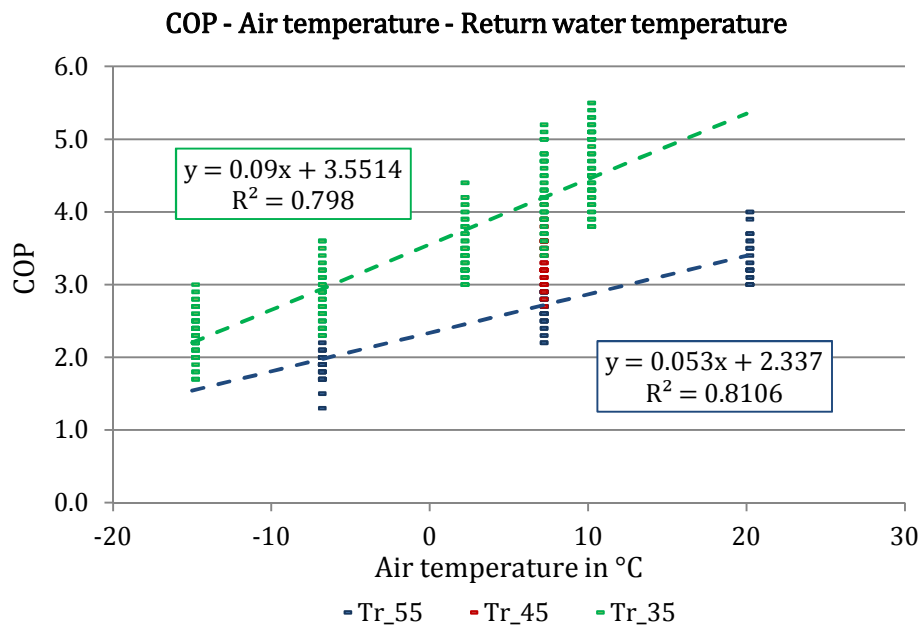


Fig. C.15 Coeficiente de operación de bombas de calor aire-agua

La vida útil de una instalación de bomba de calor aire-agua se estima en torno a 20 años [175].

Datos económicos

Los datos económicos y medioambientales están tomados para bombas de calor aire-agua instaladas en el exterior, con grupo hidráulico y sin tener en cuenta la instalación del depósito de inercia. El coste de inversión de una bomba de calor aire-agua respecto de su potencia calorífica nominal responde a una función lineal tal y como se representa en la Fig. C.16. El coste de mantenimiento anual de las bombas de calor aire-agua supone aproximadamente un 6.4% de la inversión inicial [167].

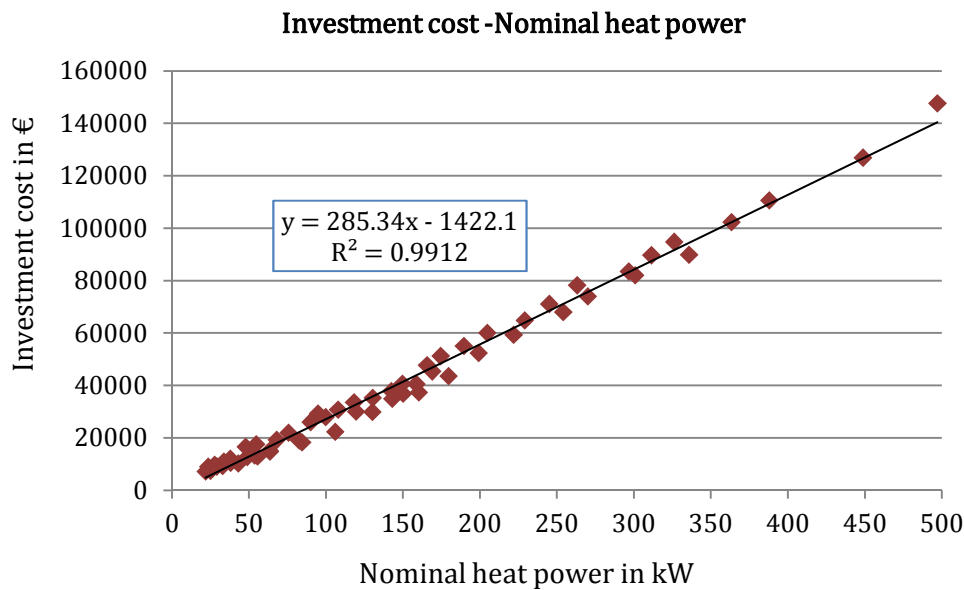


Fig. C.16 Relación coste de inversión-potencia nominal de bombas de calor aire-agua (Datos: ITeC, CYPE [165, 167])

Datos medioambientales

En la Fig. C.17 se recogen los datos de emisiones y energía primaria en función de la potencia calorífica nominal de la bomba de calor, que se pueden ajustar a una ecuación de regresión lineal.

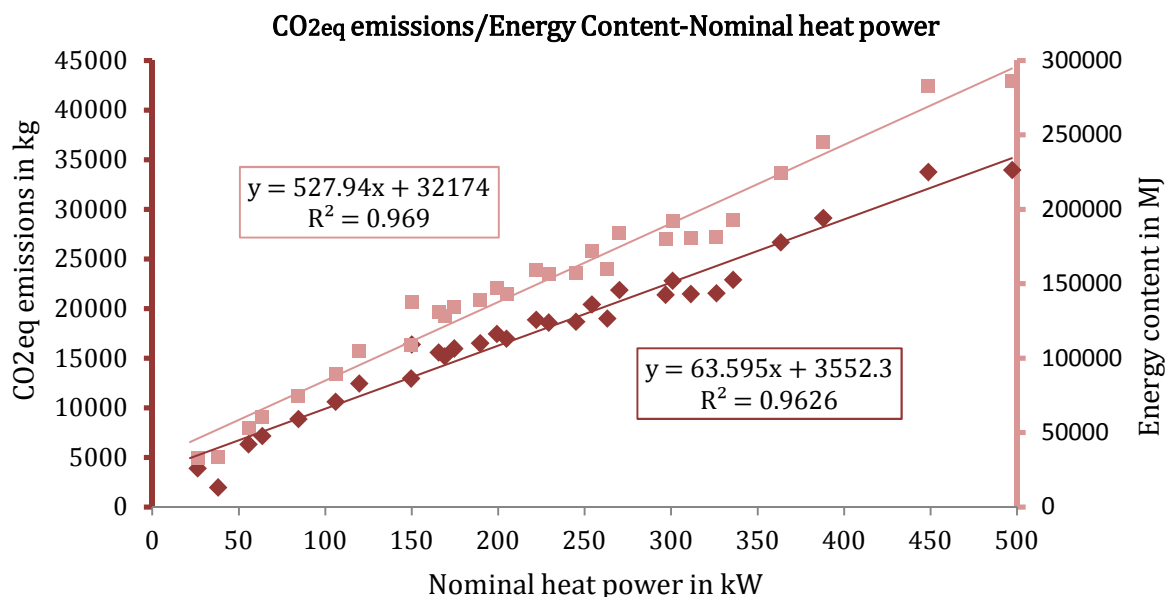


Fig. C.17 Emisiones de CO₂eq y energía primaria respecto de la potencia nominal de bombas de calor aire-agua (Datos: CYPE, ITeC, Ecoinvent [165-167])

1.2 Almacenamiento térmico

1.2.1 Depósitos de inercia

Datos técnicos

En este apartado se ha llevado a cabo una estimación del porcentaje de pérdidas de calor en el depósito de acuerdo al procedimiento de cálculo desarrollado en la guía técnica [176].

El RITE IT 1.2.4.2 [74], establece el espesor de aislamiento térmico necesario para tuberías y accesorios, referido a un aislante térmico de conductividad 0.04W/mK , en función del diámetro, la temperatura del fluido y la disposición del equipo en el interior o el exterior del edificio.

En el cálculo se han despreciado las resistencias interior y de la pared metálica, por considerarse despreciables en comparación con la resistencia exterior y la del aislamiento térmico. La resistencia global para un depósito situado en el interior de un recinto con aire en calma se ha calculado teniendo en cuenta un aislamiento de espesor definido por el RITE y de conductividad térmica de 0.04W/mK y un coeficiente de transmisión superficial exterior de $9\text{W/m}^2\text{K}$ [172]. Para una temperatura máxima de fluido entre 60 y 100°C , el espesor mínimo de aislamiento es de 40 mm para conductos o equipos de diámetro exterior mayor de 140mm .

De acuerdo a estos criterios, en la Fig. C.18 se muestra una estimación del porcentaje de pérdidas en los sistemas de almacenamiento de alta temperatura en función de su volumen y de la relación diámetro/altura del mismo, suponiendo una temperatura de almacenamiento de 70°C y que la temperatura del aire de la sala de calderas es de 20°C .

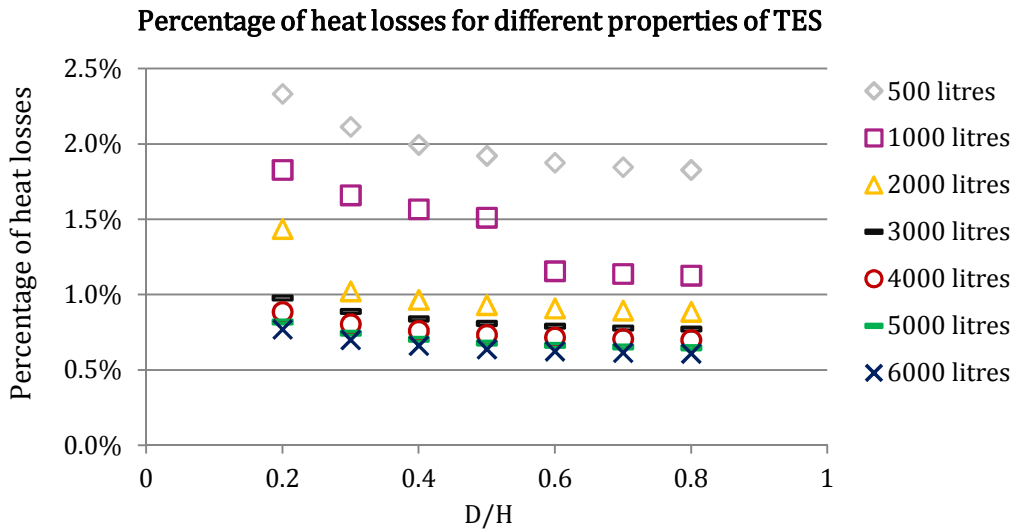


Fig. C.18 Estimación de las pérdidas de calor en un sistema de almacenamiento térmico a alta temperatura

Asimismo, para almacenamiento a baja temperatura con temperatura máxima de envío de 50-55°C, los espesores de aislamiento mínimos requeridos por el RITE varían. El porcentaje de pérdidas en ese caso será el siguiente suponiendo una temperatura de almacenamiento de 45°C y que la temperatura del aire de la sala de calderas es de 20°C. Los resultados se recogen en la Fig. C.19.

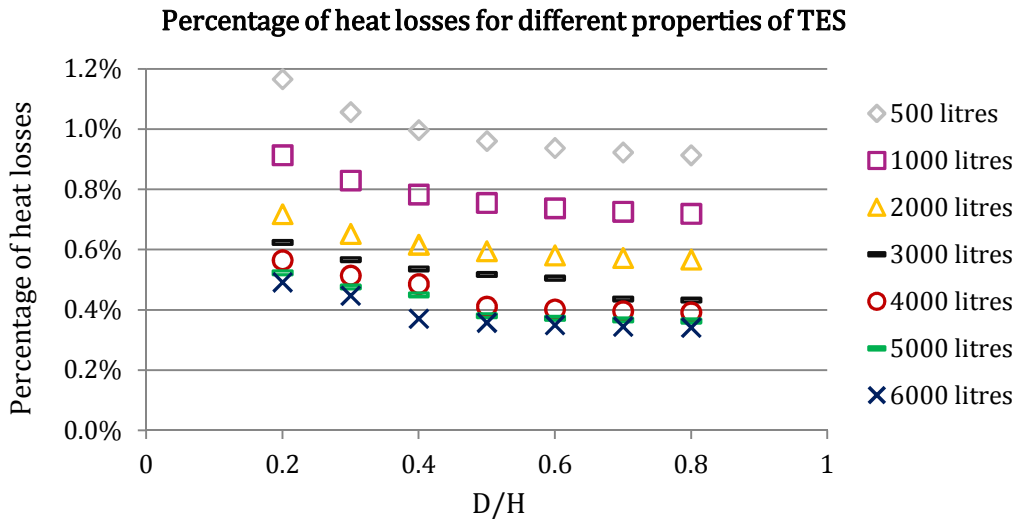


Fig. C.19 Estimación de las pérdidas de calor en un sistema de almacenamiento térmico a baja temperatura

Teniendo en cuenta que la relación D/H que cumplen los depósitos de inercia comerciales se encuentra en el intervalo 0.6-0.7, se han supuesto unas pérdidas

constantes, calculadas como el promedio de estos valores, del 1% en el almacenamiento a alta temperatura y del 0.6% en el de baja temperatura.

Datos económicos

El coste de inversión de los depósitos de inercia respecto del volumen de almacenamiento se ajusta a una función potencial de la forma $a \cdot x^n$, tal y como se muestra en la Fig. C.20.

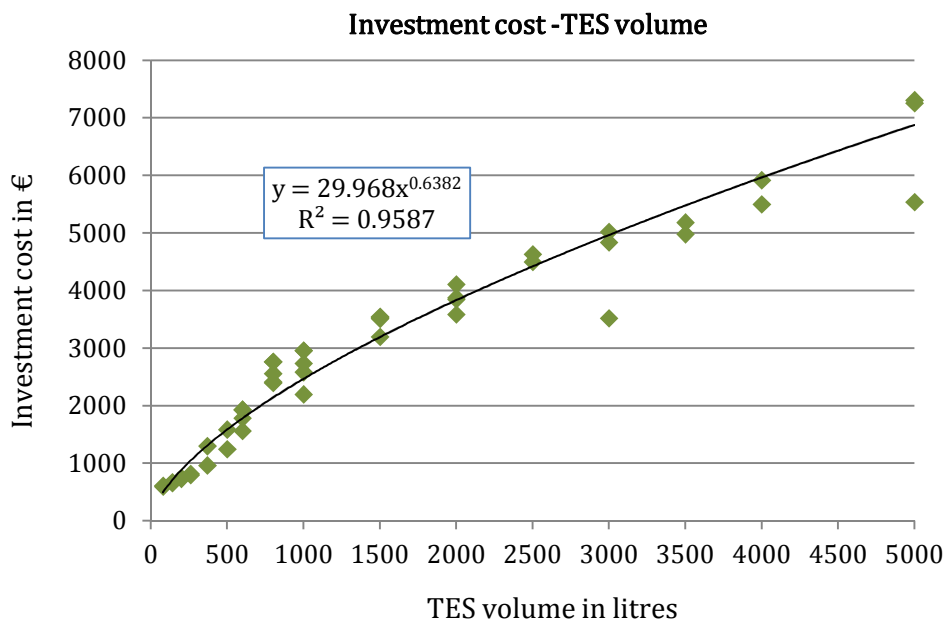


Fig. C.20 Relación coste de inversión-volumen del depósito de inercia (Datos: ITeC, CYPE [165, 167])

Al tratarse de una ecuación no lineal se ha llevado a cabo una aproximación lineal por tramos. En la linealización por tramos, se divide el eje x (volumen) en diferentes tramos y se obtiene para cada uno de ellos una expresión del tipo $ax + b$.

Los coeficientes a y b de cada tramo para la curva de la Fig. C.20 son los mostrados en la Tabla C.3.

Volume (l)	a	b
0-500	3.1635	0
500-1000	1.7601	701.69
1000-5000	1.1036	1358.3

Tabla C.3 Coeficientes de la linealización por tramos de la curva “coste de inversión-volumen”

Coste de mantenimiento anual de los depósitos de inercia es de un 2.1% de la inversión inicial [167].

Datos medioambientales

La Fig. C.21 muestra el ajuste de las nubes de datos de emisiones y energía primaria a las funciones lineales correspondientes de acuerdo con los datos obtenidos de las bases de datos [165-167].

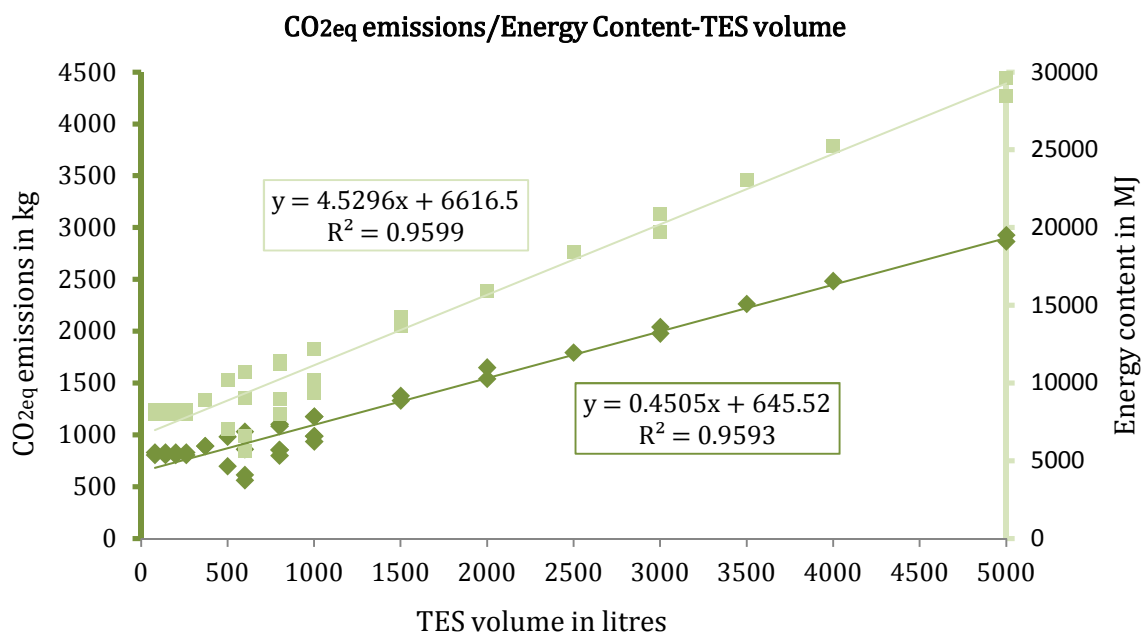


Fig. C.21 Emisiones de CO₂eq y energía primaria respecto del volumen de almacenamiento

1.3 Generación eléctrica

1.3.1 Solar fotovoltaica

Datos técnicos

En este apartado es necesario obtener el rendimiento de los paneles fotovoltaicos o, en su defecto, la energía generada esperada. El Real Decreto 413/2014 establece que en el caso de que una instalación fotovoltaica no disponga de medida horaria, se calculará su energía esperada en cada hora multiplicando la potencia instalada por un factor de funcionamiento, que dependerá de la zona climática donde esté ubicada físicamente la instalación. La misma norma establece estos factores de funcionamiento horarios respecto del tiempo solar.

Para el cálculo de la superficie instalada se ha supuesto un ratio medio entre la potencia pico y la superficie de paneles comprendido en el intervalo de 130-140Wp/m².

Datos económicos

De acuerdo con datos de los fabricantes [165, 167], el coste medio de los paneles fotovoltaicos se encuentra en torno a 2.4€/Wp incluido el montaje de los mismos. El coste de los inversores de cc/ca respecto de la potencia nominal de salida se muestra en la siguiente gráfica:

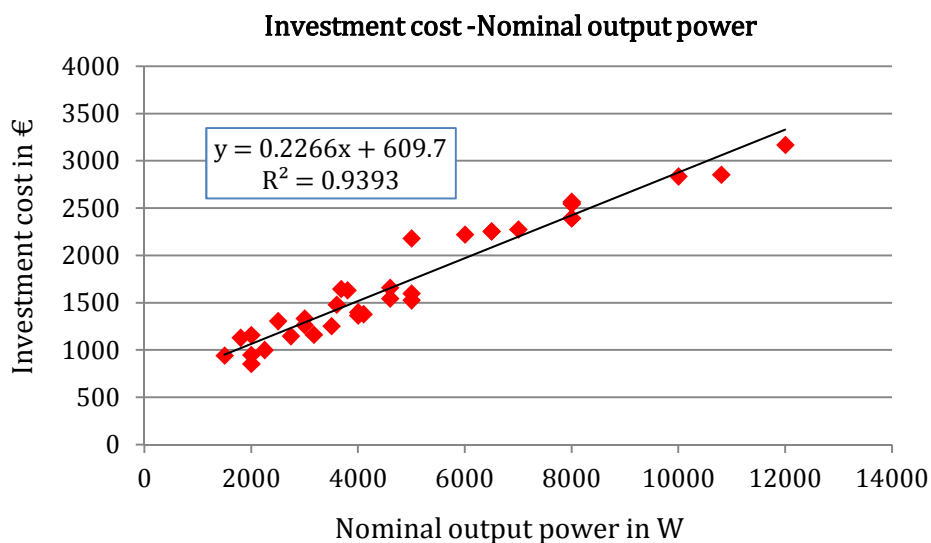


Fig. C.22 Relación coste de inversión-potencia de salida de inversores cc/ca

El mantenimiento anual de la instalación fotovoltaica supone un 1.5% de la inversión inicial [165].

Datos medioambientales

Las emisiones de GEI relativas a la fabricación de los paneles fotovoltaicos son de 160 kg de CO_{2eq} por m² de panel, mientras que la energía consumida en este proceso es de 3060MJ/m² [166] (1.23 kg de CO_{2eq} y 23.54 MJ por Wp instalado para el caso más desfavorable de 130 Wp/m²). De acuerdo con los datos obtenidos de esta misma fuente, el montaje de los paneles supone aproximadamente un 16% adicional de emisiones generadas y de energía consumida en la vida útil de los mismos. Asimismo, para la fabricación de los inversores se emiten aproximadamente 70 kg de CO_{2eq} y 1300 MJ por kW de potencia nominal de salida.

1.4 Generación combinada de calor y electricidad

1.4.1 Motores de Combustión Interna Alternativos

En el documento [177] se recogen las características técnicas y los costes de operación y mantenimiento de motores de cogeneración para diferentes potencias y combustible empleado. Se dispone de datos para motores de gas natural con una potencia eléctrica entre 0.3 y 18320kWe, de los cuales 59 son motores de combustión interna de microgeneración (≤ 50 kWe). De éstos, únicamente 8 son modulables, por lo que en capítulos posteriores se ha supuesto que esta tecnología no cuenta con la opción de modular.

Datos técnicos

Los rendimientos térmico y eléctrico de los motores de combustión interna de gas natural y potencia eléctrica nominal hasta 70kW, se han graficado en la Fig. C.23.

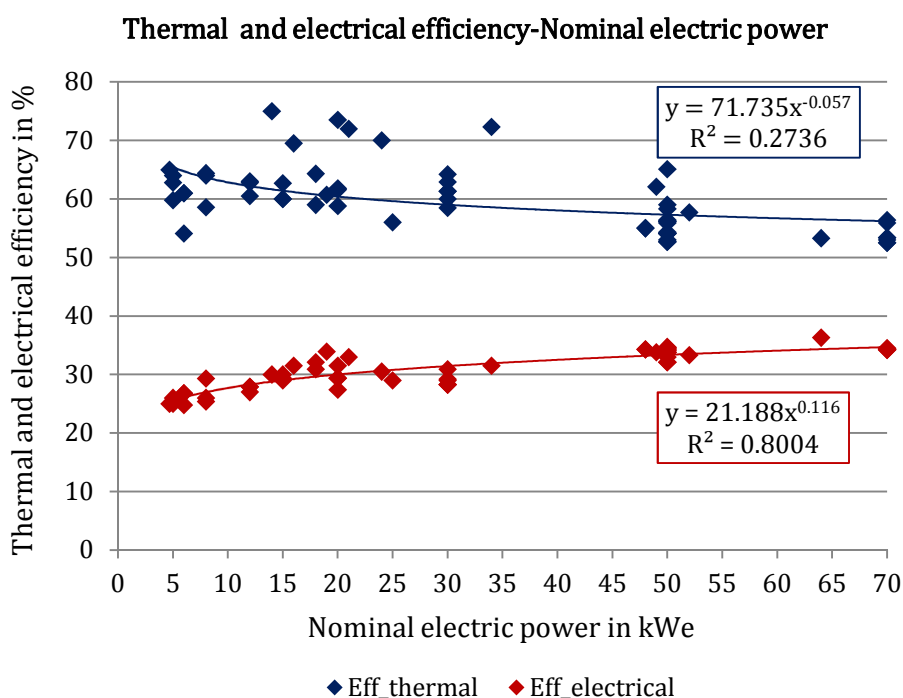


Fig. C.23 Rendimientos térmico y eléctrico en función de la potencia eléctrica nominal

En la gráfica se observa que el rendimiento térmico disminuye ligeramente al aumentar la potencia eléctrica nominal, mientras que el rendimiento eléctrico aumenta sensiblemente. Para los cálculos se han empleados los rendimientos promedio obtenidos a partir de los datos de motores con potencia eléctrica nominal igual o inferiores a

50kWe. Estos valores son 30.4% y 60.3% para los rendimientos eléctrico y térmico, respectivamente.

Datos económicos

En la Fig. C.24 se ha graficado el coste de inversión por unidad de potencia eléctrica, para motores con una potencia eléctrica nominal de hasta 120 kWe.

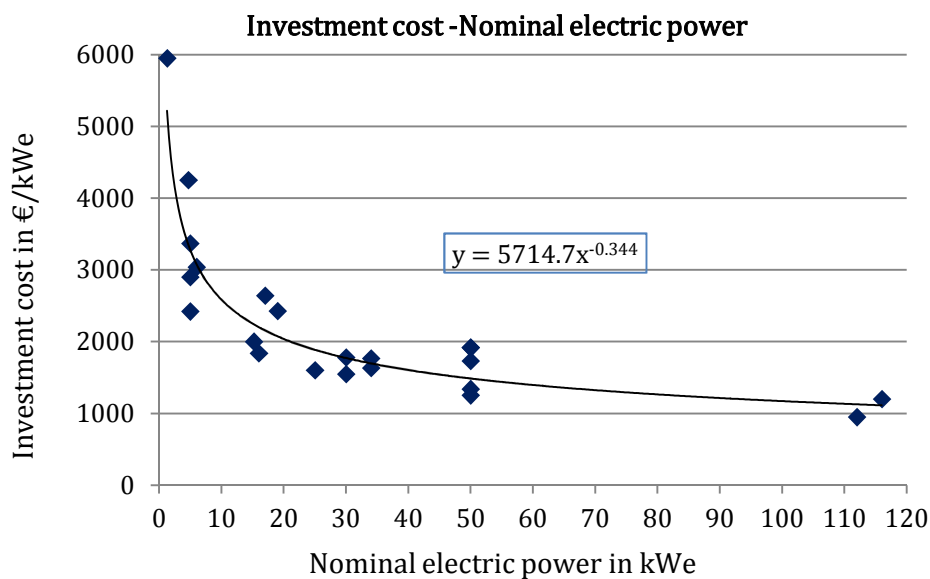


Fig. C.24 Coste de inversión por kWe en función de la potencia eléctrica nominal

A partir de la Fig. C.24 se ha obtenido la curva coste de inversión-potencia eléctrica que se muestra en la Fig. C.25 y que se ha empleado en los capítulos 3 y 4 para la optimización del dimensionamiento.

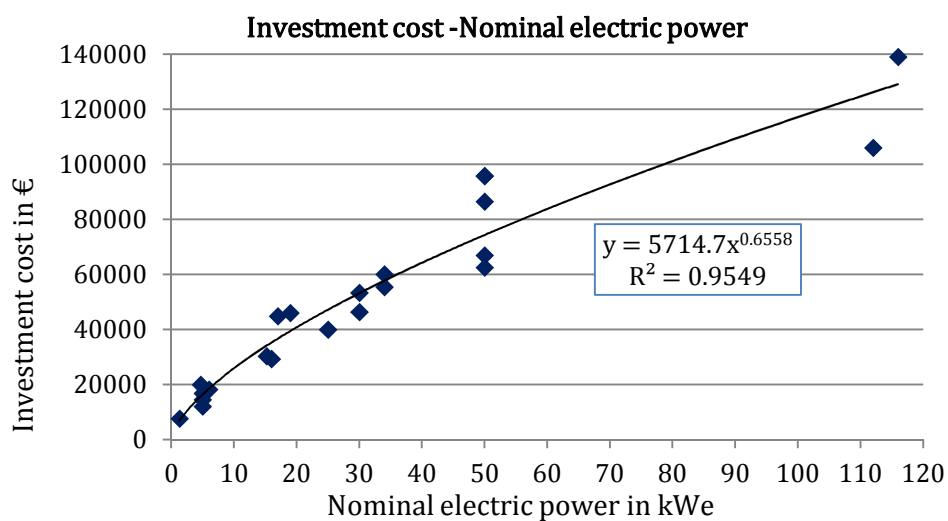


Fig. C.25 Coste de inversión en función de la potencia eléctrica nominal

La curva coste de inversión- potencia eléctrica de la Fig. C.25, responde a una ecuación no lineal y que es necesario linealizar. A pesar de que la curva se ha calculado hasta potencias de 120kWe, la linealización se ha llevado a cabo únicamente para potencias de microgeneración.

Mediante la aplicación de la linealización por tramos para la curva de la Fig. C.25, se ha obtenido para cada tramo una expresión del tipo $ax+b$.

Donde los coeficientes a y b de cada tramo son los mostrados en la tabla:

<i>Enom (kWe)</i>	<i>a</i>	<i>b</i>
0-1	5714.70	0
1-5	2676.37	3038.33
5-10	1889.93	6970.54
10-20	1488.78	10982.01
20-50	1119.16	18374.47

Tabla C.4 Coeficientes de la linealización por tramos para ICE

De acuerdo con [177], el coste de mantenimiento en motores de combustión interna de gas natural es aproximadamente de 2.8c€/kWe para motores de potencia inferior a 50kWe.

Datos medioambientales

El cálculo de emisiones y energía contenida de los motores de cogeneración, se ha desarrollado teniendo en cuenta el peso por potencia eléctrica nominal obtenido del documento [177] y considerando que el impacto ambiental se corresponde con el de las calderas del mismo peso.

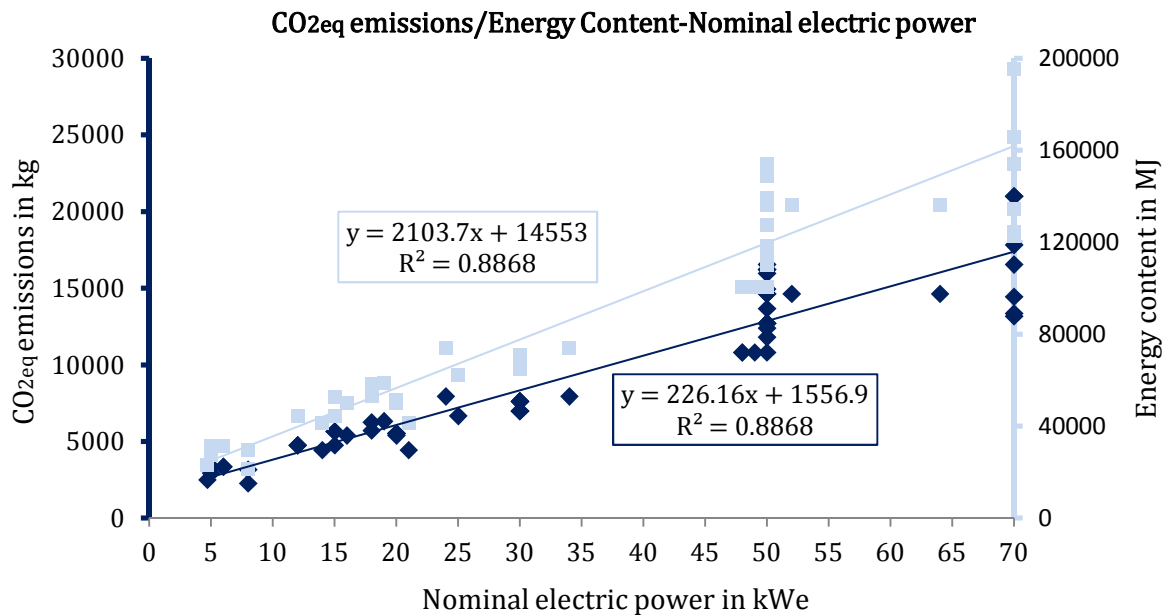


Fig. C.26 Emisiones de CO₂eq y energía primaria respecto de la potencia eléctrica nominal

2 Coste económico e impacto medioambiental de los recursos energéticos

2.1 Coste de los recursos energéticos

Los precios asumidos por las distintas modalidades de tarifa eléctrica considerados en España se resumen en la Tabla C.5 [111]. Se diferencian tres tarifas diferentes: sin discriminación horaria (no hourly discrimination NHD), con discriminación horaria de 2 periodos (2-periods hourly discrimination 2PHD) y con discriminación horaria supervalle que considera 3 periodos horarios diferentes (supervalley hourly discrimination SVHD). El término fijo de potencia de 42.04€/kW y año se ha depreciado en este documento debido a que el consumo pico de la vivienda no varía, y, por lo tanto, la potencia contratada es la misma.

Tariff		0-1 h	1-7 h	7-12 h	12-13 h	13-22 h	22-23 h	23-24 h
No hourly discrimination (NHD)		0.124107	0.124107	0.124107	0.124107	0.124107	0.124107	0.124107
2-periods discrimination (2PHD)	hourly Summer	0.057995	0.057995	0.057995	0.057995	0.148832	0.148832	0.057995
	Winter	0.057995	0.057995	0.057995	0.148832	0.148832	0.057995	0.057995
Supervalley (SVHD)		0.071879	0.044146	0.071879	0.071879	0.150812	0.150812	0.071879

Tabla C.5 Periodos tarifarios y precios de compra de electricidad de los tipos de tarifa

El precio del gas natural se ha establecido en 5.726c€/kWh [112], en el que se incluye el coste de la materia prima (2.667 c€/kWh), los peajes de acceso en vigor, los costes de comercialización y los costes derivados de la seguridad del suministro. Mientras, el índice del precio del pellet de madera doméstico en el segundo trimestre de 2014 es de 5.19c€/kWh en el caso de que la biomasa se suministre a granel y de 6.08c€/kWh si se suministra en sacos de 15kg [178].

El suministro a granel se realiza a partir de los 1000kg, desde un camión que alimenta directamente el sistema de almacenaje. Este tipo de suministro se utiliza en calderas grandes que se emplean para edificios de viviendas. La densidad del pellet estándar oscila entre 1000 y 1400kg/m³ y la densidad aparente del pellet almacenado en el silo se estima en 650kg/m³ [170]. Teniendo en cuenta que en el silo es necesario disponer como mínimo de lo correspondiente a lo consumido en dos semanas por la caldera de biomasa, esto es 0.038 m³ por kW instalado, la potencia instalada para la cual podría emplearse un sistema de suministro a granel sería aproximadamente de 40kW. Al tratarse de un edificio de viviendas, en el que las potencias instaladas son más elevadas, se puede considerar que los pellets se suministran a granel con un coste de 5.19c€/kWh.

2.2 Metodologías de evaluación de impacto ambiental

Un análisis de impacto ambiental conlleva la elección de un indicador ambiental. El indicador ambiental empleado son las emisiones de GEI que determinan el impacto generado para la categoría de impacto “cambio climático”.

El factor de caracterización de esta categoría de impacto es la establecida por IPCC (Intergovernmental Panel on Climate Change), GWP 100 (Global Warming Potential), que se expresa como el potencial de calentamiento global para un período de 100 años en kg de dióxido de carbono / kg de emisiones.

El GWP define el efecto de calentamiento global a lo largo del tiempo que produce la liberación de 1kg de un gas de efecto invernadero, en comparación con el causado por el CO₂. De esta forma, se pueden tener en cuenta los efectos de cada gas, así como sus diferentes periodos de permanencia en la atmósfera. Los factores de caracterización de los GEI se recogen en la Tabla C.6.

Gas	GWP 100
Dióxido de Carbono (CO ₂)	1
Metano (CH ₄)	25
Óxido Nitroso (N ₂ O)	298
Hidrofluorocarburos (HFC)	124 - 14800
Clorofluorocarbonos (CFC)	4750 - 14400
Hidroclorofluorocarbonos (HCFC)	77 - 2310
Hexafluoruro de azufre	22 800

Tabla C.6 GWP 100 de los GEI respecto del CO₂

Las emisiones de CO_{2eq} están íntimamente ligadas al consumo de energía primaria. Por este motivo, a continuación se especifica el consumo de energía primaria y emisiones de CO_{2eq} para los recursos energéticos utilizados.

Los últimos años, los indicadores de consumo de energía primaria y toneladas de CO_{2eq} emitidas se han calculado teniendo en cuenta los coeficientes de conversión de energía final a energía primaria y emisiones de CO₂ del documento del IDAE [161]. Este documento establece que las emisiones de CO₂ de la electricidad convencional consumida y de la combustión del gas natural son de 649 g de CO_{2eq}/kWh y 204 g de CO_{2eq}/kWh, respectivamente. El factor de conversión de energía final a primaria es de 2.61 kWh_{E.primaria}/kWh_{E.final} en el caso de la electricidad convencional y de 1.01 kWh_{E.primaria}/kWh_{E.final} en el caso del gas natural.

No obstante, debido a las variaciones que experimenta el mercado energético, estos valores han cambiado dando lugar a unos nuevos valores de emisión propuestos por el documento [114]. Este documento (pendiente de ser aprobado) proporciona unos factores de conversión de emisiones y energía primaria, calculados como el promedio de los factores de conversión anuales en el intervalo temporal 2005-2011. Así, se establece que los valores de emisión son de 399 g de CO_{2eq}/kWh_e y 252 g de CO_{2eq}/kWh para la electricidad y el gas natural, respectivamente. El factor de conversión de energía final a

primaria varía a $2.461 \text{ kWh}_{E.\text{primaria}}/\text{kWh}_{E.\text{final}}$ en el caso de la electricidad convencional y a $1.195 \text{ kWh}_{E.\text{primaria}}/\text{kWh}_{E.\text{final}}$ en el caso del gas natural. Estos valores se han calculado de acuerdo al mix energético del sistema eléctrico actual (promediado en el periodo temporal 2005-2011), cuya distribución en base a la energía primaria se recoge en la Fig. C.27.

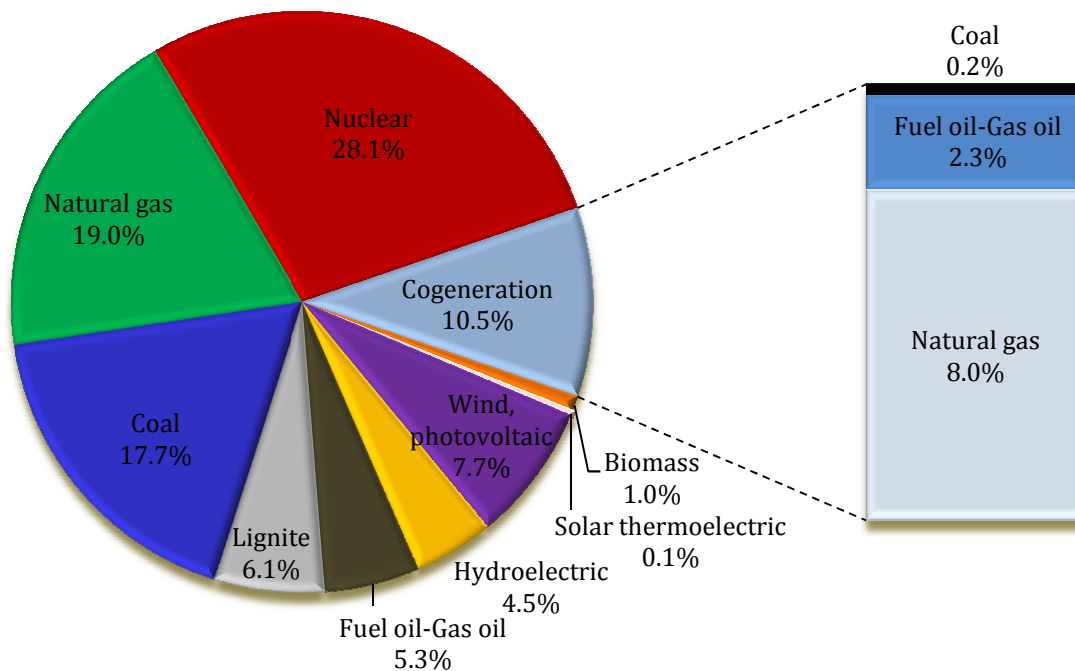


Fig. C.27 Energía primaria del mix energético actual

En el caso de la biomasa las emisiones generadas en su combustión no computan, puesto que se acepta que el CO_2 emitido en su combustión, se compensa con el absorbido por la biomasa a lo largo de su ciclo de vida. El factor de conversión de energía final a primaria para la biomasa densificada o pellets es de $1.113 \text{ kWh}_{E.\text{primaria}}/\text{kWh}_{E.\text{final}}$, de los cuales $1.028 \text{ kWh}_{E.\text{primaria}}/\text{kWh}_{E.\text{final}}$ son de origen renovable.

Otras fuentes de energía renovable como la solar, presentan un factor de conversión de emisiones nulo y un factor de conversión de energía final a primaria igual a $0.326 \text{ kWh}_{E.\text{primaria}}/\text{kWh}_{E.\text{final}}$, toda de origen renovable.

Anexo D. Caracterización experimental del comportamiento térmico y eléctrico del motor de cogeneración Dachs de Senertec

1 Objeto

En el presente informe se recogen los resultados de los ensayos para la caracterización experimental del comportamiento térmico y eléctrico del motor de cogeneración DACH de SenerTEC. De estos ensayos se presentarán las curvas de funcionamiento del equipo tanto para la producción térmica como eléctrica, así como las emisiones asociadas.

1.1 Descripción del equipo de cogeneración

Se trata de un sistema de cogeneración basado en la tecnología de motor alternativo de combustión interna. La producción térmica se realiza mediante la refrigeración del motor y la recuperación de parte del calor de los humos de escape. En la Tabla D.1 se presenta un resumen de los datos técnicos suministrados por el fabricante:

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS	
Producción eléctrica	5.5 kW
Producción térmica (min.)	12.5 kW
Producción térmica con condensación (max.)	15.5 kW
Altura	1000 mm
Anchura	720 mm
Profundidad	1060 mm
Peso	530 kg
Consumo de gas natural	2.13 m ³ /h (22.8 kW)

Tabla D.1 Datos técnicos del motor Dachs de Senertec con recuperación de calor

2 Ejecución del ensayo

El ensayo fue realizado mediante la instalación experimental de medida de equipos del LCCE. Dentro de dicha instalación se trabajaron con los siguientes módulos:

- Módulo de alta temperatura donde se integra el equipo de micro-cogeneración analizado.

- Módulo de consumo donde se disipa la energía térmica generada por el equipo de micro-cogeneración analizado.

El módulo de alta temperatura registra la temperatura de envío y retorno al módulo de consumo, controlando la temperatura de entrada del fluido agua al equipo de micro-cogeneración mediante una válvula 3-vías controlada electrónicamente mediante un control PID. Además se registra el caudal volumétrico que circula a través del módulo.

El módulo de consumo se encarga de disipar la energía térmica producida por el módulo de alta temperatura, para conseguir la consigna de temperatura de entrada al equipo de micro-cogeneración. Mediante otra válvula 3-vías motorizada se puede disipar más o menos calor en función de la temperatura de consigna. Además, se registra el caudal volumétrico que circula a través del módulo.

Las temperaturas se miden mediante sondas de temperatura Pt100 calibradas con sonda de referencia y con una precisión de $\pm 0.03^{\circ}\text{C}$ para mediciones a 0°C y de $\pm 0.08^{\circ}\text{C}$ para mediciones a 100°C . A su vez el caudal volumétrico se ha medido mediante caudalímetros electromagnéticos con una precisión mayor del 0.1%.

2.1 Norma de ensayo utilizada

Para realizar los ensayos se ha empleado el protocolo general de ensayos de la instalación experimental de medidas de equipos del Laboratorio de Control de Calidad en la Edificación del Gobierno Vasco.

En particular, para el ensayo de equipos de microcogeneración, se ha empleado el procedimiento de certificación de equipos de microcogeneración con combustible gaseoso para la obtención del standard alemán “Der Blaue Engel”: RAL-UZ-108 Small combined heat and power (CHP) plants or cogeneration plants.

2.2 Metodología de ensayo

2.2.1 Ensayo en estacionario

Se evalúa el funcionamiento del equipo en estacionario para distintos valores de temperatura de entrada del fluido caloportador. El fluido circula por acción de una bomba de caudal variable controlada por el propio equipo. De este modo, se consideran los siguientes niveles de temperatura: 30, 40, 50, 60 y 70°C .

Se registran los datos de temperatura y caudal de un modo continuo recogiendo un dato cada 10 segundos, siendo el valor registrado un valor promedio de la medida instantánea. Se considera que se ha alcanzado el estado estacionario cuando la temperatura varía dentro de un rango de $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$. Una vez alcanzado el estacionario se registran los datos durante un periodo de 10 minutos. El valor final de producción térmica se obtendrá como un valor promedio durante el periodo de registro.

Además se registran los datos de producción eléctrica y emisiones.

2.2.2 Ensayo en dinámico

Se registrarán los siguientes ensayos de comportamiento dinámico que se ensayan de forma secuencial:

- Arranque en frío
- Arranque en caliente
- Parada

Para todos estos ensayos se miden los datos de temperatura y caudal de un modo continuo, siendo el valor registrado el valor promedio de los valores registrados sobre periodos de 10 minutos.

El ensayo de arranque en frío se comienza igualando la temperatura del fluido en el sistema a la temperatura ambiente. Una vez ésta se encuentra en un rango de $\pm 1^{\circ}\text{C}$ se da comienzo al ensayo. En este momento se pone a funcionar el equipo fijando la temperatura de retorno en 50°C ; el ensayo de arranque acaba una vez se alcanzan las condiciones estacionarias en la producción térmica del equipo. Las condiciones estacionarias se alcanzan cuando la variación porcentual de la producción térmica durante 10 minutos es inferior al 2%.

El ensayo de arranque en caliente comienza una hora después del apagado del equipo y antes de que la temperatura del fluido alcance la temperatura ambiente. Una vez que arranca el equipo se considera que se alcanzan las condiciones estacionarias de acuerdo al mismo criterio establecido en el arranque en frío.

El ensayo de parada comienza una vez que el sistema ha funcionado durante mínimo una hora y ha alcanzado las condiciones estacionarias. Se para el sistema y se registran los datos hasta que las producciones del equipo sean nulas.

3 Resultados

Descripción del equipo: Equipo de micro-cogeneración de motor alternativo de combustión interna SenerTec Dachs de BaxiRoca de 5.5kW de producción eléctrica nominal y 12.5 kW de producción térmica, con un sistema de recuperación de calor de los gases de escape que permiten aumentar la potencia térmica hasta en 2.5kW adicionales. Los ensayos se han realizado en los días 25, 26 y 27 de agosto de 2015.

3.1 Funcionamiento en régimen estacionario

En la Tabla D.2 se detallan los datos de funcionamiento en régimen estacionario para los distintos niveles de temperatura.

Temperatura de consigna	30°C	40°C	50°C	60°C	70°C
Temperatura de ensayo (°C)	30.02	40.01	49.97	60.01	70.01
Caudal (l/h)	291.98	338.54	418.77	508.01	590.25
Potencia eléctrica (kW)	5.24	5.23	5.25	5.25	5.23
Potencia térmica (kW)	13.95	13.84	13.57	13.48	13.44
Consumo gas natural (kW)	20.57	20.13	20.09	19.86	19.89
Rendimiento eléctrico	0.25	0.26	0.26	0.26	0.26
Rendimiento térmico	0.68	0.69	0.68	0.68	0.68
Rendimiento global	0.93	0.95	0.94	0.94	0.94
Temperatura de los humos (°C)	60.99	65.15	72.54	79.29	87.16
Caudal de humos(l/min)	1.15	1.13	1.11	1.11	1.19
Emisiones de CO (ppm)	1.95	2.00	2.05	2.03	1.00
Emisiones de NO (ppm)	106.61	113.00	117.93	124.15	115.23
Emisiones de NO2 (ppm)	3.38	3.52	3.58	3.97	4.57

Tabla D.2 Variables de funcionamiento durante los ensayos en régimen estacionario

A partir de los resultados del funcionamiento estacionario se han obtenido las curvas de caudal (Fig. D.1), las potencias térmica y eléctrica y consumo de gas natural respecto de la temperatura de retorno al equipo (Fig. D.2).

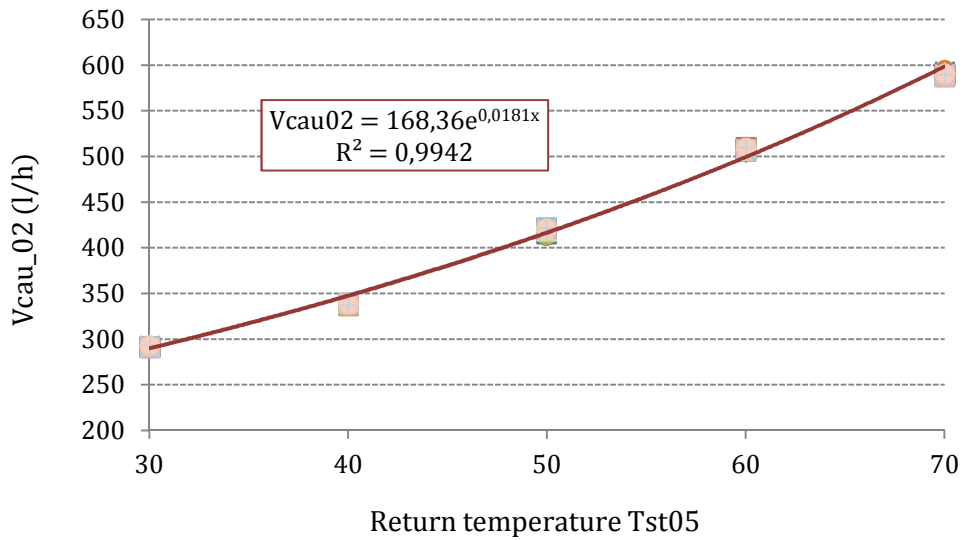


Fig. D.1 Caudal en función de la temperatura de retorno

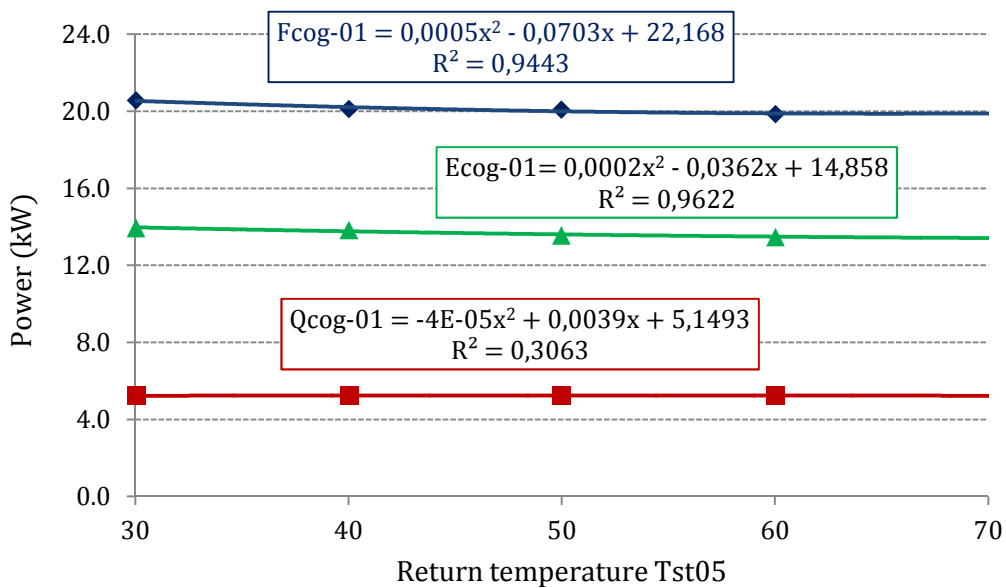


Fig. D.2 Potencias térmica, eléctrica y de combustible en función de la temperatura de retorno

3.2 Arranque en frío

En este apartado se muestra la evolución de las potencias térmica, eléctrica y de combustible durante el arranque en frío.

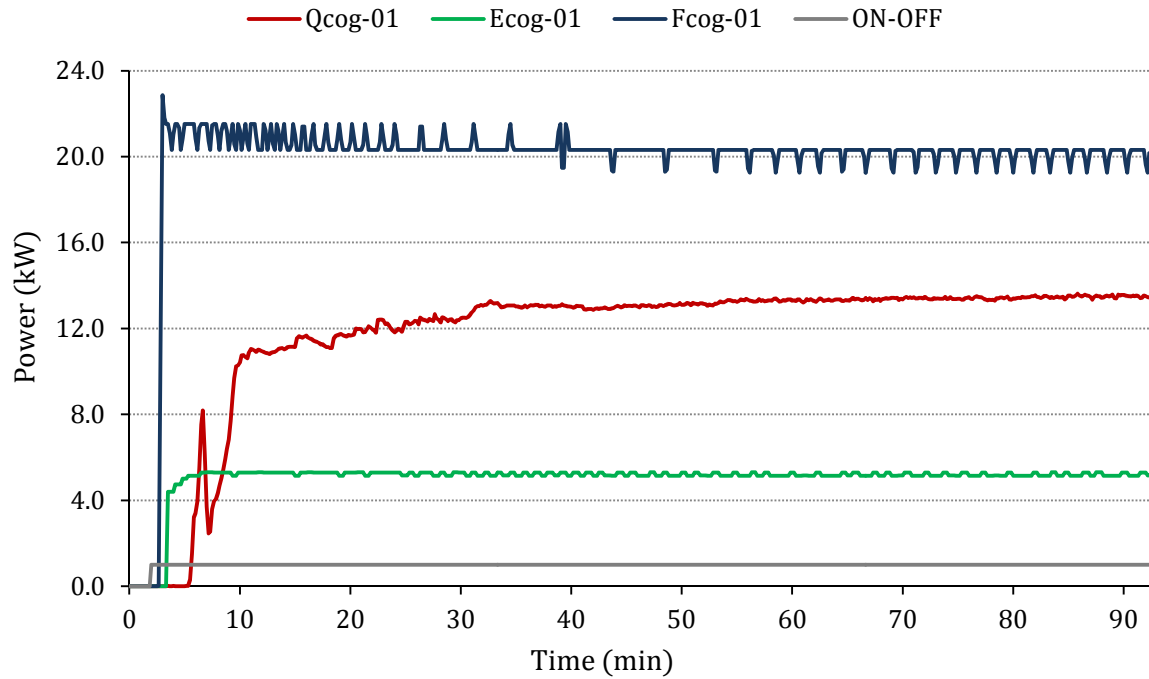


Fig. D.3 Evolución de las potencias térmica y eléctrica y consumo de combustible durante el arranque en frío

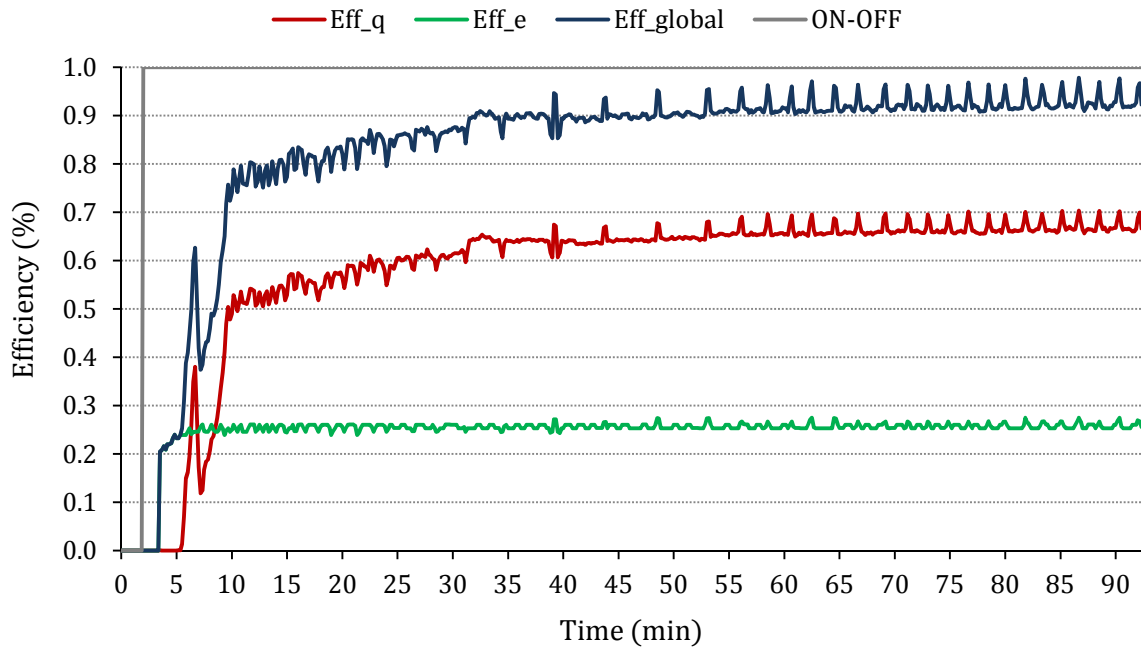


Fig. D.4 Evolución de los rendimientos durante el arranque en frío

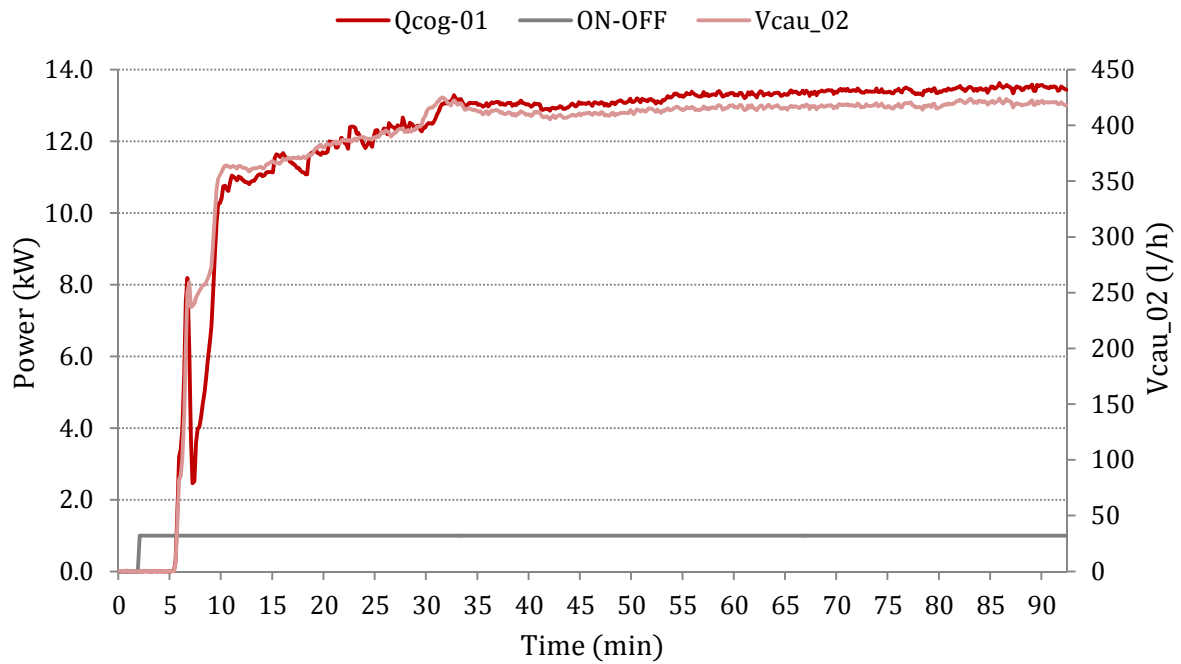


Fig. D.5 Evolución de la potencia térmica y el caudal durante el arranque en frío

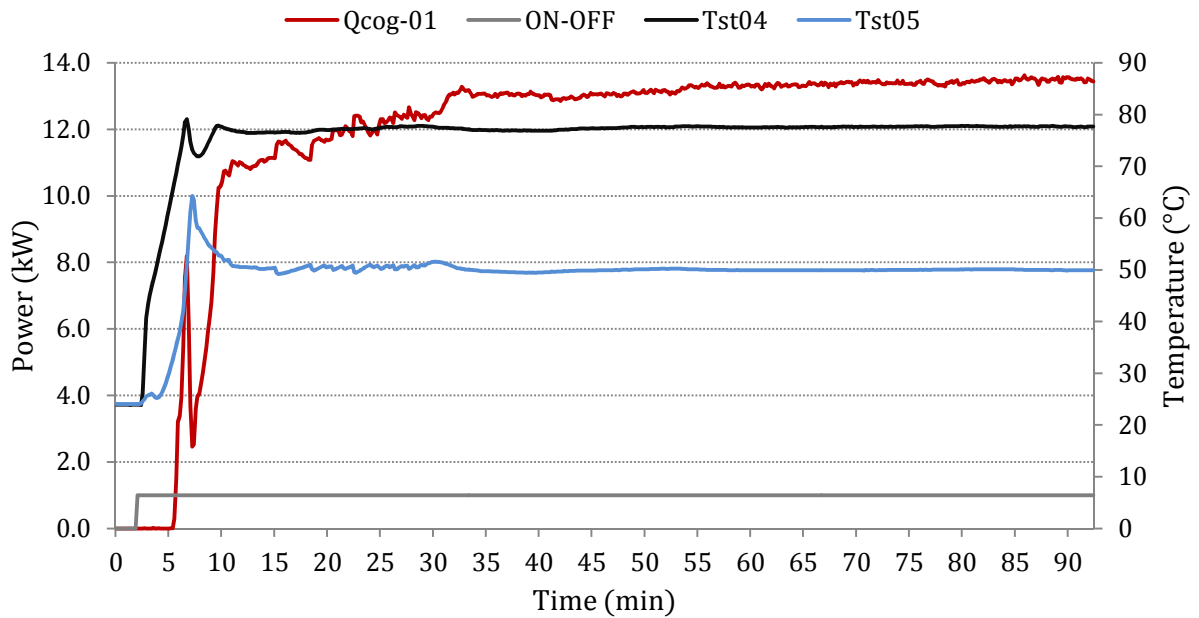


Fig. D.6 Evolución de la potencia térmica y las temperaturas de entrada y salida durante el arranque en frío

Las variables promedio del arranque en frío se muestran en la Tabla D.3.

Tiempo de arranque (hasta estacionario) (min)	40
Temperatura de consigna (°C)	50
Caudal (l/h)	342.7
Potencia eléctrica (kW)	5.02
Potencia térmica (kW)	10.49
C. gas natural (kW)	20.13
Rendimiento eléctrico (%)	0.24
Rendimiento térmico (%)	0.51
Rendimiento global (%)	0.75

Tabla D.3 Variables de funcionamiento promedio durante el arranque en frío

3.3 Arranque en caliente

En este apartado se muestra la evolución de las potencias térmica, eléctrica y de combustible durante el arranque en caliente.

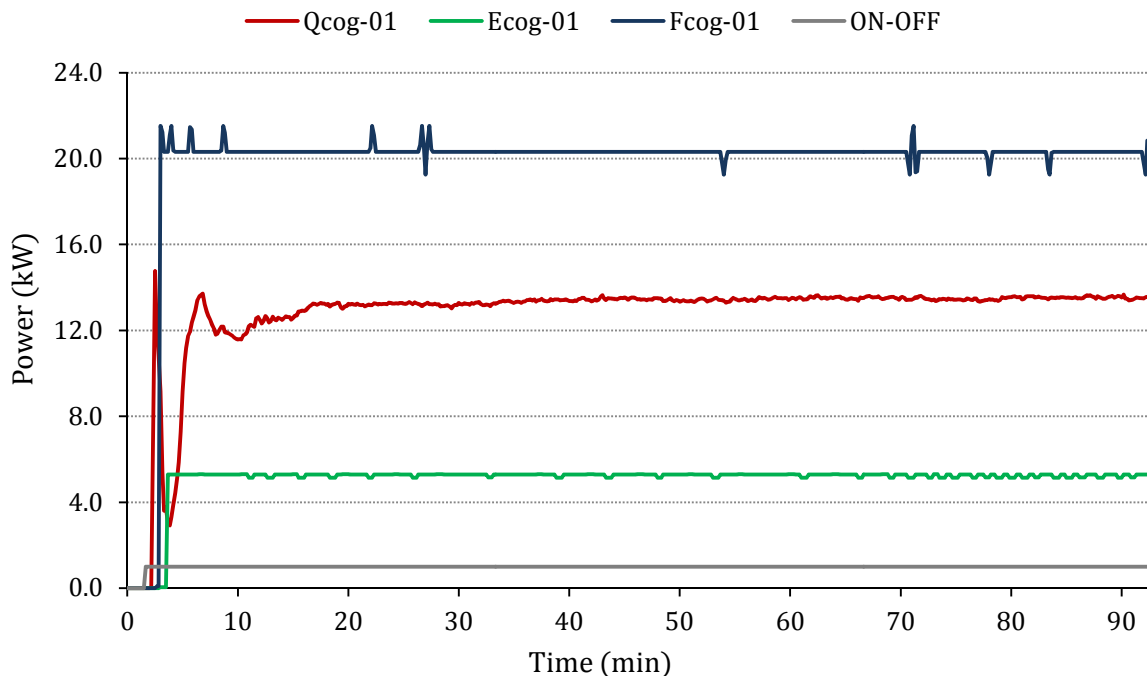


Fig. D.7 Evolución de las potencias térmica y eléctrica y consumo de combustible durante el arranque en caliente

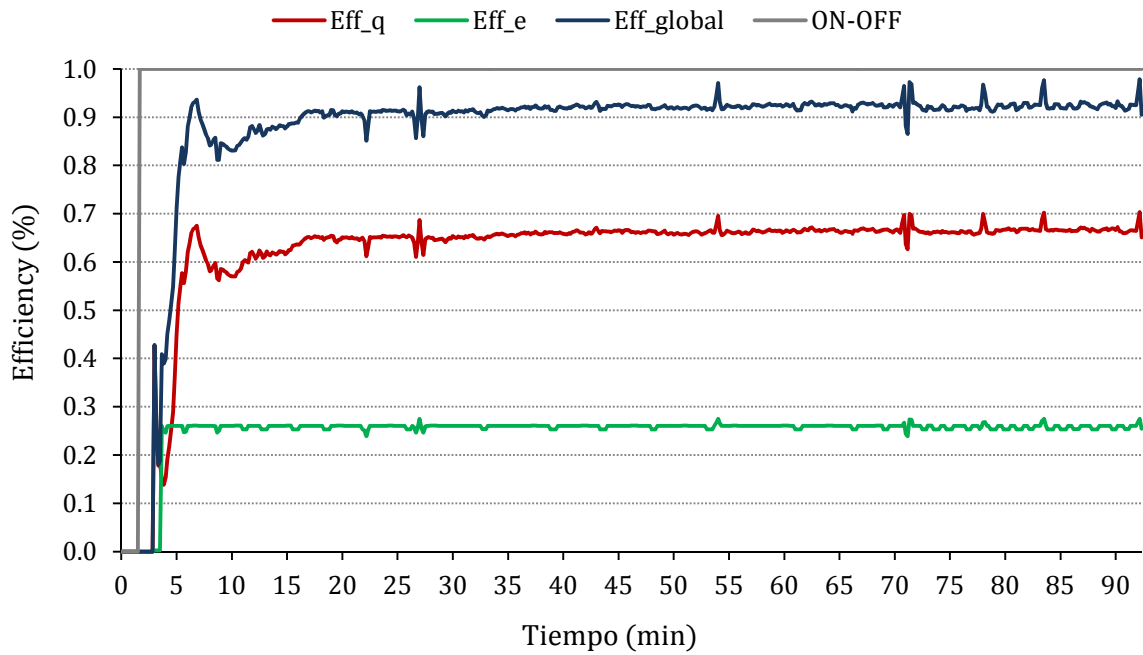


Fig. D.8 Evolución de los rendimientos durante el arranque en caliente

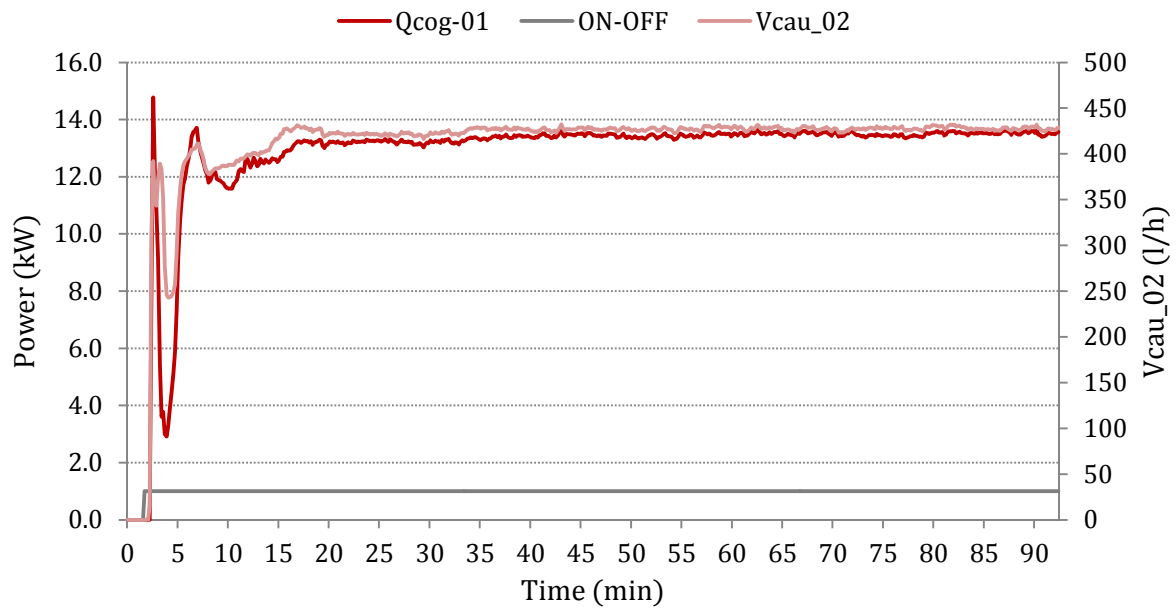


Fig. D.9 Evolución de la potencia térmica y el caudal durante el arranque en caliente

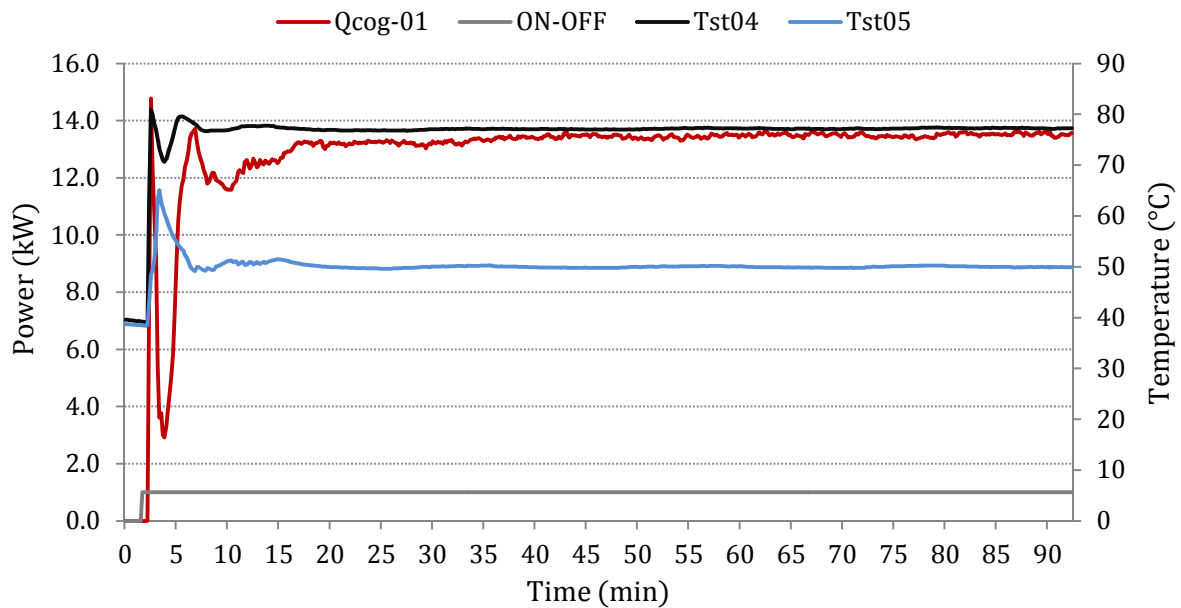


Fig. D.10 Evolución de la potencia térmica y las temperaturas de entrada y salida durante el arranque en caliente

Las variables promedio del arranque en caliente se muestran en la Tabla D.4.

Tiempo de arranque (hasta estacionario) (min)	25
Temperatura de consigna (°C)	50
Caudal (l/h)	394.8
Potencia eléctrica (kW)	4.94
Potencia térmica (kW)	11.98
C. gas natural (kW)	19.56
Rendimiento eléctrico (%)	0.24
Rendimiento térmico (%)	0.58
Rendimiento global (%)	0.82

Tabla D.4 Variables de funcionamiento promedio durante el arranque en caliente

3.4 Ensayo de parada

A continuación se observa la evolución de las potencias térmica, eléctrica y de combustible durante la parada.

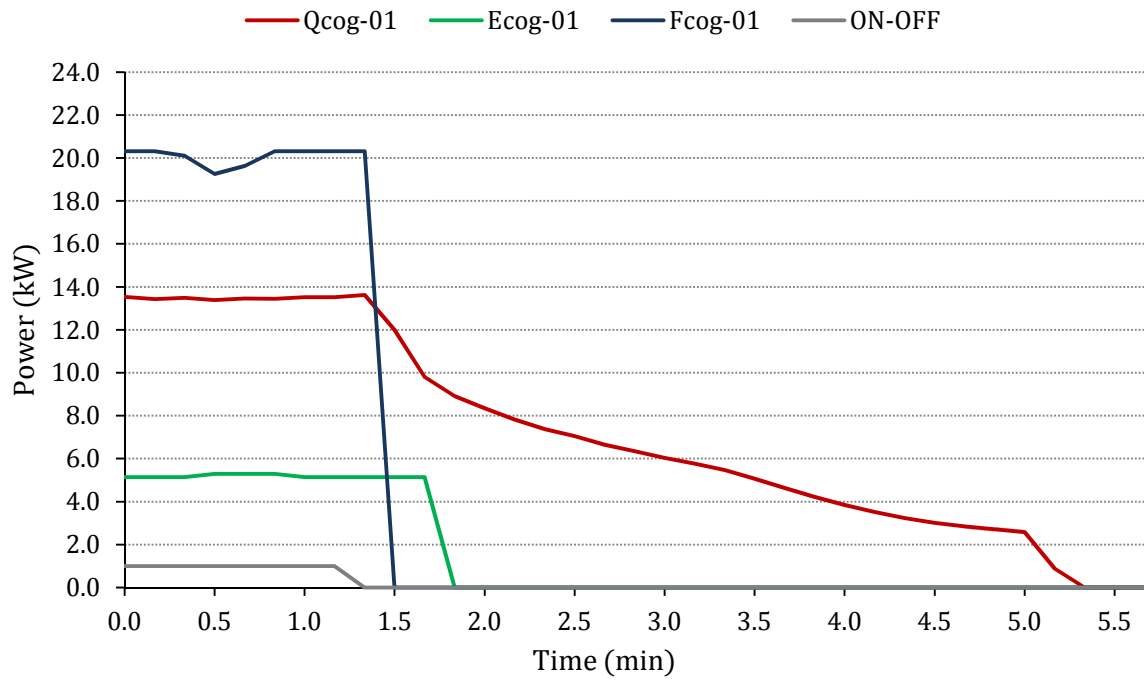


Fig. D.11 Evolución de las potencias térmica y eléctrica y consumo de combustible durante la parada

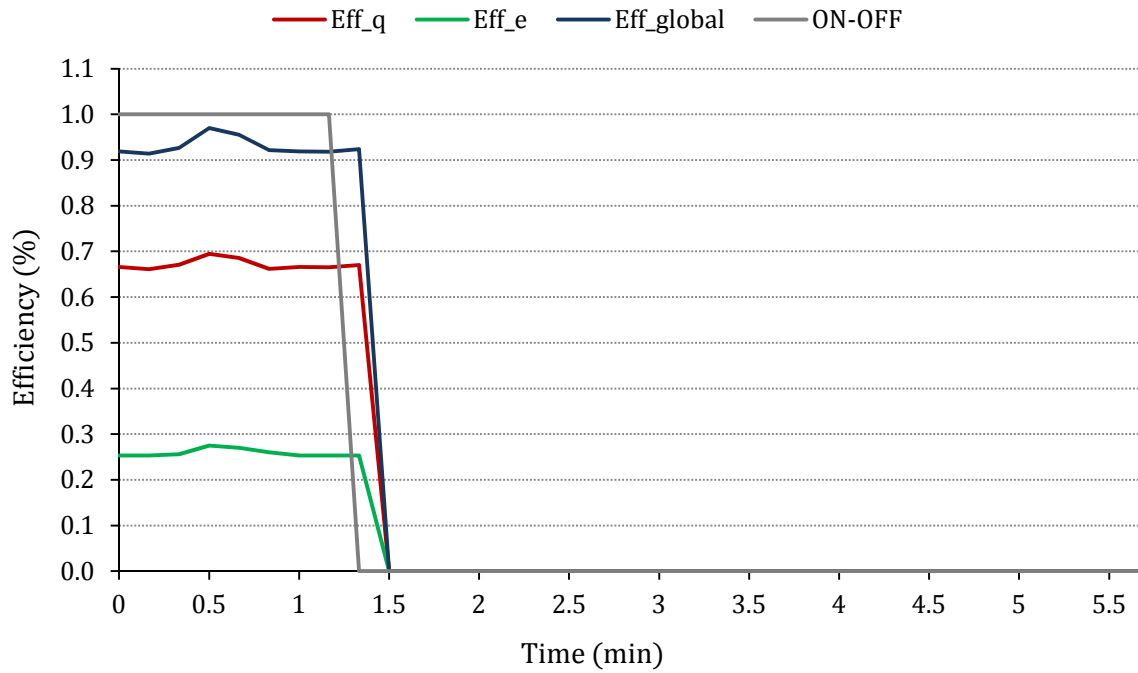


Fig. D.12 Evolución de los rendimientos durante la parada

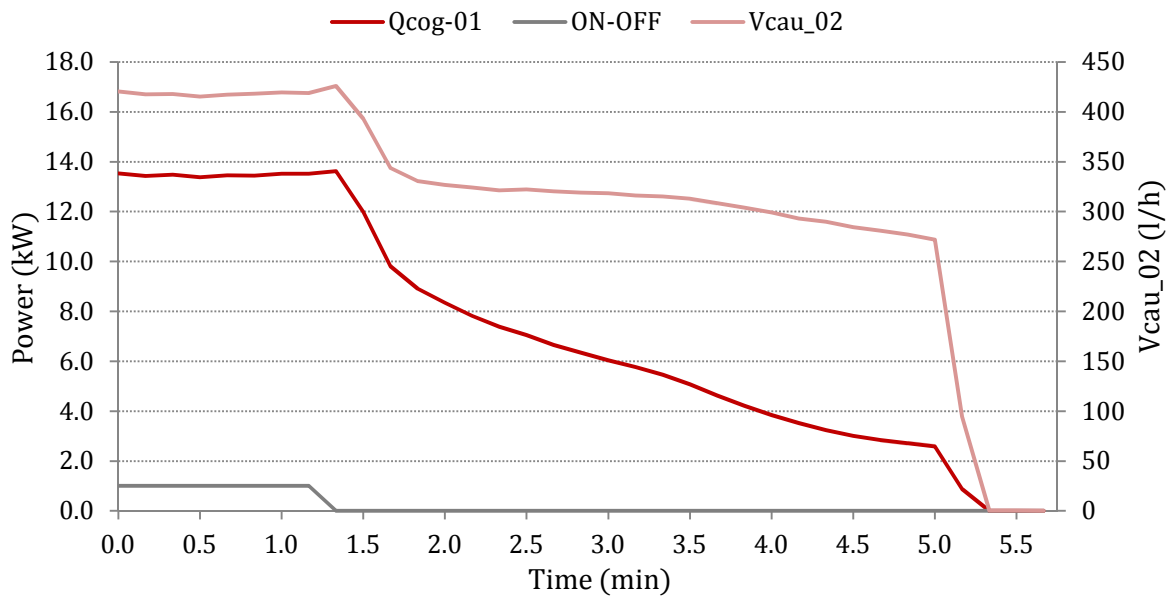


Fig. D.13 Evolución de la potencia térmica durante la parada

Las variables promedio se muestran en la Tabla D.5.

Tiempo de parada (min)	4
Temperatura de consigna (°C)	50
Energía térmica residual (kWh)	141.7

Tabla D.5 Variables de funcionamiento promedio durante el ensayo de parada

Referencias

- [1] Eurostat. Statistics database, energy statistics and supply, transformation, consumption (2010).
- [2] Eurostat European Commission, IDAE, SECH-SPAHOUSEC project, Institute for Energy Diversification and Saving, Ministry of Industry, Tourism and Commerce, Government of Spain, Madrid (2011).
- [3] Energy keys to domestic sector in the Basque Country: EVE 2013 (in Spanish).
- [4] S. Campanari, L. Boncompagni, E. Macchi, Microturbines and trigeneration: optimization strategies and multiple engine configuration effects (2002) 301-312.
- [5] J. Roncato, E. Macchi, 'Report of Study Group 7.2: Comparison of Medium or Large Scale CHP and Combined Cycles, in Various Countries (2000) 55-82.
- [6] R. Yokoyama, S. Takeuchi, K. Ito, Thermoeconomic analysis and optimization of a gas turbine cogeneration unit by a systems approach (2005) 127-133.
- [7] A. Bischi, L. Taccari, E. Martelli, E. Amaldi, G. Manzoloni, P. Silva, S. Campanari, E. Macchi, A detailed MILP optimization model for combined cooling, heat and power system operation planning, Energy. 74 (2014) 12-26.
- [8] V. Senthil Kumar, M.R. Mohan, Solution to security constrained unit commitment problem using genetic algorithm, International Journal of Electrical Power & Energy Systems. 32 (2010) 117-125.
- [9] C. Christober, A. Rajan, An evolutionary programming based simulated annealing method for unit commitment problem with cooling-banking constraints (2004) 435-440.
- [10] A. Bhardwaj, V.K. Kamboj, V.K. Shukla, B. Singh, P. Khurana, Unit commitment in electrical power system-a literature review (2012) 275-280.
- [11] Z. Ouyang, S. Shahidehpour, An intelligent dynamic programming for unit commitment application, IEEE Trans. Power Syst. 6 (1991) 1203-1209.
- [12] T. Li, M. Shahidehpour, Price-based unit commitment: a case of Lagrangian relaxation versus mixed integer programming, Power Systems, IEEE Transactions on. 20 (2005) 2015-2025.
- [13] J.F. Bard, Short-term scheduling of thermal-electric generators using Lagrangian relaxation, Oper. Res. 36 (1988) 756-766.

- [14] A. Frangioni, C. Gentile, F. Lacalandra, Tighter approximated MILP formulations for unit commitment problems, *Power Systems, IEEE Transactions on*. 24 (2009) 105-113.
- [15] A. Bischi, E. Pérez-Iribarren, S. Campanari, G. Manzolini, E. Martelli, P. Silva, E. Macchi, J.M. Sala-Lizarraga, Distributed cogeneration systems optimization: multi-step and mixed integer linear programming approaches , *International Conference on Applied Energy, ICAE 2013* (2013).
- [16] E. Cardona, A. Piacentino, A methodology for sizing a trigeneration plant in mediterranean areas, *Appl. Therm. Eng.* 23 (2003) 1665-1680.
- [17] A. Toffolo, A. Lazzaretto, Evolutionary algorithms for multi-objective energetic and economic optimization in thermal system design, *Energy*. 27 (2002) 549-567.
- [18] P. Ahmadi, I. Dincer, M.A. Rosen, Exergy, exergoeconomic and environmental analyses and evolutionary algorithm based multi-objective optimization of combined cycle power plants, *Energy*. 36 (2011) 5886-5898.
- [19] D.A. Manolas, C.A. Frangopoulos, T.P. Gialamas, D.T. Tsahalis, Operation optimization of an industrial cogeneration system by a genetic algorithm, *Energy Conversion and Management*. 38 (1997) 1625-1636.
- [20] J. Wang, Y. Jing, C. Zhang, Optimization of capacity and operation for CCHP system by genetic algorithm, *Appl. Energy*. 87 (2010) 1325-1335.
- [21] G.G. Dimopoulos, A.V. Kougioufas, C.A. Frangopoulos, Synthesis, design and operation optimization of a marine energy system, *Energy*. 33 (2008) 180-188.
- [22] A. Piacentino, F. Cardona, EABOT – Energetic analysis as a basis for robust optimization of trigeneration systems by linear programming, *Energy Conversion and Management*. 49 (2008) 3006-3016.
- [23] A. Costa, A. Fichera, A mixed-integer linear programming (MILP) model for the evaluation of CHP system in the context of hospital structures, *Appl. Therm. Eng.* 71 (2014) 921-929.
- [24] P. Arcuri, G. Florio, P. Fragiaco, A mixed integer programming model for optimal design of trigeneration in a hospital complex, *Energy*. 32 (2007) 1430-1447.
- [25] M.A. Lozano, J.C. Ramos, L.M. Serra, Cost optimization of the design of CHCP (combined heat, cooling and power) systems under legal constraints, *Energy*. 35 (2010) 794-805.
- [26] A. Rong, R. Lahdelma, An efficient linear programming model and optimization algorithm for trigeneration, *Appl. Energy*. 82 (2005) 40-63.

- [27] S. Oh, H. Lee, J. Jung, H. Kwak, Optimal planning and economic evaluation of cogeneration system, *Energy*. 32 (2007) 760-771.
- [28] X.Q. Kong, R.Z. Wang, X.H. Huang, Energy optimization model for a CCHP system with available gas turbines, *Appl. Therm. Eng.* 25 (2005) 377-391.
- [29] A. Alarcon-Rodriguez, G. Ault, S. Galloway, Multi-objective planning of distributed energy resources: A review of the state-of-the-art, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 14 (2010) 1353-1366.
- [30] A.L. Thomas, *The allocation problem in financial accounting theory*, American Accounting Association, 1974.
- [31] K.C. Kavvadias, Z.B. Maroulis, Multi-objective optimization of a trigeneration plant, *Energy Policy*. 38 (2010) 945-954.
- [32] H. Ren, W. Zhou, K. Nakagami, W. Gao, Q. Wu, Multi-objective optimization for the operation of distributed energy systems considering economic and environmental aspects, *Appl. Energy*. 87 (2010) 3642-3651.
- [33] S. Fazlollahi, P. Mandel, G. Becker, F. Maréchal, Methods for multi-objective investment and operating optimization of complex energy systems, *Energy*. 45 (2012) 12-22.
- [34] I. Dincer, M.A. Rosen, *Exergy: energy, environment and sustainable development*, Newnes, 2012.
- [35] A. Abusoglu, M. Kanoglu, Exergoeconomic analysis and optimization of combined heat and power production: A review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 13 (2009) 2295-2308.
- [36] M.A. Lozano, A. Valero, Theory of the exergetic cost, *Energy*. 18 (1993) 939-960.
- [37] G. Tsatsaronis, L. Lin, J. Pisa, Exergy costing in exergoeconomics, *Journal of Energy Resources Technology*. 115 (1993) 9-16.
- [38] G. Tsatsaronis, M. Park, On avoidable and unavoidable exergy destructions and investment costs in thermal systems, *Energy Conversion and Management*. 43 (2002) 1259-1270.
- [39] A. Lazzaretto, G. Tsatsaronis, SPECO: a systematic and general methodology for calculating efficiencies and costs in thermal systems, *Energy*. 31 (2006) 1257-1289.
- [40] C.A. Frangopoulos, Thermo-economic functional analysis and optimization, *Energy*. 12 (1987) 563-571.



- [41] C.A. Frangopoulos, Optimization of synthesis-design-operation of a cogeneration system by the intelligent functional approach, *International Journal of Energy-Environment-Economics*; (United States). 1 (1991).
- [42] G. Tsatsaronis, J. Pisa, Invited Papers on Exergoeconomics Exergoeconomic evaluation and optimization of energy systems — application to the CGAM problem, *Energy*. 19 (1994) 287-321.
- [43] B. Erlach, L. Serra, A. Valero, Structural theory as standard for thermoeconomics, *Energy Conversion and Management*. 40 (1999) 1627-1649.
- [44] A.M. El-Nashar, Cost allocation of electricity and water in a cogeneration plant, *Desalination*. 85 (1992) 197-212.
- [45] M.A. Rosen, Allocating carbon dioxide emissions from cogeneration systems: descriptions of selected output-based methods, *J. Clean. Prod.* 16 (2008) 171-177.
- [46] O.A. Hamed, H.A. Al-Washmi, H.A. Al-Otaibi, Thermoeconomic analysis of a power/water cogeneration plant, *Energy*. 31 (2006) 2699-2709.
- [47] M.A. Lozano, M. Carvalho, J. Ramos, L. Serra, Thermoeconomic analysis of simple trigeneration systems, *International Journal of Thermodynamics*. 12 (2009) 147-53.
- [48] M.A. Lozano, M. Carvalho, L.M. Serra, Allocation of economic costs in trigeneration systems at variable load conditions, *Energy Build.* 43 (2011) 2869-2881.
- [49] A. Valero, M. Lozano, M. Muñoz, A general theory of exergy saving. I. On the exergetic cost, *Computer-Aided Engineering and Energy Systems. Second Law Analysis and Modelling*, R.Gaggioli, ed. 3 (1986) 1-8.
- [50] M. Carvalho, Thermoeconomic and environmental analyses for the synthesis of polygeneration systems in the residential-commercial sector, University of Zaragoza Ph.D.Thesis (2011).
- [51] A. González, J.M. Sala, I. Flores, L.M. López, Application of thermoeconomics to the allocation of environmental loads in the life cycle assessment of cogeneration plants, *Energy*. 28 (2003) 557-574.
- [52] C.T. Yucer, A. Hepbasli, Thermodynamic analysis of a building using exergy analysis method, *Energy Build.* 43 (2011) 536-542.
- [53] Z. Utlu, A. Hepbasli, Thermoeconomic analysis of energy utilization in the residential-commercial sector: An application, *Build. Environ.* 43 (2008) 896-904.
- [54] Z. Oktay, I. Dincer, Exergoeconomic analysis of the Gonen geothermal district heating system for buildings, *Energy Build.* 41 (2009) 154-163.

- [55] P. Roque Díaz, Y.R. Benito, J.A.R. Parise, Thermoeconomic assessment of a multi-engine, multi-heat-pump CCHP (combined cooling, heating and power generation) system – A case study, *Energy*. 35 (2010) 3540-3550.
- [56] A. Yildiz, A. Güngör, Energy and exergy analyses of space heating in buildings, *Appl. Energy*. 86 (2009) 1939-1948.
- [57] Y. Yoru, T.H. Karakoc, A. Hepbasli, Dynamic energy and exergy analyses of an industrial cogeneration system, *Int. J. Energy Res.* 34 (2010) 345-356.
- [58] The official website of the European Union: Environment. http://ec.europa.eu/environment/climat/home_en.htm.
- [59] D. Kellenberger, H. Althaus, Relevance of simplifications in LCA of building components, *Build. Environ.* 44 (2009) 818-825.
- [60] I. Zabalza Bribián, A. Aranda Usón, S. Scarpellini, Life cycle assessment in buildings: State-of-the-art and simplified LCA methodology as a complement for building certification, *Build. Environ.* 44 (2009) 2510-2520.
- [61] G.A. Blengini, T. Di Carlo, The changing role of life cycle phases, subsystems and materials in the LCA of low energy buildings, *Energy Build.* 42 (2010) 869-880.
- [62] E. Pérez-Iribarren, A. Campos-Celador, J. Sala-Lizarraga, L. del Portillo-Valdés, Exergoenvironmental analysis of a residential micro-CHP installation. 4 (2011) e6.
- [63] F.L. Plazas, , Sobre el uso y la gestión como los factores principales que determinan el consumo de energía en la edificación. Una aportación para reducir el impacto ambiental de los edificios. (2007).
- [64] M. Ottelé, K. Perini, A.L.A. Fraaij, E.M. Haas, R. Raiteri, Comparative life cycle analysis for green façades and living wall systems, *Energy Build.* 43 (2011) 3419-3429.
- [65] F. Stazi, A. Mastrucci, P. Munafò, Life cycle assessment approach for the optimization of sustainable building envelopes: An application on solar wall systems, *Build. Environ.* 58 (2012) 278-288.
- [66] L. Kosareo, R. Ries, Comparative environmental life cycle assessment of green roofs, *Build. Environ.* 42 (2007) 2606-2613.
- [67] T.T. Chow, A review on photovoltaic/thermal hybrid solar technology, *Appl. Energy*. 87 (2010) 365-379.
- [68] I. Blom, L. Itard, A. Meijer, LCA-based environmental assessment of the use and maintenance of heating and ventilation systems in Dutch dwellings, *Build. Environ.* 45 (2010) 2362-2372.

- [69] D. Tonini, T. Astrup, LCA of biomass-based energy systems: a case study for Denmark, *Appl. Energy*. 99 (2012) 234-246.
- [70] R.L. Cornelissen, G.G. Hirs, The value of the exergetic life cycle assessment besides the LCA, *Energy Conversion and Management*. 43 (2002) 1417-1424.
- [71] Commission Decision 2007/74/EC. Commission Decision of 21 December 2006 establishing harmonised efficiency reference values for separate production of electricity and heat in application of Directive 2004/8/EC of the European Parliament and of the Council.
- [72] T.T. Al-Shemmeri, 3 - Thermodynamics, performance analysis and computational modelling of small and micro combined heat and power (CHP) systems, in: R. Beith (Ed.), *Small and Micro Combined Heat and Power (CHP) Systems*, Woodhead Publishing, 2011, pp. 42-69.
- [73] J. Deuse, 4 - Integration of small and micro combined heat and power (CHP) systems into distributed energy systems, in: R. Beith (Ed.), *Small and Micro Combined Heat and Power (CHP) Systems*, Woodhead Publishing, 2011, pp. 70-87.
- [74] RITE, the new regulations on thermal installations in buildings , approved by RD 1027/2007, BOE 29.08.07, Ministry of the Presidency, Madrid (2007).
- [75] RITE, modifications to the new regulations on thermal installations in buildings, approved by RD 238/2013, BOE-A-2013-3905, Ministry of the Presidency, Madrid (2013).
- [76] Ministry of Industry, Tourism and Commerce, RD 661/2007, of May 11th, on the promotion of cogeneration (BOE n.114), Madrid (2007).
- [77] Ministry of Industry, Tourism and Commerce, RD-Ley 1/2012, (BOE n.24), Madrid (2012).
- [78] Ministry of Industry, Energy and Tourism, RD 413/2014, of June 6th, on the regulation of the electricity production activity based on renewable energies, cogeneration and wastes (BOE n.140), Madrid, 2014 (in Spanish).
- [79] Ministry of Industry, Energy and Tourism, Order IET/1045/2014, of June 16th, on the approval of the retributive parameters of the reference installations applicable to certain electricity production plants based on renewable energies, cogeneration and wastes (BOE n.150), Madrid, 2014 (in Spanish).
- [80] J.C. Ramos, Optimización del diseño y operación de sistemas de cogeneración para el sector residencial comercial. Optimizing the design and operation of cogeneration systems for commercial residential sector, Universidad de Zaragoza (2012).

- [81] Basic Guide. Microgeneration., Energy Foundation of the Community of Madrid (2012).
- [82] K.R. Voorspools, W.D. D'haeseleer, Reinventing hot water?: Towards optimal sizing and management of cogeneration: A case study for Belgium, *Appl. Therm. Eng.* 26 (2006) 1972-1981.
- [83] A. Arteconi, N.J. Hewitt, F. Polonara, State of the art of thermal storage for demand-side management, *Appl. Energy.* 93 (2012) 371-389.
- [84] I. Dincer, On thermal energy storage systems and applications in buildings, *Energy Build.* 34 (2002) 377-388.
- [85] S. Martínez-Lera, J. Ballester, J. Martínez-Lera, Analysis and sizing of thermal energy storage in combined heating, cooling and power plants for buildings, *Appl. Energy.* 106 (2013) 127-142.
- [86] E.S. Barbieri, F. Melino, M. Morini, Influence of the thermal energy storage on the profitability of micro-CHP systems for residential building applications, *Appl. Energy.* 97 (2012) 714-722.
- [87] S. Campanari, P. Manzolini, P. Silva, A multi-step optimization approach to distributed cogeneration systems with heat storage, *ASME Turbo Expo, GT2008-51227* (2008).
- [88] S. Campanari, P. Chiesa, P. Silva, Performance assessment of cogeneration systems for industrial district applications, *ASME Turbo Expo, GT2007-27659* (2007).
- [89] S. Martínez-Lera, J. Ballester, A novel method for the design of CHCP (combined heat, cooling and power) systems for buildings, *Energy.* 35 (2010) 2972-2984.
- [90] Z. Zhou, J. Zhang, P. Liu, Z. Li, M.C. Georgiadis, E.N. Pistikopoulos, A two-stage stochastic programming model for the optimal design of distributed energy systems, *Appl. Energy.* 103 (2013) 135-144.
- [91] K.C. Kavvadias, A.P. Tosios, Z.B. Maroulis, Design of a combined heating, cooling and power system: Sizing, operation strategy selection and parametric analysis, *Energy Conversion and Management.* 51 (2010) 833-845.
- [92] H. Ren, W. Gao, Y. Ruan, Optimal sizing for residential CHP system, *Appl. Therm. Eng.* 28 (2008) 514-523.
- [93] G. Simader, R. Krawinkler, T. Trnka, Micro CHP systems: state-of-the-art (2006).
- [94] M.A. Lozano, J.C. Ramos, M. Carvalho, L.M. Serra, Structure optimization of energy supply systems in tertiary sector buildings, *Energy Build.* 41 (2009) 1063-1075.

- [95] D. Steen, M. Stadler, G. Cardoso, M. Groissböck, N. DeForest, C. Marnay, Modeling of thermal storage systems in MILP distributed energy resource models, *Appl. Energy*. 137 (2015) 782-792.
- [96] A.J. Mason, I. Dunning, OpenSolver: Open Source Optimisation for Excel, Proceedings of the 45th Annual Conference of the ORSNZ (2010).
- [97] W.L. Winston, J.B. Goldberg, Operations research: applications and algorithms, Duxbury press Boston, 2004.
- [98] Á. Campos-Celador, E. Pérez-Iribarren, J.M. Sala, L.A. del Portillo-Valdés, Thermo-economic analysis of a micro-CHP installation in a tertiary sector building through dynamic simulation, *Energy*. 45 (2012) 228-236.
- [99] R. Yokoyama, Y. Hasegawa, K. Ito, A MILP decomposition approach to large scale optimization in structural design of energy supply systems, *Energy Conversion and Management*. 43 (2002) 771-790.
- [100] M. Casisi, P. Pinamonti, M. Reini, Optimal lay-out and operation of combined heat & power (CHP) distributed generation systems, *Energy*. 34 (2009) 2175-2183.
- [101] J. Ortiga, J.C. Bruno, A. Coronas, Selection of typical days for the characterisation of energy demand in cogeneration and trigeneration optimisation models for buildings, *Energy Conversion and Management*. 52 (2011) 1934-1942.
- [102] G. Mavrotas, D. Diakoulaki, K. Florios, P. Georgiou, A mathematical programming framework for energy planning in services' sector buildings under uncertainty in load demand: The case of a hospital in Athens, *Energy Policy*. 36 (2008) 2415-2429.
- [103] H. Seo, J. Sung, S. Oh, H. Oh, H. Kwak, Economic optimization of a cogeneration system for apartment houses in Korea, *Energy Build*. 40 (2008) 961-967.
- [104] Z. Beihong, L. Weiding, An optimal sizing method for cogeneration plants, *Energy Build*. 38 (2006) 189-195.
- [105] S. Yoshida, K. Ito, R. Yokoyama, Sensitivity analysis in structure optimization of energy supply systems for a hospital, *Energy Conversion and Management*. 48 (2007) 2836-2843.
- [106] F. Domínguez-Muñoz, J.M. Cejudo-López, A. Carrillo-Andrés, M. Gallardo-Salazar, Selection of typical demand days for CHP optimization, *Energy Build*. 43 (2011) 3036-3043.
- [107] F. Domínguez-Muñoz, A. Carrillo-Andrés, G. Calleja-Rodríguez, E.A. Rodríguez-García, Influencia del número de días tipo en la optimización de plantas térmicas centralizadas, CNIT (2013).

[108] S.C. Jansen, J. Terés-Zubiaga, P.G. Luscuere, The exergy approach for evaluating and developing an energy system for a social dwelling, *Energy Build.* 55 (2012) 693-703.

[109] IDAE, Evaluation of the potential of solar thermal air conditioning in buildings, Institute for Energy Diversification and Saving, Ministry of Industry, Tourism and Commerce, Spanish Government (2011).

[110] CTE, Spanish Technical Building Code, Basic Document HE 4: Solar Minimum Contribution for Domestic Hot Water, Ministry of Housing, Spanish Government, Madrid (in Spanish) (2013).

[111] Ministry of Industry, Energy and Tourism, Resolution of January 31st of the General Administration on Energy Policy and Mines, on the publication of the production of electric energy and the voluntary prices for small consumers (Disposición 1503, BOE n.28), Madrid, 2014 (in Spanish).

[112] Ministry of Industry, Energy and Tourism, Resolution of January 28st of the General Administration on Energy Policy and Mines, on the publication of the natural gas tariff of last resort (Disposición 917, BOE n.26), Madrid, 2014 (in Spanish).

[113] Senertec Dachs Commercial Catalogue.<http://www.senertec.es/es/derdachs.html>.

[114] IDAE, Factores de emisión de CO₂ y coeficientes de paso a energía primaria de diferentes fuentes de energía final consumidas en el sector edificios en España V03/03/2014. (Propuesta de documento reconocido), Ministry of Industry, Tourism and Commerce (2014).

[115] IDAE. Eligibility guide of projects in charge of the JESSICA F.I.D.A.E holding fund. Madrid: Institute for Energy Diversification and Saving, Ministry of Industry, Energy and Tourism, Spanish Government; 2014 [in Spanish].

[116] European Union Regional Policy. Guide to cost benefit analysis of investment projects. 2008.

[117] I. Beausoleil-Morrison, Experimental Investigation of Residential Cogeneration Devices and Calibration of Annex 42 Models, Annex 42 of the International Energy Agency Energy Conservation in Buildings and Community Systems Programme (2007).

[118] IDAE, Thermal Solar Energy, Institute for Energy Diversification and Saving, Ministry of Industry, Tourism and Commerce, Spanish Government, Madrid (in Spanish) (2013).

[119] Meteonorm, Global Meteorological Database for solar application and system design. .

[120] IEA International Energy Agency [internet]. ECBCS: Energy Conservation in Buildings and Community Systems Programme. Annex42: The Simulation of Building-

Integrated Fuel Cell and Other Cogeneration Systems –Available at:
<<http://www.ecbcs.org/annexes/annex42.htm>> .

[121] R. Hendron, J. Burch, G. Barker, Tool for Generating Realistic Residential Hot Water Event Schedules, In: Simbuild 2010: Proceedings of the 4th National Conference of IBPS-USA (2010).

[122] Wärmepumpen-Testzentrum WPZ Buchs, Test results air/water heat pumps based on the EN 14511, WPZ-Bulletin N.01, 2010, Switzerland (In German).

[123] ASIT (Solar Association of Thermal Industry), Guía ASIT de la Energía Solar Térmica (2010).

[124] IDAE, Instalaciones de Energía Solar Térmica, Pliego de Condiciones Técnicas de Instalaciones de Baja Temperatura, PET-REV (2002).

[125] A. Lazzaretto, A. Toffolo, Energy, economy and environment as objectives in multi-criterion optimization of thermal systems design, *Energy*. 29 (2004) 1139-1157.

[126] S.D. Pohekar, M. Ramachandran, Application of multi-criteria decision making to sustainable energy planning—A review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 8 (2004) 365-381.

[127] J. Wang, Y. Jing, C. Zhang, J. Zhao, Review on multi-criteria decision analysis aid in sustainable energy decision-making, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 13 (2009) 2263-2278.

[128] A. Hepbasli, Low exergy (LowEx) heating and cooling systems for sustainable buildings and societies, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 16 (2012) 73-104.

[129] H. Torío, D. Schmidt, S.C. Jansen, M. Shukuya, A. Angelotti, P. Benz-Carlstrom, T. Iwamatsu, G. Johannesón, M. Molinari, F. Meggers, M.D. Carli, P.G. Cesaratto, L. Kranzl, P. Caputo, P. Op 't Veld, M. Ala-Juusela, D. Solberg, IEA ECBCS Annex 49 Final Report – Low Exergy Systems for High-Performance Buildings and Communities – Detailed Exergy Assessment Guidebook for the Built Environment, Stuttgart, Germany (2011).

[130] S.P. Lohani, D. Schmidt, Comparison of energy and exergy analysis of fossil plant, ground and air source heat pump building heating system, *Renewable Energy*. 35 (2010) 1275-1282.

[131] H. Torio, D. Schmidt, Low exergy systems for high-performance buildings and communities, *Guidebook of IEA ECBCS Annex 49*. 49 (2011).

[132] D. Schmidt, Design of low exergy buildings-method and a pre-design tool, *The International Journal of Low Energy and Sustainable Buildings*. 3 (2004) 1-47.

[133] S.C. Jansen, Exergy in the built environment. The added value of exergy in the assessment and development of energy systems for the built environment., TU Delft, Delft University of Technology, 2013.

[134] G. Tsatsaronis, M. Winhold, Exergoeconomic analysis and evaluation of energy-conversion plants—I. A new general methodology, *Energy*. 10 (1985) 69-80.

[135] A. Bejan, G. Tsatsaronis, M.J. Moran, Thermal design and optimization, John Wiley & Sons, 1996.

[136] M.E. Bösch, S. Hellweg, M.A.J. Huijbregts, R. Frischknecht, Applying Cumulative Exergy Demand (CExD) Indicators to the ecoinvent Database, *Int J Life Cycle Assessment*. 12 (3) (2007) 181-190.

[137] J. Szargut, Exergy Method: Technical and Ecological Applications, WIT Press ed., 2005.

[138] R. Petela, Exergy of heat radiation, *Journal of Heat Transfer*. 86 (1964) 187-192.

[139] D. Alta, C. Ertekin, F. Evrendilek, Quantifying spatio-temporal dynamics of solar radiation exergy over Turkey, *Renewable Energy*. 35 (2010) 2821-2828.

[140] I. Dinçer, M.A. Rosen, Energy and Exergy Analyses of Thermal Energy Storage Systems, in: *Thermal Energy Storage*, John Wiley & Sons, Ltd, 2010; 2010, pp. 233-334.

[141] M. Goedkoop, A. De Schryver, M. Oele, S. Durksz, D. de Roest, Introduction to LCA with SimaPro 7, PRé Consultants, The Netherlands (2008).

[142] E. Moreno-Ruiz, T. Levova, G. Bourgault, G. Wernet, Technical documentation of the ecoinvent database, Final report ecoinvent data: Documentation of changes implemented in ecoinvent v3.1 (2014).

[143] R. Frischknecht, Life cycle inventory analysis for decision-making, *The International Journal of Life Cycle Assessment*. 3 (1998) 67-67.

[144] BOTHA, Boletín Oficial del Territorio Histórico de Álava. Nº86 (2015).

[145] P. Sakulpipatsin, L.C.M. Itard, H.J. van der Kooi, E.C. Boelman, P.G. Luscuere, An exergy application for analysis of buildings and HVAC systems, *Energy Build*. 42 (2010) 90-99.

[146] Y.B. Tao, Y.L. He, W.Q. Tao, Z.G. Wu, Experimental study on the performance of CO2 residential air-conditioning system with an internal heat exchanger, *Energy Conversion and Management*. 51 (2010) 64-70.

[147] M. Kanoglu, I. Dincer, M.A. Rosen, Exergetic Performance Analysis of Various Cogeneration Systems for Buildings., *ASHRAE Trans*. 113 (2007).

- [148] I. Dincer, M.A. Rosen, Exergetically Efficient Thermal Energy Storage Systems for Sustainable Buildings., ASHRAE Trans. 114 (2008).
- [149] G. Finnveden, P. Östlund, Exergies of natural resources in life-cycle assessment and other applications, Energy. 22 (1997) 923-931.
- [150] I. González-Pino, A. Campos-Celador, E. Pérez-Iribarren, J. Terés-Zubiaga, J.M. Sala, Parametric study of the operational and economic feasibility of Stirling micro-cogeneration devices in Spain, Appl. Therm. Eng. 71 (2014) 821-829.
- [151] I. González-Pino, E. Pérez-Iribarren, A. Campos-Celador, J. Las-Heras-Casas, J.M. Sala, Influence of the regulation framework on the feasibility of a Stirling engine-based residential micro-CHP installation, Energy. 84 (2015) 575-588.
- [152] CTE, Spanish Technical Building Code, Basic Document HS 3: Health Standards, Spanish Government, Madrid (in Spanish) (2009).
- [153] V. Machairas, A. Tsangrassoulis, K. Axarli, Algorithms for optimization of building design: A review, Renewable and Sustainable Energy Reviews. 31 (2014) 101-112.
- [154] A. Perera, M. Sirimanna, A novel simulation based evolutionary algorithm to optimize building envelope for energy efficient buildings (2014) 1-6.
- [155] I. Bipm, I. IFcc, I. IuPac, OIML, Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement, International Organization for Standardization, Geneva.ISBN (1995) 92-67.
- [156] M. Dentice d'Accadia, M. Musto, Engineering analysis of uncertainties in the performance evaluation of CHP systems, Appl. Energy. 88 (2011) 4927-4935.
- [157] A. Carotenuto, G. Giovinco, B. Viglietti, L. Vanoli, A new procedure for the determination of calibration curves for a gas chromatograph used in natural gas analysis, Chemometrics Intellig. Lab. Syst. 75 (2005) 209-217.
- [158] A. Rosato, S. Sibilio, Energy performance of a micro-cogeneration device during transient and steady-state operation: Experiments and simulations, Appl. Therm. Eng. 52 (2013) 478-491.
- [159] University of Illinois, University of California, Energy Plus. Getting started. (2013).
- [160] IDAE, Conditions for the acceptance of alternative software. Annexes, Institute for Energy Diversification and Saving, Ministry of Industry, Tourism and Commerce, Spanish Government, Madrid (in Spanish) (2007).
- [161] IDAE, Conditions for the acceptance of alternative software to LIDER and CALENER. Institute for Energy Diversification and Saving, Ministry of Industry, Tourism and Commerce, Spanish Government, Madrid (in Spanish) (2007).

[162] M. Odriozola, Ventilación de viviendas según el CTE. Medición y simulación de diferentes tipos de sistemas de ventilación y su repercusión en la calidad del aire interior y el consumo energético. Housing ventilation according to the CTE. Measurement and simulation of different types of ventilation systems and their impact on indoor air quality and energy consumption., UPV-EHU. University of the Basque Country (2014).

[163] IDAE, External Climate Conditions, Institute for Energy Diversification and Saving, Ministry of Industry, Tourism and Commerce, Spanish Government (in Spanish) (2010).

[164] Red Eléctrica España (REE). www.ree.es.

[165] Instituto de Tecnología de la Construcción ITeC, <http://itec.es/nouBedec.e/>.

[166] PreConsultants. SimaPro Database Manual. Methods library, 2008, <http://www.pre.nl/>.

[167] CYPE INGENIEROS, Software para Arquitectura, Ingeniería y Construcción, <http://www.generadordeprecios.info/> (2015).

[168] J. Cockroft, A. Samuel, P. Tuohy, Development of a Methodology for the Evaluation of Domestic Heating Controls. Phase 2 of a DEFRA Market Transformation Programme project, carried out under contract to BRE Environment. Final Report. (2007).

[169] AVEBIOM, Documento Reconocido: Nueva curva de corrección del rendimiento con el factor de carga parcial para calderas de biomasa (2011).

[170] IDAE, Technical Guide on thermal biomass installations in buildings, Institute for Energy Diversification and Saving, Ministry of Industry, Tourism and Commerce, Spanish Government, Madrid (in Spanish) (2009).

[171] Atecyr, DTIE 18.03: Integration of Renewable Energies on Energy Rehabilitation in Buildings (2013).

[172] L. Jutglar, A.L. Miranda, M. Villarrubia, Manual de Calefacción Ferroli (2011).

[173] IDAE, Thermal Solar Energy, Institute for Energy Diversification and Saving, Ministry of Industry, Tourism and Commerce, Spanish Government, Madrid (2007).

[174] I.S. Ertesvåg, Uncertainties in heat-pump coefficient of performance (COP) and exergy efficiency based on standardized testing, Energy Build. 43 (2011) 1937-1946.

[175] M. Kegel, J. Tamasauskas, R. Sunye, A. Langlois, Assessment of a Solar Assisted Air Source and a Solar Assisted Water Source Heat Pump System in a Canadian Household, Energy Procedia. 30 (2012) 654-663.

[176] IDAE, Technical Guide Nº3. Design and calculation of the thermal insulation of pipes, appliances and equipment, Institute for Energy Diversification and Saving, Ministry of Industry, Tourism and Commerce, Spanish Government, Madrid (2007).

[177] A. für Sparsamen, U. Energieverbrauch eV, BHKW-Kenndaten 2011, Module, Anbieter, Kosten. Verlag für sparsamen und umweltfreundlichen Energieverbrauch, Essen (2011).

[178] AVEBIOM, Asociación Española de Valoración Energética de la Biomasa; <http://www.avebiom.org/es/>.



Energy in Buildings



Ingeniaritza Goi Eskola Teknikoa
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Bilbao



*Makina eta Motor
Termikoa Saila*

*Departamento de Máquinas
y Motores Térmicos*