



MÁSTER UNIVERSITARIO EN INGENIERÍA INDUSTRIAL

TRABAJO FIN DE MÁSTER

Análisis de viabilidad técnico-económica de la
bomba de calor aerotérmica accionada
eléctricamente para viviendas en bloque como
medida activa contra la pobreza energética.

Autor: Irene Priego Peña

Director: José Ignacio Linares Hurtado

Co-Director: Roberto Barrella

Madrid

junio de 2020

Declaro, bajo mi responsabilidad, que el Proyecto presentado con el título
Análisis de viabilidad técnico-económica de la bomba de calor aerotérmica accionada eléctricamente para viviendas en bloque como medida activa contra la pobreza energética
en la ETS de Ingeniería - ICAI de la Universidad Pontificia Comillas en el
curso académico 2019/2020 es de mi autoría, original e inédito y
no ha sido presentado con anterioridad a otros efectos. El Proyecto no es plagio de otro, ni
total ni parcialmente y la información que ha sido tomada
de otros documentos está debidamente referenciada.

Fdo.: (Irene Priego Peña)

Fecha: 15/ 06/ 2020

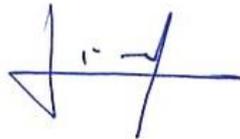


Autorizada la entrega del proyecto

LOS DIRECTORES DEL PROYECTO

Fdo.: (José Ignacio Linares Hurtado)

Fecha: 15/06/2020



Fdo.: (Roberto Barrella)

Fecha: 15/ 06 / 2020





MÁSTER UNIVERSITARIO EN INGENIERÍA INDUSTRIAL

TRABAJO FIN DE MÁSTER

Análisis de viabilidad técnico-económica de la
bomba de calor aerotérmica accionada
eléctricamente para viviendas en bloque como
medida activa contra la pobreza energética.

Autor: Irene Priego Peña

Director: José Ignacio Linares Hurtado

Co-Director: Roberto Barrella

Madrid

junio de 2020

Agradecimientos

Dedicado a mis padres por brindarme la oportunidad de estudiar este máster.

ANÁLISIS DE VIABILIDAD TÉCNICO-ECONÓMICA DE LA BOMBA DE CALOR AEROTÉRMICA ACCIONADA ELÉCTRICAMENTE PARA VIVIENDAS EN BLOQUE COMO MEDIDA ACTIVA CONTRA LA POBREZA ENERGÉTICA.

Autor: Priego Peña, Irene.

Director: Linares Hurtado, José Ignacio.

Co-Director: Barrella, Roberto.

Entidad Colaboradora: Cátedra de Energía y Pobreza (ICAI – Universidad Pontificia Comillas).

RESUMEN DEL PROYECTO

Abstract

La pobreza energética puede entenderse como la incapacidad de pagar las facturas necesarias para mantener las condiciones de confort (históricamente en invierno) en las viviendas. Una forma de afrontar este problema es el uso de sistemas energéticos eficientes como la bomba aerotérmica accionada eléctricamente. Para realizar un análisis de viabilidad de este tipo de instalación en bloques de viviendas se han desarrollado dos modelos: bomba de calor (tanto en el punto nominal como en carga parcial) y demanda térmica horaria. El accionamiento del compresor se ha hecho en velocidad variable mediante un *inverter*, con objeto de adaptar la potencia térmica de la bomba a la demanda. Cuando la demanda no pueda ser satisfecha por la bomba se acopla un sistema de apoyo (caldera de condensación de gas natural). Se ha evaluado como caso base la ciudad de Madrid, obteniendo un coste anual normalizado de 92,22 €/MWh, con un aporte del 74,22% de energía renovable en la satisfacción de la demanda y 131,70 g CO₂/kWh de emisiones de CO₂ evitadas respecto al empleo de caldera de condensación con gas natural. Por otro lado, se ha realizado un análisis paramétrico en cinco grandes ciudades de España pertenecientes a las diferentes zonas climáticas. Si se lleva a cabo una rehabilitación energética que mejore la calificación de E (media de viviendas construidas entre 1981 y 2007) a C (media de viviendas construidas después de 2007) se logra reducir el coste del sistema un 60%. Debido a sus ventajas medioambientales, se plantea una subvención de entre un 26% y un 30% del coste completo (potencia y energía) de la factura eléctrica para igualar los costos del sistema propuesto a los de la caldera de condensación central. Estos resultados revelan que la tecnología estudiada es una medida activa viable para hacer frente a situaciones de pobreza energética siendo precisa la implementación de medidas de apoyo para equiparar sus costes con el sistema convencional de calefacción (caldera de gas natural central).

Palabras clave: Pobreza energética; bomba de calor centralizada; demanda de calefacción horaria; modelo de bomba de calor carga parcial; refrigerante sostenible.

1. Introducción

Una de las definiciones más adecuada de pobreza energética identifica esta lacra social como “la dificultad o la incapacidad de mantener la vivienda en unas condiciones adecuadas de temperatura, así como de disponer de otros servicios energéticos esenciales a un precio razonable” [1]. El principal efecto de la pobreza energética se ha indicado históricamente como la falta de condiciones de confort en la vivienda, especialmente en invierno. En este proyecto se evalúa un sistema de climatización basado en una bomba de calor aerotérmica accionada eléctricamente centralizada para hacer frente a la demanda térmica en invierno en bloques de viviendas, tomando como caso base en Madrid para un bloque de viviendas construidas entre 1981 y 2007 con una superficie calefactada de 6000 m². Queda fuera del alcance, por tanto, la preparación del ACS y la refrigeración en verano.

2. Definición del proyecto

En el presente proyecto se desarrollan dos modelos: bomba de calor (tanto en el punto nominal como a carga parcial) y demanda térmica horaria. El motor que impulsa el compresor de la bomba de calor será capaz de modular su velocidad de rotación en función de la demanda térmica buscando así la mayor eficiencia del sistema.

Además, se ha realizado un estudio entre los múltiples fluidos refrigerantes empleados habitualmente para la climatización, determinando el más eficiente para el proyecto expuesto, considerando el marco actual de restricciones medioambientales.

Por otro lado, se han realizado varios análisis paramétricos: en función del tipo de aislamiento térmico empleado en la vivienda según el año de construcción de esta, pudiéndose distinguir tres (normal, deficiente y excelente) y de la superficie. Ambos análisis se han llevado a cabo para cinco zonas climáticas escogidas en el territorio español: Zona A (Almería), Zona B (Sevilla), Zona C (Barcelona), Zona D (Madrid) y Zona E (Burgos).

En último lugar, se ha calculado en el caso en el que se requiere un 5% de horas de apoyo para las diferentes zonas climáticas el porcentaje de subvención necesario en la factura eléctrica para equiparar los costes del sistema propuesto al sistema de caldera de condensación central.

3. Resultados

Se ha determinado el mapa de funcionamiento de la bomba de calor siendo dependiente de la temperatura exterior a la que se encuentre el sistema. Con la finalidad de modular la velocidad de rotación del motor del compresor se ha tomado como velocidad nominal 1490 rpm +/- 50%, estableciendo así los límites de funcionamiento. Por tanto, el límite superior de funcionamiento se establece o con el máximo régimen de giro del motor compresor ($N = 2235 \text{ rpm}$) o con la máxima potencia que es capaz de aportar, considerándose que esta se encuentra a 1,5 veces la potencia del punto nominal, siendo en el punto nominal $\dot{W}_{\text{compresor},N} = 76,15 \text{ kW}$. El límite inferior queda fijado por el mínimo régimen de giro al que puede girar el compresor ($N = 745 \text{ rpm}$). Finalmente, para potencias demandadas mayores de las que la bomba es capaz de producir, se acoplará un sistema de apoyo (caldera de condensación a gas natural), mientras que para potencias demandadas menores del límite inferior, la bomba se controlará a través de un sistema marcha/paro, manteniendo la velocidad del motor en su límite inferior. También sería

posible, para potencias demandadas inferiores a la mínima capacidad térmica de la bomba, modular el sistema de apoyo, pero esta opción no se ha implementado en el presente proyecto. La Figura R1 muestra conceptualmente el mapa de funcionamiento descrito.

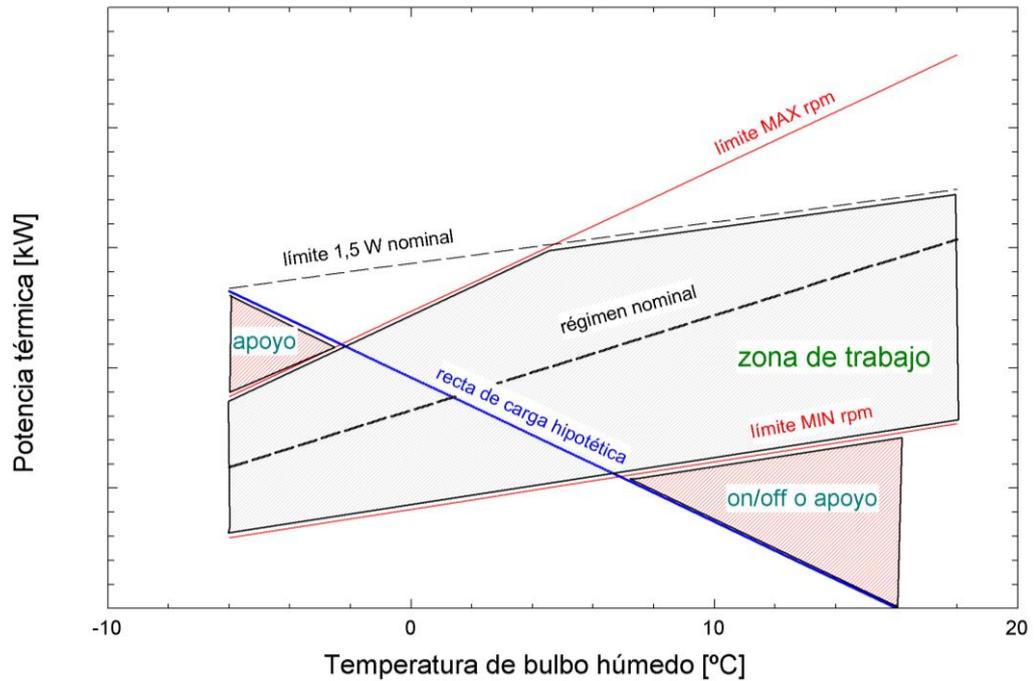


Figura R1. Mapa de funcionamiento de la bomba de calor de accionamiento eléctrico con inverter.

Por otro lado, se ha determinado la demanda horaria térmica a partir de un desarrollo en serie de Taylor de las expresiones dadas en el Código Técnico de Edificación de 2009 [2], obteniendo para el caso base (Madrid, zona D3) la curva monótona dada en la Figura R2.

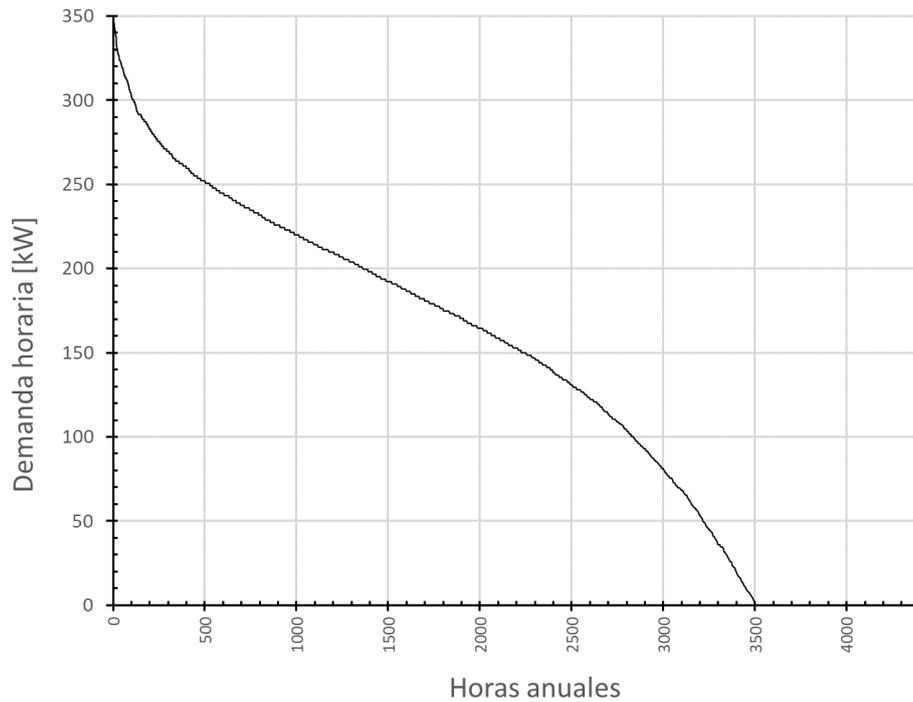


Figura R2. Curva monótona de demanda para un bloque de viviendas en Madrid construido entre 1981 y 2007 con 6000 m² de superficie calefactada.

Por otra parte, se determina para cada zona climática un ajuste de la superficie calefactada y del coste normalizado, en función de los valores de C_1 característicos de cada zona climática, añadiendo además otros tres nuevos valores ($C_1=0,5$; $C_1=1,5$; $C_1=3$), y exigiendo para ambos análisis que la potencia suministrada por el sistema de apoyo no supere el 5%. Las funciones halladas se proporcionan en las Figuras R3 y R4.

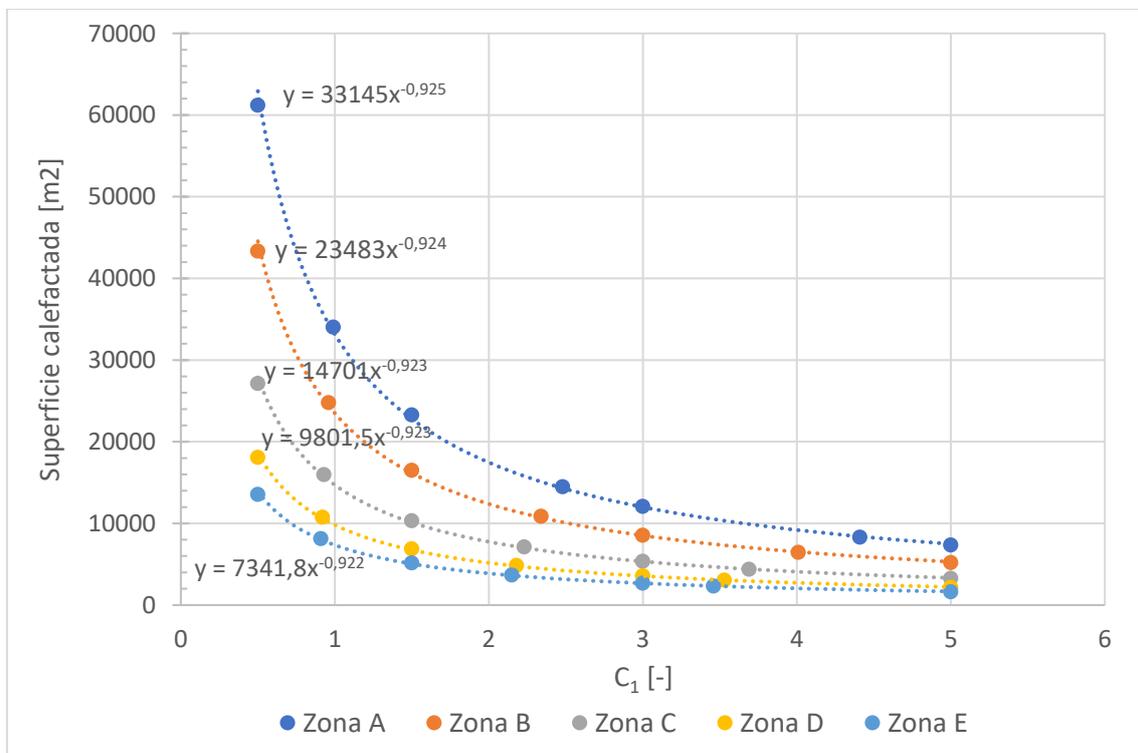


Figura R3. Ajuste de la superficie calefactada según C_1 y zona climática.

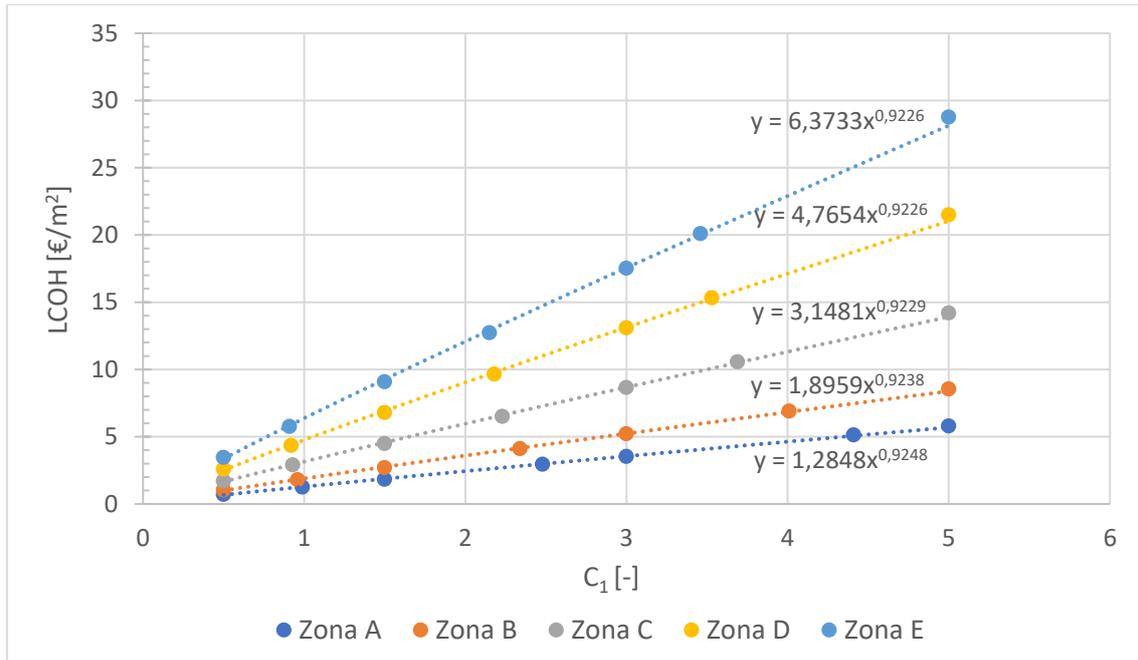


Figura R4. Ajuste del LCOH según C_1 y zona climática.

La Tabla R1 resume los resultados energéticos obtenidos en el caso base y la Tabla R2 los índices de valoración. Finalmente, la Tabla R3 muestra el coste normalizado del sistema analizado, así como de los convencionales con caldera de gas natural de condensación, tanto centralizada como individual.

Tabla R1. Resultados energéticos para el caso base.

Parámetro	Valor
Demanda de calefacción estacional, $\sum_{j=1}^{4.368} D_j$ [MWh]	600,833
Demanda de calor satisfecha por la bomba de calor, $\sum_{j=1}^{4.368} \dot{W}_j \cdot \text{COP}_j$ [MWh]	576,675
Consumo estacional de la bomba de calor, $\sum_{j=1}^{4.368} \dot{W}_j$ [MWh]	223,080
Consumo de la caldera de apoyo, $\sum_{j=1}^{4.368} \dot{F}_j^{\text{bcp}}$ [MWh]	25,430
Tamaño de la caldera de apoyo, \dot{Q}_{bcp} [kW]	180
Energía renovable tomada del aire ambiente, $\sum_{j=1}^{4.368} \text{RES}_j$ [MWh]	445,949

Tabla R2. Índices de valoración para el caso base.

Parámetro	Valor
Factor de rendimiento estacional de la calefacción, SHPF [-]	2,585
Emisiones de CO ₂ evitadas, AVCO ₂ [g CO ₂ /kWh]	131,7
Aporte de energía renovable referido a la demanda de calefacción, R2H [%]	74,22

Tabla R3. Coste normalizado en el caso base del sistema estudiado y de las alternativas convencionales.

Caso	LCOH [€/MWh]
Base	92,22
Caldera individual	116,18
Caldera central	73,54

Por otro lado, la Tabla R4 muestra para el caso de Madrid en el que se requiere un 5% de horas de apoyo con un aislamiento tipo estándar, el descuento en la factura eléctrica necesario para igualar los costes del sistema de calefacción bomba y caldera al sistema de caldera de condensación central.

Tabla R4. Descuento en la factura eléctrica en Madrid.

Zona climática	D
Superficie [m^2]	4,843
Valor de C_1 [-]	2,18
Horas se necesita apoyo [%]	4,97
Coste eléctrico actual	
Término de energía [€/año]	18.851,85
Precio medio energía [€/MWh]	101,67
Término de potencia [€/año]	8.002,49
Precio medio potencia[€/kW-año]	105,09
Coste eléctrico reducido	
Término de energía [€/año]	11.711,81
Precio medio energía [€/MWh]	63,16
Término de potencia [€/año]	8.002,49
Precio medio potencia[€/kW-año]	105,09
Descuento en el término de energía [%]	37,87
Descuento sobre la factura [%]	26,59
LCOH _{bomba + caldera} [€/MWh]	75,36
LCOH _{caldera central} [€/MWh]	75,36

4. Conclusiones

Los resultados muestran que, desde el punto de vista económico, la mejor solución es la caldera de gas natural de condensación centralizada, seguida por el sistema de bomba de calor apoyada por caldera, siendo el sistema más caro la caldera individual. Sin embargo, la solución de la bomba de calor está por delante de las otras dos en aporte de energía renovable referido a la demanda de calefacción, logrando elevadas reducciones de emisiones de CO₂ e incorporando altas tasas de energía renovable a la calefacción. Debido a las ventajas medioambientales que proporciona esta tecnología, se plantea una política de ayudas de entre el 26% y el 30% del coste de la electricidad con el objetivo de equiparar su precio con el de la caldera centralizada y así facilitar su penetración en el mercado.

Desde el punto de vista de la incorporación del sistema propuesto a la climatización de los hogares vulnerables cabe destacar una reducción del coste de 4 €/m² anuales en el escenario base por cada unidad de calificación energética que se mejore. Esto indica que es ventajoso combinar la incorporación de este tipo de instalaciones con una rehabilitación energética. Dado que en la estructura del coste el gasto de operación es predominante (como en los sistemas convencionales), la rehabilitación energética permite reducir considerablemente las ayudas al consumo energético.

5. Referencias

- [1] Coulon, P.J., Hernández Bataller, B. “*Dictamen del Comité Económico y Social Europeo sobre el tema «Por una acción europea coordinada para prevenir y combatir la pobreza energética» (Dictamen de iniciativa) (2013/C 341/05). Comité Económico y Social Europeo. Sección Especializada de Transportes Energía Infraestructuras y Sociedad de la Información*”, Bruselas. 2013.
- [2] Código Técnico de Edificación. 2009.
<https://www.codigotecnico.org/index.php/menu-documentoscte/126-ct-documentos-cte/ct-disposiciones-legislativas-01.html>

TECHNICAL-ECONOMIC FEASIBILITY ANALYSIS OF ELECTRICALLY DRIVEN AEROTHERMAL HEAT PUMPS FOR BLOCK DWELLINGS AS AN ACTIVE MEASURE AGAINST ENERGY POVERTY

Author: Priego Peña, Irene.

Supervisor: Linares Hurtado, José Ignacio.

Co-Supervisor: Barrella, Roberto.

Collaborating Entity: Chair of Energy and Poverty (ICAI – Universidad Pontificia Comillas).

ABSTRACT

Energy poverty can be defined as the inability [of a household] to pay the bills necessary to maintain comfort conditions (usually in winter) at home. One way to address this problem is the use of energy efficient systems such as the electrically driven aerothermal heat pump. Two models have been developed to carry out a feasibility analysis of this type of installation in blocks of dwellings: heat pump (both at the nominal point and at partial load) and hourly heating demand. The compressor has been simulated as driven at variable speed by means of an inverter, in order to adapt the thermal power of the heat pump to the heating demand. When the demand cannot be satisfied by the pump, a back-up system is coupled (natural gas condensing boiler). The city of Madrid has been evaluated as a base case, obtaining a standardised annual cost of 92.22 euros/MWh and the following energy-environmental parameters: a contribution of 74.22% of renewable energy in satisfying the demand and 131.70 g CO₂/kWh of CO₂ emissions avoided with respect to the use of natural gas condensing boilers. Furthermore, a parametric analysis has been carried out in five large cities in Spain belonging to different climate zones. If an energy retrofit is carried out, so improving the rating from E (average energy efficiency class of dwellings built between 1981 and 2007) to C (average energy efficiency class of dwellings built after 2007), the cost of the system is reduced by 60%. Due to the environmental advantages of the studied heat pumps, a subsidy of between 26% and 30% of the full energy cost (power and energy) of the electricity bill is proposed to match the costs of the central condensing boiler. These results reveal that the technology studied is a viable active measure to face energy poverty, being necessary the implementation of support measures to equalize its costs with the conventional central heating system (centralised natural gas boiler).

Keywords: Energy poverty; centralised heat pump; hourly heating demand; off-design heat pump model; sustainable refrigerant

1. Introduction

One of the most appropriate definitions of energy poverty identifies this social scourge as "the difficulty or inability to maintain housing in adequate temperature conditions and to provide other essential energy services at a reasonable price" [1]. The main effect of energy poverty has been historically indicated as the lack of comfort conditions in the house, especially in winter. This project evaluates an air conditioning system based on a centralized aerothermic heat pump to face the thermal demand in winter in blocks of dwelling, focusing as a base case in Madrid for a block of dwellings built between 1981 and 2007 with a heated surface of 6000 m². The preparation of DHW and cooling in summer is therefore beyond the scope of this project.

2. Project definition

In the present project, two models are developed: heat pump (both at nominal point and at partial load) and hourly thermal demand. The motor that drives the heat pump's compressor will be able to modulate its rotation speed according to the thermal demand, thus seeking the highest efficiency of the system.

In addition, a study has been carried out among the multiple refrigerant fluids usually used for air conditioning, determining the most efficient for the exposed project, considering the current framework of environmental restrictions.

On the other hand, several parametric analyses have been carried out: the thermal insulation level, according to the year of construction of the building - three tiers have been distinguished (normal, deficient and excellent), and the surface to be heated. Both analyses have been carried out for the five winter climatic zones in Spain: Zone A (Almeria), Zone B (Seville), Zone C (Barcelona), Zone D (Madrid) and Zone E (Burgos).

Finally, a calculation of the percentage of subsidy required in the electricity bill to bring the costs of the proposed system into line with the central condensing boiler system, in the case where 5% of support hours are required for the different climate zones has been made.

3. Results

The heat pump's operating map has been determined and is dependent on the outside temperature at which the system is located. In order to modulate the rotation speed of the compressor motor, the nominal speed was taken to be 1490 rpm +/- 50%, thus establishing the operating limits. Therefore, the upper limit of operation is established either with the maximum speed of the compressor motor ($N = 2235 \text{ rpm}$) or with the maximum power it is capable of providing. The latter is set at 1.5 times the power of the nominal point, being at the nominal point $\dot{W}_{compressor,N} = 76,15 \text{ kW}$. The lower limit is set by the minimum speed at which the compressor can turn ($N = 745 \text{ rpm}$). Finally, for demanded power values higher than the pump is capable of producing, a support system will be coupled (natural gas condensing boiler), while for demanded powers values lower than the lower limit, the heat pump will be controlled through a start/stop system keeping the engine speed at its lower limit. It would also be possible, for demanded powers lower

than the minimum thermal capacity of the pump, to modulate the support system, but this option has not been implemented in the present project. Figure R1 conceptually shows the operation map described.

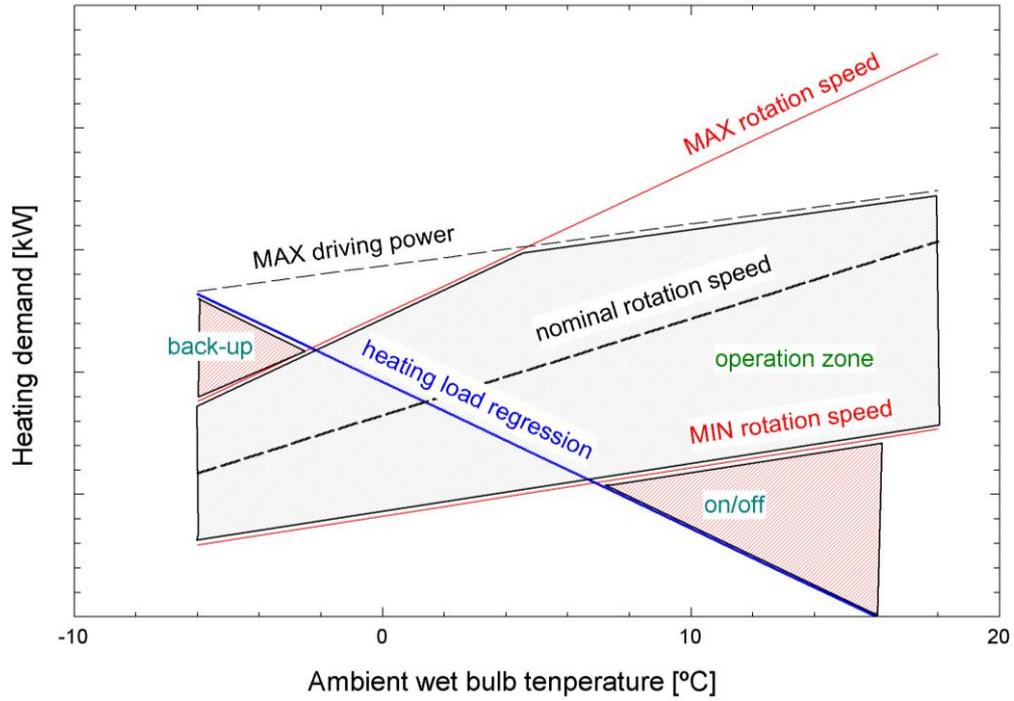


Figure R5. Operating map of the electrically driven heat pump with inverter.

On the other hand, the hourly thermal demand has been determined from a Taylor series development of the expressions given in the Technical Code for Building of 2009 [2], obtaining for the baseline case (Madrid, zone D3) the monotonic curve given in Figure R2.

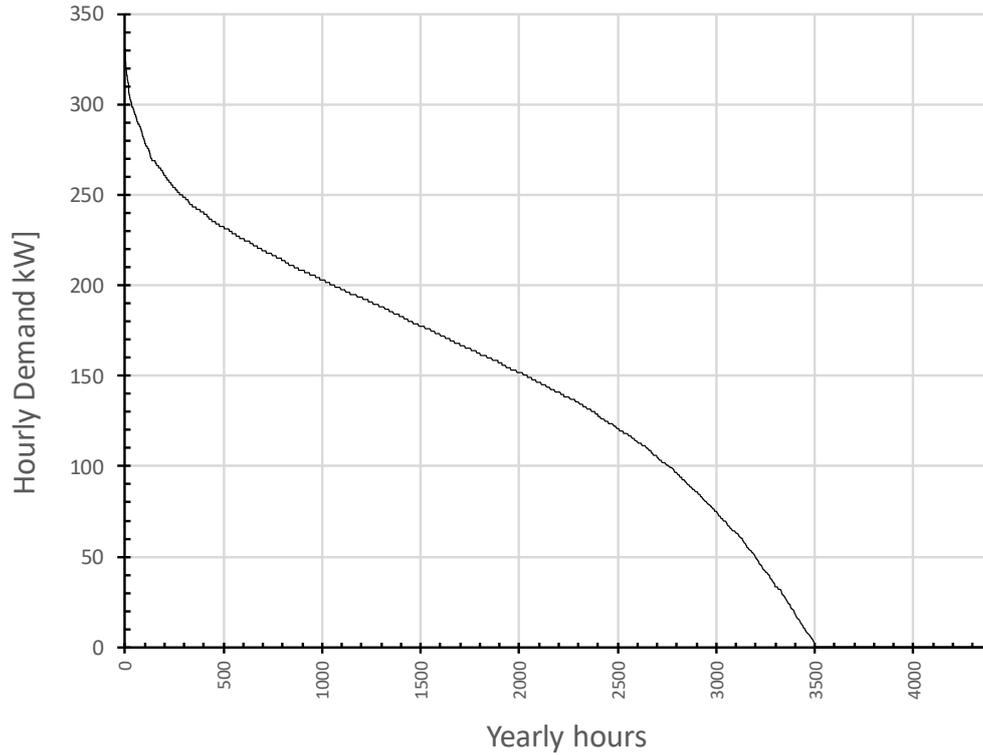


Figure R6. Monotonous demand curve for block dwellings in Madrid built between 1981 and 2007 with 6000 m² of heated area.

Furthermore, an adjustment of the heated surface and the Levelized Cost of Heating is determined for each climate zone, according to the values of C_1 characteristic of each climate zone, adding also three other new values ($C_1=0.5$; $C_1=1.5$; $C_1=3$). The requirement for both analysis is that the power supplied by the support system does not exceed 5%. The functions found are provided in Figures R3 and R4

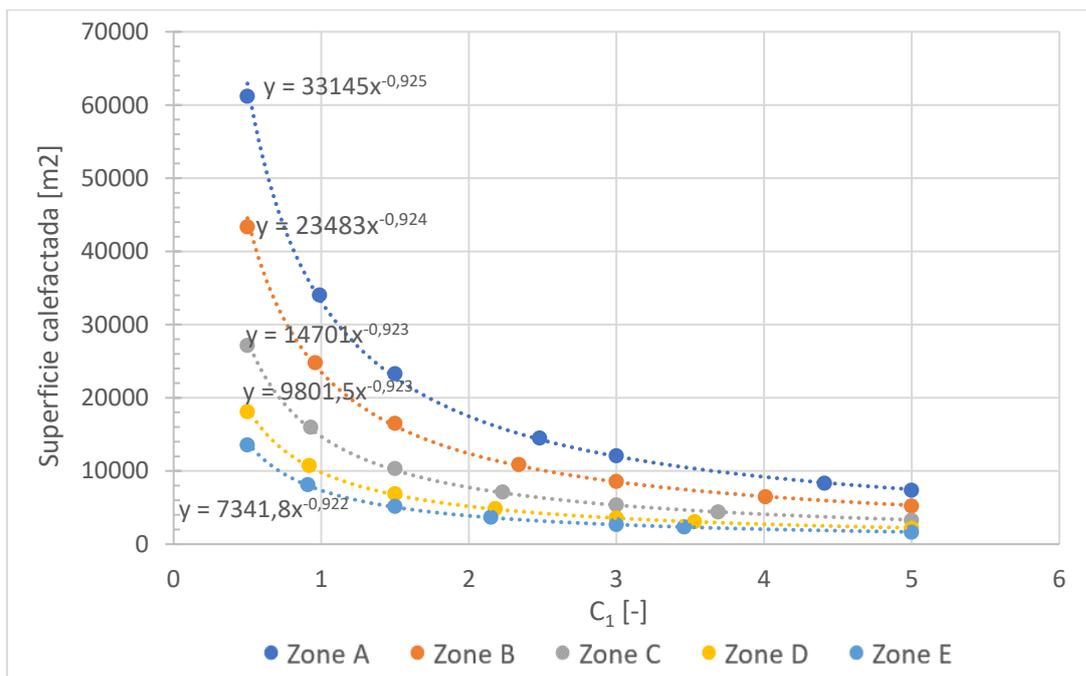


Figure R7. Adjustment of the heated surface according to C_1 and climate zone

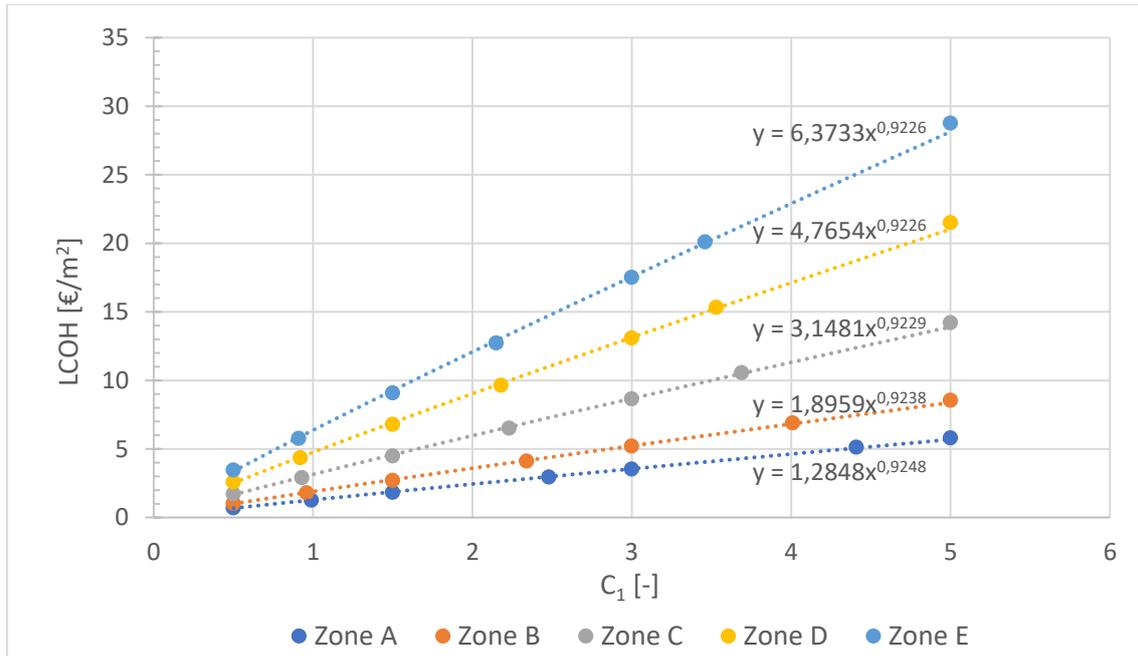


Figure R8. Adjustment of the LCOH according to C1 and climate zone.

Table R1 shows the energy results obtained in the baseline case and Table R2 gives the assessment rates. Finally, Table R3 shows the standardised cost of the system analysed, as well as that of conventional systems with natural gas condensing boilers, both centralised and individual.

Table R1. Energy results in baseline case.

Parameter	Value
Seasonal heating demand, $\sum_{j=1}^{4,368} D_j$ [MWh]	600.833
Heating demand met by heat pump, $\sum_{j=1}^{4,368} \dot{W}_j \cdot \text{COP}_j$ [MWh]	576.675
Seasonal consumption of heat pump, $\sum_{j=1}^{4,368} \dot{W}_j$ [MWh]	223.080
Back-up boiler consumption, $\sum_{j=1}^{4,368} \dot{F}_j^{\text{bkp}}$ [MWh]	25.430
Size of back-up boiler, \dot{Q}_{bkp} [kW]	180
Renewable energy taken from the ambient air, $\sum_{j=1}^{4,368} \text{RES}_j$ [MWh]	445.949

Table R2. Valuation rates in baseline case.

Parameter	Value
Heating seasonal performance factor, HSPF [-]	2.585
Avoided CO ₂ emissions, AVCO ₂ [g CO ₂ /kWh _{th}]	131.7
Renewable to heating demand ratio, R2H [%]	74.22

Table R3. Standardized cost in the base case of the system studied and the conventional alternatives.

Case	LCOH [€/MWh]
Baseline case	92.22
De-centralised boiler	116.18
Centralised boiler	73.54

On the other hand, Table R4 shows for the case of Madrid, where 5% support hours are required with normal type insulation, the discount on the electricity bill needed to match the costs of the pump and boiler heating system to the central condensing boiler system.

Table R4. Discount on the electricity bill in Madrid.

Climate zone	D
Surface [m^2]	4,843
Value of C_1 [-]	2.18
Hours support system is needed [%]	4.97
Current electricity cost	
Energy term [€/year]	18,851.85
Average energy price [€/MWh]	101.67
Power term [€/year]	8,002.49
Average power price[€/kW-year]	105.09
Reduced electricity cost	
Energy term [€/year]	11,711.81
Average energy price [€/MWh]	63.16
Power term [€/year]	8,002.49
Average power price[€/kW-year]	105.09
Discount on energy term [%]	37.87
Discount on the invoice [%]	26.59
LCOH _{pump + boiler} [€/MWh]	75.36
LCOH _{centralised boiler} [€/MWh]	75.36

4. Conclusions

The results show that, from an economic point of view, the best solution is the centralised condensing natural gas boiler, followed by the boiler-supported heat pump system, the most expensive system being the individual boiler. However, the heat pump solution is ahead of the other two in terms of renewable energy input in terms of heating demand, achieving high reductions in CO₂ emissions and incorporating high rates of renewable energy into the heating. Due to the environmental advantages provided by this technology, an aid policy of between 26% and 30% of the electricity cost is with the aim of bringing its price into line with that of the centralised boiler and thus facilitating its penetration into the market.

From the point of view of the incorporation of the proposed system to the air conditioning of vulnerable homes, it is worth highlighting a cost reduction of 4 euros/m² per year in the baseline scenario for each unit of energy rating that is improved. This indicates that it is advantageous to combine the incorporation of this type of installation with an energy renovation. Given that in the cost structure the operating expense is predominant (as in conventional systems), energy rehabilitation allows for a considerable reduction in energy consumption subsidies.

5. References

- [1] Coulon, P.J., Hernández Bataller, B. “*Dictamen del Comité Económico y Social Europeo sobre el tema «Por una acción europea coordinada para prevenir y combatir la pobreza energética» (Dictamen de iniciativa) (2013/C 341/05). Comité Económico y Social Europeo. Sección Especializada de Transportes Energía Infraestructuras y Sociedad de la Información*”, Bruselas. 2013.
- [2] Código Técnico de Edificación. 2009.
<https://www.codigotecnico.org/index.php/menu-documentoscte/126-ct-documentos-cte/ct-disposiciones-legislativas-01.html>

Índice de la memoria

Capítulo I. Introducción	1
Capítulo II. Estado del arte.	4
II.1 Sistemas basados en caldera	4
II.1.1 Calderas de gas natural	4
II.1.2 Calderas de GLP	5
II.1.3 Calderas de gasóleo.....	5
II.1.4 Calderas de biomasa	5
II.2 Sistemas basados en bomba de calor	6
II.2.1 Bomba de calor aerotérmica.....	7
II.2.2 Bomba de calor geotérmica	8
II.2.3 Bomba de calor accionada con motor de gas natural	8
II.3 Redes de distrito	9
II.4 Fluidos de trabajo en bombas de calor	9
Capítulo III. Metodología.....	12
III.1 Introducción.....	12
III.2 Modelo de la bomba de calor	12
III.2.1 Modelo en punto nominal.....	13
III.2.2 Modelo fuera del punto nominal	18
III.2.3 Prestaciones de la bomba de calor.	26
III.2.4 Fluidos de trabajo.....	28
III.3 Modelo de demanda térmica	34
III.3.1 Modelo anual del CTE	34
III.3.2 Discretización horaria del modelo anual	35
III.4 Modelo de consumo.....	38
III.5 Modelo económico	39
Capítulo IV. Resultados.....	45
IV.1 Introducción.....	45
IV.2 Correlaciones para la bomba de calor	45
IV.3 Perfiles de demanda	50

IV.3.1 Caso base.....	50
IV.3.2 Zonas climáticas.....	55
IV.4 Caso base.....	59
IV.4.1 Prestaciones técnicas.....	59
IV.4.2 Viabilidad económica.....	60
IV.5 Análisis paramétrico de las distintas zonas climáticas.....	62
Capítulo V. Conclusiones.....	75
Capítulo VI. Referencias.....	77
ANEXO I: Objetivos de Desarrollo Sostenible de Naciones Unidas.....	83

Índice de figuras

Figura 2.1. Esquema de bomba de calor reversible en configuración partida [LINA16].	7
Figura 3.1. Esquema de la bomba de calor empleado.....	14
Figura 3.2. Diagrama T-Q en el condensador para R-290.....	17
Figura 3.3 Comparación gráfica ambos métodos	23
Figura 3.4 Capacidad de la bomba según la temperatura ambiente para diferentes regímenes del compresor	24
Figura 3.5 COP según la temperatura ambiente (independiente del régimen de giro). 25	
Figura 3.6 Potencia consumida del compresor según la temperatura ambiente para los distintos regímenes del compresor	25
Figura 3.7 Mapa de funcionamiento de la bomba	27
Figura 3.8 Potencia del condensador según temperatura ambiente para cada refrigerante	29
Figura 3.9. COP según temperatura ambiente para cada refrigerante	29
Figura 3.10 Potencia consumida del compresor según temperatura ambiente para cada refrigerante.....	30
Figura 3.11 Ciclo Rankine inverso con régimen inundado	31
Figura 3.12 Diagrama T-s del refrigerante R1234ze(E)	32
Figura 3.13. Diagrama T-s del refrigerante R600a	32
Figura 3.14 Diagrama T-s del refrigerante R290	33
Figura 3.15 Diagrama T-s del refrigerante R717	33
Figura 3.16. Coste de inversión de la bomba de calor según la potencia calorífica.....	40
Figura 3.17. Coste de inversión de la caldera según la potencia calorífica	40
Figura 4.1 Ajuste lineal del término independiente de la potencia del condensador según régimen del compresor.....	46
Figura 4.2. Ajuste lineal del término dependiente de la potencia del condensador según régimen del compresor.....	47
Figura 4.3. Ajuste lineal del término independiente de la potencia consumida por compresor según su régimen.....	48
Figura 4.4. Ajuste lineal del término dependiente del trabajo del compresor según su régimen	49
Figura 4.5. Demanda horaria de calefacción según temperatura húmeda en el caso base	51
Figura 4. 6. Demanda horaria de calefacción sin valores negativos según temperatura húmeda en el caso base	52
Figura 4.7. Demanda vs Radiación	53
Figura 4.8. Demanda horaria de calefacción con límite inferior aplicado según temperatura húmeda (curva teórica de carga).....	54

Figura 4.9. Curva monótona de la demanda horaria a lo largo del invierno en la zona D3.	55
Figura 4.10. Monótona de la potencia demandada considerando aislamiento térmico normal según zona climática	56
Figura 4.11. Monótona de la potencia producida por la bomba de calor considerando aislamiento térmico normal según zona climática	56
Figura 4.12. Monótona de la potencia demandada considerando aislamiento térmico deficiente según zona climática	57
Figura 4.13. Monótona de la potencia producida por la bomba de calor considerando aislamiento térmico “deficiente” según zona climática	57
Figura 4.14. Monótona de la potencia demandada considerando aislamiento térmico excelente según zona climática	58
Figura 4.15. Monótona de la potencia producida por la bomba de calor considerando aislamiento térmico excelente según zona climática	58
Figura 4.16. Ajuste de la superficie calefactada según C_1 y zona climática	71
Figura 4.17. Ajuste del LCOH según C_1 y zona climática	72

Índice de tablas

Tabla 2.1. Estándar 34 de ASHRAE.....	10
Tabla 2.2. Múltiples propiedades según refrigerante	11
Tabla 3.1 Parámetros principales de la bomba de calor en el punto de diseño	18
Tabla 3.10. Tarifa tipo 3.4 de Naturgy para gas natural.....	41
Tabla 3.11. Clasificación periodos en invierno	42
Tabla 3.12. Precios tarifa preferente Endesa 2019.	42
Tabla 3.13. Parámetros para la viabilidad económica.	43
Tabla 3.2 Parámetros en el punto nominal para cada refrigerante.....	28
Tabla 3.3. Coeficientes de correlación de severidad climática en invierno	35
Tabla 3.4. Coeficientes para cálculo de la demanda de referencia.....	35
Tabla 3.5. Valores variable R según zona climática y tipo de vivienda	37
Tabla 3.6. C1 para viviendas en bloque según zona climática y antigüedad de la vivienda	37
Tabla 3.7. Tipo de aislamiento térmico en función de la antigüedad de la vivienda.....	37
Tabla 3.8. Factores de emisiones de CO2 según zona estudiada y tipo de combustible [RITE16]	38
Tabla 3.9. Tarifa tipo 3.4 de Iberdrola para gas natural.....	41
Tabla 4.1. Puntos obtenidos para la potencia del condensador según regímenes del compresor	46
Tabla 4.2. Curva COP	47
Tabla 4.3. Puntos obtenidos para potencia consumida del compresor según regímenes de este.....	48
Tabla 4.4. Valor factores según [IDAE].....	59
Tabla 4.5. Resultados obtenidos para el caso base.	59
Tabla 4.6. Parámetros obtenidos para caso base	59
Tabla 4.7. Costes de inversión del caso base.....	60
Tabla 4.8. Costes anuales de mantenimiento del caso base.....	60
Tabla 4.9. Costes anuales de operación del caso base.....	60
Tabla 4.10. Parámetros económicos.....	60
Tabla 4.11. Factores económicos del caso base	61
Tabla 4.12. Costes normalizados del caso base.....	61
Tabla 4.13. Costes de mantenimiento e inversión considerados para una caldera individual en vivienda de 100m ²	61
Tabla 4.14. Costes de mantenimiento e inversión considerados para una caldera central	62
Tabla 4.15. Levelized Cost of Heating según caso estudiado.....	62
Tabla 4.16. Ciudad escogida para cada una de las zonas climáticas valoradas.....	55

Tabla 4.17. Resultados obtenidos en los casos de estudio para la zona climática A según el tipo de aislamiento térmico	66
Tabla 4.18. Resultados obtenidos en los casos de estudio para la zona climática B según el tipo de aislamiento térmico	67
Tabla 4.19. Resultados obtenidos en los casos de estudio para la zona climática C según el tipo de aislamiento térmico	68
Tabla 4.20. Resultados obtenidos en los casos de estudio para la zona climática D según el tipo de aislamiento térmico	69
Tabla 4.21. Resultados obtenidos en los casos de estudio para la zona climática E según el tipo de aislamiento térmico	70
Tabla 4.22. Resultados en las distintas zonas climáticas para igual LCOH en el caso de caldera central y en el de caldera y bomba.....	73

Capítulo I. Introducción

Se podría definir el término *transición energética* como un proceso de cambios en los modelos de producción y consumo energético para lograr la descarbonización. Se trata de cambiar totalmente de un modelo de producción y consumo no sostenible y basado en los combustibles fósiles como el carbón, el petróleo y el gas, a otro sostenible que se base principalmente en la eficiencia, la eco-industria y la eco-agricultura y las energías limpias. Esta transición viene impuesta por la ineludible necesidad que se tiene de aminorar el cambio climático.

La consecución de este objetivo tiene marcadas unas fechas muy claras [LEYCT20]:

En el año 2030 se pretende reducir las emisiones de gases de efecto invernadero en, al menos, un 20% con respecto al año 1990, generar el 70% de la electricidad de España con energías renovables y asegurar que, como mínimo, el 35% del consumo de energía provenga de las energías renovables. Además, también se pretende mejorar la eficiencia energética en un 35%.

En el año 2050 se pretende reducir las emisiones de gases de efecto invernadero en, al menos, 90% con respecto a 1990 y la producción de la energía eléctrica de España deberá ser ya 100% renovable.

Así pues, las energías renovables son uno de los pilares más importantes de la transición energética en España.

En 2016, la Comisión Europea, para guiar los Estados Miembros en la transición energética, publicó el paquete "Energía limpia para todos los europeos" (Comisión Europea, 2016a), (Comisión Europea, 2016b), (Comisión Europea, 2016c) [EUCOA16], [EUCOB16], [EUCOC16]. El documento establece tres objetivos principales: 1) "Dar prioridad a la eficiencia energética"; 2) "Lograr el liderazgo mundial en materia de energías renovables"; 3) "Ofrecer un trato justo a los consumidores".

Dos de los principales propósitos en que la Comisión Europea quiso poner el foco son la reducción de las facturas energéticas de los hogares y la lucha contra la pobreza energética.

Una de las definiciones más adecuada de pobreza energética identifica esta problemática como "la dificultad o la incapacidad de mantener la vivienda en unas condiciones adecuadas de temperatura, así como de disponer de otros servicios energéticos esenciales a un precio razonable" [COULO13].

El REGLAMENTO (UE) 2018/1999 (Parlamento Europeo y Consejo de la Unión Europea, 2018) [REGLA18] estableció varias obligaciones para los Estados Miembros en la lucha contra la pobreza energética:

- 1) Evaluar el número de pobres energéticos;
- 2) En caso de que haya un número considerable, llevar a cabo políticas específicas y establecer objetivos para la reducción de esta lacra social en el país;
- 3) Informar sobre los avances en la reducción de la pobreza energética.

En abril de 2019, el gobierno español aprobó la Estrategia Nacional contra la Pobreza Energética 2019-2024 (Ministerio para la Transición Ecológica, 2019).

Las principales contribuciones de esta estrategia pueden resumirse en seis puntos:

1. Dio una definición oficial de la pobreza energética y de los consumidores vulnerables.
2. Se estimó el número de pobres energéticos en España sobre la base de los indicadores propuestos por el Observatorio Europeo de Pobreza Energética y se establecieron objetivos de reducción para 2025.
3. Propuso estudiar en profundidad el conocimiento y la medición del gasto energético de los hogares españoles (tanto el real como el requerido).
4. Analizó las deficiencias de las actuales tarifas sociales y propuso una ayuda única para todos los usos de la energía (actualmente el bono social eléctrico es financiado por las empresas comercializadoras y el bono social térmico por el Gobierno Español).
5. Propuso medidas de eficiencia energética a corto, medio y largo plazo.
6. Propuso medidas para mejorar la información y el comportamiento de los consumidores.

En esta atmosfera de transición energética, para no dejar nadie atrás, es urgente adoptar medidas activas y pasivas para ayudar a los hogares vulnerables a salir de la pobreza energética. En este sentido, la electrificación de la climatización del sector residencial es una de las posibles soluciones para lograr el objetivo de llevar a cabo una transición energética justa.

Habitualmente, en España, la climatización de invierno ha consistido en calefacción alimentada por combustible fósiles: gas, gasóleo y, en el menor de los casos, carbón. Por el contrario, la climatización en la época veraniega sí ha estado marcada por la utilización de la energía eléctrica. Únicamente en aquellas zonas en las que los inviernos son suaves y no tienen necesidad de un sistema de calefacción invernal muy potente, como son la zona mediterránea y Canarias, se ha extendido la instalación de bombas de calor reversibles, que sirve tanto para calefactar en invierno como para refrigerar en verano. Por tanto, el empleo de la bomba de calor aerotérmica como sistema de calefacción en invierno es, todavía, poco habitual en el sector residencial. Sin embargo, este sistema se está extendiendo poco a poco en las viviendas unifamiliares de nueva construcción,

aunque esta tendencia todavía no haya llegado a la construcción en las edificaciones en bloque.

Mediante este proyecto se pretende evaluar la viabilidad técnica y económica del empleo de la bomba de calor aerotérmica en el sector residencial en viviendas en bloque en diferentes zonas climáticas de España. Dado que es un sistema altamente eficiente, sería una medida activa para hacer frente a la pobreza energética. Para ello, se realizará un modelo de las prestaciones de la bomba tanto en su punto nominal como a carga parcial, se caracterizará la demanda horaria de calefacción en las diferentes zonas climáticas, y se optimizará el acoplamiento bomba/demanda, hibridando el sistema con una caldera de gas natural. Se prestará atención al aspecto fundamental del coste global del proyecto (inversión y operación), proponiendo esquemas de subvención, si fuese preciso.

El proyecto se concretará en la utilización de la bomba de calor aerotérmica accionada eléctricamente con radiadores de baja temperatura, es decir, una bomba de calor aire/agua. La tendencia habitual de sobredimensionar los radiadores convencionales permite operar éstos en régimen de baja temperatura, con lo que la bomba de calor puede alcanzar alta eficiencia, suficiente para que la energía tomada del ambiente pueda ser considerada como energía renovable por la UE, en la línea del tratado del clima de París de 2015, adoptado por más de 170 países. Por otra parte, en la medida en que el mix eléctrico se va descarbonizando, permite reducir las emisiones de CO₂: con unas emisiones del mix eléctrico de 340 g/kWhe y un COP de 2,53 (el mínimo para ser considerada energía renovable) se tendrían unas emisiones en la generación de calor de 134,5 g/kWht, menores que las de una caldera de condensación. Este tipo de equipos llevan en el mercado más de una década, pero actualmente y debido a las nuevas normativas europeas medioambientales está en auge [FERNA18].

A las ventajas de la aerotermia eléctrica (alta eficiencia, energía renovable y sostenible, bajo mantenimiento, ausencia de combustión, es más segura, versatilidad frío-calor, ahorro energético, comodidad de solo depender del suministro eléctrico, etc.), hay que contraponer los posibles problemas a los que se enfrenta para su implantación masiva en el sector residencial en viviendas en bloque: necesidad de centralización para evitar la acumulación de unidades exteriores en las fachadas, alta inversión en su instalación (mayor que para una caldera tradicional), problemas para satisfacer las puntas de demanda y dificultares para incrementar la acometida eléctrica en barrios del centro de grandes ciudades.

Como solución a estos problemas se propone en el presente proyecto la realización de un modelo de la bomba que permita predecir sus prestaciones y de un modelo de demanda horaria, para estudiar en profundidad el acoplamiento de ambos sistemas y determinar el dimensionado óptimo, cubriendo con gas natural la demanda punta.

Capítulo II. Estado del arte.

Se ha realizado un detallado estudio de las distintas alternativas que se plantean en el mercado para cubrir la demanda térmica de la forma más eficiente en el ámbito residencial, siendo dichas soluciones tecnológicas las que se muestran a continuación.

II.1 Sistemas basados en caldera

En primer lugar, los sistemas basados en caldera son los más habituales en el ámbito residencial. Entre los múltiples tipos se consideran las calderas de gas natural (de baja temperatura y de condensación), calderas de GLP, calderas de gasóleo y calderas de biomasa

II.1.1 Calderas de gas natural

II.1.1.1 Calderas de gas natural de baja temperatura

La caldera de gas de baja temperatura surge debido a la necesidad de un ahorro en el combustible. La principal característica es que este tipo de calderas opera con temperaturas de retorno menores (alrededor de los 40°C) y gracias a ello se produce un ahorro energético reduciéndose las emisiones contaminantes. [PAULI16] [COINT20].

Además, este tipo de calderas pueden modular la potencia en función de la demanda energética. Son aptas tanto para instalaciones individuales como para sistemas centralizados en edificios. Sin embargo, el coste de inversión es superior al de una caldera convencional. [NATUR20].

Los sistemas de distribución más habituales de estos equipos son:

- Radiadores: Intercambian calor entre el agua y el espacio a calentar
- Suelo radiante: Sistema de tubos que se colocan dentro del suelo por los que circula agua caliente.

II.1.1.2 Calderas de gas natural de condensación

Actualmente este tipo de sistema ha demostrado ser uno de los más eficientes para la calefacción en una vivienda, consiguiendo rendimientos superiores al 100% sobre el poder calorífico inferior. Estos altos niveles de eficiencia se consiguen recuperando el calor latente proveniente de la condensación del vapor de agua, lo que no es aprovechado por las calderas convencionales debido a la mayor temperatura de retorno

de los radiadores. Por otra parte, la tecnología actual emplea modulación, lo que permite mantener altas eficiencias a cargas parciales. El empleo del gas natural, el combustible fósil de menor contenido en carbono, emite poco CO₂ (204 g/kWh), siendo además las emisiones de contaminantes (NO_x, SO_x) muy bajas [ARNA16].

Este tipo de calderas se encuentran disponibles tanto para instalaciones de calefacción individuales como para centralizada [REMIC20].

II.1.2 Calderas de GLP

Se trata de calderas de gas que utilizan el gas licuado de petróleo (butano, propano o sus mezclas) como combustible. La ventaja de este combustible está en que a temperatura ambiente su presión de saturación líquido-vapor es moderada, lo que permite almacenar vapor húmedo, con alta densidad, en recipientes presurizados, facilitando así la logística [ORDO17]. Aunque el propano y el butano emiten más CO₂ que el gas natural, el nivel de emisiones es moderadamente bajo, inferior a los combustibles sólidos y líquidos.

El GLP puede ser suministrado a granel o envasado. El GLP a granel se caracteriza por suministrarse a través de camiones cisterna hasta un depósito instalado en el recinto del cliente. Las compañías suministran el GLP de una forma u otra en función de si se quiere climatizar una instalación individual o una central, ya que esta tecnología se encuentra disponible para ambas instalaciones [PRECI20].

II.1.3 Calderas de gasóleo

Es considerada como el sistema utilizado para la calefacción tradicional. En general, es altamente contaminante por las emisiones de los gases al medioambiente, pero es una solución para aquellos hogares en los que la disponibilidad de otros combustibles como el gas no existe (por ejemplo, en las Islas Canarias). Para esos casos, es planteable el paso a GLP o biomasa. Esta tecnología se encuentra disponible tanto para instalaciones individuales (preferentemente viviendas unifamiliares con espacio para el depósito y facilidad para carga desde cisterna) como para las centralizadas.

II.1.4 Calderas de biomasa

Este tipo de calderas emplea biomasa sólida como combustible. Dicha biomasa puede ser en forma de briquetas o diversos subproductos de la industria agroalimentaria (cáscara de almendras, restos de poda, ...). Sin embargo, para el sector residencial la solución más común es el empleo de biomasa densificada (pellets). Es considerada una de las tecnologías más ecológicas utilizadas para la calefacción. Una de sus múltiples ventajas es que utiliza una energía limpia y renovable ya que emiten CO₂ neutro. Por

otro lado, la extracción de la biomasa contribuye a la prevención de incendios ya que provoca la limpieza de los montes. En algunos países europeos está teniendo un gran crecimiento como sustituto de los combustibles fósiles. Sin embargo, el poder calorífico de la biomasa comparado con el de los combustibles fósiles es mucho menor y también, es necesario disponer de un gran espacio de almacenaje para acumular el combustible. [MIRA11]. Este tipo de instalación se utiliza tanto para la climatización individual de una vivienda como para un bloque de estas. Un aspecto controvertido es que, si bien la tecnología es neutra en emisiones de CO₂, se producen emisiones de partículas debido a la combustión de sólidos.

II.2 Sistemas basados en bomba de calor

Según la Asociación de Fabricantes Españoles de Climatización (AEFC), “La bomba de calor es una máquina térmica que consigue la temperatura perfecta en cualquier tipo de local o recinto, tanto en invierno, como en verano, pudiendo también producir agua caliente, de una forma sencilla, económica y respetuosa con el medio ambiente” [AFECB20]. Aunque en principio la bomba de calor sólo produce calor a partir de una fuente térmica de menor temperatura, es habitual entender que la máquina es reversible, incorporando una válvula de cuatro vías que permite realizar una inversión de ciclo y, por tanto, refrigerar en verano y calentar en invierno. La Figura 2.1 muestra el esquema de una bomba de calor reversible en configuración partida (split). Se pueden distinguir dos sistemas: refrigeración por compresión o por absorción¹. El sistema de refrigeración por compresión es el comúnmente utilizado en equipos de climatización de uso residencial y comercial, identificándose tres tipos de bombas de calor según el tipo de medio natural de donde tome la energía: aerotérmica (intercambiando la energía con el aire), geotérmica (con el subsuelo) e hidrotérmica (con el agua). El accionamiento de la bomba puede ser tanto con motor eléctrico, el más habitual, como por motor térmico (consumiendo gas natural o GLP). En el segundo caso es posible recuperar el calor de refrigeración y de gases de escape en invierno ya sea para producir el desescarche sin recurrir a la inversión de ciclo o para compensar la pérdida de potencia térmica ante la caída de temperatura exterior (en bombas aerotérmicas); en el caso de verano el calor recuperado del motor puede emplearse en la preparación de agua caliente sanitaria (ACS).

¹ Actualmente se han desarrollado bombas de calor de absorción mediante amoniaco/agua por accionamiento a gas natural o GLP que presentan menores consumos que las calderas.

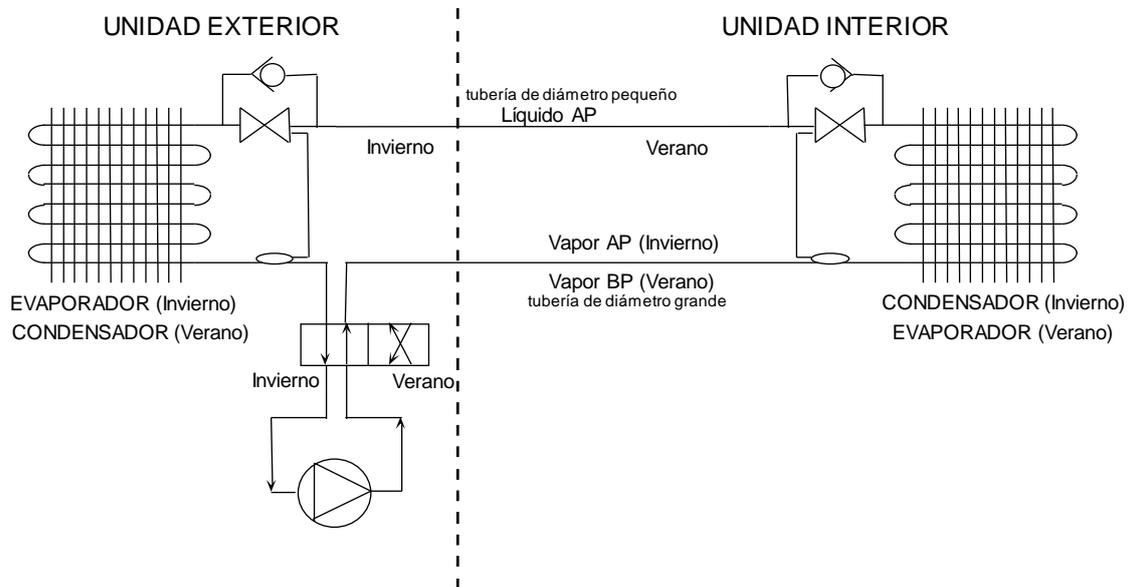


Figura 2.1. Esquema de bomba de calor reversible en configuración partida [LINA16].

Una de las mayores ventajas de la utilización de la bomba de calor en la climatización es que es capaz de suministrar más energía útil de la que utiliza el compresor en su funcionamiento, pudiendo alcanzar ahorros de hasta el 70% respecto a sistemas de calefacciones tradicionales [ARNA15].

La Directiva 2009/28/EC de 23 de abril de 2009, relativa al fomento del uso de energía renovable, establece que se puede considerar energía renovable el calor tomado del foco frío (aire, agua o subsuelo) siempre que el rendimiento estacional de la bomba supere un cierto mínimo (2,5 en bombas accionadas eléctricamente y 1,15 en las accionadas con motor térmico) [CALOR16].

II.2.1 Bomba de calor aerotérmica

Debido al crecimiento progresivo de la construcción de viviendas en España, una alternativa a las diferentes tecnologías explicadas anteriormente es la bomba de calor aerotérmica con radiadores de baja temperatura, es decir, una bomba de calor aire/agua. La operación en baja temperatura eleva la eficiencia al poder operar la bomba con menores relaciones de presión, permitiendo así alcanzar las exigencias para ser considerada energía renovable por la UE. Por otra parte, en la medida en que el mix eléctrico se va descarbonizando, permite reducir las emisiones de CO₂: con unas emisiones del mix eléctrico de 340 g/kWhe y un COP de 2,53 (el mínimo para ser considerada energía renovable) se tendrían unas emisiones en la generación de calor de 134,5 g/kWht, del orden de la mitad que en una caldera de condensación. Este tipo de equipos llevan en el mercado más de una década, pero actualmente y debido a las nuevas normativas europeas para respetar el medio ambiente, está en auge [FERNA18].

Pese a las ventajas anteriores, la bomba de calor aerotérmica se enfrenta a algunos problemas para su implantación masiva en el sector residencial en viviendas en bloque: necesidad de centralización para evitar la acumulación de unidades exteriores en las fachadas, mayor inversión para una caldera, problemas para satisfacer las puntas de demanda y dificultades para incrementar la acometida eléctrica en ciertos edificios.

Por otro lado, existen los sistemas *inverter*, que mediante la variación del régimen del compresor logran adaptarse al funcionamiento fuera del punto de diseño, permitiendo que la bomba de calor aerotérmica pueda operar en una amplia gama de trabajo con buena eficiencia, al evitar el control marcha/paro. La tecnología *inverter* permite también compensar la pérdida de potencia de la bomba cuando funciona a bajas temperaturas.

II.2.2 Bomba de calor geotérmica

Este tipo de bomba de calor aprovecha la energía almacenada en forma de calor bajo la superficie terrestre para establecer un flujo de calor. Como las eficiencias obtenidas son muy altas, el calor producido puede considerarse renovable en el sentido establecido por la Unión Europea². Dentro de esta tecnología se destaca energía geotérmica somera, de muy baja entalpía, la cual es empleada térmicamente en los sectores industrial, servicios y residencial, para temperaturas por debajo de los 100 °C.

Las principales limitaciones de esta tecnología son de carácter económico ya que, aunque el coste de operación es bajo debido a la alta eficiencia, la inversión se incrementa mucho debido a la captación geotérmica [URCH12]. Actualmente esta tecnología se encuentra disponible tanto para instalaciones individuales (viviendas unifamiliares) como centrales.

II.2.3 Bomba de calor accionada con motor de gas natural

Existen máquinas de compresión accionadas por gas natural, en las que dicho gas suministra energía a un motor alternativo que arrastra el compresor de la bomba. La ventaja es que el calor residual del motor se puede emplear para calefacción como complemento al calor liberado en el condensador, lo que resulta interesante con bajas temperaturas ambiente, cuando la producción térmica en el condensador se reduce. También puede emplearse ese calor recuperado para la preparación del ACS y para realizar el desescarche sin necesidad de recurrir a la inversión de ciclo.

Esta tecnología hoy en día está disponible tanto para instalaciones centrales como individuales (viviendas unifamiliares).

² Directiva 2009/28 y Decisión 2013/114.

II.3 Redes de distrito

Una red de distrito es un sistema de distribución que permite la conexión de fuentes de producción de energía a puntos de consumo de esta. Su objetivo es satisfacer centralizadamente la climatización ya sea frío y/o calor y agua caliente sanitaria de los distintos edificios que se encuentran conectados a la red garantizando un uso eficiente y de calidad de la energía, reduciendo la intensidad energética de la demanda. Además, contribuyen a la descarbonización, ya que pueden incorporar energías renovables (biomasa, geotérmica, solar térmica, etc) a la red. En España, actualmente, es una tecnología en desarrollo. [IDAE11]

Las redes de distrito pueden estar orientadas sólo a la producción térmica (calor y/o calor y frío) o bien a la co/trigeneración, es decir, incorporando un bloque de potencia que produzca energía eléctrica y emplee su calor residual para alimentar la demanda térmica, constituyendo así un ciclo de cabeza de cogeneración. La cogeneración es el procedimiento mediante el cual se obtiene simultáneamente energía eléctrica y energía térmica útil [ENERG20]. Los Sistemas ORC (Organic Rankine Cycle) para calefacción tienen la particularidad de aprovechar el calor residual de una planta de generación eléctrica basada en un ciclo de Rankine recorrido por un fluido orgánico para la producción de calor útil. Los análisis de viabilidad económica muestran que las tecnologías ORC basadas en la biomasa ofrecen una alternativa atractiva en la gama de potencia a escala media para aplicaciones residenciales [HUAN13] y de calefacción de distrito [TALJA12]. También, se demuestra que los sistemas ORC alimentados por biomasa representan una solución muy interesante para aplicaciones unifamiliares si se tiene en cuenta la hipótesis sobre los rendimientos adoptados [ALGI14].

Hoy en día, la cogeneración basada en biomasa es una parte importante de la infraestructura energética europea, pero los diseños no óptimos o las estrategias operativas conllevan unos rendimientos inferiores a los esperados. En España existen algunos casos, presentando un importante potencial [URIS17].

II.4 Fluidos de trabajo en bombas de calor

El comportamiento ambiental de una bomba de calor depende, además del mix eléctrico, del fluido de trabajo. Los parámetros fundamentales a considerar en la caracterización del impacto ambiental de un fluido son los siguientes:

- Global-warming potential (GWP) o potencial de calentamiento global: definiéndose como la medida que muestra una determinada masa de un gas de efecto invernadero para contribuir al calentamiento global. El CO₂ es el gas de referencia para el cálculo, siendo su GWP igual a la unidad. Cuanto mayor es el GWP, mayor el impacto tiene sobre el calentamiento global [EMBAR16].

- Ozone Depletion Potential (ODP) o potencial de agotamiento de la capa de ozono: Siendo el índice que apunta el daño que una sustancia puede causarle a la capa de ozono. Su valor varía entre cero y la unidad, produciendo un menor impacto en la capa de ozono cuanto más se aproxime su valor a cero [EMBAR16].

Abandonados ya los CFCs y HCFCs en aplicación del protocolo de Montreal, se dispone de refrigerantes HFC de nulo ODP, pero frecuentemente con alto GWP. Eso está provocando el ensayo de nuevos refrigerantes, como el R32, y de los llamados refrigerantes naturales, como el CO₂, amoníaco, butano y propano [ARNA07]. Su elección se realiza en base a las necesidades en la instalación a climatizar ya sea debido a su aplicación o a las propiedades termodinámicas requeridas.

Según la denominación ASHRAE 34 los refrigerantes pueden clasificarse según la toxicidad y la inflamabilidad tal y como se muestra en la tabla 2.1:

Tabla 2.1. Estándar 34 de ASHRAE.

	Baja toxicidad	Alta toxicidad	
Sin propagación de llama (considerados no inflamables)	A1	B1	Riesgo creciente: inflamabilidad
Baja inflamabilidad	A2L	B2L	
Inflamador	A2	B2	
Alta inflamabilidad	A3	B3	
	Riesgo creciente: toxicidad		

Debido al incremento de la población, el cambio climático y el deterioro de la capa de ozono, actualmente el uso de refrigerantes de bajo impacto ambiental se encuentra en pleno auge. Para minimizar dicho impacto, se requieren refrigerantes de bajo GWP que operen en equipos de alta eficiencia energética.

Actualmente, los refrigerantes más prometedores para cumplir con las restricciones medioambientales tanto en la industria como en la climatización son los siguientes:

- R-32
- Propano: R-290
- Isobutano: R-600a
- R-1234ze(E)
- Amoníaco: R-717.

En primer lugar, el R-32 se considera un gas refrigerante HFC puro, se define según la denominación ASHRAE 34 como tipo A2L, de baja inflamabilidad y toxicidad con cero

agotamiento de la capa de ozono y bajo potencial de calentamiento atmosférico. Su aplicación suele darse en equipos tipo split.

Tanto el propano o R-290 como el isobutano o R-600a, son hidrocarburos con bajo impacto ambiental y excelentes propiedades termodinámicas por lo que su uso está en pleno auge. Pertenecen a los denominados “refrigerantes naturales”, empleándose en refrigeradores domésticos, en pequeños aparatos de refrigeración comercial y máquinas expendedoras. Según la denominación ASHRAE 34 son de tipo A3, no tóxicos, pero extremadamente inflamables [GASSE20].

Por otro lado, el refrigerante R-1234ze(E) es considerado como una gran alternativa potencial para las aplicaciones de media temperatura debido a su bajo potencial de calentamiento GWP y agotamiento de la capa de ozono nulo. Según la denominación ASHRAE 34 es de tipo A2L, baja toxicidad y ligeramente inflamable. Entre sus aplicaciones destaca la climatización de supermercados, edificios comerciales, refrigeradores, máquinas expendedoras, etc.

En último lugar, el amoníaco o R-717 es considerado también un refrigerante natural, con ODP y GWP nulos. Según la denominación ASHRAE 34 es de tipo B2, inflamador con alta toxicidad. Se considera una de las sustancias más utilizadas en la comercialización industrial y comercial [GASSE20].

A modo de resumen, la Tabla 2.2 recoge los valores del potencial de agotamiento de la capa de ozono y calentamiento global, así como su denominación ASHRAE 34 para cada uno de los refrigerantes comentados.

Tabla 2.2. Múltiples propiedades según refrigerante

Refrigerante	ODP	GWP	Denominación
R-32	0	640	A2L
R-290	0	3	A3
R-600a	0	3	A3
R-1234ze(E)	0	7	A2L
R-717	0	0	B2

Capítulo III. Metodología

III.1 Introducción.

En este capítulo se presenta la metodología empleada en el análisis técnico-económico de la incorporación de una bomba de calor aerotérmica accionada eléctricamente a viviendas en bloque. En primer lugar, para obtener el rendimiento de la bomba se desarrollan dos modelos: uno para el punto de diseño (carga parcial, apartado III.2.1) y otro para el funcionamiento fuera del punto de diseño (apartado III.2.2), gracias a los cuales se obtienen las prestaciones de la bomba de calor (apartado III.2.3). Por otro lado, se estudia la eficiencia del modelo en el punto nominal en los diferentes fluidos de trabajo descritos en el Capítulo II (apartado III.2.4). También, se modela la demanda térmica (apartado III.3) en primer lugar anualmente según se describe en el Código Técnico de Edificación (apartado III.3.1) y en segundo lugar de forma horaria (apartado III.3.2). Además, se presenta el modelo de consumo de la bomba (apartado III.4) y la metodología empleada en el análisis económico (apartado III.5).

III.2 Modelo de la bomba de calor

El primer modelo desarrollado, en el punto de diseño (apartado III.2.1), se utiliza para dimensionar los componentes principales, y el segundo, fuera del punto de diseño (apartado III.2.2), para la obtención del mapa de funcionamiento.

Debido a que la bomba de calor escogida es aerotérmica y por lo tanto utiliza aire como fuente térmica, se asume un control de la velocidad de rotación (inverter) sobre el motor eléctrico del compresor para evitar la pérdida de capacidad calorífica cuando la temperatura ambiente disminuye. Se toma 1490 rpm como velocidad nominal de rotación, variando el control entre 745 y 2235 rpm ($\pm 50\%$) [CAVA10]. Fuera de estos límites es necesario acoplar un sistema de apoyo escogiendo en el caso de estudio una caldera de condensación con modulación alimentada por gas natural para cubrir las demandas altas y recurriendo a la regulación marcha-paro para las cargas bajas.

La velocidad de rotación del ventilador del evaporador es también controlada para mantener constante la caída de la temperatura del aire y así evitar la reducción de la presión de evaporación, mejorando de este modo la eficiencia del sistema.

III.2.1 Modelo en punto nominal

Debido a que el estudio está enfocado a la pobreza energética, el modelo propuesto utiliza como sistema de distribución radiadores convencionales, operando en condiciones de baja temperatura. Esto es posible porque la gran mayoría de las instalaciones con radiadores están sobredimensionadas, por lo que tienen área suficiente para poder seguir manteniendo las prestaciones en baja temperatura. Gracias a esto, el sistema propuesto puede ser implementado en las viviendas, evitando el alto coste de inversión para la instalación de un sistema de distribución mediante suelo radiante. Los parámetros nominales utilizados en la resolución del modelo en el punto de diseño son:

- Condiciones generales:
 - Temperatura de confort establecida: $T_{hab} = 22\text{ }^{\circ}\text{C}$. Ya que según el Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía la temperatura ideal para un hogar oscila entre los 20-23 $^{\circ}\text{C}$ [IDAE17].
- Condensador:
 - Potencia del condensador (capacidad de la bomba): $\dot{Q}_{Cond} = 200\text{ kWt}$.
 - Condiciones del agua: Se considera un intercambiador de calor a contracorriente que alimenta el agua de un sistema de radiadores de baja temperatura existente. La temperatura de entrada (retorno) es $T_{wi} = 45\text{ }^{\circ}\text{C}$ y la de salida (impulsión) $T_{wo} = 55\text{ }^{\circ}\text{C}$ [MIRA11].
 - Acercamiento del condensador: $\Delta T_c = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$.
- Evaporador:
 - Condiciones del aire: Temperatura de bulbo húmedo a la entrada considerándose ésta la ambiente $T_{ea} = T_{amb} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$ y temperatura de bulbo húmedo a la salida $T_{sa} = -5\text{ }^{\circ}\text{C}$.
 - Presión atmosférica: $P_{amb} = 711\text{ mmHg}$.
 - Acercamiento del evaporador: $\Delta T_{ev} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ considerando ese valor por ser uno típico para los intercambiadores de aire.
- Compresor:
 - Velocidad nominal de rotación: $N_{régimen} = 1490\text{ rpm}$.
 - Rendimiento isoentrópico: $\eta_{Comp} = 75\%$ (incluyendo la eficiencia del motor y del inversor).
 - Espacio perjudicial del compresor: $\alpha = 0,03$.
 - Sobrecalentamiento en la aspiración del compresor: $\Delta T_v = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$.

La Figura 3.1 muestra un esquema de la bomba de calor. Se elige un compresor adiabático de tipo alternativo, de acuerdo con la oferta de la industria [ENERB20].

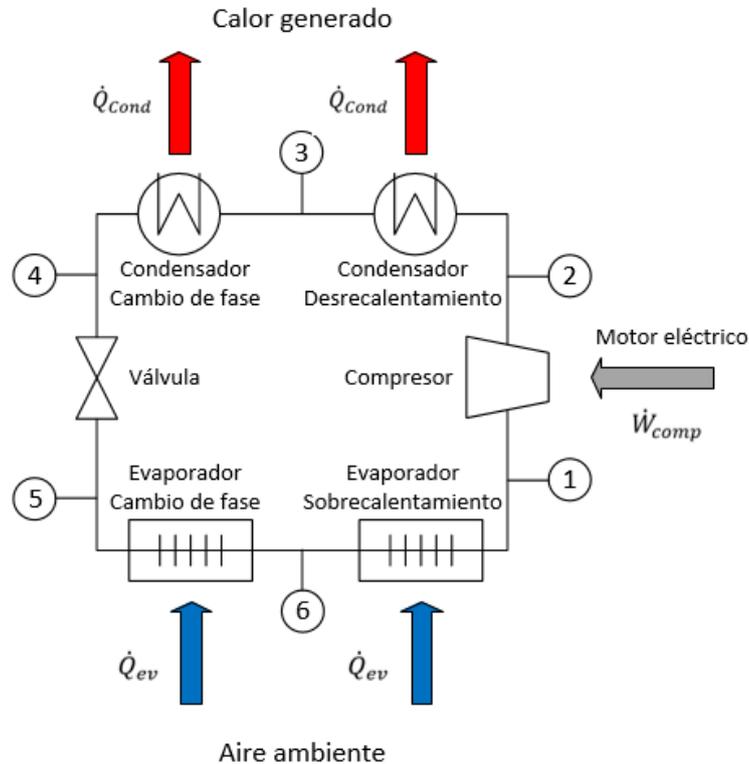


Figura 3.1. Esquema de la bomba de calor empleado

Se definen seis puntos en el sistema siendo:

- **Punto 1:** Entrada del compresor/salida del evaporador.
- **Punto 2:** Salida del compresor/entrada al condensador.
- **Punto 2s:** Salida isoentrópica del compresor.
- **Punto 3:** Entrada al tramo de cambio de fase del condensador (vapor saturado).
- **Punto 4:** Entrada de la válvula y salida del condensador, se considera líquido saturado.
- **Punto 5:** Entrada del evaporador/salida de la válvula.
- **Punto 6:** Salida del tramo de cambio de fase del evaporador. Se considera vapor saturado.

A continuación, se describen las ecuaciones que se han integrado en el entorno de programación Engineering Equation Solver (EES) [KLEI19] para la resolución del modelo propuesto. En las ecuaciones descritas en el modelo h significa entalpía, s entropía, P presión y v volumen específico.

Para el **compresor** se considera que el rendimiento isoentrópico del compresor y el rendimiento volumétrico definido según las ecuaciones 3.1 y 3.2 respectivamente siendo r la relación de presión (ecuación 3.3) y n el exponente politrópico (ecuación 3.4). Teniendo en cuenta el sobrecalentamiento en la aspiración del compresor se establece la temperatura (ecuación 3.5).

$$\eta_{comp} = \frac{h_{2S} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (3.1)$$

$$\eta_{comp,v} = 1 - \alpha \cdot \left(r^{\frac{1}{n}} - 1 \right) = \frac{\dot{m}_{refrig}}{\frac{V_c}{v_1} \cdot \frac{N_{régimen}}{60}} \quad (3.2)$$

$$r = \frac{P_2}{P_1} \quad (3.3)$$

$$P_1 \cdot v_1^n = P_2 \cdot v_2^n \quad (3.4)$$

$$T_1 = T_6 + \Delta T_v \quad (3.5)$$

El **condensador** es un intercambiador de calor a contraflujo de agua/refrigerante dónde se asume que no existen pérdidas de presión (ecuación 3.6). Se define su salida como líquido saturado (título de vapor nulo (ecuación 3.7)). También según el acercamiento buscado en el condensador se define la ecuación 3.8³. El balance de energía que define la potencia generada del condensador (\dot{Q}_{Cond}) se proporciona en la ecuación 3.9, donde \dot{m}_{refrig} y \dot{m}_w son los gasto másico del refrigerante y del agua en el circuito respectivamente. La entalpía tanto de entrada como de salida del agua (h_{wi}, h_{wo}) se definen con las temperaturas impuestas aproximando la entalpía por la del líquido saturado a igual temperatura. La convergencia se mejora con el modelo $\varepsilon - NTU$ (ecuación 3.10 a ecuación 3.12) definiéndose la ecuación 3.11 al ser el cambio de fase el proceso dominante. Finalmente se obtiene la ecuación 3.12 dónde C_{agua} es el calor específico del agua.

$$P_4 = P_3 \quad (3.6)$$

$$X_4 = 0 \quad (3.7)$$

$$T_4 = T_{wi} + \Delta T_{cond} \quad (3.8)$$

$$\dot{Q}_{Cond} = \dot{m}_{refrig} \cdot (h_2 - h_4) = \dot{m}_w \cdot (h_{wo} - h_{wi}) \quad (3.9)$$

$$\varepsilon_{cond} = \frac{T_{wo} - T_{wi}}{T_4 - T_{wi}} \quad (3.10)$$

³ Se verá más adelante que ΔT_{cond} no es el acercamiento en el condensador, sino un parámetro auxiliar.

$$NTU_{cond} = -\ln(1 - \varepsilon_{cond}) \quad (3.11)$$

$$UA_{cond} = \frac{NTU_{cond}}{\dot{m}_w \cdot C_{agua}} \quad (3.12)$$

Se considera que el **evaporador** es un intercambiador de calor de flujo cruzado aire/refrigerante. Se define el punto 6 como vapor saturado, siendo su título de vapor la unidad (ecuación 3.13). Se desprecian sus pérdidas de presión (ecuación 3.14). Según el acercamiento considerado se define la ecuación 3.15. El balance de energía que define la potencia del evaporador (\dot{Q}_{ev}) se expresa en la ecuación 3.16 siendo \dot{m}_{aire} el gasto másico del aire. Por otro lado, para que la temperatura del ambiente se refiera a la húmeda, la entalpía de entrada (h_{ai}) y salida del aire (h_{ao}) quedan definidas a partir de la presión siendo esta la ambiente, considerando una humedad relativa del 100% y la temperatura impuesta inicialmente. Siguiendo el modelo $\varepsilon - NTU$ también para el evaporador, se definen las ecuaciones 3.17, 3.18 y 3.19.

$$X_6 = 1 \quad (3.13)$$

$$P_5 = P_6 = P_1 \quad (3.14)$$

$$\Delta T_{ev} = T_{ao} - T_5 \quad (3.15)$$

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{m}_{refrig} \cdot (h_1 - h_5) = \dot{m}_{aire} \cdot (h_{ai} - h_{ao}) \quad (3.16)$$

$$\varepsilon_{ev} = \frac{T_{ai} - T_{ao}}{T_{ai} - T_5} \quad (3.17)$$

$$NTU_{ev} = -\ln(1 - \varepsilon_{ev}) \quad (3.18)$$

$$UA_{ev} = \frac{NTU_{ev}}{\dot{m}_{aire} \cdot C_{p,aire}} \quad (3.19)$$

La **válvula** se considera adiabática, por lo que al despreciar tanto la energía cinética como la potencial, esta se modela como isoentálpica según la ecuación 3.20. También se considera que se trata de una válvula de expansión termostática, por lo que mantiene el sobrecalentamiento constante en la succión del compresor actuando sobre el flujo másico del refrigerante, habiéndose ya descrito este efecto en la ecuación 3.5.

$$h_5 = h_4 \quad (3.20)$$

Los principales parámetros de la bomba de calor en su punto nominal son la potencia del condensador definida anteriormente en la ecuación 3.9, el consumo del compresor (ecuación 3.21) y el COP (ecuación 3.22) siendo todos ellos valores instantáneos.

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m}_{refrig} \cdot (h_2 - h_1) \quad (3.21)$$

$$COP = \frac{\dot{Q}_{cond}}{\dot{W}_{comp}} \quad (3.22)$$

El acercamiento del condensador se corresponde a la mínima diferencia de temperaturas entre el refrigerante y el agua que circulan por el sistema. Es un parámetro fundamental ya que a medida que su valor disminuye, el rendimiento del ciclo aumenta, aunque es necesaria mayor área de intercambio y, por lo tanto, mayor inversión.

En el caso de estudio, se fuerza que en el perfil de temperaturas del condensador se produzca un acercamiento de $\Delta T_c = 5^\circ C$ y con ello, el aumento del COP y el rendimiento volumétrico del compresor. Para conseguir el perfil de temperaturas buscado, se modifica la temperatura de condensación, es decir, la temperatura del punto 4.

Se obtiene como resultado final $T_4 = 58^\circ C$ y un acercamiento en el condensador de $\Delta T_c = 5,04^\circ C$ pudiéndose observar dicho resultado en la Figura 3.2 para el R-290 (propano). Según eso, se obtiene $\Delta T_{cond} = 13^\circ C$.

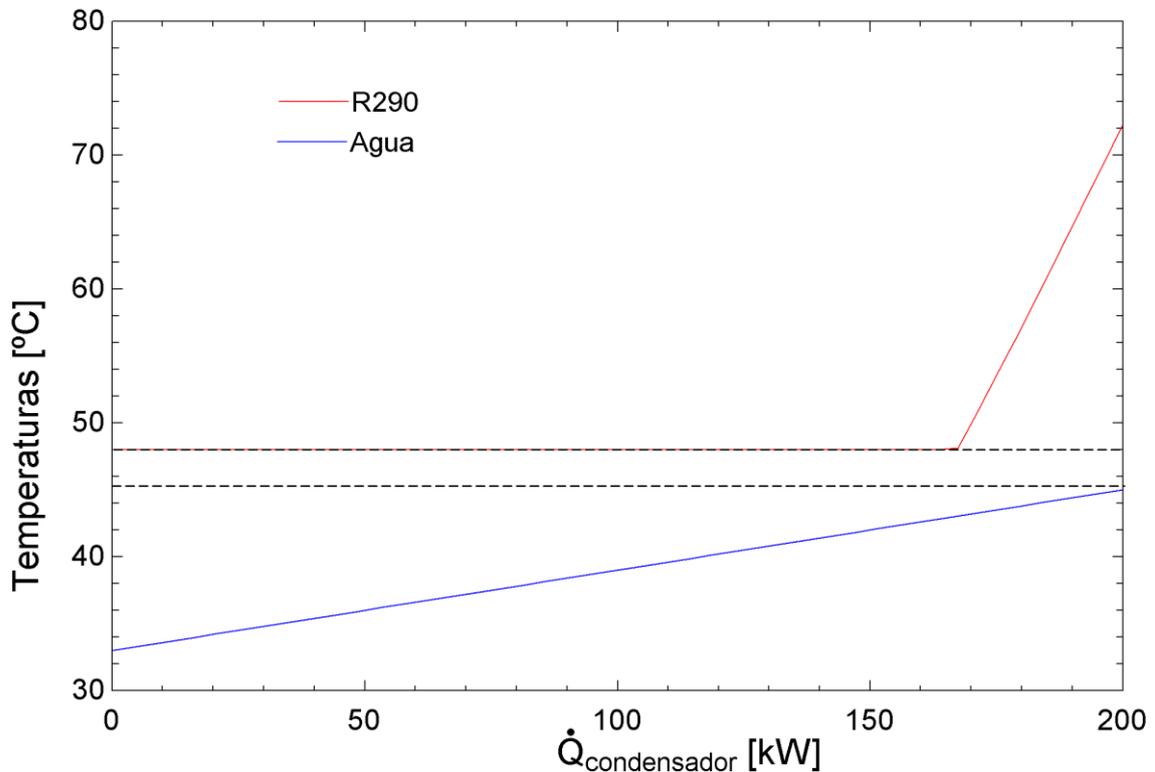


Figura 3.2. Diagrama T-Q en el condensador para R-290.

Una vez resuelto el punto de diseño, se fijan los principales parámetros de la bomba de calor según se indica en la Tabla 3.1.

Tabla 3.1 Parámetros principales de la bomba de calor en el punto de diseño

Parámetro	
Volumen de cilindrada, V_c [cm ³ /vuelta]	4,558
Exponente politrópico, n [-]	1,075
Acercamiento auxiliar del condensador, ΔT_{con} [°C]	13
Acercamiento del evaporador, ΔT_{ev} [°C]	10
Caída de temperatura en el aire, $T_{ai} - T_{ao}$ [°C]	10
Sobrecalentamiento en la aspiración el compresor, ΔT_v [°C]	5
Temperatura de entrada del agua, T_{wi} [°C]	45
Temperatura de salida del agua, T_{wo} [°C]	55
Gasto másico de agua, $\dot{m}_{w,N}$ [kg/s]	4,782
Gasto másico de refrigerante, $\dot{m}_{refrig,N}$ [kg/s]	0,6088
Gasto másico de aire $\dot{m}_{aire,N}$ [kg/s]	6,902
Conductancia del condensador, $UA_{cond,N}$ [kW/K]	29,33
Conductancia del evaporador, $UA_{ev,N}$ [kW/K]	8,584

III.2.2 Modelo fuera del punto nominal

Este modelo pretende determinar la velocidad a la que debe girar el compresor, N , para satisfacer la demanda térmica, que es función de la temperatura exterior.

Las variables que definen el tamaño de la máquina obtenidas en el punto nominal, permanecerán constantes en el punto de funcionamiento off-design.

Se han realizado dos modelos diferentes, considerando las variables de control que se detallan a continuación:

- **Modelo I:** Temperatura ambiente
- **Modelo II:** Temperatura ambiente y acercamientos constantes

Para el cálculo de ambos modelos se describen una serie de ecuaciones que se integran en el entorno Engineering Equation Solver (EES) [KLEI19] para su resolución. Durante el cálculo de ambos modelos, se han limitado ciertas variables para favorecer la convergencia.

III.2.2.1 Modelo I

En primer lugar, se describe un sistema off-design en el que la variable de control es la **temperatura ambiente**. Para ello, se introducen los datos del punto nominal recopilados en la tabla 3.1 y, se consideran las temperaturas del agua tanto a la entrada (ecuación 3.23) como a la salida (ecuación 3.24) del condensador idénticas a las del punto nominal.

$$T_{wi} = T_{wi,N} = 45^{\circ}C \quad (3.23)$$

$$T_{wo} = T_{wo,N} = 55^{\circ}C \quad (3.24)$$

Se consideran idénticos los valores de la velocidad de rotación del compresor (ecuación 3.25), la cilindrada (ecuación 3.26) y el gasto másico de aire (ecuación 3.27) que en el punto nominal. Por otro lado, el gasto másico de agua se controla a través de la variable φ que toma valores entre cero y la unidad (ecuación 3.28). La variable de control, es decir, la temperatura de entrada del aire, se considera igual a la temperatura ambiente (ecuación 3.29). Además, se define la temperatura de condensación y la de evaporación según las ecuaciones 3.30 y 3.31 respectivamente. También, la válvula se considera adiabática, por lo que se desprecia la energía cinética y potencia resultando la ecuación 3.32.

$$N_{régimen} = N_{régimen,N} \quad (3.25)$$

$$V_c = V_{c,N} \quad (3.26)$$

$$\dot{m}_{aire} = \dot{m}_{aire,N} \quad (3.27)$$

$$\dot{m}_w = \varphi \cdot \dot{m}_{w,N} \quad (3.28)$$

$$T_{ai} = T_{amb} \quad (3.29)$$

$$T_{cond} = T_3 = T_4 \quad (3.30)$$

$$T_{ev} = T_5 = T_6 \quad (3.31)$$

$$h_5 = h_4 \quad (3.32)$$

El calor específico tanto del agua (ecuación 3.33) como del aire (ecuación 3.34) se determina a través de las respectivas entalpías y temperaturas.

$$C_{agua} = \frac{h_{wo} - h_{wi}}{T_{wo} - T_{wi}} \quad (3.33)$$

$$C_{p,aire} = \frac{h_{ai} - h_{ao}}{T_{ai} - T_{ao}} \quad (3.34)$$

Se realiza el balance de energía tanto en el condensador (ecuación 3.35) como en el evaporador (ecuación 3.36)

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_w \cdot C_{agua} \cdot (T_{wo} - T_{wi}) = \dot{m}_{refrig} \cdot (h_2 - h_4) \quad (3.35)$$

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{m}_{aire} \cdot C_{p,aire} \cdot (T_{ai} - T_{ao}) = \dot{m}_{refrig} \cdot (h_1 - h_5) \quad (3.36)$$

Por otro lado, el modelo $\varepsilon - NTU$ del condensador se expresa según las ecuaciones de la 3.37 a 3.40. Para la ecuación 3.39 se vuelve a considerar que el proceso se produce con cambio de fase.

$$\frac{UA_{cond}}{UA_{cond,N}} = \frac{\frac{1}{\dot{m}_{refig,N}^{0,8}} + \frac{1}{\dot{m}_{w,N}^{0,8}}}{\frac{1}{\dot{m}_{refig}^{0,8}} + \frac{1}{\dot{m}_w^{0,8}}} \quad (3.37)$$

$$NTU_{cond} = UA_{cond} \cdot \dot{m}_w \cdot C_{agua} \quad (3.38)$$

$$NTU_{condensador} = -\ln(1 - \varepsilon_{cond}) \quad (3.39)$$

$$\varepsilon_{cond} = \frac{T_{wo} - T_{wi}}{T_{cond} - T_{wi}} \quad (3.40)$$

Se define las presiones de condensación y de evaporación según las ecuaciones 3.41 y 3.42 respectivamente considerando que son líquido saturado en ambos casos. Con ambas líneas de presión se define la relación de compresión según la ecuación 3.43

$$P_{cond} = P_2 = P_3 = P_4 \quad (3.41)$$

$$P_{ev} = P_1 = P_5 = P_6 \quad (3.42)$$

$$r = \frac{P_{cond}}{P_{ev}} \quad (3.43)$$

Se describe el modelo el modelo $\varepsilon - NTU$ en el evaporador con las ecuaciones 3.44 a 3.47.

$$\frac{UA_{ev}}{UA_{ev,N}} = \frac{\frac{1}{\dot{m}_{refig,N}^{0,8}} + \frac{1}{\dot{m}_{aire,N}^{0,8}}}{\frac{1}{\dot{m}_{refig}^{0,8}} + \frac{1}{\dot{m}_{aire}^{0,8}}} \quad (3.44)$$

$$NTU_{ev} = UA_{ev} \cdot \dot{m}_{aire} \cdot C_{p,aire} \quad (3.45)$$

$$NTU_{ev} = -\ln(1 - \varepsilon_{ev}) \quad (3.46)$$

$$\varepsilon_{ev} = \frac{T_{ai} - T_{ao}}{T_{ai} - T_{ev}} \quad (3.47)$$

En el compresor se considera el rendimiento volumétrico (ecuación 3.48), su relación de volúmenes específicos (ecuación 3.49) siendo un proceso politrópico. Teniendo en cuenta el sobrecalentamiento en la aspiración del compresor, se define la temperatura en la entrada (ecuación 3.50). El consumo del compresor y el COP se definen con las ecuaciones 3.51 y 3.52 respectivamente.

$$\eta_{comp,v} = 1 - \alpha \cdot \left(r^{\frac{1}{n}} - 1 \right) = \frac{\dot{m}_{refrig}}{\frac{V_c}{v_1} \cdot \frac{N_{régimen}}{60}} \quad (3.48)$$

$$v_2 = v_1 \cdot r^{-\frac{1}{n}} \quad (3.49)$$

$$T_1 = T_{ev} + \Delta T_v \quad (3.50)$$

$$\dot{W}_{compresor} = \dot{m}_{refrig} \cdot (h_2 - h_1) \quad (3.51)$$

$$COP = \frac{\dot{Q}_{cond}}{\dot{W}_{compresor}} \quad (3.52)$$

III.2.2.2 Modelo II

Al haber problemas de convergencia con el Modelo I, se decide plantear un modelo alternativo, consistente en reemplazar la ligadura impuesta por las ecuaciones 3.37 y 3.44 por la constancia de los acercamientos en el evaporador y condensador (auxiliar). Como **variable de control del sistema** se toma **la temperatura ambiente**. Se consideran los valores tanto de la temperatura de entrada del agua (ecuación 3.53), la de salida (ecuación 3.54), la y el volumen de la cilindrada (ecuación 3.55) idénticos a los recopilados en el punto nominal (Tabla 3.1).

$$T_{ew} = T_{ew,N} = 45^{\circ}C \quad (3.53)$$

$$T_{sw} = T_{sw,N} = 55^{\circ}C \quad (3.54)$$

$$V_c = V_{c,N} \quad (3.55)$$

El gasto másico tanto del agua (ecuación 3.56) como del aire (ecuación 3.57) se controlan a través de variables (φ_w , φ_a respectivamente) que toman valores entre cero y la unidad.

$$\dot{m}_w = \varphi_w \cdot \dot{m}_{w,N} \quad (3.56)$$

$$\dot{m}_{aire} = \varphi_a \cdot \dot{m}_{aire,N} \quad (3.57)$$

Se considera que la temperatura de entrada del aire es idéntica a la ambiente (ecuación 3.58), la temperatura a la entrada del condensador (ecuación 3.59) determinada por el sobrecalentamiento en la aspiración del compresor (ΔT_v , ecuación 3.59), la temperatura de condensación, (ecuación 3.60) y la de evaporación (ecuación 3.61) influenciadas por sus acercamientos ΔT_c , ΔT_{ev} respectivamente.

$$T_{ea} = T_{amb} \quad (3.58)$$

$$T_1 = T_{ev} + \Delta T_v \quad (3.59)$$

$$T_{cond} = T_3 = T_4 = T_{ew} + \Delta T_c \quad (3.60)$$

$$T_{ev} = T_5 = T_6 = T_{sa} - \Delta T_{ev} \quad (3.61)$$

Se definen las presiones del sistema con las ecuaciones 3.62 e 3.63, considerando ambos puntos como líquido saturado. Con ambas líneas de presión se define la relación de presión (ecuación 3.64)

$$P_{ev} = P_5 = P_6 = P_1 \quad (3.62)$$

$$P_{cond} = P_2 = P_3 = P_4 \quad (3.63)$$

$$r = \frac{P_{cond}}{P_{ev}} \quad (3.64)$$

La válvula se considera adiabática, por lo que despreciando tanto la energía cinética como la potencial, se modela como isoentálpica (ecuación 3.65), además se considera líquido saturado a su entrada (ecuación 3.66).

$$h_4 = h_5 \quad (3.65)$$

$$x_4 = 1 \quad (3.66)$$

Realizando un balance de energía en el evaporador (ecuación 3.67) y en el condensador (ecuación 3.68) se definen sus potencias \dot{Q}_{cond} , \dot{Q}_{ev} , respectivamente.

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{m}_{refrig} \cdot (h_1 - h_5) = \dot{m}_{aire} \cdot C_{p,aire} \cdot (T_{ai} - T_{ao}) \quad (3.67)$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{refrig} \cdot (h_2 - h_4) = \dot{m}_w \cdot C_{agua} \cdot (T_{wo} - T_{wi}) \quad (3.68)$$

Para el compresor, se define el rendimiento volumétrico (ecuación 3.69), también siguiendo un proceso politrópico la relación de los volúmenes específicos a su entrada y salida (ecuación 3.70). Su consumo (ecuación 3.71) y el COP (ecuación 3.72).

$$\eta_{comp,v} = 1 - \alpha \cdot \left(r^{\frac{1}{n}} - 1 \right) = \frac{\dot{m}_{refrig}}{\frac{V_c}{v_1} \cdot \frac{N_{régimen}}{60}} \quad (3.69)$$

$$v_2 = v_1 \cdot r^{\frac{1}{n}} \quad (3.70)$$

$$\dot{W}_{compresor} = \dot{m}_{refrig} \cdot (h_2 - h_1) \quad (3.71)$$

$$COP = \frac{\dot{Q}_{cond}}{\dot{W}_{compresor}} \quad (3.72)$$

III.2.2.3 Comparación de ambos modelos

Se comparan ambos modelos propuestos para determinar si proporcionan resultados similares. En la Figura 3.3 se muestra la potencia del condensador en función de la temperatura ambiente para el modelo I y el modelo II.

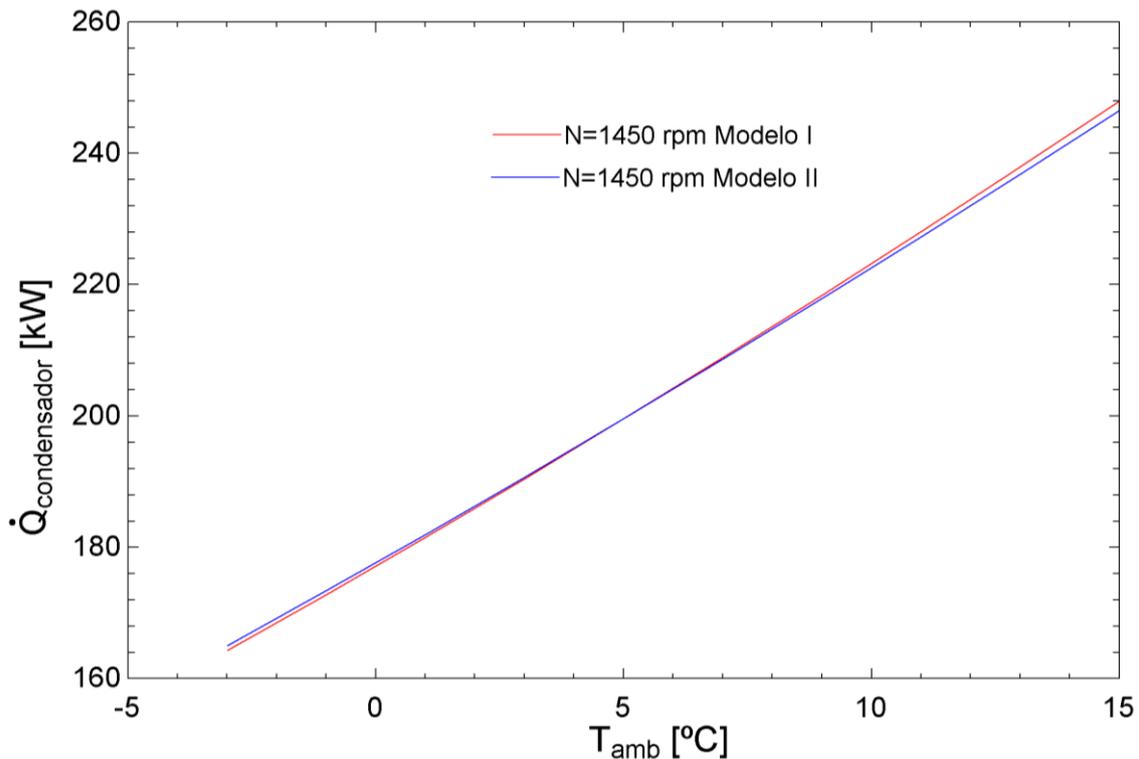


Figura 3.3 Comparación gráfica ambos métodos

A la vista de los resultados, se decide emplear el Modelo II, ya que es más rápido y apenas difieren ambos resultados.

Se toma que el compresor funciona de 25 a 75 Hz. Es decir: 50 Hz +/- 50%. Asumiendo como **velocidad nominal 1490 rpm: 745 rpm a 2235 rpm**. Ya que según [CAVA10], los sistemas *inverter* desarrollados para compresores de refrigeración suelen trabajar en un rango de frecuencia desde los 25 o 30Hz hasta un máximo de unos 70 a 80Hz, lo que en la práctica proporciona una variación continua de potencia desde el 100% hasta el 35% ó 40% de la potencia máxima del compresor.

Para el rango de velocidades del compresor escogido, se calcula la potencia térmica del condensador en función de la temperatura ambiente a la que se encuentre el exterior. La Figura 3.4 muestra dicho cálculo para el límite superior e inferior de funcionamiento del compresor y a intervalos de 100 rpm.

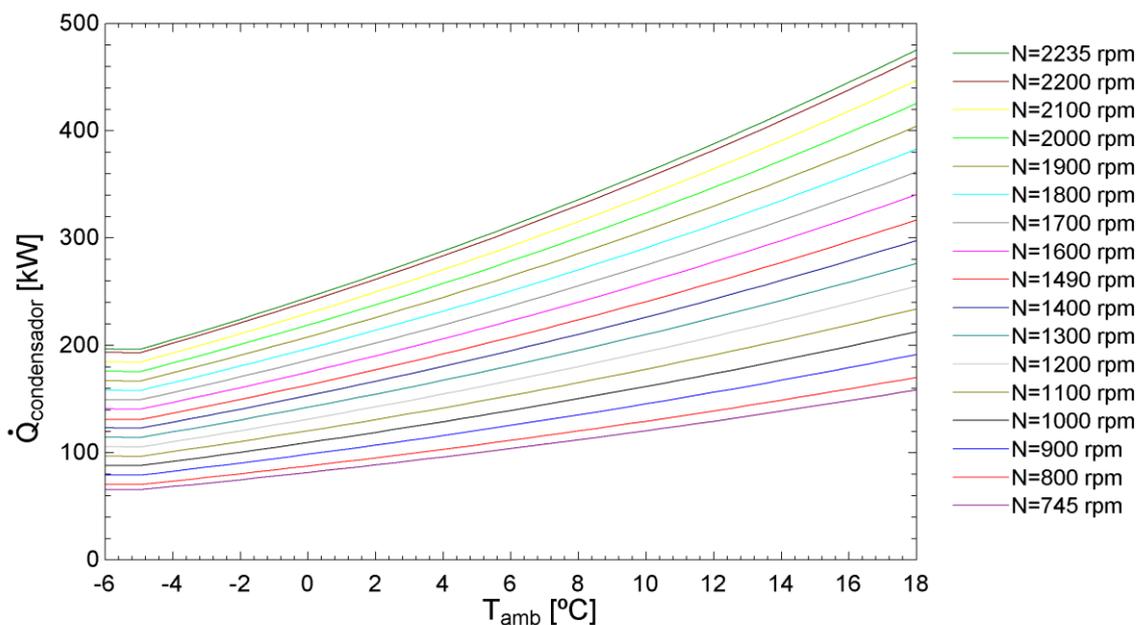


Figura 3.4 Capacidad de la bomba según la temperatura ambiente para diferentes regímenes del compresor

Por otra parte, se observa que la gráfica del COP en función de la temperatura ambiente (Figura 3.5) es independiente del régimen de giro del compresor. Este comportamiento se justifica por ser el COP un índice relativo y depender casi linealmente tanto el numerador como el denominador del régimen de giro.

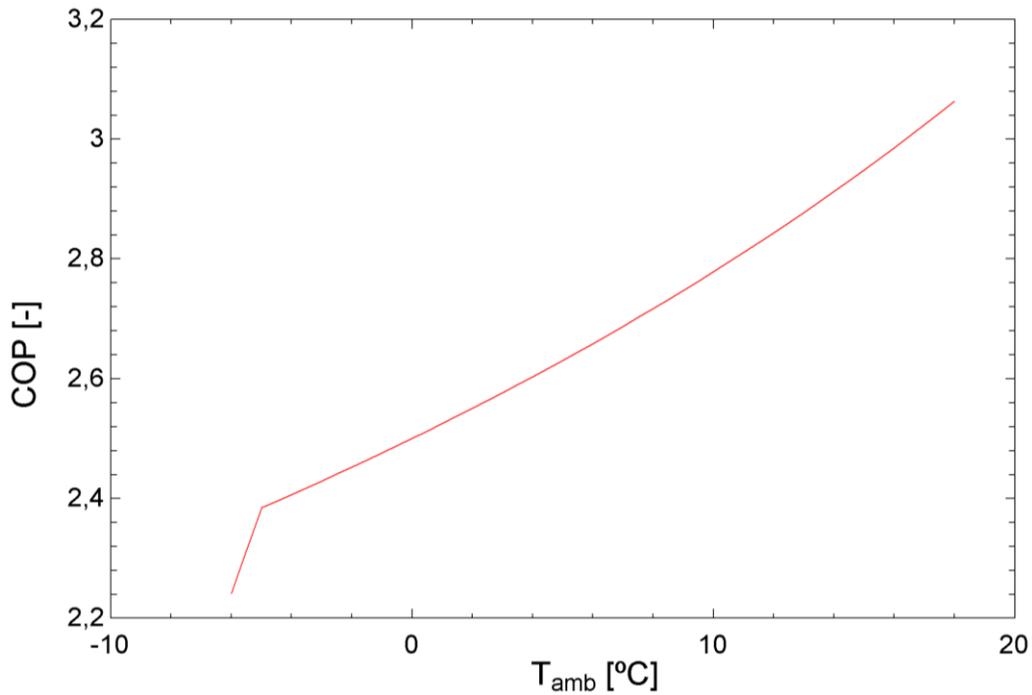


Figura 3.5 COP según la temperatura ambiente (independiente del régimen de giro).

Teniendo en cuenta que potencia consumida del compresor es función de la potencia del condensador y el COP, se halla dicha variable en función de los distintos regímenes siendo el resultado el de la figura 3.6.

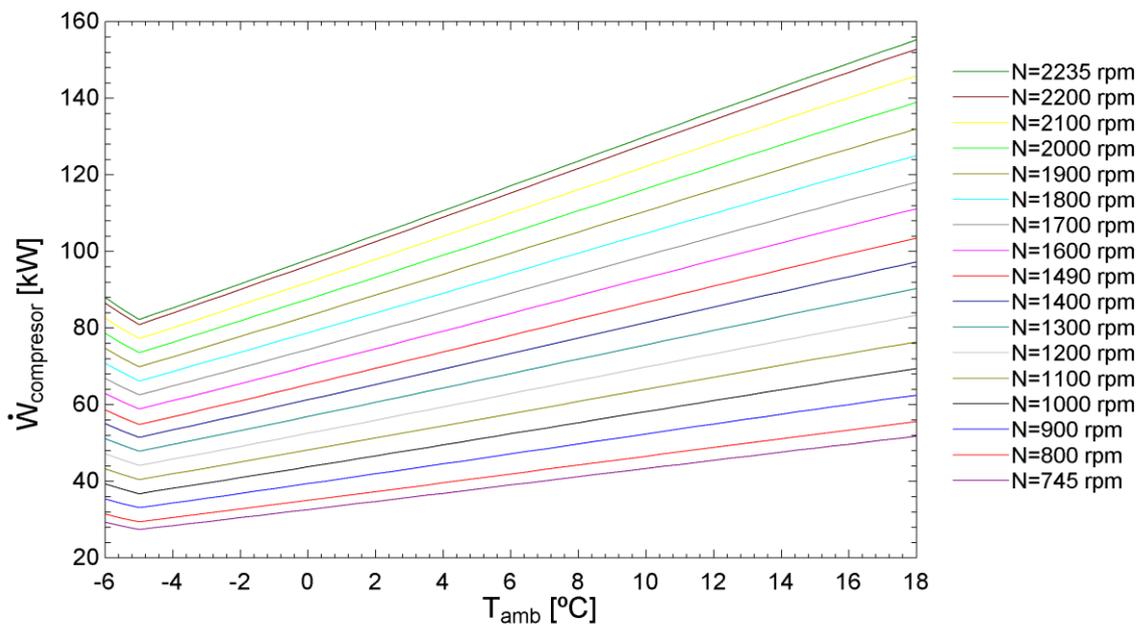


Figura 3.6 Potencia consumida del compresor según la temperatura ambiente para los distintos regímenes del compresor

III.2.3 Prestaciones de la bomba de calor.

Para modular la respuesta de la bomba de calor, se varía la velocidad de rotación del compresor barriendo así la zona de trabajo y cortando la recta de carga en un amplio rango. Para hallar la zona de trabajo en la que se encuentra la bomba, se toma como velocidad nominal 1490 rpm +/- 50%, estableciendo los límites de funcionamiento.

- **Límite superior:** Estará marcado dependiendo de la temperatura a la que se encuentre el sistema por el máximo régimen de giro del compresor ($N = 2235 \text{ rpm}$) o por la potencia máxima del motor del compresor, considerando que dicho límite se encuentra a 1,5 veces la potencia del punto nominal, siendo en el punto nominal $\dot{W}_{\text{compresor},N} = 76,15 \text{ kW}$.
- **Límite inferior:** Fijado por el mínimo régimen de giro al que puede girar el compresor ($N = 745 \text{ rpm}$).

Para potencias demandadas mayores que las producidas por la bomba, se acopla un sistema de apoyo para las horas que sean necesarias. En el caso de que la demanda sea menor al límite inferior de capacidad de la bomba se puede controlar esta mediante una estrategia marcha/paro, girando el compresor a su velocidad mínima, o bien se puede parar la bomba y modular el sistema de apoyo (caldera de condensación de gas natural). En el modelo se va a considerar sólo el control marcha-paro para las demandas por debajo del límite inferior de giro. El mapa de funcionamiento de la bomba puede en la Figura 3.7.

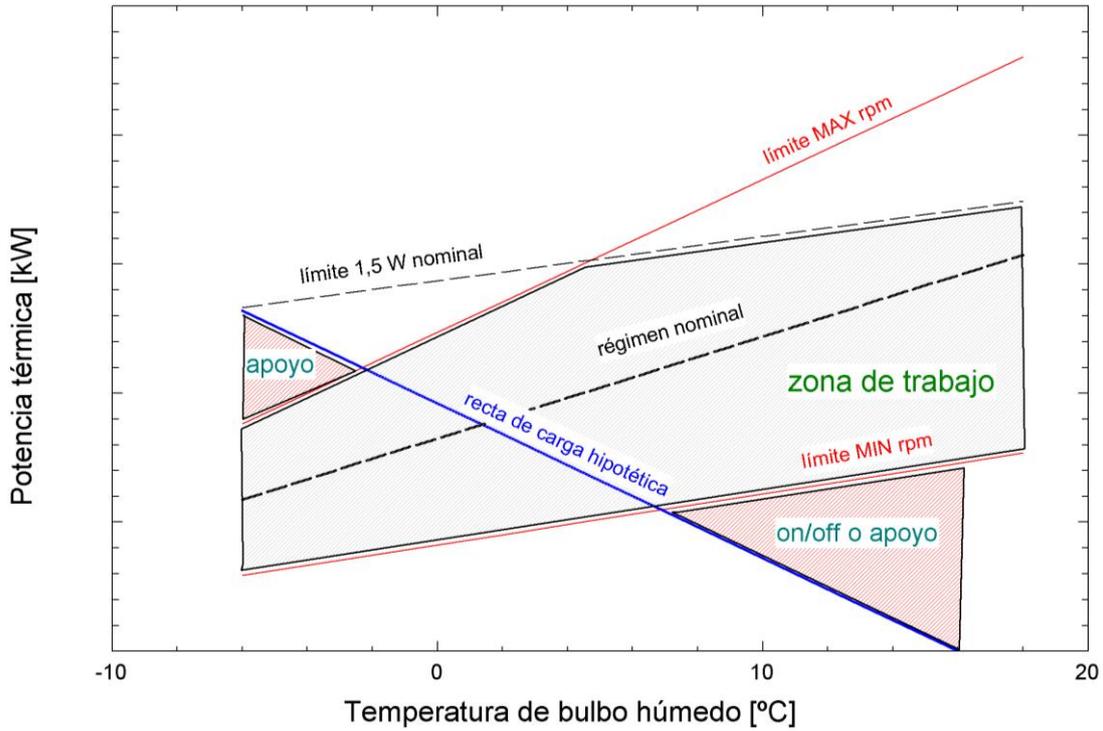


Figura 3.7 Mapa de funcionamiento de la bomba

Para cada hora de operación (j), se definen por tanto las siguientes ecuaciones que determinan el consumo de la bomba de calor (ecuación 3.73 y 3.74)⁴ y del sistema de apoyo denominado bkp siendo \dot{F} el consumo de gas natural (ecuación 3.75) con una eficiencia constante (η_{bkp}) con respecto al poder calorífico superior del 95%. Además, se describe el tamaño de la caldera de gas natural utilizada en el sistema de apoyo en la ecuación 3.76. En estas ecuaciones, D representa la demanda horaria de calefacción.

$$\dot{Q}_{C,j}^{max} = \max \left\{ \dot{Q}_C(T_{ai,j}, N_{max}), COP(T_{ai,j}, N_{max}) \cdot 1.5 \cdot \dot{W}(T_{ai,j}^{design}, N_{design}) \right\} \quad (3.73)$$

$$\dot{W}_j = \begin{cases} \dot{Q}_{C,j} / COP(T_{ai,j}, N_j) & \text{si } D_j \leq \dot{Q}_{C,j}^{max} \\ \dot{Q}_{C,j}^{max} / COP(T_{ai,j}, N_j) & \text{otro} \end{cases} \quad (3.74)$$

$$\dot{F}_j^{bkp} = \begin{cases} 0 & \text{si } D_j \leq \dot{Q}_{C,j}^{max} \\ (D_j - \dot{Q}_{C,j}^{max}) / \eta_{bkp} & \text{otro} \end{cases} \quad (3.75)$$

⁴ Por mantener la coherencia en la formulación se indica que el COP depende del régimen, pero ya se ha visto en la Figura 3.5 que realmente depende sólo de la temperatura ambiente. De ahí que no haya problema en la ecuación 3.74 por combinar diferentes regímenes en el caso de que la capacidad máxima la determine la potencia del motor y ocurra, por tanto, a régimen variable.

$$\dot{Q}_{bcp} = \max\{\dot{F}_j^{bcp}\} \quad (3.76)$$

III.2.4 Fluidos de trabajo

Se realiza el cálculo de distintos parámetros del sistema en el punto nominal siguiendo la metodología detallada en el punto III.2.1 (Modelo en punto nominal) para cada uno de los fluidos de trabajo en bombas de calor detallados en el CAPÍTULO II (Estado del Arte) para así poder determinar el fluido que más se adecua al caso estudiado. Dichos resultados se recogen en la Tabla 3.2.

Tabla 3.2 Parámetros en el punto nominal para cada refrigerante

Refrigerante	$V_{cilindrada}$ [m ³]	COP [-]	$T_{descarga}$ [°C]	$T_{condensación}$ [°C]	$\frac{q_{desrecaleamiento}}{q_{condensación}}$ [-]
R-32	0,002162	2,728	142,9	55,8	0,7014
R-290	0,004558	2,626	83,56	58	0,2434
R-600a	0,01363	2,694	70,89	59,1	0,0879
R-1234ze(E)	0,01056	2,602	72,56	58,8	0,1236
R-717	0,003266	2,966	218,8	56,7	0,4587

La Tabla 3.2 revela que el R-32 y el R-717 presentan una temperatura de descarga muy elevada para su empleo en bombas de calor. De hecho, son utilizados en la industria para la refrigeración, aunque hay bombas de calor con R-717, pero emplean varias etapas de compresión para limitar la temperatura de descarga. Dado que la bomba de calor se va a emplear sólo para producir calefacción, no preparar agua caliente sanitaria, interesan fluidos que tengan una baja relación de calor de desrecaleamiento a calor de condensación, lo que ocurre con el R-290, R-600a y R-1234ze(E). Finalmente, de éstos, el R-290 es el de menor cilindrada, es decir, el más compacto. Seguidamente se obtienen otros parámetros de funcionamiento para terminar la comparación.

Se realiza una comparación en función de la temperatura húmeda del aire exterior con la potencia del condensador, el COP y potencia consumida del compresor tal y como se muestra en las Figuras 3.8, 3.9 y 3.10 respectivamente

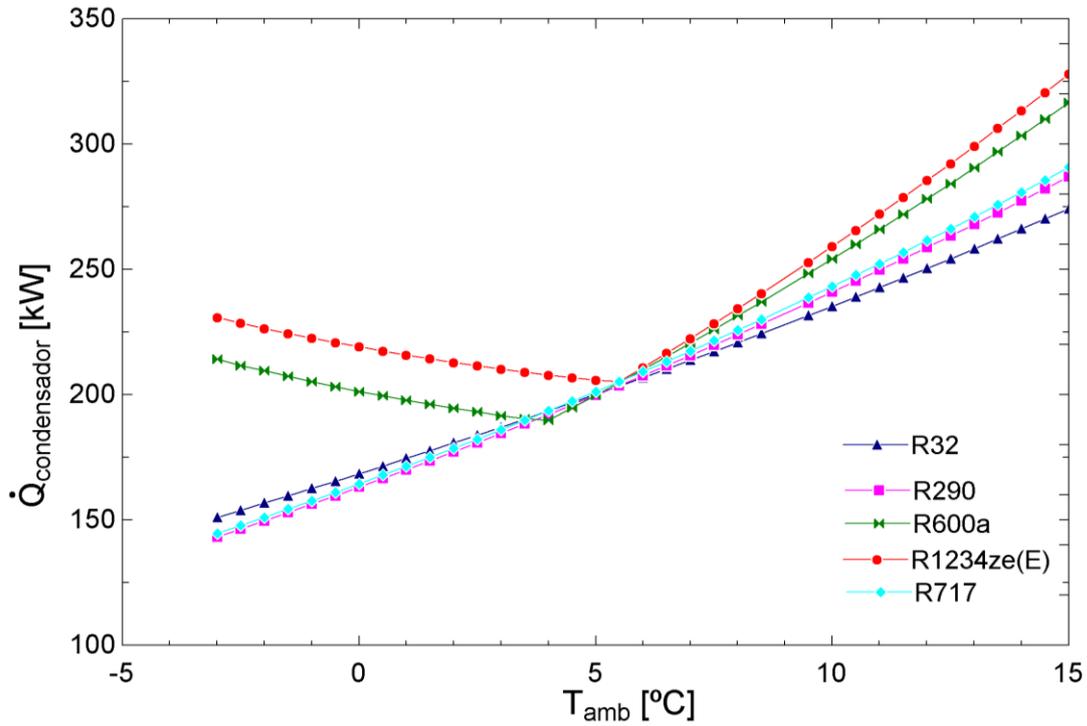


Figura 3.8 Potencia del condensador según temperatura ambiente para cada refrigerante

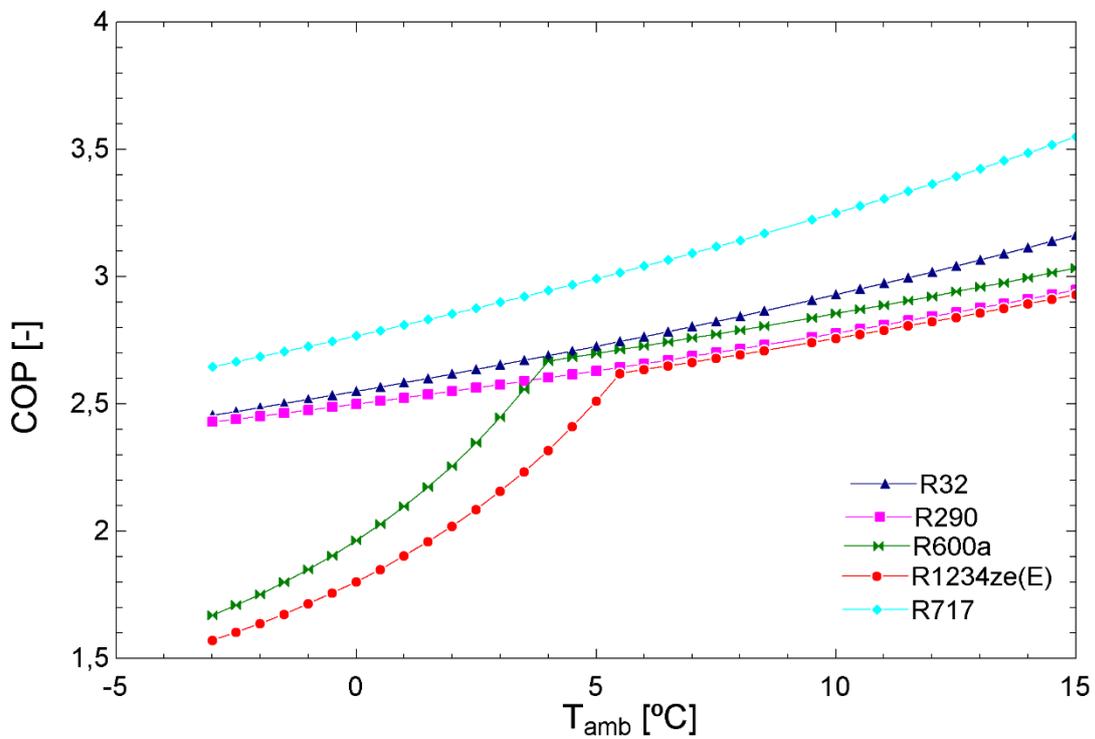


Figura 3.9. COP según temperatura ambiente para cada refrigerante

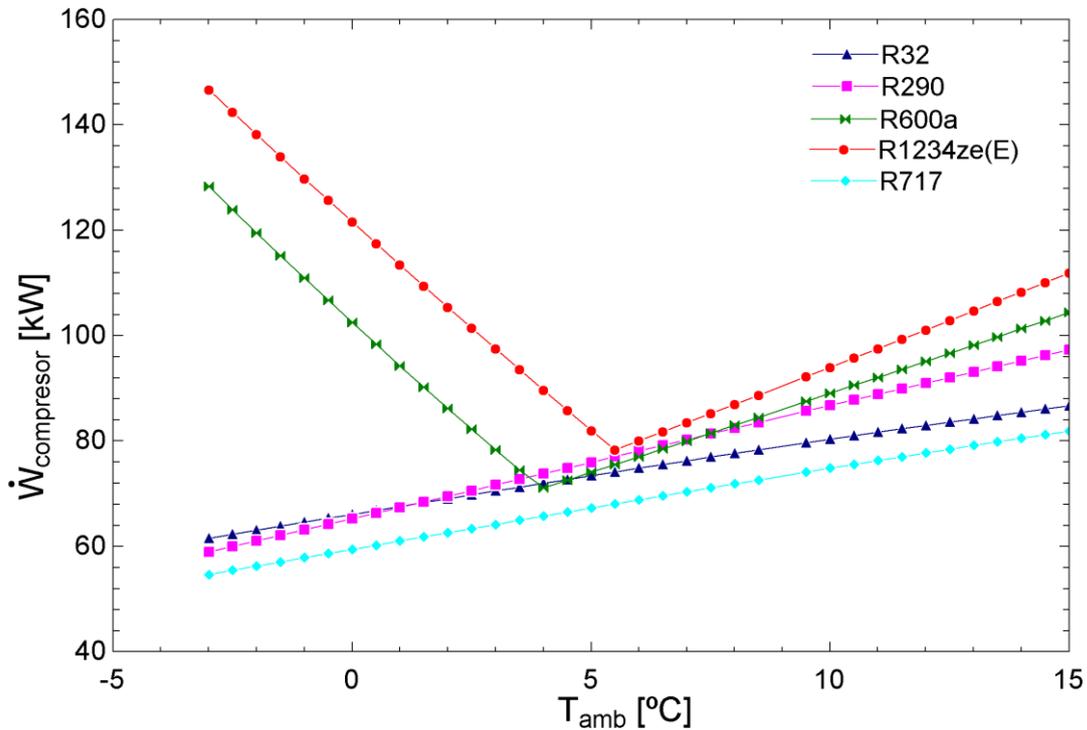


Figura 3.10 Potencia consumida del compresor según temperatura ambiente para cada refrigerante

Cabe destacar que para el amoníaco o R-717 se utiliza el régimen del evaporador inundado debido a su elevada entalpía de vaporización. En este tipo de régimen es necesario tener en cuenta la ecuación 3.77 en el sistema:

$$\dot{m}_{evap} = (1 - x_4) \cdot \dot{m}_{comp} \quad (3.77)$$

Este régimen sigue el esquema mostrado en la Figura 3.11.

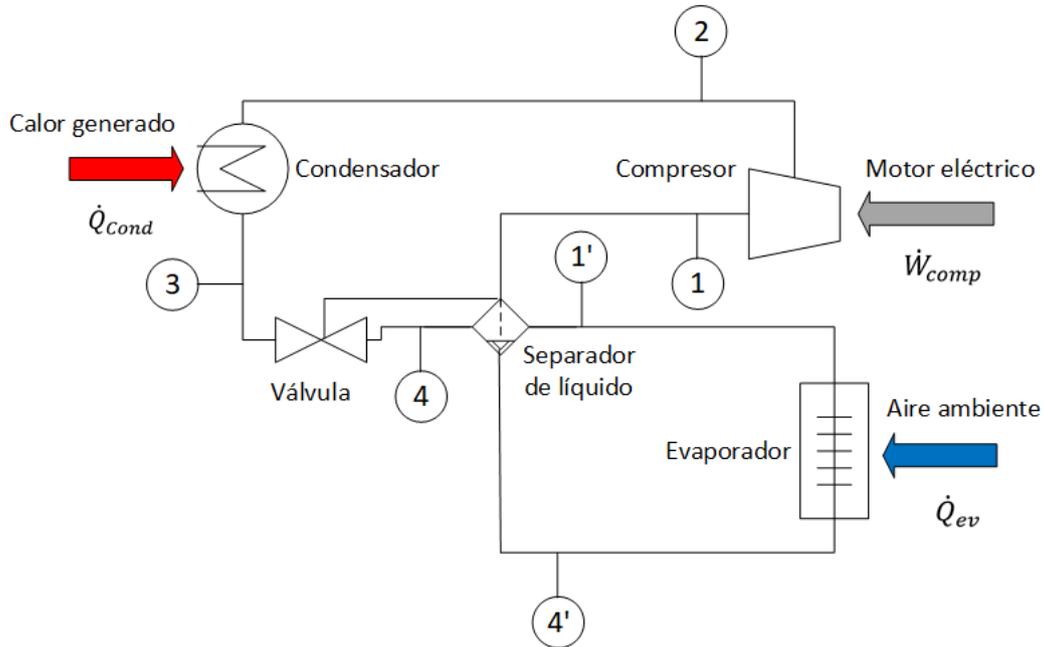


Figura 3.11 Ciclo Rankine inverso con régimen inundado

Como se puede apreciar en las Figuras 3.12 y 3.13 respectivamente, los fluidos R-1234ze(E) y R-600a al ser fluidos “isoentrópicos”, es decir, con pendiente infinita de la línea de vapor saturado en el diagrama T-s, presentan un incremento del consumo a temperaturas bajas. Posiblemente esto se deba a que el modelo de gas perfecto empleado en el compresor no sea correcto al estar operando el fluido tan cerca de la línea de vapor saturado.

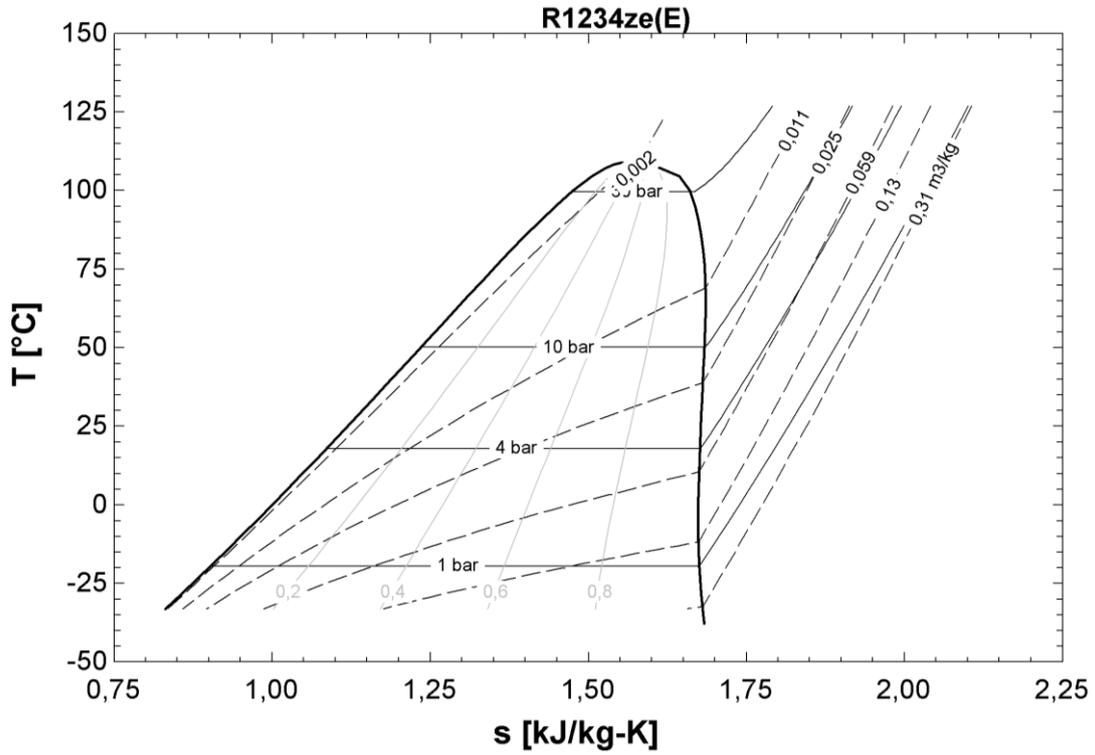


Figura 3.12 Diagrama T-s del refrigerante R1234ze(E)

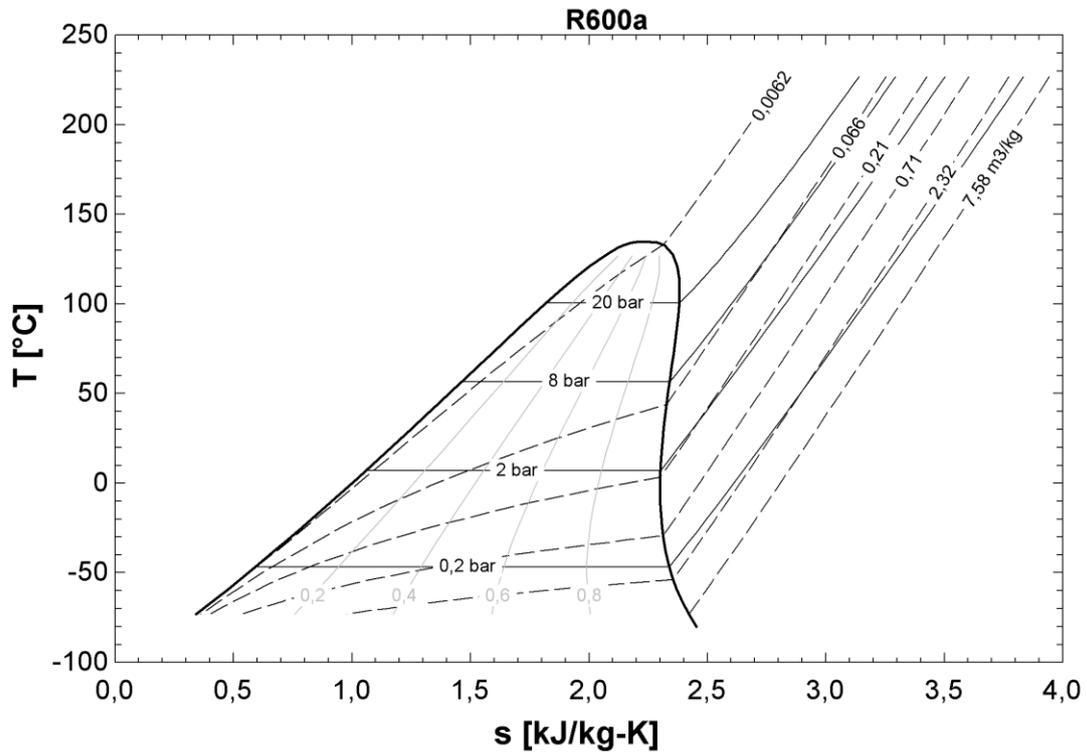


Figura 3.13. Diagrama T-s del refrigerante R600a

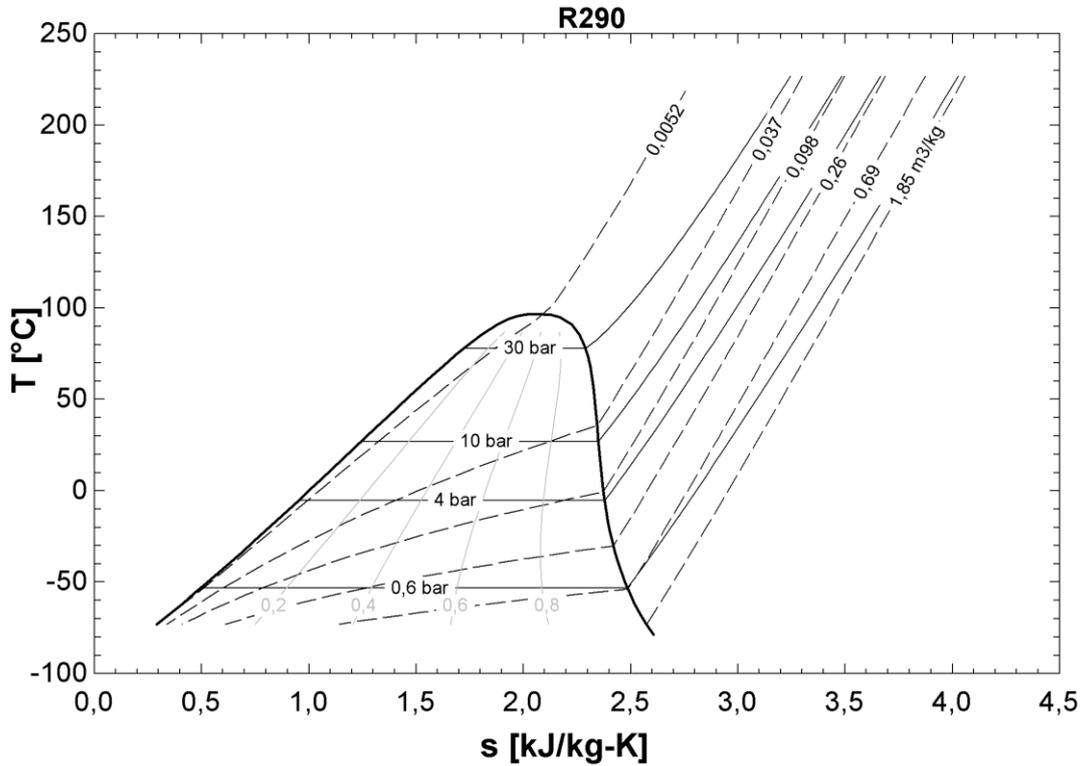


Figura 3.14 Diagrama T-s del refrigerante R290

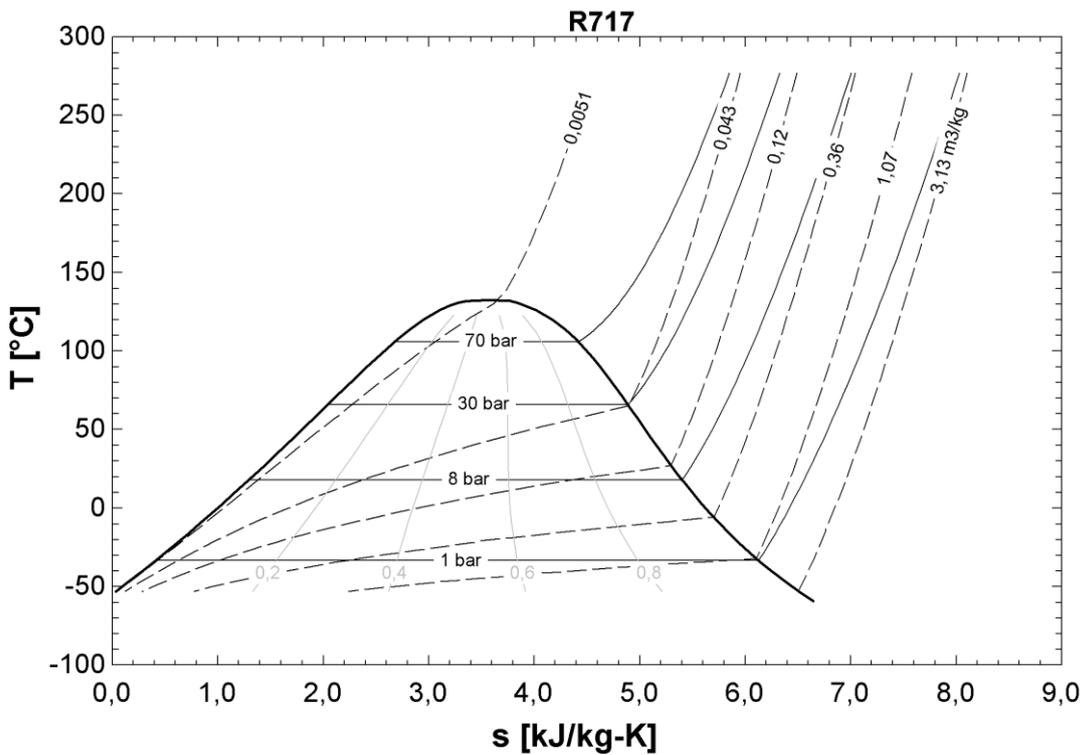


Figura 3.15 Diagrama T-s del refrigerante R717

Finalmente se llega a las siguientes conclusiones:

- El refrigerante R-32 tiene un GWP medio de 675, por lo que se podrá emplear tras 2025 sólo en equipos pequeños tipo split y no es el caso de estudio. Además, su temperatura de descarga es bastante elevada y, por consiguiente, es necesario un sistema adicional que controle la misma
- Tanto el refrigerante R-600 y el R-1234ze(E) no son adecuados para este sistema debido al incremento de consumo del compresor a bajas temperaturas, si bien sería preciso confirmar este aspecto con ensayos reales, debido a la incertidumbre sobre la aplicabilidad del modelo de gas perfecto en el compresor.
- Finalmente se escoge como fluido de trabajo el refrigerante R-290 por ser el más respetuoso con el medioambiente y por proporcionar los mejores resultados para la climatización buscada.

III.3 Modelo de demanda térmica

III.3.1 Modelo anual del CTE

El Código técnico de la Edificación (CTE) en España implanta una metodología para determinar la demanda energética tanto en invierno como en verano en función de la severidad climática estacional, respectivamente *SCI* (Severidad Climática de Invierno) y *SCV* (Severidad Climática de Verano). Debido a que la pobreza energética ha sido tratada en la literatura como una problemática que afecta los hogares principalmente en la estación de invierno, en este trabajo únicamente se evalúa la demanda de la calefacción. El modelo utilizado para hallar la demanda térmica anual es el recogido en el CTE del año 2009, de modo que la correlación se obtiene a partir de los grados-día de invierno y de la radiación global acumulada.

La severidad climática de invierno *SCI*, se define según la ecuación 3.78 donde *RAD* representa el promedio de la radiación global acumulada sobre la superficie horizontal durante enero, febrero y diciembre, describiéndose en la ecuación 3.79, donde $N_d = 90$ y $N_m = 3$. Para su cálculo, es necesario definir la variable r_k siendo esta la radiación horaria global sobre la superficie horizontal. Además, *GD* representa el promedio de los grados-días ($T_b = 20^\circ\text{C}$) para los mismos meses siguiendo la ecuación 3.80. Para su cálculo, se define la variable ΔT_k siendo la diferencia horaria que sigue la ecuación 3.81. Por otro lado, los coeficientes necesarios para el cálculo de la severidad climática se proporcionan en la Tabla 3.3. [CTE2009].

$$SCI_0 = a \cdot RAD_0 + b \cdot GD_0 + c \cdot RAD_0 \cdot GD_0 + d \cdot RAD_0^2 + e \cdot GD_0^2 + f \quad (3.78)$$

Siendo:

$$RAD_0 = \frac{\sum_{k=1}^{24 \cdot N_d} r_k}{N_m} \quad (3.79)$$

$$GD_0 = \frac{\sum_{k=1}^{24 \cdot N_d} \Delta T_k}{24 \cdot N_m} \quad (3.80)$$

$$\Delta T_k = \begin{cases} T_b - T_k & \text{si } T_b > T_k \\ 0 & \text{si } T_b \leq T_k \end{cases} \quad (3.81)$$

Tabla 3.3. Coeficientes de correlación de severidad climática en invierno

<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>d</i>	<i>e</i>	<i>f</i>
-8.35·10 ⁻³	3.72·10 ⁻³	-8.62·10 ⁻⁶	4.88·10 ⁻⁵	7.15·10 ⁻⁷	-6.81·10 ⁻²

La demanda de referencia en términos de la severidad climática se define según la ecuación 3.82.

$$DR = \alpha + \beta \cdot SCI \quad (3.82)$$

Se consideran los coeficientes descritos en la Tabla 3.4 para el cálculo de la demanda de referencia en invierno siendo de diferente valor en función del tipo de vivienda.

Tabla 3.4. Coeficientes para cálculo de la demanda de referencia

	α	β
Vivienda unifamiliar	9.29	54.98
Viviendas de bloque	3.51	39.57

III.3.2 Discretización horaria del modelo anual

Las ecuaciones descritas en el apartado III.3.1 son de carácter global, es decir, se calcula para todo el invierno. Para obtener la demanda horaria se realiza la discretización del modelo anual siguiendo el desarrollo en serie de Taylor de primer orden alrededor de RAD_0 y GD_0 en el origen sobre SCI , pudiéndose expresar según las ecuaciones 3.83 y 3.84.

$$f(x, y) \approx f(x_0, y_0) + \left. \frac{\partial f}{\partial x} \right|_{x_0, y_0} \cdot (x - x_0) + \left. \frac{\partial f}{\partial y} \right|_{x_0, y_0} \cdot (y - y_0) \quad (3.83)$$

$$\begin{aligned}
 SCI &= SCI_0 + (a + c \cdot GD_0 + 2 \cdot d \cdot RAD_0) \cdot (RAD - RAD_0) \\
 &\quad + (b + c \cdot RAD_0 + 2 \cdot e \cdot GD_0) \cdot (GD - GD_0) \\
 &= SCI_0 + \rho \cdot (RAD - RAD_0) + \delta \cdot (GD - GD_0)
 \end{aligned} \tag{3.84}$$

Finalmente, este procedimiento de discretización conduce a la expresión horaria de la demanda específica de referencia definida según la ecuación 3.85 donde el índice j corresponde a las horas de enero a marzo y de octubre a diciembre extendiéndose de 1 a 4.368 horas, $N_d = 182$ días y $N_m = 6$ [FOMEN17]. Por otro lado, el símbolo en la ecuación denota que la demanda específica de referencia debe ser corregida debido a la inclusión de tres meses adicionales con respecto a la formulación original.

$$DR_j^* = \frac{\alpha + \beta \cdot (SCI_0 - \rho \cdot RAD_0 - \delta \cdot GD_0)}{24 \cdot N_d} + \left(\frac{\beta \cdot \rho}{N_m}\right) \cdot r_j + \left(\frac{\beta \cdot \delta}{24 \cdot N_m}\right) \cdot \Delta T_j \tag{3.85}$$

Los coeficientes utilizados en las anteriores ecuaciones derivados del desarrollo en serie de Taylor, siguen las ecuaciones 3.86 y 3.87.

$$\rho = a + 2 \cdot d \cdot RAD_0 + c \cdot GD_0 \tag{3.86}$$

$$\delta = b + c \cdot RAD_0 + 2 \cdot e \cdot GD_0 \tag{3.87}$$

Debido a la inclusión de los tres meses adicionales, se define un coeficiente de reducción c_r como la relación de la demanda estacional específica real (DR^a que se da en la normativa [IDAE15] e igual a 53 kWh/m² para Madrid) a la suma de DR_j^* durante las 4.368 horas siguiendo la ecuación 3.88, donde con el múltiplo 0 ó 1 se tienen en cuenta la reducción en la demanda introducida por la radiación, que podría provocar demandas negativas, especialmente al incluir días de otoño y haber extendido el invierno.

$$DR_j = DR_j^* \cdot \underbrace{\left(\frac{DR^a}{\sum_{j=1}^{4.368} DR_j^*}\right)}_{c_r} \cdot \begin{cases} 1 & \text{si } DR_j^* > 0 \\ 0 & \text{otro} \end{cases} \tag{3.88}$$

La demanda horaria específica de referencia se corrige de acuerdo al índice de calificación de eficiencia energética C_1 y a la relación entre la demanda de referencia del conjunto de edificios y el percentil 10% de este conjunto R [IDAE15]. Esta corrección incluye una demanda absoluta por hora (D_i) describiéndose según las ecuaciones 3.89 y 3.90, donde se incluye el área calentada (A). El valor de C_1 se puede obtener a partir del certificado del rendimiento energético del edificio y el valor para cada caso de R se recoge en la Tabla 3.5. Para el presente estudio, los valores de los índices de calificación de eficiencia energética C_1 han sido tomados de un estudio estadístico mostrándose en la Tabla 3.6 [BAREL20] que en el caso de Madrid (zona D) determina un valor de 3,53

para viviendas en bloque construidas antes de 1980, 2,18 si la construcción pertenece al periodo de 1981 a 2007 y 0,92 para las de nueva construcción (2008-2011⁵).

$$D_j = A \cdot DR_j \cdot \left(\frac{I_0}{\bar{I}_r}\right) \quad (3.89)$$

$$\frac{I_0}{\bar{I}_r} = \frac{1 + (C_1 - 0,6) \cdot 2 \cdot (R - 1)}{R} \quad (3.90)$$

Tabla 3.5. Valores variable R según zona climática y tipo de vivienda

Zona climática de invierno	Vivienda unifamiliar	Vivienda en bloque
A	1.7	1.7
B	1.6	1.7
C	1.5	1.7
D	1.5	1.7
E	1.4	1.7

Tabla 3.6. C1 para viviendas en bloque según zona climática y antigüedad de la vivienda

Zona climática de invierno	<=1980	1981-2007	2008-2011
A	4,41	2,48	0,99
B	4,01	2,34	0,96
C	3,69	2,23	0,93
D	3,53	2,18	0,92
E	3,46	2,15	0,91

Se definen por tanto tres tipos de aislamiento térmico en función de la antigüedad de la vivienda en la Tabla 3.7.

Tabla 3.7. Tipo de aislamiento térmico en función de la antigüedad de la vivienda

Tipo de aislamiento térmico	Antigüedad vivienda
Deficiente	<=1980
Normal	1981-2007
Excelente	2008-2011

⁵ La fecha límite superior es la del último Censo del parque de viviendas en España [INE, 2011]

III.4 Modelo de consumo.

La demanda cubierta por la bomba se halla en función de la temperatura húmeda del ambiente. La potencia de la bomba está limitada por el límite máximo del régimen de velocidad o el límite máximo del motor del compresor. Si la potencia demandada es mayor que la que produce la bomba, hará falta acoplar un apoyo.

El coeficiente de operación estacional se determina con la ecuación 3.91 dividiendo la suma de la energía térmica cubierta por la bomba entre la energía eléctrica consumida por la misma.

$$HSPF = \frac{\sum_{j=1}^{4,368} \dot{W}_j \cdot COP(T_{ai,j}, N_j)}{\sum_{j=1}^{4,368} \dot{W}_j} \quad (3.91)$$

Por otro lado, para el cálculo de las emisiones evitadas de CO₂ se compara el CO₂ emitido de forma convencional con el emitido por la bomba. Según el combustible utilizado y la zona a la que se aplique, se determinarán los factores emisiones de CO₂ que según [RITE16]: siguen la tabla 3.8.

Tabla 3.8. Factores de emisiones de CO₂ según zona estudiada y tipo de combustible [RITE16]

Factores de emisiones de CO ₂			
	Fuente	Valores aprobados	Valores previos (****)
		kg CO ₂ /kWh E. final	kg CO ₂ /kWh E. final
Electricidad convencional Nacional	(*)	0,357	
Electricidad convencional peninsular	(**)	0,331	0,649
Electricidad convencional extrapeninsular	(**)	0,833	0,981
Electricidad convencional Baleares	(**)	0,932	
Electricidad convencional Canarias	(**)	0,776	
Electricidad convencional Ceuta y Melilla	(**)	0,721	
Gasóleo calefacción	(***)	0,311	0,287
GLP	(***)	0,254	0,244
Gas natural	(***)	0,252	0,204
Carbón	(***)	0,472	0,347
Biomasa no densificada	(***)	0,018	neutro
Biomasa densificada (pelets)	(***)	0,018	neutro

Por lo tanto, el cálculo de las emisiones evitadas de CO₂ se define según la ecuación 3.92.

$$AVCO2 = \frac{\left(\frac{\sum_{j=1}^{4.368} D_j}{\eta_{bkp}}\right) \cdot 0,252 - \left[\sum_{j=1}^{4.368} \dot{W}_j \cdot 0,331 + \sum_{j=1}^{4.368} \dot{F}_j^{bkp} \cdot 0,252\right]}{\sum_{j=1}^{4.368} D_j} \quad (3.92)$$

La relación entre el insumo renovable y la demanda de calefacción se ha designado como *R2H* la cual sigue las ecuaciones 3.93⁶ y 3.94. Esta última ecuación es definida según la actual regulación de la UE sobre el apoyo a las bombas de calor [DIREC20]. En la ecuación 3.93 el factor 0,414 representa el ratio de energía primaria renovable a energía eléctrica final [RITE16].

$$R2H = \frac{\sum_{j=1}^{4.368} RES_j + \sum_{j=1}^{4.368} \dot{W}_j \cdot 0,414}{\sum_{j=1}^{4.368} D_j} \quad (3.93)$$

$$RES_j = \begin{cases} \dot{Q}_{c,j} \cdot \left(1 - \frac{1}{HSPF}\right) & \text{si } HSPF \geq 2.5275 \\ 0 & \text{otro} \end{cases} \quad (3.94)$$

III.5 Modelo económico

El principal indicador para evaluar la viabilidad económica es el Levelized Cost of Heating (LCOH) debido a que integra: costes de inversión, de operación y mantenimiento.

En primer lugar, en el coste de inversión se considera el valor asociado tanto a la bomba de calor como a la caldera de respaldo. Se utilizan las correlaciones mostradas en las Figuras 3.16 y 3.17 respectivamente, en función de la potencia, obtenidas a partir de presupuestos de trabajos fin de máster de climatización de cursos anteriores [REPOnn].

⁶ Nótese que se incluye toda la energía renovable, tanto la consumida en proximidad (aire tomado del ambiente) como la que moviliza el mix eléctrico. Esta definición no cumple el criterio establecido en la última versión del CTE de 2019, pero se ha empleado como criterio propio.

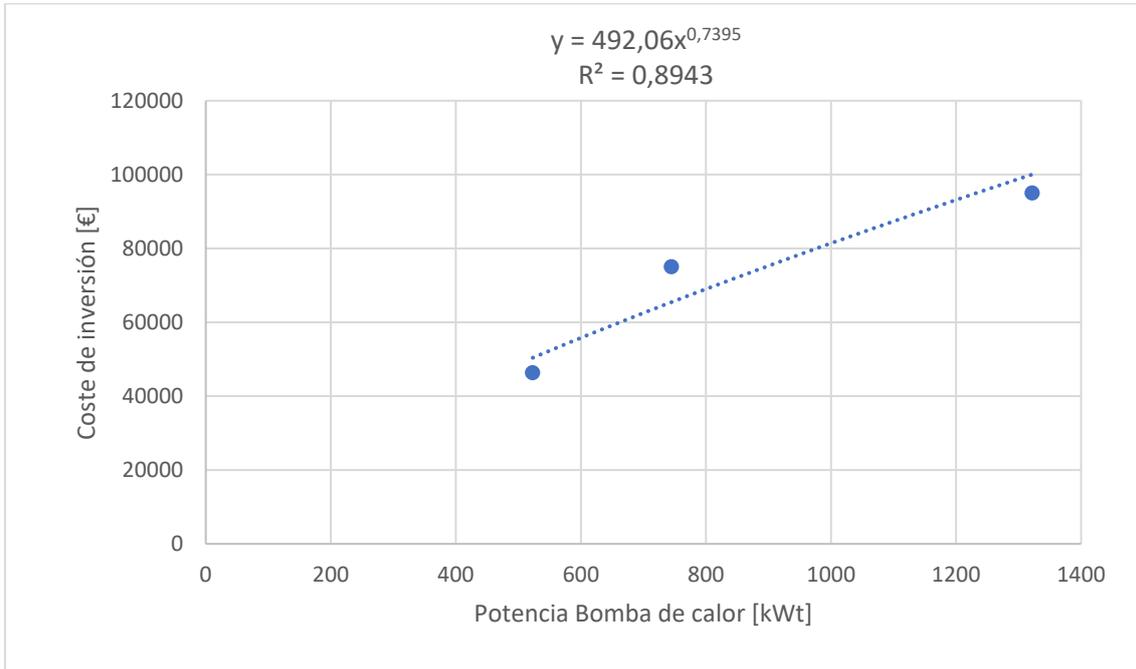


Figura 3.16. Coste de inversión de la bomba de calor según la potencia calorífica

Determinando la ecuación 3.95 para el cálculo del coste de inversión en la bomba de calor.

$$C_{i,BC}[\text{€}] = 492,06 \cdot (\dot{Q}_{BC}[\text{kWt}])^{0,7395} \quad (3.95)$$

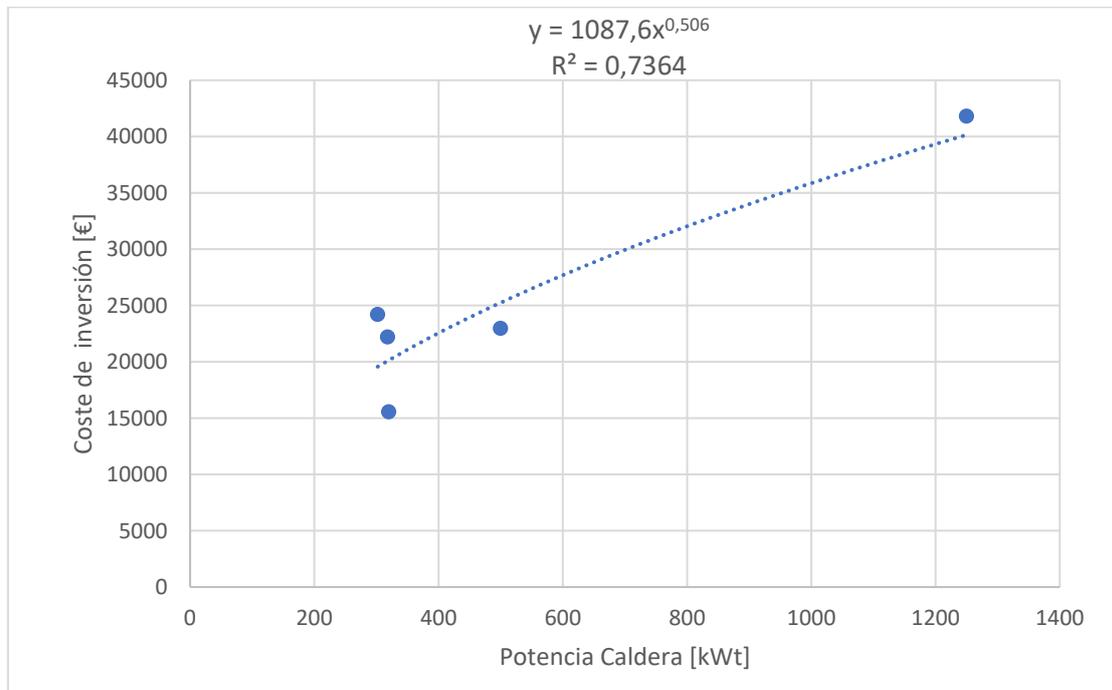


Figura 3.17. Coste de inversión de la caldera según la potencia calorífica

Finalmente, se obtiene la ecuación 3.96 que determina el coste de inversión de la caldera según la potencia requerida.

$$C_{i,caldera}[\text{€}] = 1087,6 \cdot (\dot{Q}_{bkp}[\text{kWt}])^{0,506} \quad (3.96)$$

El **coste de mantenimiento** se considera fijo con valor 2.000 €/año para los sistemas centralizados y en 150 euros/año para la caldera individual.

En el cálculo del **coste de operación** se diferencia la metodología utilizada según sea electricidad o gas natural. Para el cálculo del coste de operación del gas natural en las soluciones centralizadas, se escoge una tarifa 3.4 ya que permite consumos mayores a 50.000 kWh/año. Se toma Iberdrola como compañía siendo el precio de los diferentes términos según [IBERD20] el recogido en la Tabla 3.9. Para el caso de caldera individual se emplean las tarifas 3.1 (hasta 5.000 kWh/año) y 3.2 (entre 5.000 y 50.000 kWh/año) de Naturgy [TNATU20], en función del consumo de gas. Se recogen en la Tabla 3.10. El coste anual sigue la ecuación 3.97 considerándose los doce meses del año y la energía consumida.

Tabla 3.9. Tarifa tipo 3.4 de Iberdrola para gas natural

Tarifa	Precio término fijo [€/mes]	Precio término de consumo [€/kWh]
Plan Gas Negocios Plus (3.4)	80,97	0,0406

Tabla 3.10. Tarifa tipo 3.4 de Naturgy para gas natural.

Tarifa	Precio término fijo [€/mes]	Precio término de consumo [€/kWh]
Mini Gas (3.1)	5	0,0580
Media Gas (3.2)	9,64	0,0472

$$C_{gn}[\text{€}] = C_{t,fijo} \left[\frac{\text{€}}{\text{mes}} \right] \cdot 12[\text{meses}] + C_{t,consumo} \left[\frac{\text{€}}{\text{kWh}} \right] \cdot \dot{Q}_{bkp}[\text{kWt}] \quad (3.97)$$

Por otro lado, para el cálculo del coste de operación de la bomba de calor, se considera tanto el término de potencia como el de energía de la electricidad. Ambos términos sufren una discriminación horaria según el periodo en el que se encuentre, clasificándose en Punta, Valle o Supervalles según el criterio mostrado en la Tabla 3.11. En este caso, se escoge Endesa como compañía fijando la tarifa eléctrica [COMPA20], según la Tabla 3.12.

Tabla 3.11. Clasificación periodos en invierno

Periodo	Horas
Punta	18.00-22.00
Valle	22.00-00.00 y 8.00-18.00
Supervalle	00.00-8.00

Tabla 3.12. Precios tarifa preferente Endesa 2019.

Periodo	Término de potencia [€/kW]	Término de energía [€/MWh]
Punta	41,9507	127,1
Valle	25,1704	114,1
Supervalle	16,7803	85,3

Una vez fijado el precio, para la facturación del término fijo se emplea un maxímetro, que determina el valor máximo a lo largo del año de la potencia activa en cada período. Se contrata la potencia deseada en cada uno de los periodos siempre y cuando al menos uno de ellos sea como mínimo de 15kW. Para cada uno de los periodos se aplica las siguientes tres reglas:

- Si la potencia máxima registrada en el año es inferior al 85% de la contratada para ese período se paga sobre el 85% de la contratada
- Si la potencia máxima registrada está entre el 85% y el 105% de la contratada se paga por la registrada
- Si la potencia máxima registrada supera el 105% de la contratada se paga por: contratada + 2*(registrada – 105% contratada)

Finalmente, el coste del término de potencia se calcula siguiendo la ecuación 3.98.

$$C_{t,potencia} = C_{Punta} \cdot W_{máx,Punta} + C_{Valle} \cdot W_{máx,Valle} + C_{Supervalle} \cdot W_{máx,Supervalle} \quad (3.98)$$

Para el término de energía se aplica el precio según el periodo para la energía consumida en cada instante.

$$C_{t,energía} = \sum C_{Punta} \cdot E_{punta} + \sum C_{Valle} \cdot E_{valle} + \sum C_{Supervalle} \cdot E_{Supervalle} \quad (3.99)$$

Quedando el coste de operación:

$$C_{operación} = C_{gn} + C_{t,potencia} + C_{t,energía} \quad (3.100)$$

Para el cálculo del coste normalizado, es necesario definir los parámetros mostrados en la Tabla 3.13.

Tabla 3.13. Parámetros para la viabilidad económica.

Parámetro
Coste promediado medio de capital, $wacc$ [%]
Tasa nominal de actualización de electricidad y gas, $r_{g,e}$ [%]
Tasa nominal de mantenimiento y operación, $r_{o,m}$ [%]
Vida del proyecto, N [años]

Se definen los diferentes costes normalizados: electricidad, gas, operación y mantenimiento, inversión de la caldera e inversión de la bomba de calor según las siguientes ecuaciones respectivamente.

$$LC_{electricidad} = \frac{(C_{t,potencia} + C_{t,energía}) \cdot f_E^g \cdot f_a}{\sum_{j=1}^{4.368} D_j} \quad (3.101)$$

$$LC_{gas} = \frac{C_{gn} \cdot f_E^g \cdot f_a}{\sum_{j=1}^{4.368} D_j} \quad (3.102)$$

$$LC_{i,caldera} = \frac{C_{caldera} \cdot f_a}{\sum_{j=1}^{4.368} D_j} \quad (3.103)$$

$$LC_{i,BombaCalor} = \frac{C_{BC} \cdot f_a}{\sum_{j=1}^{4.368} D_j} \quad (3.104)$$

Finalmente, el Coste normalizado de calefacción (*Levelized Cost of Heating*, LCOH) se define con la ecuación 3.105 como la suma de todos los costes normalizados.

$$LCOH \left[\frac{\text{€}}{MWh} \right] = LC_{electricidad} + LC_{gas} + LC_{O,M} + LC_{i,caldera} + LC_{i,BombaCalor} \quad (3.105)$$

Los factores utilizados en las ecuaciones (3.101) a (3.104) siguen diferentes expresiones en función del valor de cada variable. En el caso del factor f_a (ecuaciones 3.107 y 3.108) su valor varía según el $wacc$ (ecuación 3.106). El factor f_E^g varía su valor (ecuación 3.110 y 3.111) según el parámetro K_E que sigue la ecuación 3.109. En último lugar el factor f_O^M varía (ecuación 3.113 y 3.114) en función del valor que tome la variable K_O que sigue la ecuación 3.112.

$$wacc = \frac{C_d \alpha_d \cdot (1 - t) + C_p \cdot (1 - \alpha_d)}{(3.106)}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} - \text{ Si } wacc \neq 0: \quad f_a = \frac{wacc \cdot (1 + wacc)^N}{(1 + wacc)^N - 1} \quad (3.107) \\ - \text{ Si } wacc = 0: \quad f_a = \frac{1}{N} \quad (3.108) \end{array} \right.$$

$$K_E = \frac{1 + r_{g,e}}{1 + wacc} \quad (3.109)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} - \text{ Si } K_E \neq 1: \quad f_E^g = \frac{K_E \cdot (1 - K_E^N)}{1 - K_E} \quad (3.110) \\ - \text{ Si } K_E = 1: \quad f_E^g = N \quad (3.111) \end{array} \right.$$

$$K_O = \frac{1 + r_{o,m}}{1 + wacc} \quad (3.112)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} - \text{ Si } K_O \neq 1: \quad f_O^M = \frac{K_O \cdot (1 - K_O^N)}{1 - K_O} \quad (3.113) \\ - \text{ Si } K_O = 1: \quad f_O^M = N \quad (3.114) \end{array} \right.$$

Capítulo IV. Resultados.

IV.1 Introducción

En este capítulo se presentan los resultados obtenidos en el análisis técnico-económico utilizando la metodología descrita en el Capítulo III. En primer lugar, se obtienen las correlaciones de la bomba de calor tanto de la potencia del condensador, como del COP y la potencia consumida por el compresor en función de la velocidad de rotación del compresor y de la temperatura húmeda del exterior (apartado IV.2). A continuación, se obtienen los perfiles de la demanda tanto para el caso base (apartado IV.3.1) como para las diferentes zonas climáticas en función de los tres tipos de aislamientos térmicos propuestos (apartado IV.3.2). También, se presenta el análisis de las prestaciones técnicas (apartado IV.4.1) y la viabilidad económica (apartado IV.4.2) del caso base. En último lugar, se realiza un análisis paramétrico de las diferentes zonas climáticas exponiendo los resultados más relevantes en función también del tipo de aislamiento térmico (apartado IV.5).

IV.2 Correlaciones para la bomba de calor

En primer lugar, se definen las ecuaciones de la potencia del condensador, el COP y la potencia consumida del compresor respectivamente ecuaciones (4.1), (4.2) y (4.3) según la temperatura húmeda.

$$\dot{Q}_{cond} = a_0 + a_1 \cdot T_h \quad (4.1)$$

$$COP = b_0 + b_1 \cdot T_h \quad (4.2)$$

$$\dot{W}_{compresor} = c_0 + c_1 \cdot T_h \quad (4.3)$$

Se realiza un ajuste lineal a las curvas obtenidas en el apartado III.2.2.3 de las potencias producidas por el condensador (capacidad térmica de la bomba) para los distintos regímenes en función de la temperatura exterior. Se muestran estos resultados en la tabla 4.1.

Tabla 4.1. Puntos obtenidos para la potencia del condensador según regímenes del compresor

Velocidad de rotación del compresor, N [rpm]	Término independiente, a_0 [-]	Término dependiente, a_1 [-]
745	82,4065	3,97696
800	88,4902	4,26959
900	99,5514	4,80329
1000	110,613	5,33699
1100	121,674	5,87069
1200	132,735	6,40439
1300	143,797	6,93808
1400	154,858	7,47178
1490	164,813	7,95211
1600	176,98	8,53918
1700	188,042	9,07288
1800	199,103	9,60658
1900	210,164	10,1403
2000	221,225	10,674
2100	232,287	11,2077
2200	243,348	11,7414
2235	247,219	11,9282

Realizando un ajuste lineal a medida que el régimen varía, se obtiene la Figura 4.1 y consiguiente ecuación 4.4.

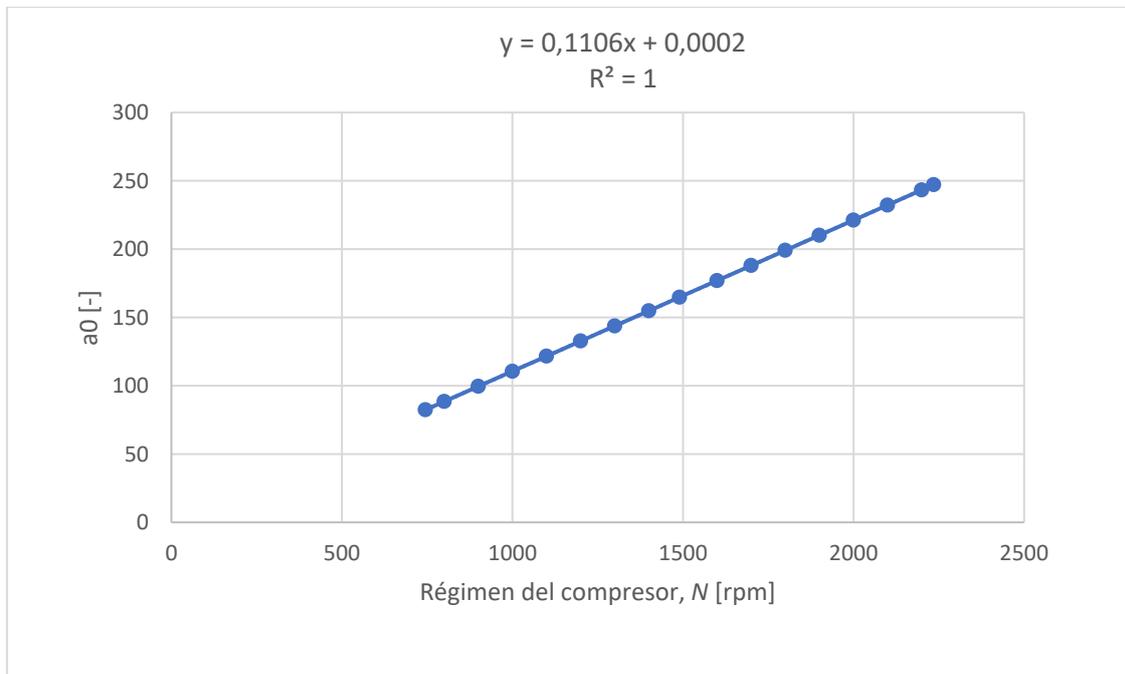


Figura 4.1 Ajuste lineal del término independiente de la potencia del condensador según régimen del compresor

$$a_0 = 0,1106 \cdot N + 0,0002 \quad (4.4)$$

Realizando un ajuste lineal a medida que el régimen varía, se obtiene la Figura 4.2 y su ecuación 4.5.

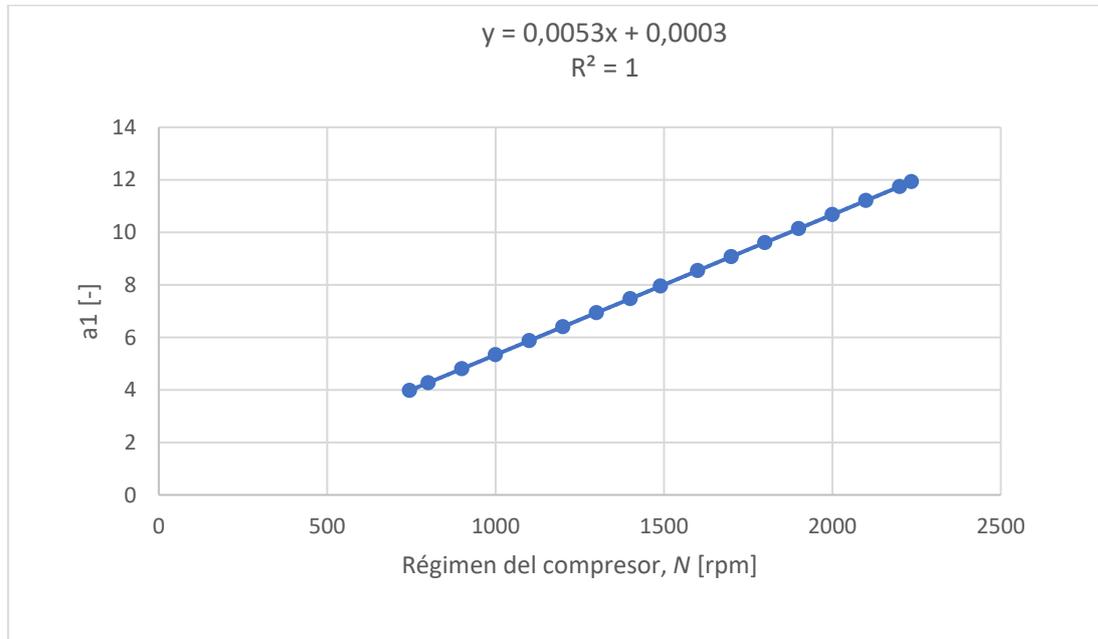


Figura 4.2. Ajuste lineal del término dependiente de la potencia del condensador según régimen del compresor

$$a_1 = 0,0053 \cdot N + 0,0003 \quad (4.5)$$

En cuanto al COP, se obtienen los términos mostrados en la Tabla 4.2 para la ecuación 4.2, siendo esta independiente de la velocidad de rotación. Este resultado se debe a que por definición el COP es la relación entre la potencia térmica y el consumo del compresor, ambos proporcionales al caudal másico, el cual depende directamente de la velocidad de rotación.

Tabla 4.2. Curva COP

Término independiente, b_0 [-]	Término dependiente, b_1 [-]
2,49499	0,029813

También se recopilan los ajustes lineales realizados a las curvas de la potencia consumida del compresor en función de los distintos regímenes en la Tabla 4.3.

Tabla 4.3. Puntos obtenidos para potencia consumida del compresor según regímenes de este

Velocidad de rotación del compresor, N [rpm]	Término independiente, c_0 [-]	Término dependiente, c_1 [-]
745	32,8846	1,04435
800	35,3123	1,12145
900	39,7263	1,26163
1000	44,1403	1,40181
1100	48,5544	1,54199
1200	52,9684	1,68217
1300	57,3824	1,82235
1400	61,7965	1,96253
1490	65,7691	2,0887
1600	70,6246	2,2429
1700	75,0386	2,38308
1800	79,4526	2,52326
1900	83,8667	2,66344
2000	88,2807	2,80362
2100	92,6947	2,9438
2200	97,1088	3,08398
2235	98,6537	3,13304

Realizando un ajuste lineal a medida que el régimen varía, se obtiene la Figura 4.3 y la consiguiente ecuación 4.6.

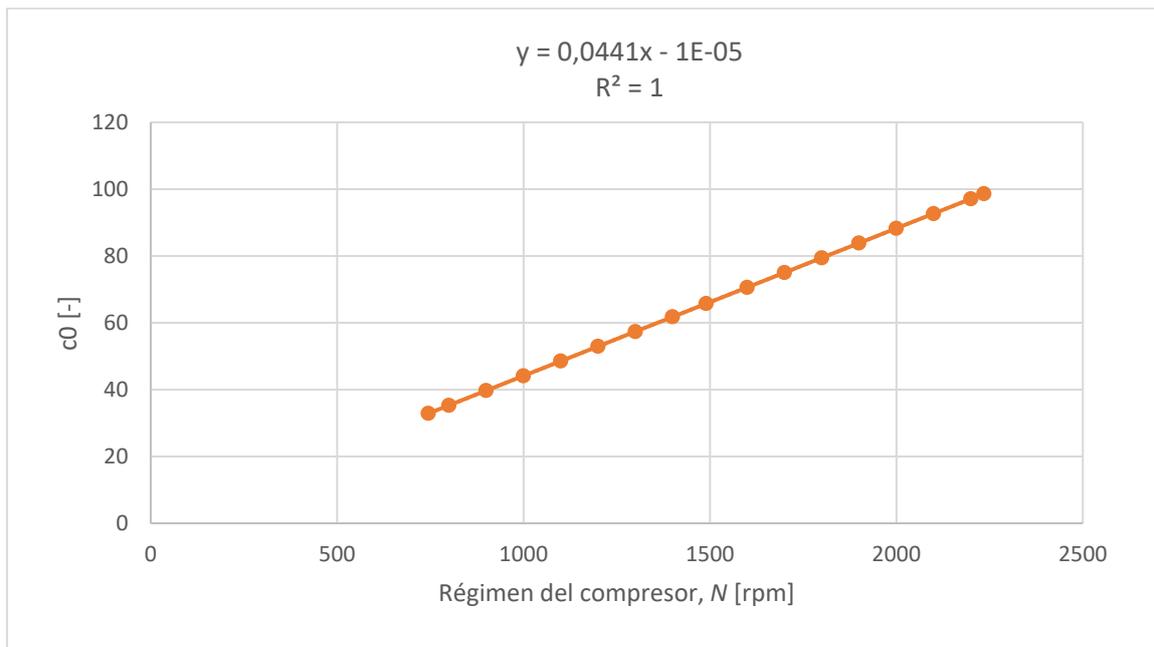


Figura 4.3. Ajuste lineal del término independiente de la potencia consumida por compresor según su régimen

$$c_0 = 0,0441 \cdot N - 10^{-5} \quad (4.6)$$

Realizando un ajuste lineal a medida que el régimen varía, se obtiene la Figura 4.4 y ecuación 4.7.

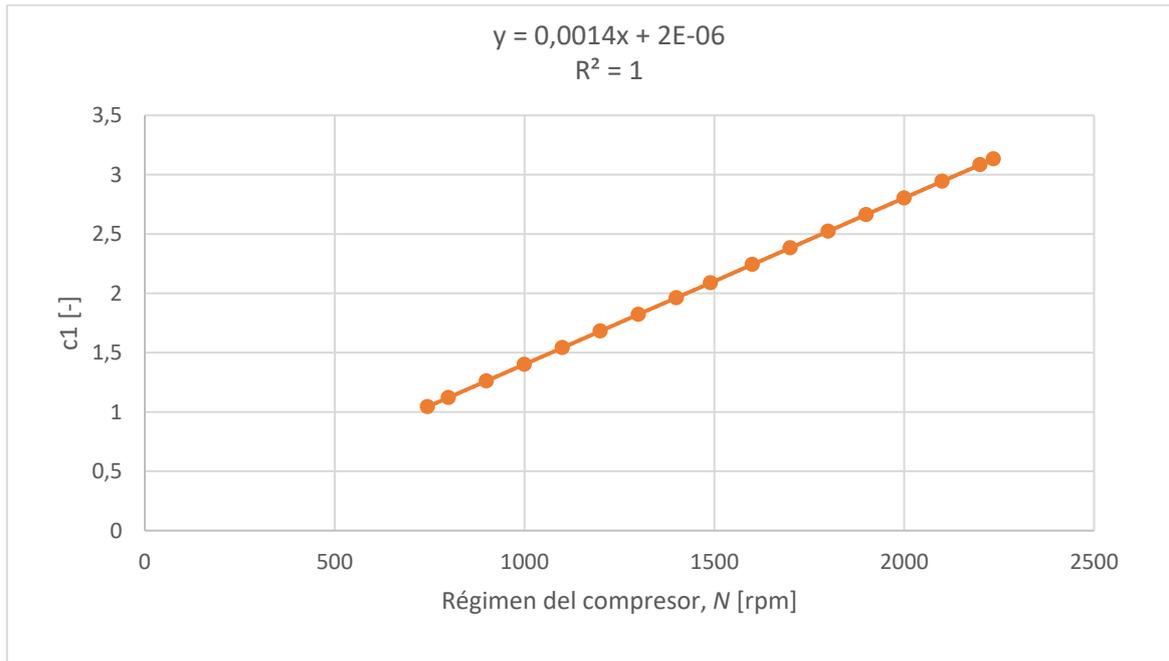


Figura 4.4. Ajuste lineal del término dependiente del trabajo del compresor según su régimen

$$c_1 = 0,0014 \cdot N + 2 \cdot 10^{-6} \quad (4.7)$$

Por lo tanto, quedan definidos los límites de la bomba de calor haciendo uso de las ecuaciones 4.1 y 4.2.

- Siendo el límite superior de la capacidad de la bomba⁷ [$N = 2235 \text{ rpm}$]

$$a_0 = 0,1106 \cdot N + 0,0002 = 247,19$$

$$a_1 = 0,0053 \cdot N + 0,0003 = 11,85$$

⁷ Este límite representa la potencia que produciría el condensador girando el compresor al régimen máximo, si el motor de accionamiento tuviese potencia suficiente. En la bomba real, se ha de tener en cuenta también la limitación de la potencia del motor, establecida en este estudio en 1,5 veces la del punto nominal.

Resultando dicho límite en función de la temperatura húmeda:

$$\dot{Q}_{Cond} = 247,19 + 11,85 \cdot T_h$$

- Siendo el límite inferior de la potencia de la bomba [N=745 rpm]

$$a_0 = 0,1106 \cdot N + 0,0002 = 82,40$$

$$a_1 = 0,0053 \cdot N + 0,0003 = 3,95$$

Definiendo dicho límite en función de la temperatura húmeda como:

$$\dot{Q}_{Cond} = 82,40 + 3,95 \cdot T_h$$

IV.3 Perfiles de demanda

IV.3.1 Caso base.

Para clasificar las ciudades que se van a analizar pertenecientes a distintas zonas climáticas, se utiliza el estudio [BAREL20]. Se considera que el caso base es Madrid que pertenece a la zona climática D3.

Se dispone de los Archivos meteorológicos del CTE en formato .MET para las diferentes zonas climáticas gracias a los cuales, a través del software EES [KLEI19] y siguiendo el procedimiento descrito en el apartado III.3.2 se realiza el cálculo de la demanda térmica en los seis meses de invierno considerados: Octubre, Noviembre, Diciembre, Enero, Febrero y Marzo.

Para el caso base se ha simulado un bloque de viviendas con una superficie total calefactada de 6000 m² considerando un aislamiento térmico de tipo “normal”, es decir, una vivienda construida entre 1981 y 2007 (según la definición recogida en la Tabla 3.7), asumiendo un valor de $C_i=2,18$ (Tabla 3.6). Por lo tanto, de la Tabla 3.5 se escoge el valor de la variable $R=1,7$.

La Figura 4.5 representa la demanda térmica a lo largo de los seis meses en función de la temperatura húmeda.

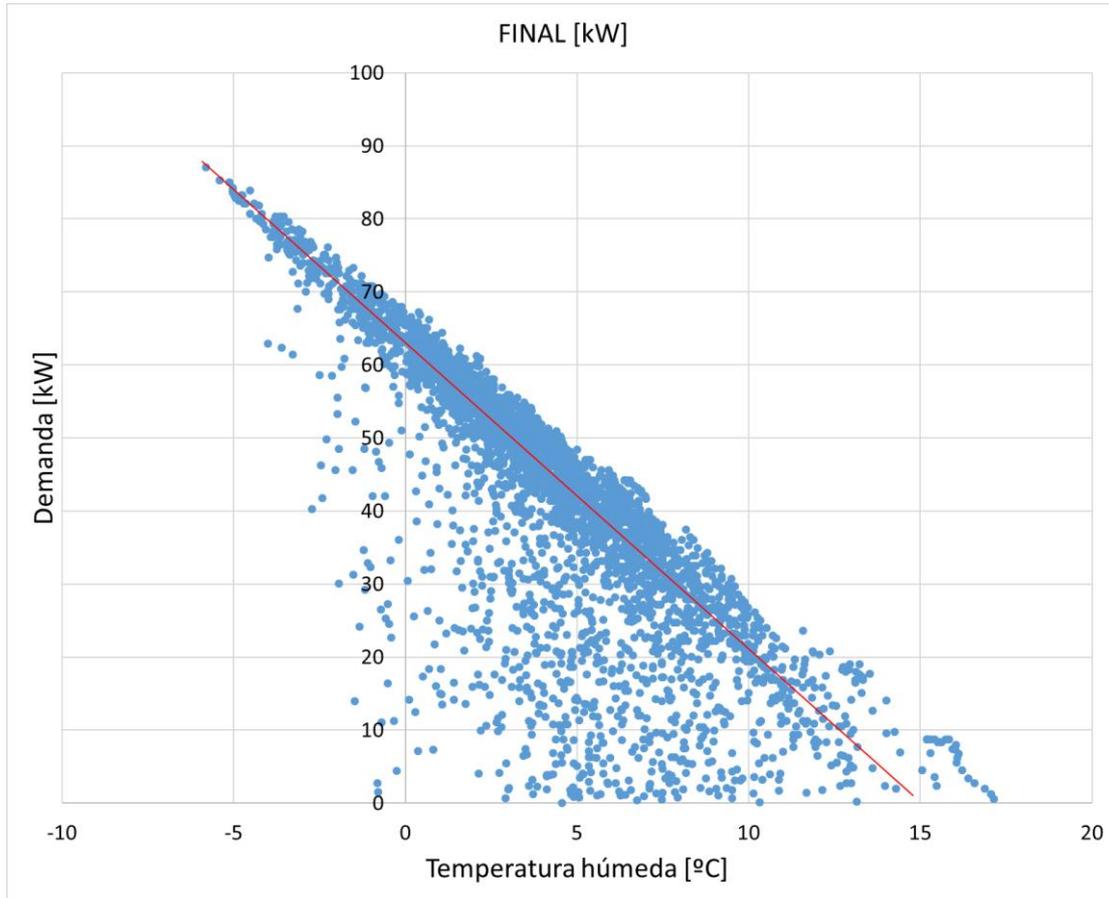


Figura 4.5. Demanda horaria de calefacción según temperatura húmeda en el caso base

Una vez aplicado el procedimiento del desarrollo en serie de Taylor detallado en el apartado III.3.2 se obtiene una demanda horaria con algunos valores negativos y con una clara tendencia en la nube de puntos. Se obtiene que la tendencia que reproduce la curva de carga típica en calefacción sigue la ecuación 4.8.

$$\dot{Q}_{cond} [kW] = (64 - 4 \cdot T_h [^{\circ}C]) \cdot \left(\frac{Sup [m^2]}{6000}\right) \cdot \left(\frac{I_0/I_r}{1,889}\right) \quad (4.8)$$

Dado que los puntos (horas) que se alejan de la tendencia de la demanda requieren menos energía debido a la presencia de la radiación, que además tiene términos cruzados con la temperatura, se construye una recta paralela a la anterior con objeto de separar la nube de puntos con tendencia de los valores inferiores. Tras sucesivas pruebas, el desplazamiento a aplicar a la línea de tendencia aproximada es de 16 kW.

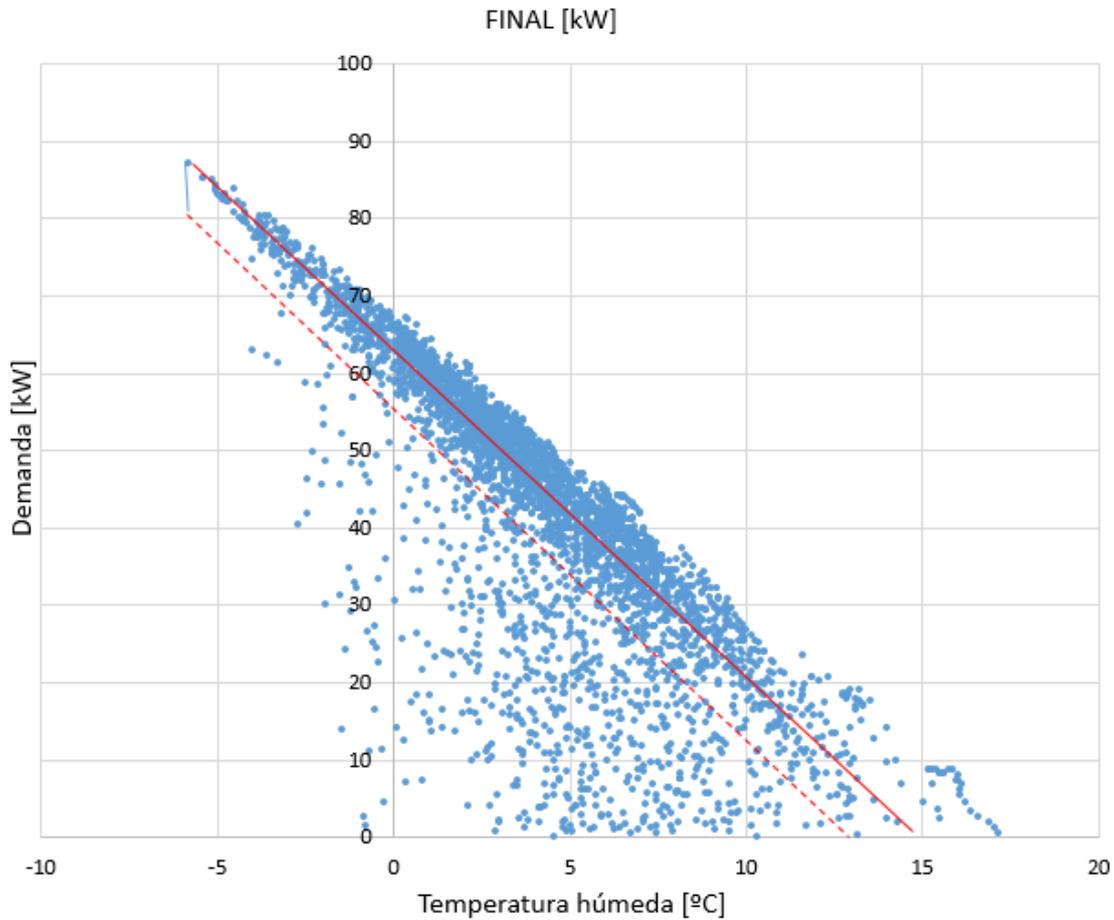


Figura 4. 6. Demanda horaria de calefacción sin valores negativos según temperatura húmeda en el caso base

Quedando por tanto este límite inferior según la ecuación 4.9.

$$\dot{Q}_{Cond}[kW] = (48 - 4 \cdot T_h[°C]) \cdot \left(\frac{Sup[m^2]}{6000}\right) \cdot \left(\frac{I_0/I_r}{1,889}\right) \quad (4.9)$$

Para obtener este límite inferior se ha ido realizando sucesivas pruebas hasta conseguir que no hubiese puntos a radiación igual a cero tal y como se muestra en la Figura 4.7, pudiéndose observar que, a más radiación, mayor es la diferencia entre la recta de carga y la demanda real. Este hecho corrobora que el método de Taylor es válido.

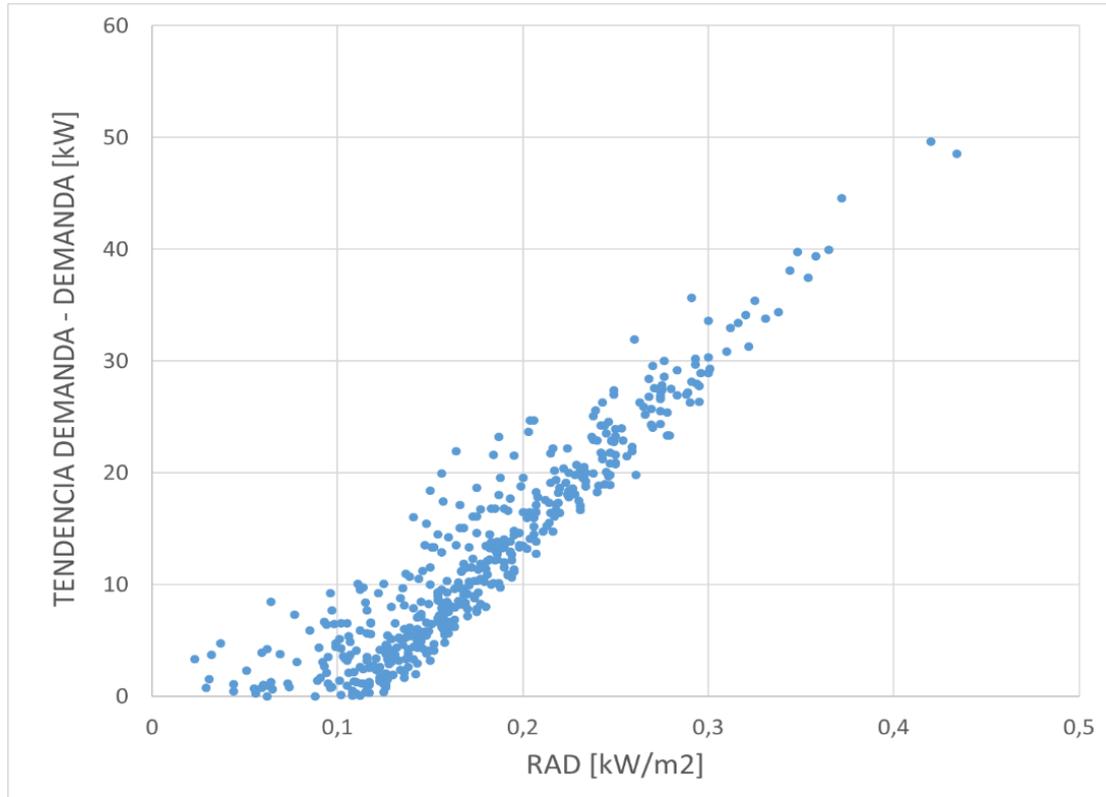


Figura 4.7. Demanda vs Radiación

Eliminando los puntos que quedan por debajo de la línea inferior, se realiza otro ajuste quedando los puntos de la demanda según se muestra en la Figura 4.8, que representaría la curva de carga teórica. Dicha curva sólo se ha obtenido como ejercicio teórico, pues los cálculos realmente se han hecho con la demanda horaria real, incluyendo el efecto de la radiación.

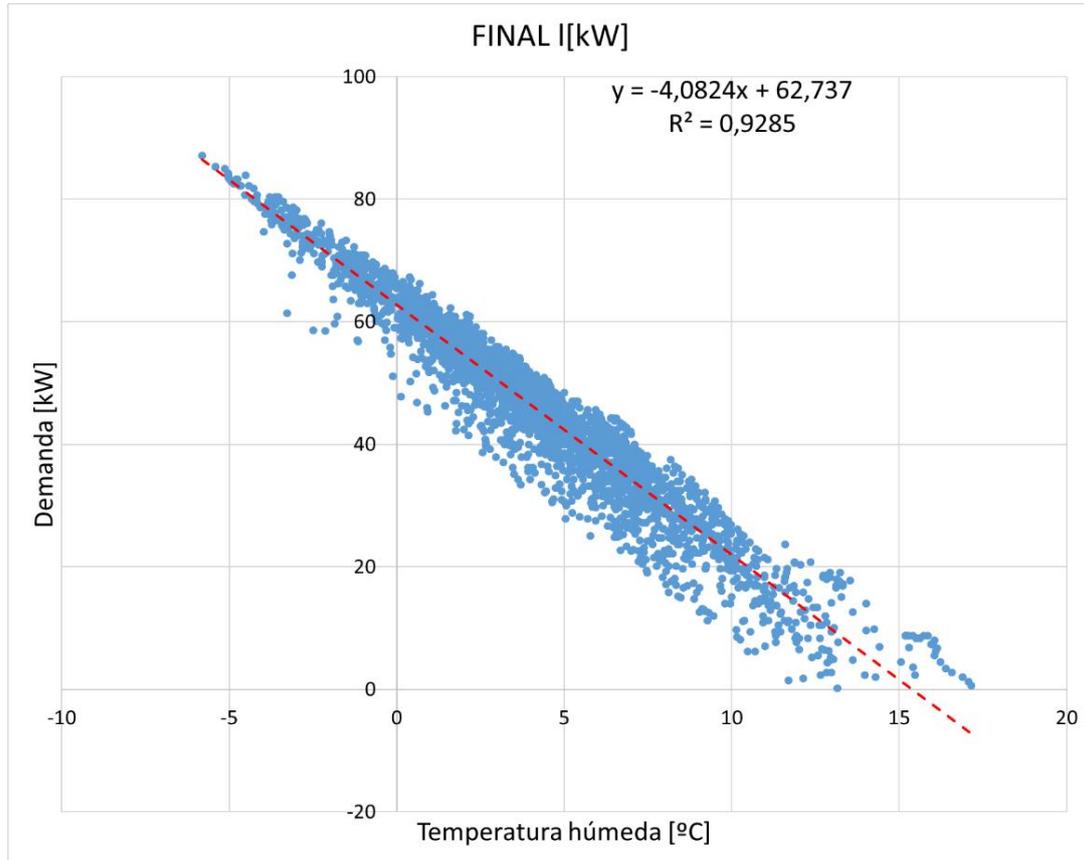


Figura 4.8. Demanda horaria de calefacción con límite inferior aplicado según temperatura húmeda (curva teórica de carga)

La curva que realmente interesa es la monótona de demanda mostrada en la Figura 4.9 para el caso base. Como se ha indicado, incluye todos los puntos de demanda horaria.

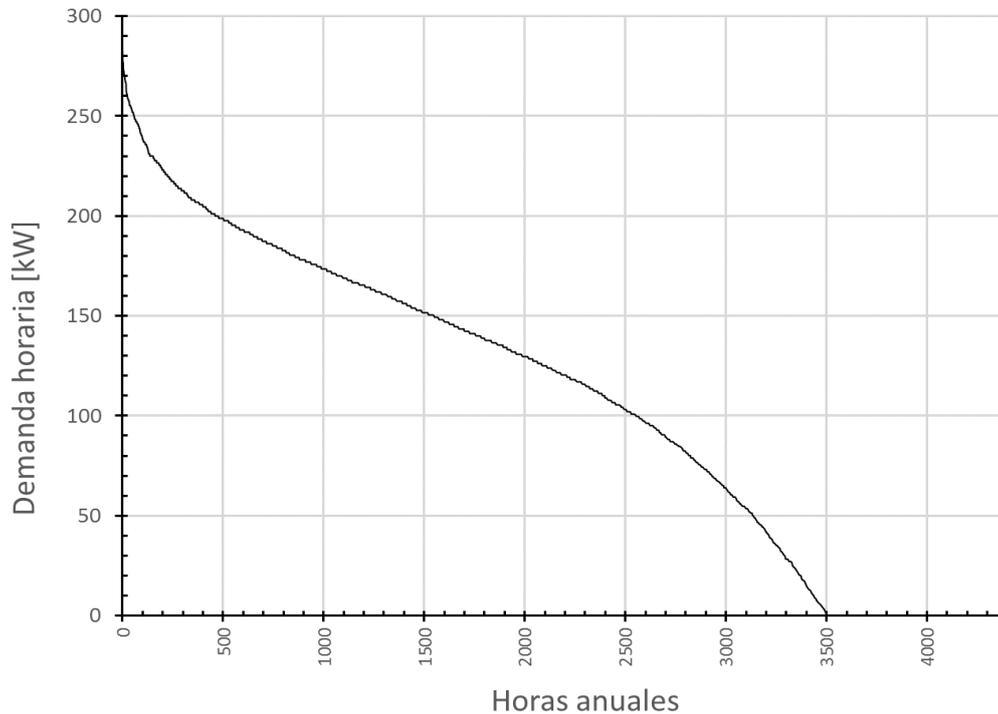


Figura 4.9. Curva monótona de la demanda horaria a lo largo del invierno en la zona D3.

IV.3.2 Zonas climáticas.

Se escogen una serie de ciudades representativas de cada zona climática, recogidas en la tabla 4.4.

Se representan las monótonas de cada zona climática superpuestas para los distintos valores de C1 para el nivel de eficiencia/aislamiento “normal” según la definición establecida en la Tabla 3.7, escogiendo dichos valores de la Tabla 3.6.

Tabla 4.4. Ciudad escogida para cada una de las zonas climáticas valoradas

Zona climática	Ciudad
A	Almería (A4)
B	Sevilla (B4)
C	Barcelona (C2)
D	Madrid (D3)
E	Burgos (E1)

Considerando un **aislamiento térmico normal** y superficie de referencia para todas las zonas de 6000 m² el resultado de las curvas monótonas tanto para la potencia producida por la bomba de calor como para la demandada es el mostrado en la figura 4.10 y 4.11 respectivamente.

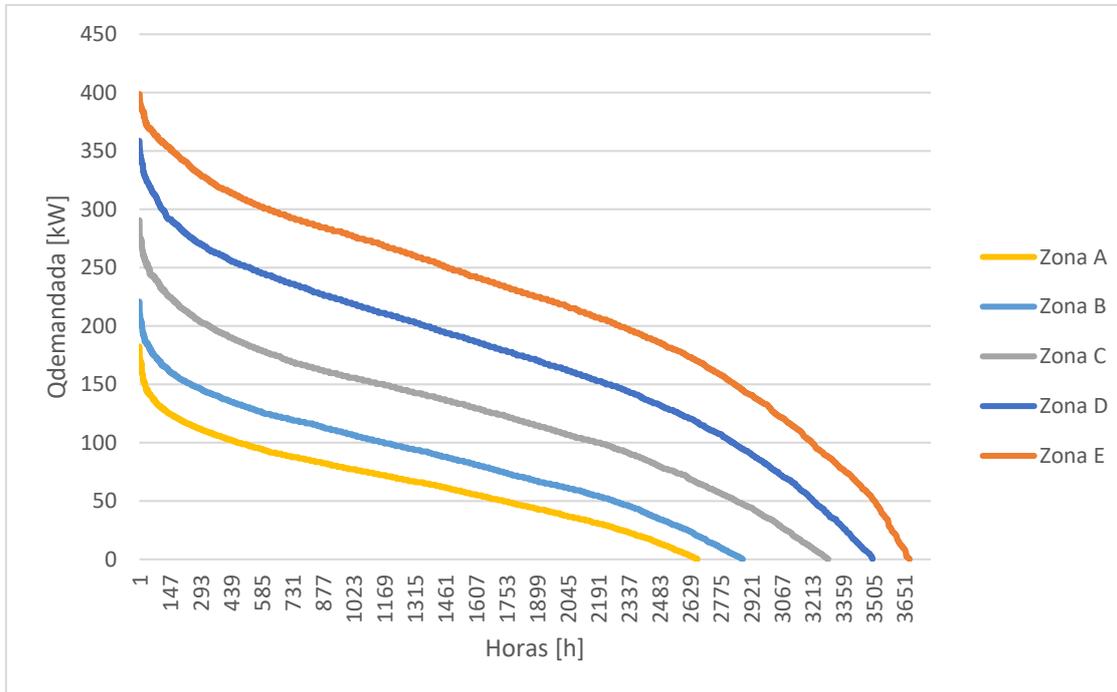


Figura 4.10. Monótona de la potencia demandada considerando aislamiento térmico normal según zona climática

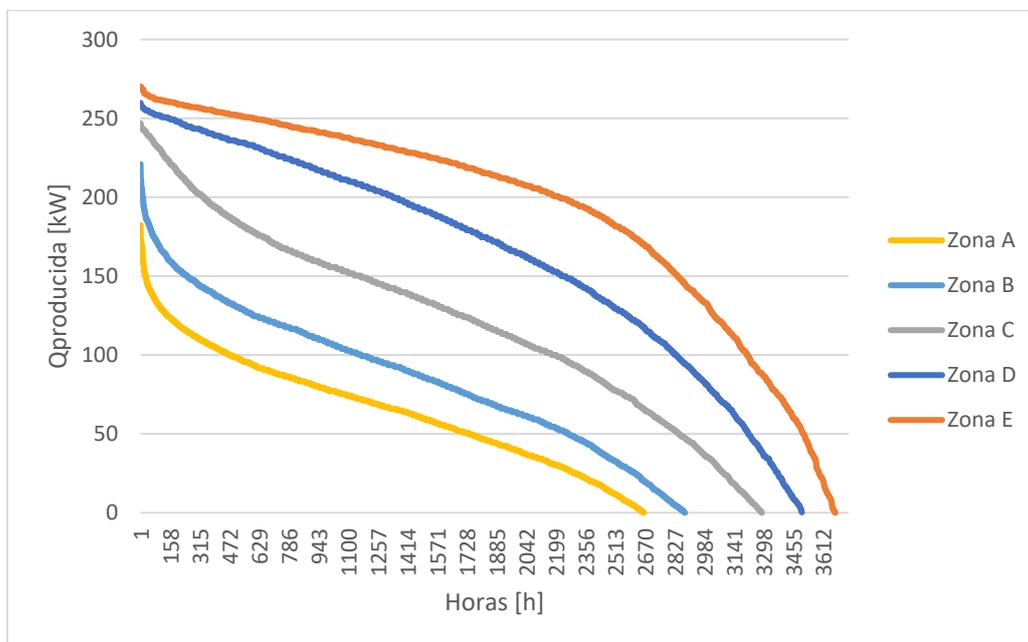


Figura 4.11. Monótona de la potencia producida por la bomba de calor considerando aislamiento térmico normal según zona climática

Por otro lado, considerando un **aislamiento térmico deficiente** y también una superficie de referencia para todas las zonas climáticas de 6000 m², se obtienen las curvas

monótonas de la potencia demandada y producida por la bomba de calor en las figuras 4.12 y 4.13 respectivamente.

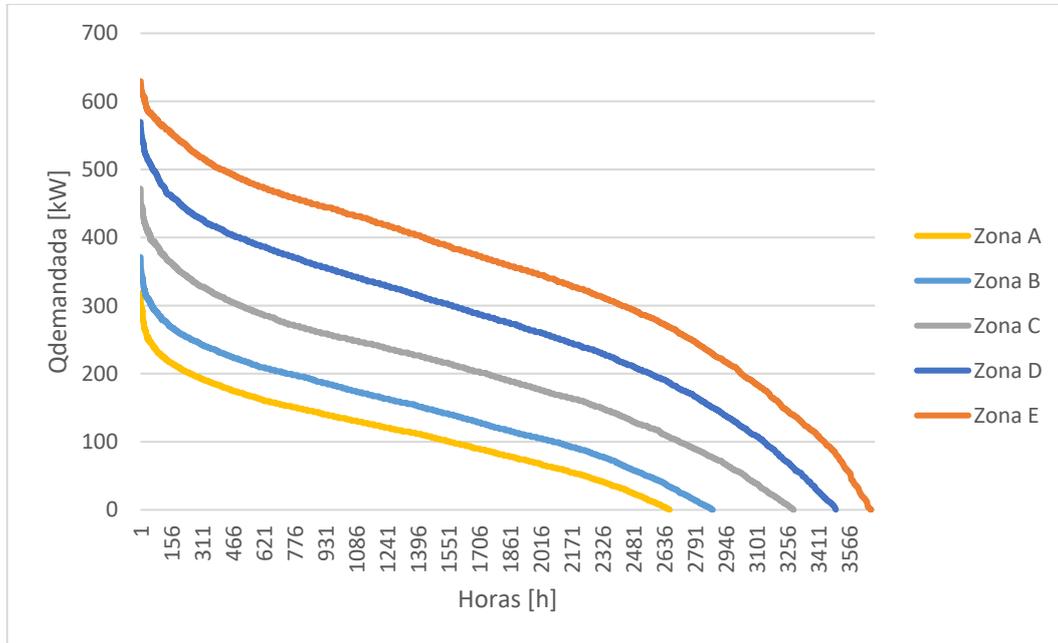


Figura 4.12. Monótona de la potencia demandada considerando aislamiento térmico deficiente según zona climática

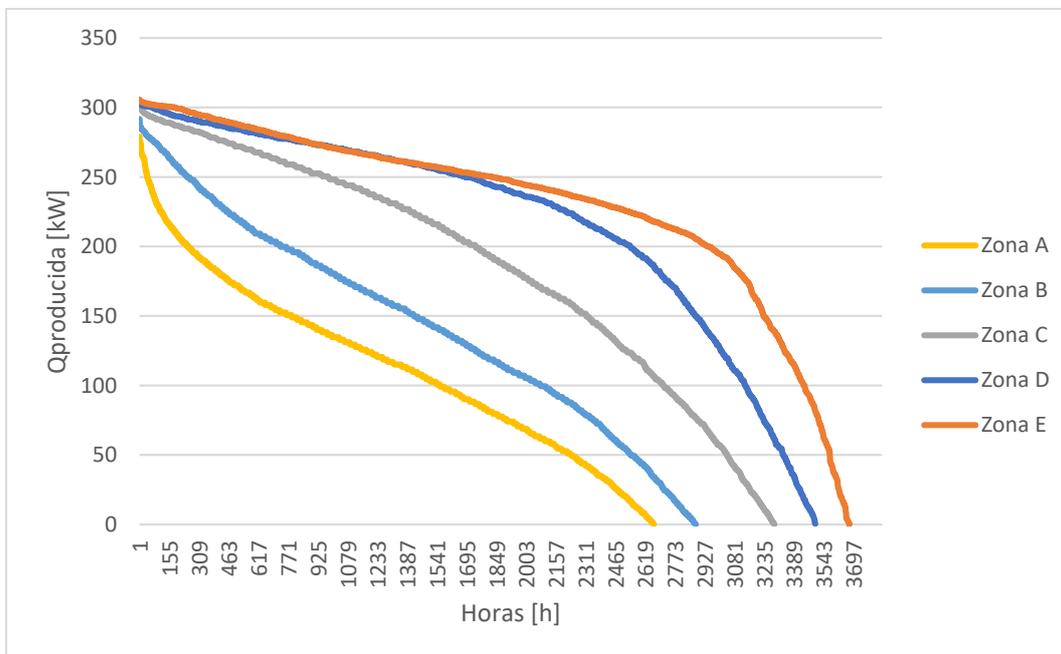


Figura 4.13. Monótona de la potencia producida por la bomba de calor considerando aislamiento térmico "deficiente" según zona climática

En último lugar, se considera un **aislamiento térmico excelente** una superficie de referencia de 6000m², obteniéndose como resultado las curvas monótonas de potencia demandada y producida por la bomba de calor según la figura 4.14 y 4.15 respectivamente.

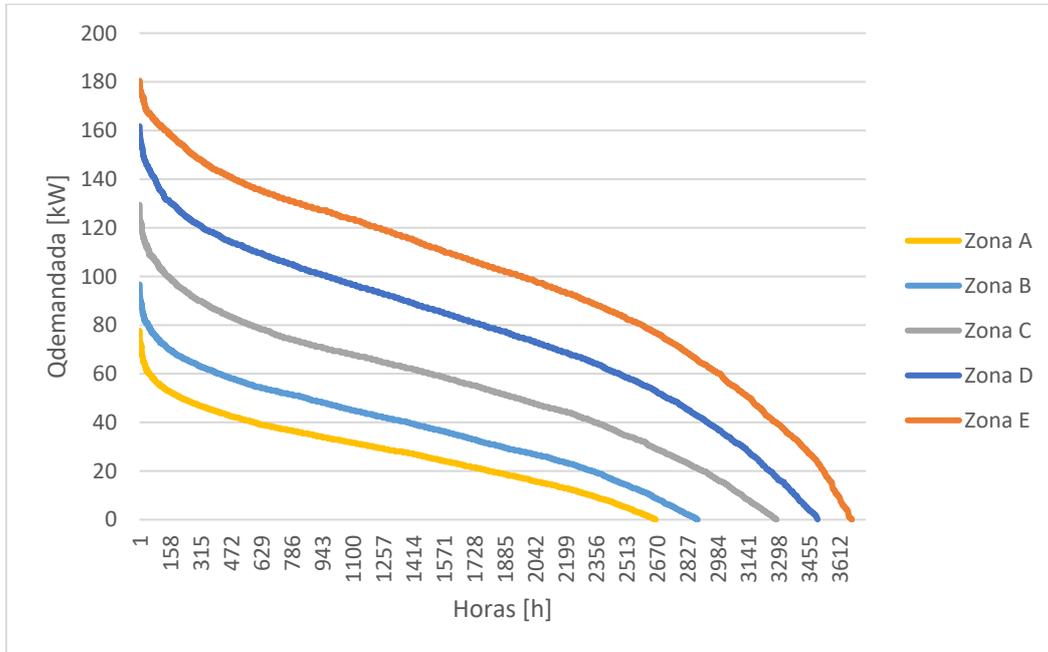


Figura 4.14. Monótona de la potencia demandada considerando aislamiento térmico excelente según zona climática

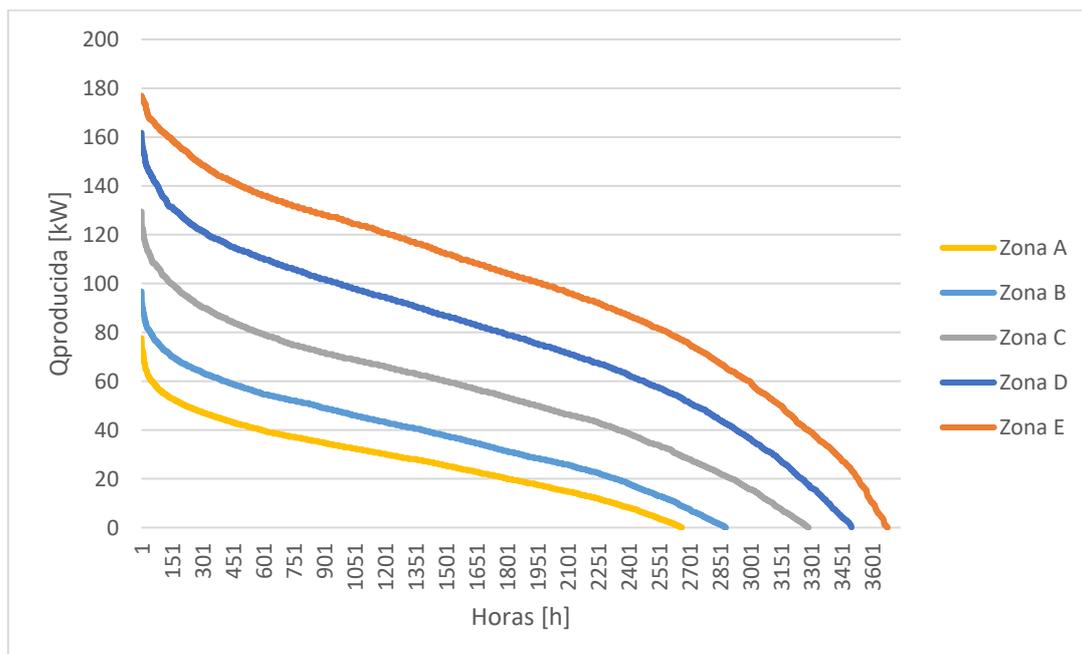


Figura 4.15. Monótona de la potencia producida por la bomba de calor considerando aislamiento térmico excelente según zona climática

A la vista de los resultados obtenidos, se observa cómo a medida que el aislamiento térmico es más eficiente la curva monótona de la potencia demandada es menor, siendo este el resultado esperado. Además, se aprecia que en ciertos instantes los valores de la potencia demanda no son capaces de satisfacerse con la producción de la bomba de calor por lo que, en esos casos, el sistema de apoyo es acoplado llegando así a cumplimentarla. Por otro lado, analizando las diferentes zonas climáticas presentadas, se advierte que la ciudad que más demanda requiere es la de la zona E (Burgos) considerándose como la más fría y, por el contrario, la zona A (Almería) como la más cálida siendo la que menos potencia demandada requiere.

IV.4 Caso base.

IV.4.1 Prestaciones técnicas

El caso base estudiado es Madrid por lo que los factores de emisiones de CO₂ utilizando la Tabla 3.8 son los mostrados en la Tabla 4.5 (el combustible se considera gas natural). Con el valor de estos factores, se determina el valor de los diferentes parámetros para el caso base recogidos en las Tabla 4.6 y Tabla 4.7.

Tabla 4.5. Valor factores según [IDAE]

Parámetro	Valor
$f_{CO_2,combustible}$	0,252
$f_{CO_2,electricidad}$	0,331

Tabla 4.6. Resultados obtenidos para el caso base.

Parámetro	Valor
Demanda de calefacción estacional, $\sum_{j=1}^{4.368} D_j$ [MWh]	600,833
Demanda de calor satisfecha por la bomba de calor, $\sum_{j=1}^{4.368} \dot{W}_j \cdot COP_j$ [MWh]	576,675
Consumo estacional de la bomba de calor, $\sum_{j=1}^{4.368} \dot{W}_j$ [MWh]	223,080
Consumo de la caldera de apoyo, $\sum_{j=1}^{4.368} \dot{F}_j^{bkp}$ [MWh]	25,430
Tamaño de la caldera de apoyo, \dot{Q}_{bkp} [kW]	180
Energía renovable tomada del aire ambiente, $\sum_{j=1}^{4.368} RES_j$ [MWh]	445,949

Tabla 4.7. Parámetros obtenidos para caso base

Parámetro	Valor
Factor de rendimiento estacional de la calefacción, HSPF [-]	2,585
Emisiones de CO ₂ evitadas, AVCO ₂ [g CO ₂ /kWh]	131,7
Relación entre el insumo de energía renovable y la demanda de calefacción, R2H [%]	74,22

IV.4.2 Viabilidad económica

Los resultados económicos para el caso base utilizando el procedimiento y las ecuaciones detalladas en el apartado III.5, se recogen en la tabla 4.8, 4.9 y 4.10.

Tabla 4.8. Costes de inversión del caso base

Coste de inversión [€]	
Bomba de calor	24.753,11
Caldera	15.063,60
Total	39.816,70

Tabla 4.9. Costes anuales de mantenimiento del caso base

Coste de mantenimiento[€/año]	
Total	2.000

Tabla 4.10. Costes anuales de operación del caso base

Coste de operación [€/año]	
Electricidad	31.297,20
Gas	2.004,09
Total	33.301,30

A continuación, se obtiene el coste normalizado asumiendo los términos de la tabla 4.11⁸.

Tabla 4.11. Parámetros económicos

Parámetro	Valor
Coste promediado medio de capital, $wacc$ [%]	0
Tasa nominal de actualización de electricidad y gas, $r_{g,e}$ [%]	5
Tasa nominal de mantenimiento y operación, $r_{o,m}$ [%]	2,5
Vida del proyecto, N [años]	15

⁸ Se toma un valor nulo para el $wacc$ debido al carácter doméstico de la aplicación. En cualquier caso, como se verá más adelante, la importancia relativa del coste de inversión es muy baja.

Con las anteriores premisas y haciendo uso de las correspondientes ecuaciones detalladas en el apartado III.5, se recopilan los resultados de diferentes factores en la Tabla 4.12.

Tabla 4.12. Factores económicos del caso base

Parámetro	Valor
f_a	0,067
K_E	1,05
f_E^g	22,66
K_O	1,025
f_O^M	18,38

Con los anteriores factores, se calcula los diferentes costes normalizados y el total con el procedimiento marcado en el apartado III.5, estos se recogen en la Tabla 4.13.

Tabla 4.13. Costes normalizados del caso base

Coste normalizado	Valor [€/MWh]
$LC_{electricidad}$	78,68
LC_{gas}	5,04
$LC_{O,M}$	4,08
$LC_{i,caldera}$	1,67
$LC_{i,BombaCalor}$	2,75
$LCOH$	92,22

Por otro lado, y a efectos de comparación, se han considerado otros dos casos de estudio ambos utilizando únicamente gas natural: caldera descentralizada (individual) y centralizada. Para el caso de la caldera descentralizada se considera 60 viviendas individuales de $100 m^2$, empleando en cada una de ellas una caldera individual y asumiendo los costes recogidos en la Tabla 4.14. El segundo caso considerado es el uso de una caldera centralizada operando con los costes de la Tabla 4.15. Los resultados obtenidos para cada uno de los escenarios se recogen en la Tabla 4.16.

Tabla 4.144. Costes de mantenimiento e inversión considerados para una caldera individual en vivienda de $100m^2$

Tipo de coste	Valor [€]
Coste de mantenimiento	150
Coste de inversión caldera	800

Tabla 4.15. Costes de mantenimiento e inversión considerados para una caldera central

Tipo de coste	Valor [€]
Coste de mantenimiento	2.000
Coste de inversión caldera	19.059,88

Tabla 4.16. Levelized Cost of Heating según caso estudiado

Caso	LCOH [€/MWh]
Base	92,22
Caldera individual	116,18
Caldera central	73,54

Por lo tanto, desde un punto de vista estrictamente económico, la mejor solución es la caldera central, aunque queda muy lejos de los índices ambientales logrados por la bomba de calor (Tabla 4.7).

IV.5 Análisis paramétrico de las distintas zonas climáticas.

Se detalla el criterio utilizado en función del tipo de aislamiento térmico para seleccionar los casos de estudio en el análisis paramétrico.

Para un tipo de **aislamiento térmico normal** las superficies elegidas son aquellas:

- Que no requiera más del 5 % de las horas de apoyo, considerándose esta la del caso de estudio.
- Que requiera aproximadamente el 30 % de las horas de apoyo
- Superficie 1,5 veces menor que la del caso de estudio

Para un tipo de **aislamiento térmico deficiente** las superficies consideradas son:

- Superficie del caso estudio
- Superficie que requiera apoyo de no más del 5% de las horas
- Superficie 1,5 veces la anterior

Para un tipo de **aislamiento térmico excelente** las superficies escogidas son:

- Superficie caso estudio
- Superficie que requiera apoyo 30% de las horas
- Superficie que requiera apoyo de no más del 5% de las horas

Finalmente, los múltiples resultados obtenidos para las diferentes zonas climáticas (Tabla 4.4) según el tipo de aislamiento térmico se muestran las tablas 4.17, 4.18, 4.19, 4.20 y 4.21. De ellas se deduce que:

- Conforme crece la demanda cubierta por la bomba de calor:
 - Crece el coste normalizado de la bomba de calor
 - Crece el insumo de energía primaria renovable para satisfacer la demanda
 - Crecen las emisiones evitadas de CO₂
- Conforme crece la demanda (superficie calefactada para un mismo aislamiento):
 - Se reduce el coste normalizado de la caldera central
 - Se reduce el coste normalizado de la bomba de calor (se reduce la demanda cubierta por la misma)

Por otro lado, se determina para cada zona climática un ajuste de la superficie calefactada y del **coste normalizado**, en función de los valores de C_1 propios de cada zona recogidos en la Tabla 3.6, añadiendo además otros tres nuevos valores ($C_1=0,5$; $C_1=1,5$; $C_1=3$), con el fin de obtener mayor precisión en el ajuste potencial para el primer caso y lineal para el segundo, exigiendo para ambos que las horas de funcionamiento del sistema de apoyo no superen el 5%. Además, para el cálculo de LCOH en base a superficie se ha utilizado la ecuación 4.10. Los ajustes obtenidos se proporcionan en las ecuaciones 4.11 a 4.20 y en las Figuras 4.16 y 4.17. De la Figura 4.16 se deduce que el índice de certificación energética (aislamiento) no afecta a la superficie cubierta por la bomba de calor en las zonas C, D y E, salvo que sea realmente bajo (excelente calificación). Por el contrario, la superficie es más dependiente del aislamiento en las zonas A y B. En cuanto a la Figura 4.17, muestra la ventaja que supone la rehabilitación energética, que permite reducir el índice de certificación y con ello el coste del sistema propuesto, especialmente en las zonas C, D y E.

$$LCOH[\text{€/m}^2] = \frac{LCOH[\text{€/MWh}] \cdot \sum_{j=1}^{4.368} D_j [\text{MWh}]}{S_{calefactada}[\text{m}^2]} \quad (4.10)$$

$$\text{Zona A} \quad S_{calefactada}[\text{m}^2] = 33145 \cdot C_1^{-0,925} \quad (4.11)$$

$$\text{Zona B} \quad S_{calefactada} [m^2] = 23483 \cdot C_1^{-0,924} \quad (4.12)$$

$$\text{Zona C} \quad S_{calefactada} [m^2] = 14701 \cdot C_1^{-0,923} \quad (4.13)$$

$$\text{Zona D} \quad S_{calefactada} [m^2] = 9801,5 \cdot C_1^{-0,923} \quad (4.14)$$

$$\text{Zona E} \quad S_{calefactada} [m^2] = 7341,8 \cdot C_1^{-0,922} \quad (4.15)$$

$$\text{Zona A} \quad LCOH [€/m^2] = 1,2848 \cdot C_1^{-0,9248} \quad (4.16)$$

$$\text{Zona B} \quad LCOH [€/m^2] = 1,8959 \cdot C_1^{-0,9238} \quad (4.17)$$

$$\text{Zona C} \quad LCOH [€/m^2] = 3,1481 \cdot C_1^{-0,9229} \quad (4.18)$$

$$\text{Zona D} \quad LCOH [€/m^2] = 4,7654 \cdot C_1^{-0,9226} \quad (4.19)$$

$$\text{Zona E} \quad LCOH [€/m^2] = 6,3733 \cdot C_1^{-0,9226} \quad (4.20)$$

La tendencia observada indica que el coste de la bomba de calor apoyada con caldera supera siempre al de la caldera centralizada. Con objeto de definir una política de ayudas que facilite la penetración de esta tecnología dadas sus ventajas ambientales se ha realizado un análisis sobre cuál debería ser el precio medio de la energía para que el LCOH del caso de la caldera central sea idéntico al de la tecnología analizada en el presente estudio (bomba de calor con caldera de apoyo). Se ha determinado el descuento requerido en caso de efectuarlo sólo sobre el término de energía o sobre la suma de término de energía (o término variable) y término de potencia (o término fijo). Se ha escogido el caso en el que las horas que requieren apoyo no superan el 5% del total, con aislamiento térmico normal. Los resultados se recogen en la Tabla 4.22.

De la Tabla 4.22 se deduce que con un descuento sobre la suma del término fijo y variable de la factura eléctrica de entre un 26% y un 30% (mayor en las zonas climáticas de inviernos más suaves) se igualarían los costes del sistema propuesto con la caldera de condensación central. Dicha subvención es comparable con el actual bono social eléctrico, si bien éste limita la cantidad de energía subvencionada. Así, en el escenario base (Madrid) el consumo eléctrico anual del sistema supone 38,3 kWh/m², lo que para una vivienda de 100 m² resulta 3.830 kWh/año, mientras que para una de 60 m² supone

2.300 kWh/año. Dichas cantidades obligarían a dejar prácticamente sin subvención el resto de consumos eléctricos, dado que la limitación de energía subvencionable, según las características del hogar, se mueve entre 1.380 kWh/año (unidad familiar sin menores) y 4.140 kWh/año (familia numerosa).

Tabla 4.17. Resultados obtenidos en los casos de estudio para la zona climática A según el tipo de aislamiento térmico

Zona A									
Tipo de aislamiento	Aislamiento térmico normal			Aislamiento térmico deficiente			Aislamiento térmico excelente		
Superficie [m^2]	14488	22167	9659	14488	8307	12461	14488	52077	34037
Valor de C_1 [-]	2,48	2,48	2,48	4,41	4,41	4,41	0,99	0,99	0,99
Horas se necesita apoyo [%]	4,99	30	0,38	39,98	4,99	28,30	0,00	29,99	4,99
HSPF [-]	2,75	2,76	2,75	2,76	2,75	2,76	2,75	2,76	2,75
Emisiones evitadas [gCO_2/kWh]	143,05	128,00	144,90	121,25	143,05	130,05	144,95	129,00	143,05
R2H[%]	77,63	69,88	78,67	65,64	77,63	70,46	78,70	69,88	77,63
Demanda cubierta por la bomba [%]	98,62	88,70	99,96	83,30	98,62	89,44	100	88,69	98,62
LCOH bomba + caldera [€/MWh]	103,17	88,19	117,80	85,04	103,18	88,72	128,24	88,19	103,17
LCOH caldera central [€/MWh]	77,52	73,64	82,92	72,72	77,52	73,79	91,83	73,64	77,52
LCOH caldera individual [€/MWh]	203,39	203,39	203,39	155,15	155,15	155,15	353,39	353,39	353,39

Tabla 4.18. Resultados obtenidos en los casos de estudio para la zona climática B según el tipo de aislamiento térmico

Zona B									
Tipo de aislamiento	Aislamiento térmico normal			Aislamiento térmico deficiente			Aislamiento térmico excelente		
Superficie [m^2]	10860	16337	7240	10860	6457	9686	10860	37323	24783
Valor de C_1 [-]	2,34	2,34	2,34	4,01	4,01	4,01	0,96	0,96	0,96
Horas se necesita apoyo [%]	5,00	29,97	0,17	38,37	5,00	29,79	0,00	29,97	5,00
HSPF [-]	2,72	2,73	2,71	2,73	2,72	2,72	2,71	2,73	2,72
Emisiones evitadas [gCO_2/kWh]	141,41	129,04	143,25	122,68	141,42	129,23	143,28	129,04	141,42
R2H[%]	77,34	70,44	78,39	69,92	77,34	70,55	78,40	70,44	77,35
Demanda cubierta por la bomba [%]	98,62	89,73	99,98	85,23	98,63	89,87	100	89,73	98,63
LCOH bomba + caldera [€/MWh]	100,52	87,43	112,26	84,84	100,55	87,52	121,18	87,43	100,56
LCOH caldera central [€/MWh]	76,46	73,00	81,46	72,27	76,47	73,03	89,09	73,00	76,48
LCOH caldera individual [€/MWh]	169,81	169,81	169,81	133,07	133,07	133,07	269,48	269,48	269,48

Tabla 4.19. Resultados obtenidos en los casos de estudio para la zona climática C según el tipo de aislamiento térmico

Zona C									
Tipo de aislamiento	Aislamiento térmico normal			Aislamiento térmico deficiente			Aislamiento térmico excelente		
Superficie [m^2]	7109	11589	4739	7109	4381	6572	7109	26015	15960
Valor de C_1 [-]	2,23	2,23	2,23	3,69	3,69	3,69	0,93	0,93	0,93
Horas se necesita apoyo [%]	4,96	30,00	0,03	29,54	4,96	22,70	0	30,00	4,96
HSPF [-]	2,66	2,67	2,66	2,67	2,66	2,67	2,66	2,67	2,66
Emisiones evitadas [gCO_2/kWh]	138,91	125,82	140,63	126,04	138,91	129,44	140,64	125,82	138,91
R2H [%]	76,93	69,50	77,93	69,62	76,93	71,54	77,94	69,50	76,93
Demanda cubierta por la bomba [%]	98,68	89,03	99,99	89,19	98,68	91,68	100	89,03	98,68
LCOH bomba + caldera [€/MWh]	97,83	85,46	107,99	85,56	97,83	87,44	116,01	85,46	97,83
LCOH caldera central [€/MWh]	75,64	71,89	80,34	71,92	75,64	72,41	87,16	71,89	75,64
LCOH caldera individual [€/MWh]	135,66	135,66	135,66	112,40	112,40	112,40	200,49	200,49	200,49

Tabla 4.20. Resultados obtenidos en los casos de estudio para la zona climática D según el tipo de aislamiento térmico

Zona D									
Tipo de aislamiento	Aislamiento térmico normal			Aislamiento térmico deficiente			Aislamiento térmico excelente		
Superficie [m^2]	4843	7655	3228	4843	3049	4573	4843	16980	10743
Valor de C_1 [-]	2,18	2,18	2,18	3,53	3,53	3,53	0,92	0,92	0,92
Horas se necesita apoyo [%]	4,97	30,00	0,11	30,43	4,97	25,91	0	30,00	4,97
HSPF [-]	2,58	2,59	2,58	2,59	2,58	2,59	2,57	2,59	2,58
Emisiones evitadas [gCO_2/kWh]	135,20	123,29	136,86	123,06	135,20	125,56	136,87	123,29	135,20
R2H [%]	76,27	69,36	77,26	69,23	76,27	70,66	77,27	69,36	76,27
Demanda cubierta por la bomba [%]	98,68	89,62	99,99	89,44	98,68	91,32	100	89,62	98,68
LCOH bomba + caldera [€/MWh]	97,60	87,35	106,84	87,24	97,60	88,21	114,79	87,35	97,60
LCOH caldera central [€/MWh]	75,36	71,86	79,99	71,83	75,36	72,19	86,47	87,35	75,36
LCOH caldera individual [€/MWh]	116,18	116,18	116,18	100,94	100,94	100,94	164,83	164,83	164,83

Tabla 4.21. Resultados obtenidos en los casos de estudio para la zona climática E según el tipo de aislamiento térmico

Zona E									
Tipo de aislamiento	Aislamiento térmico normal			Aislamiento térmico deficiente			Aislamiento térmico excelente		
Superficie [m^2]	3676	5625	2451	3676	2329	3494	3676	12433	8125
Valor de C_1 [-]	2,15	2,15	2,15	3,46	3,46	3,46	0,91	0,91	0,91
Horas se necesita apoyo [%]	5,01	30,03	0,00	32,37	5,01	27,99	0	30,03	5,01
HSPF [-]	2,53	2,54	2,53	2,54	2,53	2,54	2,53	2,54	2,53
Emisiones evitadas [gCO ₂ /kWh]	133,48	123,18	134,50	121,74	133,47	124,03	134,50	123,18	133,48
R2H [%]	76,23	70,17	76,85	69,34	76,23	70,67	76,85	70,18	76,24
Demanda cubierta por la bomba [%]	99,18	91,19	100	90,09	99,18	91,85	100	91,20	99,18
LCOH bomba + caldera [€/MWh]	96,75	87,97	105,11	87,30	96,75	88,33	113,12	87,97	96,75
LCOH caldera central [€/MWh]	75,08	71,84	79,62	71,65	75,08	71,96	85,95	71,84	75,08
LCOH caldera individual [€/MWh]	106,07	106,07	106,07	94,70	94,70	94,70	143,63	143,63	143,63

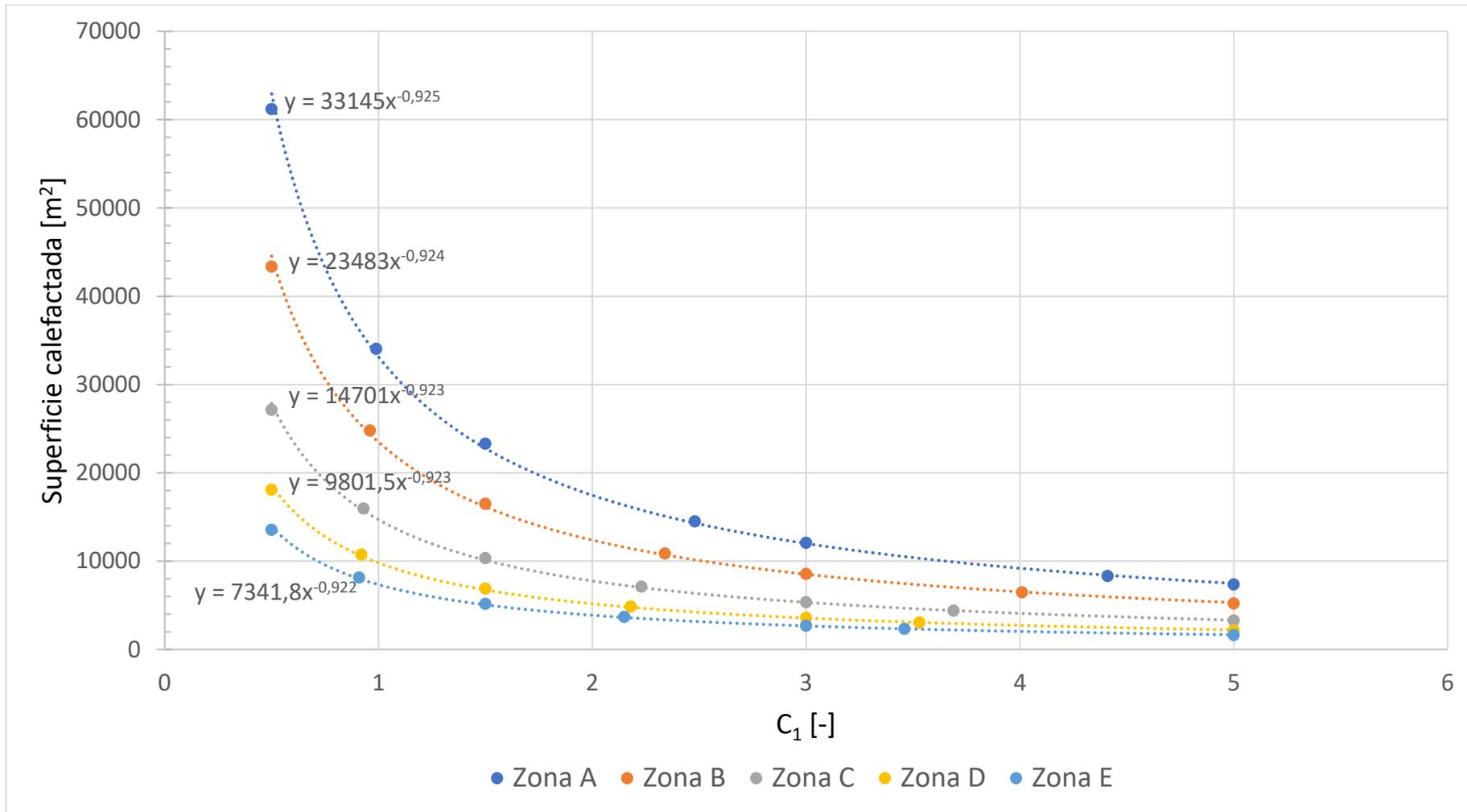


Figura 4.16. Ajuste de la superficie calefactada según C_1 y zona climática

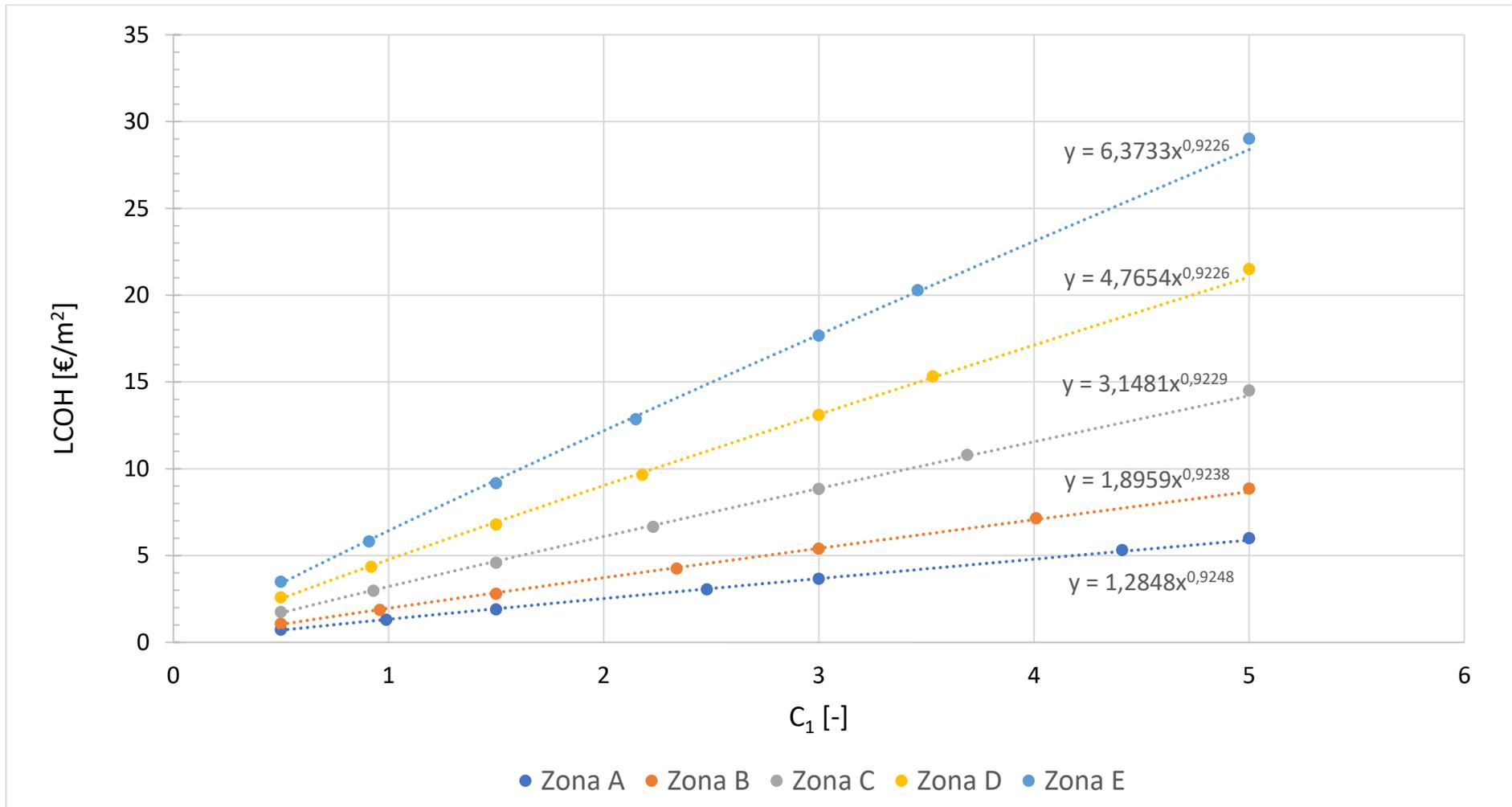


Figura 4.17. Ajuste del LCOH según C₁ y zona climática

Tabla 4.22. Resultados en las distintas zonas climáticas para igual LCOH en el caso de caldera central y en el de bomba de calor con caldera de apoyo

Zona climática	A	B	C	D	E
Superficie [m^2]	14488	10860	7109	4843	3676
Valor de C_1 [-]	2,48	2,34	2,23	2,18	2,15
Horas se necesita apoyo [%]	4,99	5,00	4,96	4,97	5,01
Coste eléctrico actual					
Término de energía [€/año]	14.985,66	16.512,49	18.053,67	18.851,85	19.558,44
Precio medio energía [€/MWh]	97,96	99,13	100,68	101,67	102,34
Término de potencia [€/año]	9.583,64	9.427,08	8.703,25	8.002,49	7.421,65
Precio medio potencia[€/kW-año]	125,85	123,80	114,29	105,09	97,59
Coste eléctrico reducido					
Término de energía [€/año]	7.729,74	9.207,62	10.957,39	11.711,81	12.556,03
Precio medio energía [€/MWh]	50,53	55,27	61,11	63,16	65,70
Término de potencia [€/año]	9.583,64	9.427,08	8.703,25	8.002,49	7.421,65
Precio medio potencia[€/kW-año]	125,85	123,80	114,29	105,09	97,59
Descuento en el término de energía [%]	48,42	44,24	39,31	37,87	35,80
Descuento sobre la factura[%]	29,53	28,16	26,52	26,59	25,94
LCOH bomba + caldera [€/MWh]	77,52	76,46	75,64	75,36	75,08
LCOH caldera central[€/MWh]	77,52	76,46	75,64	75,36	75,08

A la vista del análisis paramétrico realizado, comparando el caso en el que se requiere un 5% de horas de apoyo (igual superficie calefactada) se observa que, a medida que el aislamiento térmico es más eficiente, es decir C_1 más pequeño:

- La superficie cubierta es mayor, apreciándose gráficamente en la Figura 4.16.
- Tanto el HSPF como el R2H, y las emisiones de CO₂ evitadas se mantienen constantes siendo por tanto independientes del aislamiento térmico.
- El LCOH por unidad de superficie disminuye pudiéndose apreciar este resultado gráficamente en la figura 4.17.

Por otro lado, para un mismo tipo de aislamiento, a medida que la superficie aumenta:

- Las horas en las que se requiere el acoplamiento del sistema de apoyo aumentan.
- El HSPF aumenta debido a que la bomba de calor trabaja más tiempo cerca de su punto nominal.
- Las emisiones de CO₂ evitadas [gCO₂/kWh] disminuyen por lo que, el impacto ambiental relativo es mayor.
- La relación entre el insumo renovable y la demanda de calefacción (R2H) disminuye, dado que la bomba de calor cubre menos demanda.
- El LCOH por unidad de demanda disminuye.

Además, analizando las diferentes zonas climáticas escogidas se aprecia que:

- Para el sistema dado (potencia de la bomba de calor constante) se puede calefactar más superficie conforme mejor es el índice de calificación energética (mejor es el aislamiento), siendo dicha superficie menor cuanto mayor es la severidad climática.
- El coste por unidad de superficie calefactada se incrementa al reducirse la calificación energética (aumenta el índice de calificación), resultando el incremento mayor cuanto mayor es la severidad climática.

Capítulo V. Conclusiones

Se ha realizado un análisis de la viabilidad técnico-económica de la incorporación de la bomba de calor aerotérmica accionada eléctricamente a viviendas en bloque como sistema de calefacción en invierno a modo de medida activa para luchar contra la pobreza energética. Su implementación se basa en radiadores sobredimensionados existentes en las viviendas alimentados por agua a baja temperatura.

Se ha desarrollado una metodología global para pronosticar la demanda horaria de calefacción mediante un método basado en la normativa española que no requiere detalles del edificio, sino su índice de calificación energética. Por otra parte, se ha considerado un control de la velocidad del compresor de la bomba de calor, permitiendo así satisfacer un alto porcentaje de demanda de forma eficiente. Con ello, dicha demanda ha sido acoplada a las prestaciones de la bomba de calor.

Entre los distintos refrigerantes planteados como fluidos de trabajo, se revela que el R-290 (propano), debido a su baja temperatura de descarga del compresor, su baja zona de des-sobrecalentamiento en el condensador y, al ser el más respetuoso con el medio ambiente por su bajo potencial de calentamiento global (GWP) y su nulo potencial de agotamiento de la capa de ozono (ODP), es el fluido más adecuado para el tipo de climatización planteada en este trabajo, ofreciendo resultados muy prometedores para el futuro.

En cuanto al análisis económico realizado en el caso base, la tecnología propuesta supone una reducción del 15,04% en €/MWh del coste anual normalizado con respecto a una caldera de gas natural individual y un sobrecoste anual normalizado de un 20,62% en €/MWh con respecto a una caldera central de gas natural, debido a los bajos precios del gas para los grandes volúmenes de consumo. El desglose del coste realizado refleja que la contribución más importante al coste global es el coste de la energía, lo que facilita la integración de las políticas de subvenciones a la explotación, con la posibilidad de que la inversión sea cubierta por organizaciones sin ánimo de lucro, empresas energéticas, la Administración o incluso los propios consumidores en función de su nivel de vulnerabilidad.

Por otro lado, es bien sabido el impacto perjudicial sobre la salud tanto a nivel respiratorio como circulatorio y cardiovascular que representa vivir en hogares con inadecuados sistemas de refrigeración o calefacción [MARMO11]. En los hogares vulnerables, este tipo de necesidades energéticas permanecen sin cubrir total o parcialmente, por lo que es importante resaltar el impacto ambiental de las alternativas presentadas con objeto de hacer compatible la lucha contra la pobreza energética y la descarbonización. Haciendo uso de la caldera central de gas natural (el sistema de menor

coste normalizado), no se emplean energías renovables produciendo una sustancial cantidad de emisiones CO₂; por el contrario, haciendo uso del sistema bomba aerotérmica respaldada con caldera central se evitan 131,70 g CO₂/kWh de emisiones de CO₂ en el caso base. Por lo tanto, el sistema de calefacción presentado es una tecnología más limpia y eficiente que la caldera de gas natural habitual en las viviendas y supondría una gran mejora en los hogares vulnerables. Su inconveniente radica en que presenta un coste mayor que la caldera central, aunque menor que la individual. Habida cuenta de sus ventajas medioambientales, se puede plantear una subvención de entre el 26% y el 30% del “coste de la electricidad” (suma de los términos de energía y potencia), lo que permitiría igualar los costes del sistema propuesto con los de la caldera central. Quedan pendientes por analizar otros inconvenientes del sistema, como pueden ser la alta potencia eléctrica instalada que exige (100 kW), que podría dificultar su despliegue en barrios antiguos de poblaciones. Dichos problemas podrían ser resueltos con accionamiento térmico de la bomba de calor (bombas de calor con motor a gas y de absorción amoníaco/agua), si bien es preciso evaluar su desempeño a nivel medioambiental.

Finalmente, se concluye que la implementación de la bomba de calor accionada eléctricamente como sistema de calefacción es una alternativa altamente eficiente para hacer frente a la pobreza energética en un caso típico de hogares vulnerables como los bloques de viviendas, siendo precisa la implementación de medidas de apoyo para obtener un coste equivalente al de los sistemas centrales convencionales.

Capítulo VI. Referencias

- [AFECB20] Blog de AFEC (Asociación de Fabricantes de Equipos de Climatización) “¿Qué es la bomba de calor?”. 2020. <https://www.bombadecolor.org/>
- [ALGI14] Algieri A, Morrone P. “*Techno-economic analysis of biomass-fired ORC systems for single-family combined heat and power (CHP) applications. Energy Pro-cedia*” 2014;45:1285-94.
- [ARNA07] Arnabat Idoia, “*Sistemas de refrigeración aire acondicionado: compresión y absorción*” 2007. <https://www.caloryfrio.com/aire-acondicionado/aire-instalaciones-componentes/sistemas-de-refrigeracion-compresion-absorcion.html>
- [ARNA15] Arnabat Idoia, “*Funcionamiento de la bomba de calor para calefacción y agua caliente*”. 2015. <https://www.caloryfrio.com/calefaccion/bomba-de-calor/bomba-de-calor.html>
- [ARNA16] Arnabat Idoia, “*Calderas de condensación: ventajas e inconvenientes*” 2016. <https://blog.caloryfrio.com/calderas-condensacion-ventajas-e-inconvenientes/>
- [BAREL20] R. Barrella, J.I. Linares, J.C. Romero, E.M. Arenas, E. Centeno. “*A proposal for implementation of an energy cheque for Spanish vulnerable households*” Working paper, Junio 2020.
- [BOTTI15] Francesco Botticella, Luca Viscito. “*Seasonal Performance Analysis Of a Residential Heat Pump Using Different Fluids With Low Environmental Impact*”. 2015.
- [CALOR16] Calor y frío. “*Bombas de calor. Tipos y aplicaciones*”. 2016. <https://blog.caloryfrio.com/bombas-de-calor-tipos-aplicaciones/>
- [CAVA10] Javier Cano Cavanillas, ingeniero industrial. “*Sistema vrc de regulación de la capacidad de compresores alternativos y su aplicación a la construcción de minicentrales de refrigeración*”, 2010.

- [COINT20] Blog de Cointra “¿Qué es una instalación de calefacción de baja temperatura?”. 2020. <https://www.cointra.es/blog-una-instalacion-calefaccion-baja-temperatura/>
- [COMPA20] Blog de Selectra: Comparador luz “Tu comparador de electricidad y gas”. 2020. <https://comparadorluz.com/>
- [COULO13] Coulon, P.J., Hernández Bataller, B.. “Dictamen del Comité Económico y Social Europeo sobre el tema «Por una acción europea coordinada para prevenir y combatir la pobreza energética» (Dictamen de iniciativa) (2013/C 341/05). Comité Económico y Social Europeo. Sección Especializada de Transportes Energía Infraestructuras y Sociedad de la Información”, Bruselas. 2013.
- [CTE2009] Código Técnico de la Edificación de España. 2009. <https://www.codigotecnico.org/index.php/menu-documentoscte/126-ct-documentos-cte/ct-disposiciones-legislativas-01.html>
- [CTE2019] Código Técnico de la Edificación. 2019.
- [DIREC20] Directiva de la Unión Europea.
- [EACNU17] Blog de ACNUR (Asociación de la ONU para los Refugiados comité español. “ODS: Objetivos de Desarrollo Sostenible de la ONU”. 2017. https://eacnur.org/es/actualidad/noticias/entidades-publicas/ods-objetivos-de-desarrollo-sostenible-de-la-onu?&tc alt=47342&n o pst=n o pst&n okw= b 1t1 c 52693938160&gclid=CjwKCAiAj_xBRBjEiwAmRbqYj6lnBhLAWtONuCFmtbSUsEyMfIXZG ed9D vPoM6_gdu UJrNIKb9xoCIlgQAvD BwE
- [EMBAR16] Blog de Embarco. “Principales gases refrigerantes naturales y sus ventajas”. 2016. <https://refrigerationclub.com/es-es/principales-gases-refrigerantes-naturales-y-sus-ventajas/>
- [ENERB20] Blog de Enerblue. “Products”. 2020.
- [ENERG20] Blog de Energiza. “Plantas de cogeneración”. 2020. <http://www.plantasdecogeneracion.com/index.php/las-plantas-de-cogeneracion>
- [EUCOA16] European Commission, 2016a. Communication from the commission to the European Parliament, the council, the European economic and social committee, the committee of the regions and the European

- investment bank. Clean Energy For All Europeans. Brussels.
- [EUCOB16] European Commission, 2016b. ANNEX I. Action to Accelerating clean energy in buildings to the Communication from the commission to the European Parliament, the council, the European economic and social committee, the committee of the regions and the European investment bank. Clean En. Brussels.
- [EUCOC16] European Commission, 2016c. ANNEX II. Action to boost the clean energy transition to the Communication from the commission to the European Parliament, the council, the European economic and social committee, the committee of the regions and the European investment bank. Clean Energy. Brussels.
- [FERNA18] Fernández Sagaseta “Nuevos refrigerantes aplicados a la bomba de calor aerotérmica”, 2018. <https://www.casadomo.com/comunicaciones/nuevos-refrigerantes-aplicados-bomba-calor-aerotermica>
- [FOMEN17] Ministerio de Fomento. “Documento descriptivo climas de referencia”. Febrero 2017. https://www.acta.es/medios/leyes/DB_HE_Climas_Referencia.pdf
- [GASSE20] Blog de Gas Servei S.A. “Refrigerantes”. 2020. <https://www.gas-servei.com/productos/refrigerantes/>
- [HUAN13] Huang Y, Wang YD, Rezvani S, McIlveen-Wright DR, Anderson M, Mondol J, et al. A “Techno-economic assessment of biomass fueled trigeneration system integrated with Organix Rankine Cycle. Appl Therm Eng” 2013;53:325-31.
- [IBERD20] Blog de Selectra: Tarifas gas y luz. “Planes Iberdrola: precios y condiciones de sus tarifas”. 2020. <https://tarifasgasluz.com/comercializadoras/iberdrola/tarifas>
- [IDAE11] AIGUASOL Sistemes Avançats d’Energia Solar Tèrmica S.C.C.L. por encargo del Institut Català d’Energia . “Guía básica de redes de distrito de calor y frío”.2011. https://www.idae.es/uploads/documentos/documentos_20110502_Guia_Basica Redes de Calor y de Frio ES 5e18b14a.pdf
- [IDAE15] Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE), Instituto de Ciencias de la Construcción Eduardo Torroja (IETcc-CSIC), Asociación de Investigación y Cooperación Industrial de

- Andalucía (AICIA). *“Calificación de la eficiencia energética de los edificios”*. 2015.
- [IDAE17] Ángel Sánchez de Vera Quintero. *“Bienestar térmico en un espacio climatizado”*. 2017.
https://www.idae.es/uploads/documentos/documentos_BIENESTAR_TERMICO_EN_UN_ESPACIO_CLIMATIZADO_2_articulo_ASV_3725727c.pdf
- [KLEI19] S.A. Klein, G.F. Nellis, Mastering EES, F-Chart Software, edition 63.
<http://www.fchartsoftware.com/ees/mastering-ees.php>
- [LEYCT20] Ministerio para la transición ecológica y el reto demográfico. *“Ley de Cambio Climático y Transición Energética”*. 2020.
<https://energia.gob.es/desarrollo/Medioambiente/CambioClimatico/Paginas/CambioClimatico.aspx>
- [LINA16] Linares, J.I., Apuntes de Ingeniería Energética, COMILLAS-ICAI, 2016.
- [MARMO11] Marmot Review Team. *“The Health Impacts of Cold Homes and Fuel Poverty”*. London: The Baring Foundation, 2011.
- [MIRA11] Miranda Barreras Ángel Luis, Jutglar Banyeras Lluís, Villarrbia López Miguel *“Manual de Calefacción”*, 2011.
- [NATUR20] Blog de Naturgy. *“Calderas de baja temperatura Descubre el funcionamiento de este tipo de caldera”*. 2020.
https://www.naturgy.es/hogar/fnt_hogar/calderas_de_baja_temperatura
- [ODS-VII] Organización de las Naciones Unidas, Objetivos de Desarrollo Sostenible. 7. Garantizar el acceso a una energía asequible, segura, sostenible y moderna para todos. 2017.
<https://www.un.org/sustainabledevelopment/es/energy/>
- [ORDO17] Ordóñez Villatoro Sergio Andrés. *“Diseño de sistema de calentadores de glp para mejorar la eficiencia energética de calentamiento de agua, sustituyendo caldera pirotubular que utiliza combustible bunker”*, 2017.
<https://www.semanticscholar.org/paper/Dise%C3%B1o-de-sistema-de-calentadores-de-GLP-para-la-de-Villatoro-Andr%C3%A9s/4c2892d55505eed7f75995afed78aca05fc2929d>

- [PAULI16] Paulino Rivas. “Calderas de condensación y de baja temperatura”. 13 noviembre 2016.
<https://instalacionesyeficienciaenergetica.com/calderas-de-condensacion-baja-temperatura/>
- [PRECI20] Blog de Selectra: PrecioGas “Gas propano a granel o en botellas”. 2020.
<https://preciogas.com/glp/propano/granel-vs-botellas>
- [REGLA18] REGLAMENTO (UE) 2018/1999 DEL PARLAMENTO EUROPEO Y DEL CONSEJO de 11 de diciembre de 2018 sobre “la gobernanza de la Unión de la Energía y de la Acción por el Clima”. <https://eur-lex.europa.eu/legalcontent/ES/TXT/PDF/?uri=CELEX:32018R1999&from=es>
- [REMIC20] Blog de Remica. “¿Por qué instalar una caldera de condensación?”. 2020.
<https://remicacalefaccion.es/novedades/instalar-calderas-de-condensacion/>
- [REPOnn] Repositorio Comillas (Trabajos fin de máster): <https://repositorio.comillas.edu/xmlui/handle/11531/819> (Accedido el 19/05/2020)
- [RITE16] Documento Reconocido del Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios (RITE) “Factores de emisión de co2 y coeficientes de paso a energía primaria de diferentes fuentes de energía final consumidas en el sector de edificios en España”. 2016.
https://energia.gob.es/desarrollo/EficienciaEnergetica/RITE/Reconocidos/Reconocidos/Otros%20documentos/Factores_emision_CO2.pdf
- [TALJ12] Taljan G, Verbic G, Pantos M, Sakulin M, Fickert L. “Optimal sizing of biomass fired Organic Rankine Cycle CHP system with heat storage. *Renew Energy*” 2012;41:29-38.
- [TNATU20] Blog de Selectra: Tarifas de gas y luz. “Tarifas estables de Naturgy”. 2020.
<https://tarifasgasluz.com/comercializadoras/naturgy/tarifas#tarifas-estables-naturgy>
- [URCH12] Urchueguía Javier, García Celestino, López Carmen, Luna Juan Pedro, de Gregorio Margarita, Linares José Ignacio, Hendriks Marcel, Sánchez José, Hidalgo Raúl, Martins Pedro, Torre Juan, Zamora Miguel, de Isabel Juan Antonio, Mariño Juan Pablo, Arrizabalaga Iñigo. “Energía geotérmica: análisis y prospectiva”. 2012.

- [URIS17] M. Uris, J.I. Linares, E. Arenas. *“Feasibility assessment of an Organic Rankine Cycle (ORC) cogeneration plant (CHP/CCHP) fuelled by biomass for a district network in mainland Spain, Energy 133 (2017) 969-985”*. 2017.

ANEXO I: Objetivos de Desarrollo Sostenible de Naciones Unidas

En el año 2015 representantes de todo el mundo se unieron en la ONU para aprobar la llamada Agenda 2030 sobre Desarrollo Sostenible, una Agenda que aspira a que dichos países empiecen un nuevo camino que pueda mejorar la vida de todos. Dicha Agenda se concreta en diecisiete objetivos globales que pretenden terminar con la pobreza, proteger el planeta y asegurar la prosperidad global [EACNU17].

Cada objetivo tiene metas específicas que deben alcanzarse en los próximos 15 años, y para alcanzar estas metas, todo el mundo tiene que hacer su parte: los gobiernos, el sector privado y la sociedad civil.

Este Trabajo Fin de Máster se centra en aportar soluciones para conseguir uno de los Objetivos de Desarrollo Sostenible de las Naciones Unidas (ODS), concretamente el **OBJETIVO 7: Garantizar el acceso a una energía asequible, segura, sostenible y moderna para todos.**

Se parte de la base que el acceso a una fuente de energía es vital para el sostenimiento de la sociedad, pues de ello depende, en gran medida el empleo, la seguridad, la producción de alimentos y el cambio climático.

Por otra parte, conseguir este objetivo hará que sea más fácil conseguir otros ODS. La importancia de lograr el acceso universal a sistemas de energía que aumenten el rendimiento energético y el uso de fuentes renovables es cada vez mayor para lograr crear sociedades más sostenibles e inclusivas.

En los últimos años el uso de energía renovable ha aumentado en todas las sociedades, en las más desfavorecidas como la que vive en África Subsahariana, también, pero aún no es suficiente para lograr las metas que se plantea este objetivo nº 7.

Hay algunos datos que ofrece la ONU que permite entender la dificultad de conseguir este objetivo [ODS-VII]:

- El 13% de la población mundial aún no tiene acceso a servicios modernos de electricidad.
- 3000 millones de personas dependen de la madera, el carbón, el carbón vegetal o los desechos de origen animal para cocinar y calentar la comida.
- La energía es el factor que contribuye principalmente al cambio climático y representa alrededor del 60% de todas las emisiones mundiales de gases de efecto invernadero.

- La contaminación del aire en locales cerrados debido al uso de combustibles para la energía doméstica causó 4,3 millones de muertes en 2012, 6 de cada 10 de estas fueron mujeres y niñas.
- En 2015, el 17,5% del consumo final de energía fue de energías renovables.

Este objetivo plantea unas metas a conseguir antes del año 2030, que son:

- Garantizar el acceso universal a servicios energéticos asequibles, fiables y modernos.
- Aumentar considerablemente la proporción de energía renovable en el conjunto de fuentes energéticas.
- Duplicar la tasa mundial de mejora de la eficiencia energética.
- Aumentar la cooperación internacional para facilitar el acceso a la investigación y la tecnología relativas a la energía limpia, incluidas las fuentes renovables, la eficiencia energética y las tecnologías avanzadas y menos contaminantes de combustibles fósiles, y promover la inversión en infraestructura energética y tecnologías limpias.
- Ampliar la infraestructura y mejorar la tecnología para prestar servicios energéticos modernos y sostenibles para todos en los países en desarrollo, en particular los países menos adelantados, los pequeños estados insulares en desarrollo y los países en desarrollo sin litoral, en consonancia con sus respectivos programas de apoyo.

Así pues, este proyecto, enfocado a la lucha contra la pobreza energética iría, en la línea de la Agenda 2030 y en la ayuda para la consecución de las metas del ODS nº7. Se pretende proporcionar energía más barata a un sector de la población más amplio y con menos recursos económicos, tratando así de fomentar la inclusión de un sistema de climatización más asequible económicamente, en comparación con otros sistemas de climatización utilizados en la actualidad, siendo, por otra parte, más respetuoso con el medio ambiente, más fiable, más moderno y, sobre todo, más eficiente energéticamente.

El objetivo de la realización del estudio técnico-económico de la implementación de un sistema de climatización en viviendas en bloque basado en una bomba aerotérmica es demostrar el ahorro energético debido a que al emplear aire como fuente de energía térmica, económico, ya que el modelo permitiría optimizar las prestaciones de la bomba en función de la demanda teniendo en cuenta la temperatura exterior, y medioambiental pues la energía utilizada es inagotable y no perjudicial para el medio (siempre que cumpla con la restricción de superar un COP de 2,53) que se produciría si esta instalación se llevase a cabo.

A continuación, con la implementación de este sistema de climatización se cuantifica el ahorro energético, económico y medioambiental en base a la ciudad de Madrid

escogiendo un aislamiento térmico normal y para una edificación de 6000 m² ya que este caso ha sido el escenario seleccionado como referencia a lo largo de todo el proyecto.

- Desde el punto de vista económico, se alcanza un ahorro del 15,04 % en €/MWh del coste anual normalizado con respecto a una caldera de gas natural individual y un sobrecoste anual normalizado de 20,62 % en €/MWh con respecto a una caldera central de gas natural. Cabe destacar que en el cálculo del coste normalizado no se ha incluido externalidades como la tasa de CO₂ que reduciría el sobrecoste anual normalizado de la bomba de calor respecto a la caldera central.
- Desde el punto de vista medioambiental, se obtiene una participación del 74,22% de energía renovable por unidad de demanda satisfecha. Además, las emisiones de CO₂ evitadas con este tipo de climatización son de 131,70 g CO₂/kWh, mientras que con la utilización de una caldera de gas de condensación se emiten 265,3 g CO₂/kWh.
- Desde el punto de vista energético, la bomba de calor aerotérmica es capaz de satisfacer el 95,98% de la demanda en el escenario base, con una capacidad nominal de 200 kWt.