



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA (ICAI)

VIABILIDAD TÉCNICO-ECONÓMICA DE LA COGENERACIÓN PARA EL SECTOR RESIDENCIAL EN ESPAÑA A PARTIR DE BIOMASA MEDIANTE CICLO DE RANKINE ORGÁNICO

Autor: María Uris Mas

Director: José Ignacio Linares Hurtado

Co-Director: Eva Arenas Pinilla

Madrid
Junio 2017

176 *Saber escuchar a quien sabe.*

No se puede vivir sin entendimiento, propio o prestado; pero hay muchos que ignoran que no saben y otros que piensan que saben, no sabiendo. Los errores de la estupidez son irremediables, pues como los ignorantes no se tienen por tales, no buscan lo que les hace falta. Algunos serían sabios si no creyesen serlo. Por eso, aunque hay pocos oráculos de prudencia, viven ociosos porque nadie los consulta. Pedir consejo no disminuye ni la importancia ni la capacidad, sino que las acrecita. Al entrenarse con la razón se evita el ataque de la mala suerte.

Baltasar Gracián.

El Arte de la Prudencia, 1647.

A todas ellas.

Agradecimientos

De manera breve pero profundamente sincera quisiera agradecer a todas aquellas personas que forman parte de esta tesis.

En primer lugar, agradezco al Dr. D. José Ignacio Linares Hurtado y a la Dra. Dña. Eva Arenas Pinilla, Directores de esta Tesis, haber compartido conmigo parte de su “saber”, su colaboración, su paciencia, su apoyo durante todo el desarrollo del trabajo y haberme dado la oportunidad de investigar y crecer fuera de mi ámbito profesional.

Gracias a toda mi familia: mi padre, hermano, abuelas, tíos, primas y primos que, importándoles más, menos o nada esta tesis, han mostrado su apoyo. A mi madre a quien no puedo dárselas.

Agradecer a Álvaro su paciencia por todos los “*ya no me queda nada*” que nunca eran verdad.

Agradecer a todos los que me han acompañado en este camino. En especial a ellas a quien dedico esta tesis.

Resumen

Para cumplir los compromisos establecidos dentro del ámbito de la *Convención Marco de Naciones Unidas sobre Cambio Climático* y su *Protocolo de Kioto*, así como el ámbito de la Unión Europea, es necesario llevar a cabo políticas para limitar o reducir las emisiones de gases de efecto invernadero.

El *Panel Intergubernamental sobre Cambio Climático* marca las previsiones concretas de futuro estableciendo que antes de 2100 la cuota de participación de la biomasa en la producción mundial de energía debe estar entre el 25 y el 46%. Según el *Plan de Energías Renovables 2011- 2020* las cifras actuales muestran que el consumo térmico de biomasa en España está destinado básicamente al sector residencial, con sistemas poco eficientes, y a las industrias forestales para producción de calor o cogeneración. Las previsiones para el 2020 es un aumento de más del 250% con respecto al 2010.

El Dictamen 2017/C 088/17 del Comité Europeo de las Regiones-Estrategia de la UE relativa a la calefacción y refrigeración del 21 de marzo por primera vez se considera el sector calefacción como un ámbito importante del sector de la energía adecuado para contribuir a la independencia energética y se recomienda a los Estados miembros un desarrollo sostenible tanto para calefacción como refrigeración.

Cada año son más las instalaciones de biomasa en marcha en numerosos municipios españoles, para la sustitución de combustibles fósiles por biomasa o instalación de nuevas calderas de biomasa acogiéndose a los planes de fomento del ahorro energético y aumento de la eficiencia, aunque en pocos casos cogeneración con ORC.

El fin de la tesis es el análisis de la viabilidad técnica y económica de una planta de cogeneración mediante ciclo ORC y caldera de biomasa, procedente de residuos agrícolas o forestales locales, instalada en poblaciones rurales de la península ibérica con red de distrito.

En la primera fase se ha analizado la viabilidad técnica del ciclo ORC comparando los resultados de rendimiento y ahorro de energía primaria en ciclos básicos o con regeneración y procesos subcríticos y supercríticos, y la viabilidad económica comparando los valores de rentabilidad según tamaño de planta y horas de operación.

Para llevar a cabo el trabajo se ha llevado a cabo una exploración sobre el comportamiento de varios fluidos orgánicos comerciales en las distintas configuraciones de ciclos ORC para definir el ciclo óptimo en carga completa y modo CHP.

El análisis se ha completado mediante el desarrollo de una metodología propia para el cálculo de la demanda térmica a partir las pautas indicadas por el Código Técnico de Edificación y documentos publicados por el IDAE en función de las zonas climáticas a partir de los grados-día y la radiación.

Se ha incorporado al estudio la disponibilidad de biomasa local y el precio real de la misma procedente de residuos agrícolas y forestales cercanos a las posibles implantaciones de las plantas. Para evaluar los recursos, así como los gastos de recolección y transporte de biomasa residual, agrícola y forestal se ha hecho uso de la herramienta BIORAISE.

El estudio se completa con el análisis de rentabilidad a carga completa y a carga parcial de la planta con el fin de ampliar las horas de funcionamiento, tanto en modo CHP como en modo CCHP.

Los resultados obtenidos durante esta tesis han permitido la publicación de dos artículos y un tercero aprobado para publicación en revistas con alto factor de impacto (todas del primer cuartil en el año de publicación del artículo):

- ***Renewable Energy 66 (2014) 707-713*** Impact factor: 3.476 (Q1) (2014): “Techno-economic feasibility assessment of a biomass cogeneration plant based on an Organic Rankine Cycle”
- ***Energy 88 (2015) 935-945*** Impact factor: 4.292 (Q1) (2015): “Size optimization of a biomass-fired cogeneration plant (CHP/CCHP) based on Organic Rankine Cycle for a cooling/heating district network in Spain.”
- ***Aprobado para publicación - Energy*** Impact factor: 4.292 (Q1) (2015): “Feasibility assessment of an Organic Rankine Cycle (ORC) cogeneration plant (CHP/CCHP) fueled by biomass for a district network in mainland Spain”

ÍNDICE GENERAL

1	CAPITULO 1. INTRODUCCIÓN	14
1.1	MOTIVACIÓN	14
1.2	OBJETIVOS Y ORIGINALIDAD DE LA TESIS	20
1.3	METODOLOGÍA	21
1.4	ESTRUCTURA DE LA TESIS	22
2	CAPITULO 2. ESTADO DEL ARTE CICLOS ORC	24
2.1	FLUIDO DE TRABAJO	26
2.2	COMPONENTES	40
2.2.1	<i>Bomba</i>	40
2.2.2	<i>Intercambiador de Calor</i>	40
2.2.3	<i>Expansor</i>	43
2.3	TECNOLOGÍA ORC – COGENERACIÓN CON BIOMASA	50
2.3.1	<i>Instalaciones ORC en funcionamiento en Europa</i>	50
2.3.2	<i>Instalaciones ORC en funcionamiento en España</i>	53
2.4	TECNOLOGÍA REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN	56
2.5	REDES DE DISTRITO	58
2.5.1	<i>Instalaciones existentes destacables</i>	60
2.5.2	<i>Proyectos en ejecución</i>	63
3	CAPITULO 3. METODOLOGÍA	65
3.1	MODELO ENERGÉTICO	65
3.1.1	<i>Introducción</i>	65
3.1.2	<i>Ánálisis Termodinámico en el punto nominal</i>	68
3.1.3	<i>Ánálisis Termodinámico fuera punto nominal</i>	74
3.2	MODELO DE CÁLCULO DE LA DEMANDA ENERGÉTICA	81
3.2.1	<i>Introducción</i>	81
3.2.2	<i>Metodología</i>	94
3.2.3	<i>Validación del modelo</i>	102
3.3	MODELO DE CÁLCULO DE LA BIOMASA DISPONIBLE	108
3.3.1	<i>Introducción</i>	108
3.3.2	<i>Metodología</i>	112
3.4	MODELO ECONÓMICO	116
3.4.1	<i>Parámetros e hipótesis de trabajo</i>	116
3.4.2	<i>Ánálisis de rentabilidad</i>	120
3.5	MODELO DE CÁLCULO MEDIDAS AMBIENTALES	125
3.5.1	<i>Introducción</i>	125
3.5.2	<i>Metodología</i>	127
4	CAPITULO 4. DISEÑO DEL CICLO	131
4.1	INTRODUCCIÓN	131
4.2	ANÁLISIS	132
4.3	RESULTADOS CARGA COMPLETA	136
4.4	RESULTADOS CARGA PARCIAL	154
5	CAPITULO 5. VIABILIDAD DEL PROYECTO	157
5.1	CÁLCULO DE LA DEMANDA ENERGÉTICA	157
5.1.1	<i>Introducción</i>	157
5.1.2	<i>Resultados</i>	158

5.2 ANÁLISIS BIOMASA DISPONIBLE	166
5.2.1 <i>Introducción</i>	166
5.2.2 <i>Resultados</i>	167
5.3 ANÁLISIS DE RENTABILIDAD	173
5.3.1 <i>Introducción</i>	173
5.3.2 <i>Resultados</i>	175
5.4 SOSTENIBILIDAD AMBIENTAL.....	203
6 CAPITULO 6. CONCLUSIONES	209
6.1 CONCLUSIONES	209
6.2 APORTACIONES.....	213
6.3 TRABAJO FUTURO.....	214
7 CAPITULO 7. BIBLIOGRAFÍA	215
8 CAPÍTULO 8. ANEXOS	221
8.1 ANEXO A: LISTA DE SÍMBOLOS	221
8.2 ANEXO B: ÍNDICE DE FIGURAS.....	223
8.3 ANEXO C: ÍNDICE DE TABLAS	231
8.4 ANEXO D: ANÁLISIS DE BIOMASA DISPONIBLE	234

1 CAPITULO 1. INTRODUCCIÓN

1.1 MOTIVACIÓN

La demanda de recursos y el creciente consumo de energía de manera intensiva per cápita ha motivado el desarrollo de políticas en el área de generación de formas eficientes de energía. Ante la dependencia energética actual en Europa que supera el 50%, la Unión Europea ha impuesto la estrategia 3x20%, consistente en reducir las emisiones de CO₂ un 20% mientras se incrementa la eficiencia otro 20% y se consigue que el 20% de la energía primaria destinada al consumo energético quede cubierto por energías renovables. Una de las alternativas para alcanzar el 20% del consumo energético por energías renovables es el aprovechamiento de las fuentes de calor renovable de baja y media temperatura [LUN12], siendo las más estudiadas la energía geotérmica [KAL12] [GUO11] y solar [BOU11][QUO11], aunque actualmente hay un creciente interés por la utilización de la biomasa para usos térmicos o para producción conjunta de calor y electricidad (cogeneración) [LIU11] [QIU12].

El *Panel Intergubernamental sobre Cambio Climático* marca las previsiones concretas de futuro estableciendo que antes de 2100 la cuota de participación de la biomasa en la producción mundial de energía debe estar entre el 25 y el 46%. Según la *Hoja de Ruta* de la Agencia Internacional de la Energía, las previsiones de demanda de biomasa para producción de calor y electricidad en el año 2050 en Europa se estiman en 100 EJ, el doble de la demanda en el año 2009 [IEA12], igualando al total del resto de energías renovables [HOG10].

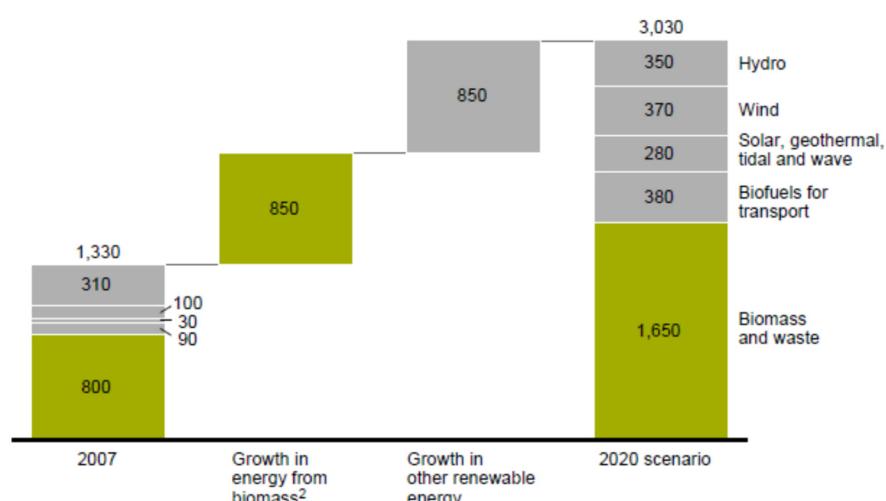


Figura 1.1.1. Peso de la biomasa en los objetivos europeos. Cifras en TWh. (Fuente: [HOG10])

Hay por tanto un creciente interés en la biomasa como fuente de energía sobre todo para cogeneración, producción energía eléctrica y térmica. Esto se debe por un lado a que el uso de biomasa ofrece un balance neto neutro en términos de emisiones netas de CO₂ y por otro se encuentran los incentivos a su producción y uso y el hecho de que permite disminuir la dependencia energética externa.

En Europa, pese a que el 54% de la energía primaria de origen renovable procede de esta fuente [AVB17], sólo supone el 4% sobre el total energético. La mayoría de la energía primaria está destinada a la generación de calor en viviendas unifamiliares, comunidades de vecinos y en redes de calefacción centralizada. En general, en torno al 83% se destina a usos térmicos y el 17% a la producción de electricidad.

En la actualidad, en España, la biomasa alcanza el 45% de la producción con energías renovables, lo que equivale al 3% respecto del total de consumo de energía primaria, incluidas las convencionales [IDAE_BIO07]. España es el tercer país de la Unión Europea por su potencial en biomasa y el segundo con más superficie forestal, pero la tasa de aprovechamiento no supera el 36,5%, muy por debajo de la media europea [AVB17]. No obstante, el creciente interés en el aprovechamiento energético de la biomasa forestal en España se plasma en varios proyectos, [SILVP13] [RES15], así como en los planes de fomento de energías renovables y políticas de reducción de gases de efecto invernadero [PRC17].

Las aplicaciones térmicas con producción de calor y agua caliente sanitaria son las más comunes dentro del sector de la biomasa y en un nivel menor de desarrollo se sitúa la producción de electricidad.

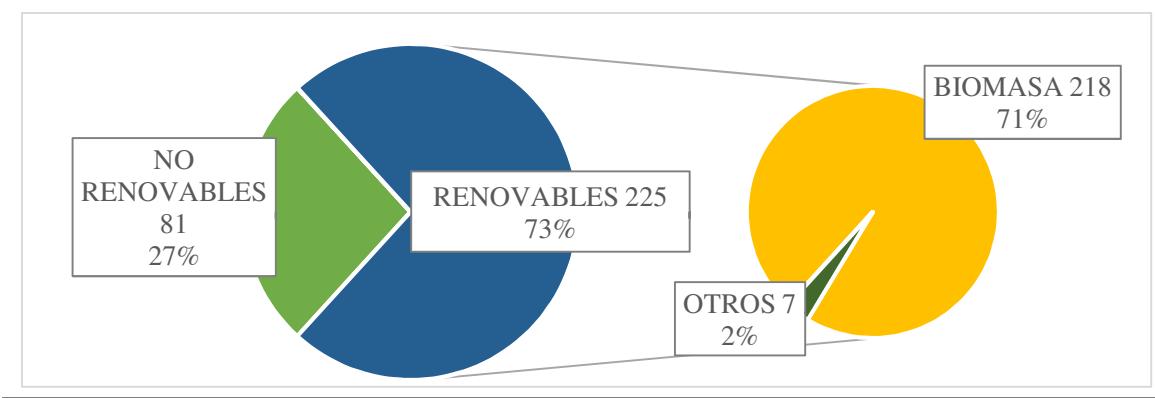
Estamos ante un momento clave, el 21 de marzo se publica el *Dictamen del Comité Europeo de las Regiones-Estrategia de la UE relativa a la calefacción y refrigeración* [DCE088_17]. Por primera vez se considera el sector calefacción como un ámbito importante del sector de la energía adecuado para contribuir a la independencia energética y se recomienda a los Estados miembros un desarrollo sostenible tanto para calefacción como refrigeración.

El punto 16 del dictamen cita textualmente:

“...Las redes urbanas de calefacción pueden ser una de las vías más limpias para suministrar energía térmica y podrían tener un papel fundamental a la hora de reducir las

emisiones de CO₂ y construir a garantizar la independencia y seguridad energéticas. Por consiguiente, siempre que las condiciones sean favorables y puedan demostrarse los beneficios medioambientales generales de tales sistemas, su desarrollo debe ser una prioridad”

Las redes de calefacción centralizada en las que se proporciona agua caliente y fría a núcleos urbanos están muy extendidas en el Centro y Norte de Europa. En España, un gran porcentaje de las redes de climatización centralizada están alimentadas con biomasa [AER16], como puede verse en la *Figura 1.1.2*.



*Figura 1.1.2. Porcentaje de redes de calor y frío censadas en España según fuente de energía
(Fuente: [AER16])*

Las tecnologías disponibles para el uso de la biomasa en aplicaciones de cogeneración son la gasificación y posterior alimentación de un motor alternativo o de una turbina de gas y el uso directo del combustible sólido en un ciclo de Rankine orgánico (ORC). La gasificación tiene una gran ventaja que es la producción de un gas de síntesis muy versátil, pero por ahora la inversión necesaria para instalar una planta de gasificación es demasiado elevada ya que se encuentra en fase de demostración [IEA12].

En cuanto a los ciclos ORC a parte de haber alcanzado la madurez tecnológica, presenta unos costes de mantenimiento bajos, tiene un alto grado de automatización, equipos más compactos comparado con el agua, las presiones de trabajo no superan los 40 bar y por las características de los fluidos es posible trabajar siempre por encima de la presión atmosférica lo que lo convierte en la mejor solución comercial disponible para la producción de calor y electricidad en plantas de cogeneración. Ahora bien, es necesario un estudio y evaluación del fluido de trabajo para cada instalación [QUO09].

En la *Figura 1.1.3*, se puede ver el estado de desarrollo de cada una de las tecnologías para biomasa.

	Basic and applied R&D	Demonstration	Early commercial	Commercial
Biomass pretreatment	Hydrothermal treatment	Torrefaction	Pyrolysis	Pelletisation/ briquetting
Anaerobic digestion	Microbial fuel cells		2-stage digestion Biogas upgrading	1-stage digestion Landfill gas Sewage gas
Biomass for heating			Small scale gasification	Combustion in boilers and stoves
Biomass for power generation				
Combustion		Stirling engine	Combustion with ORC	Combustion and steam cycle
Co-firing	Indirect co-firing	Parallel co-firing		Direct co-firing
Gasification	Gasification with FC	BICGT BIGCC	Gasification with engine	Gasification with steam cycle

Figura 1.1.3. Tecnologías de conversión de biomasa y estado de desarrollo (Fuente: [IEA12])

La cogeneración mediante ciclo ORC consiste en un ciclo de cabeza de modo que una caldera de biomasa aporta calor a un aceite térmico que a su vez lo cede al fluido orgánico en el evaporador del ciclo. El condensador de dicho ciclo cede calor a una corriente de agua a un nivel adecuado para su uso en agua caliente sanitaria, calefacción y climatización (mediante una máquina de absorción activada por el agua caliente).

El ciclo ORC los procesos básicos del ciclo Rankine, pero sustituye el agua como fluido de trabajo por un fluido orgánico: hidrocarburo natural (pentano, propano, butano), hidrocarburo halogenado (R134a, R245fa), aceite silicónico (hexametildisiloxano (HMDSO), octametilciclotetrasiloxano (D4), etc.) u otros. Las peculiaridades de estos fluidos de trabajo permiten que los ciclos ORC aprovechen de forma muy eficiente calores de baja y media temperatura, como los que se dan en energía solar, biomasa, geotermia, ...

Los fluidos orgánicos presentan como ventajas poder emplear equipos compactos debido a que tienen un salto entálpico por unidad de volumen alto y no es necesario sobrecalentar, puesto que el estado del fluido tras la expansión en la turbina no es de vapor húmedo. Por otra parte, con la adecuada selección del fluido no se requiere la presencia del desgasificador, al poder condensar a presiones superiores al ambiente [LAM84].

El ciclo ORC es un ciclo de potencia que, en su versión más simple, se compone de cuatro procesos como puede verse en la *Figura 1.1.4*:

- El fluido orgánico se calienta en el evaporador y sale del mismo en condiciones de vapor saturado en procesos subcríticos o como vapor sobrecalentado en procesos supercríticos.
- El fluido se conduce a la turbina donde expande, produciendo trabajo que se convierte en energía eléctrica, hasta la presión de saturación correspondiente a la temperatura de condensación.
- A la salida del regenerador, o bien directamente a la salida de la turbina el vapor entra al condensador donde se enfriá y calienta el agua produciendo calor útil. Al tener que ser la temperatura de condensación elevada (100°C o superior) es fácil conseguir una presión superior al ambiente, lo que evita el empleo de desgasificador.
- A la salida del condensador, una bomba aspira el fluido condensado (líquido saturado) y lo comprime hasta la presión de la caldera.

En el ciclo ORC con regeneración, el vapor a la salida de la turbina pasa por un intercambiador de calor, para precalentar el fluido antes de pasar al evaporador.

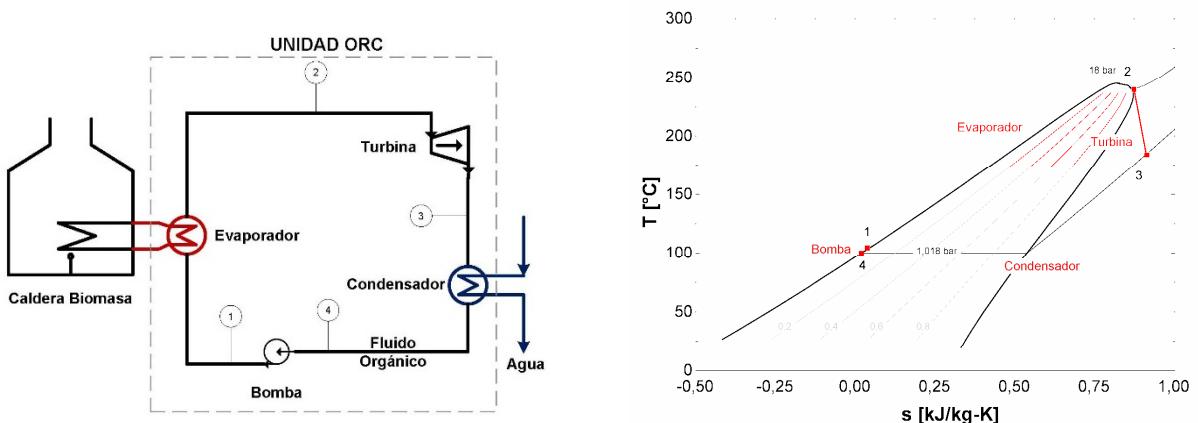


Figura 1.1.4 Diagrama T-s de un Ciclo ORC Subcrítico Básico (Fuente: Diseño Propio)

En el ciclo ORC real existen ciertas irreversibilidades, principalmente en las turbo máquinas (que se cuantifican a partir del rendimiento isentrópico), en los intercambiadores de calor (pérdidas de presión e irreversibilidades asociadas a la transferencia de calor) y en los conductos (pérdidas de presión).

La masa molecular, la temperatura de ebullición normal, la temperatura crítica, el calor latente de vaporización, el calor específico en fase líquida y el estado de vapor son propiedades termofísicas de los fluidos de trabajo que influyen en la forma de las curvas de saturación. La curva de saturación es muy importante para el aprovechamiento del calor residual, porque influye en el proceso de intercambio de calor entre la fuente de calor y el fluido de trabajo.

Los fluidos se clasifican de acuerdo a la curva de saturación de vapor en diagramas temperatura-entropía (T-s) [DES09] [MAG08a]. Según la pendiente de la curva los fluidos, *Figura 1.1.5*, se definen de la siguiente manera:

- Fluidos isentrópicos tales como el triclorofluorometano (R11), diclorodifluorometano (R12), etc. con pendiente infinita, presentan una curva de saturación de vapor casi vertical en el diagrama T-s.
- Fluidos húmedos tales como el agua, amonio, etc., presentan pendiente negativa.
- Fluidos secos tales como el n-pentano, benceno, tolueno, aceite silíconicos, etc., presentan una pendiente positiva.

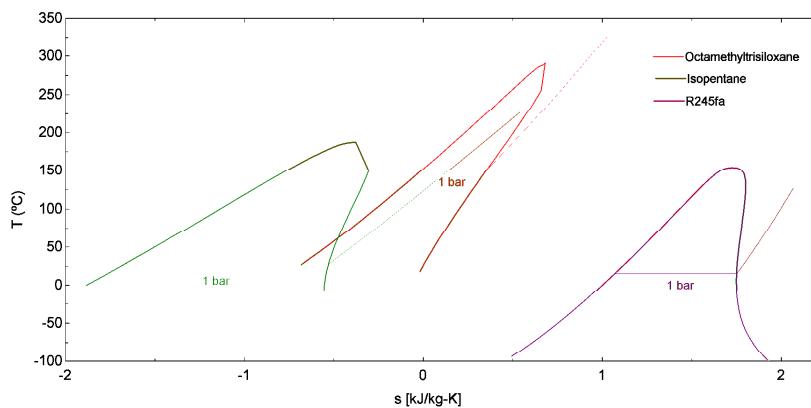


Figura 1.1.5. Diagrama T-s de fluidos orgánicos secos y su temperatura de condensación a presión atmosférica (1 bar). (Fuente: EES¹)

El nivel de desarrollo de los ciclos ORC se considera ya comercial para varias aplicaciones dentro de amplios rangos de potencias. El primer proyecto dentro de Unión Europea de planta de cogeneración con caldera de biomasa y ciclo ORC fue la planta de ORC-STIA-ADMONT que se puso en servicio en el año 2000 [TAP00]. Los resultados obtenidos con la planta llevaron a una actualización de la tecnología y optimización de la planta con la instalación de una nueva planta de cogeneración con caldera de biomasa en Lienz [OBE02]

en el año 2003, ambas en Austria.

A partir de entonces, el número de plantas de cogeneración con biomasa ha crecido notablemente en el territorio de la Unión Europea. En el año 2008, el número de plantas de cogeneración con ciclo ORC en operación superaba las 50 [OBE08], y en el año 2010, se superan las 120 plantas con tamaños comprendidos entre 200 kW y 2.5 MW [BIN10].

La motivación de la tesis se sitúa en el análisis de la extrapolación de la tecnología empleada en el Norte y Centro de Europa a la climatología española, teniendo en cuenta sus demandas y recursos. Así mismo, se pretende valorar la aplicabilidad de ciertas mejoras tecnológicas en el proceso.

1.2 OBJETIVOS Y ORIGINALIDAD DE LA TESIS

La tesis busca obtener la viabilidad técnico-económica de la aplicación de biomasa a la cogeneración mediante ciclo ORC en España. Para ello se pretende seleccionar la configuración más adecuada de ciclo y fluido de trabajo según la demanda del usuario y la disponibilidad del recurso.

La demanda térmica incluirá la preparación del agua caliente sanitaria, calefacción y refrigeración mediante máquinas de absorción, con las restricciones técnicas (tamaños de plantas, disponibilidad de equipos comerciales y disponibilidad de recurso) y de rentabilidad económicas adecuadas.

Como parte de la metodología para alcanzar el objetivo principal se analizarán emplazamientos en la península seleccionados a partir de su adecuación demanda/recurso a plantas económicamente viables.

Como parte de estudio del balance energético de la planta se seleccionarán los fluidos más adecuados según la eficiencia del ciclo. Se realizará también un dimensionado preliminar de los intercambiadores de calor con objeto de comparar las instalaciones resultantes según el fluido de trabajo. Aunque se realizará un estudio preliminar basado en la operación en carga nominal, se analizará también la respuesta de la planta fuera del punto de diseño de cara a poder incrementar el número de horas anuales de operación

Se explorarán diferentes alternativas al modelo de negocio que hagan viable económicamente el abastecimiento del recurso.

1.3 METODOLOGÍA

Para poder llevar a cabo los distintos análisis termodinámicos y procesos de optimización de cada una de las configuraciones, así como de la viabilidad económica, se desarrollarán códigos fundamentalmente en EES, que integra en la misma aplicación un potente solucionador de ecuaciones con una base de datos de propiedades de fluidos, así como entornos gráficos. En este entorno se desarrollará tanto el modelo en el punto nominal como fuera del mismo.

La determinación de la demanda térmica se hará a partir de las directrices marcadas por el Código Técnico de la Edificación y el IDAE con los datos meteorológicos disponibles. Se desarrollará una metodología propia para determinar la demanda horaria anual y se validará con los valores presentados oficiales. Se desarrollará una hoja de cálculo Excel que permitirá de manera sencilla obtener la demanda horaria a partir de los de los valores de temperatura y radiación en cada población, temperatura de agua de red. La herramienta permitirá seleccionar el número de usuarios, así como la tecnología de generación de frío. Los resultados se presentan tanto en valores de demanda como de producción necesaria durante los meses de octubre, noviembre, diciembre, enero, febrero y marzo para frío, y durante los meses de abril, mayo, junio, julio, agosto y septiembre para calefacción. También proporciona las curvas monótonas de demanda en modo CHP y CCHP.

Para evaluar los recursos, así como los gastos de recolección y transporte de biomasa residual, agrícola y forestal se hará uso de la herramienta BIORAISE, desarrollada por el Centro de Desarrollo de Energías Renovables (CEDER) del Centro de Investigaciones Energéticas, Medioambientales y Tecnológicas (CIEMAT), incluida en el VI Programa Marco CHRISGAS11 (*Clean Hydrogen-rich synthesis Gas*) de la Unión Europea. A través de esta aplicación se puede calcular la biomasa disponible en un territorio determinado, su coste de extracción y logístico, con superficies de ratios de uno a 100 kilómetros alrededor de localizaciones seleccionadas.

1.4 ESTRUCTURA DE LA TESIS

La tesis se ha estructurado en un total de ocho capítulos donde los tres últimos se corresponden a las conclusiones, al listado de referencias y a los anexos, siendo además el presente primer capítulo el destinado a la introducción, con el fin de enmarcar y poner en contexto la tesis, justificando su interés.

En el segundo capítulo se incluye una revisión del estado actual de los ciclos ORC en aplicaciones de cogeneración con biomasa, los trabajos de investigación más relevantes en dicho campo, así como la evolución de las redes de distrito en España y proyectos futuros.

La metodología seguida para llevar a cabo el trabajo de la tesis se detalla en el capítulo tres. En este capítulo se explica cada una de las expresiones que describen el comportamiento de los ciclos analizados, la metodología propia desarrollada para el cálculo de la demanda energética en viviendas, el análisis de disponibilidad de biomasa, el modelo económico para análisis de la rentabilidad de la planta, así como las medidas medioambientales para evaluación de la sostenibilidad de la instalación.

Los resultados se presentan en los capítulos cuatro y cinco. En el capítulo cuatro se exponen los resultados del comportamiento de los distintos fluidos analizados, rendimientos obtenidos y medidas de ahorro de energía primaria del ciclo optimizado. Posteriormente, en el capítulo cinco, a partir del ciclo escogido según viabilidad técnica y fluido seleccionado, se presentan los resultados del cálculo de la demanda de energía, la viabilidad económica del proyecto, disponibilidad de biomasa y resultados ambientales.

Finalmente, en el capítulo seis, se resumen las principales conclusiones a partir de los resultados obtenidos para dar respuesta clara a la cuestión planteada en el objetivo principal de la tesis: demostrar la viabilidad técnica y económica de la aplicación de cogeneración con biomasa y ciclo ORC en España. Posteriormente se muestran las aportaciones originales de la tesis, y por último se termina realizando una serie de recomendaciones para futuras líneas de trabajo.

En el *Anexo B* se incluye el análisis detallado de disponibilidad de biomasa para cada localidad mayor de 15.000 habitantes susceptible de instalar una planta de cogeneración con ciclo ORC para justificar la viabilidad del proyecto.

2 CAPITULO 2. ESTADO DEL ARTE CICLOS ORC

El ciclo orgánico Rankine (ORC) consiste en cuatro procesos:

- 1-2: Compresión del fluido orgánico en la bomba.
- 2-3: Calentamiento del fluido orgánico en el evaporador a presión constante.
- 3-4: Expansión del fluido orgánico en la máquina de expansión.
- 4-1: Enfriamiento del fluido orgánico en el condensador a presión constante.

Los equipos del ciclo orgánico Rankine básico están representados en la *Figura 2.1.* y *Figura 2.2.*

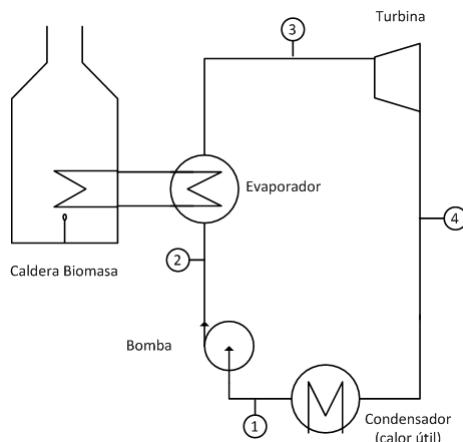


Figura 2.1. Ciclo orgánico Rankine básico
(Fuente: Elaboración Propia)

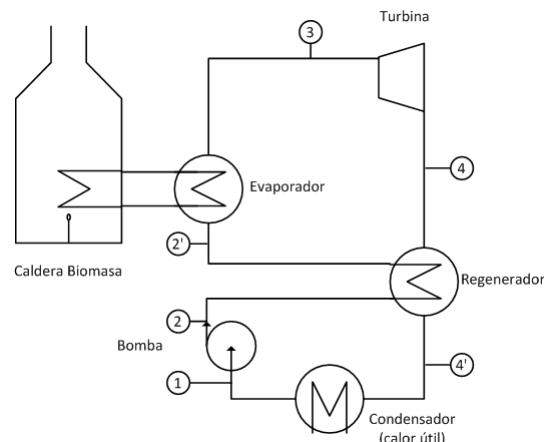


Figura 2.2. Ciclo orgánico Rankine regenerativo.
(Fuente: Elaboración Propia)

En los ciclos ORC el salto entálpico en la máquina expansora es mucho más reducido que en las turbinas de vapor, por lo que no es posible realizar extracciones para un calentador abierto que actúe como desgasificador. Eso no presenta mayor problema dado que es frecuente que la presión de saturación de los fluidos orgánicos a temperatura ambiente sea superior a la atmosférica, lo que elimina la necesidad del desgasificador, pudiendo llevarse a cabo el precalentamiento del fluido antes del evaporador de otras formas.

En los fluidos en los que la presión de saturación a temperatura ambiente sea inferior a la atmosférica se puede evitar la presencia del desgasificador mediante dos soluciones:

- Realizar cogeneración mediante ciclo de cabeza, es decir, incrementar la temperatura de condensación hasta que alcance un valor útil para una demanda de calefacción o

industrial, de modo que la presión de saturación supere la atmosférica.

- Establecer un ciclo en cascada en el que el condensador del ciclo de alta sea una caldera de recuperación que aporte calor al ciclo de baja, que opera con un fluido que condensa a temperatura ambiente por encima de la presión atmosférica. Esta segunda opción es propuesta por Aranda et al. [ARA12] trabajando con octamethyltrisiloxane en un ciclo supercrítico para el ciclo de alta y con isopentano en un ciclo subcrítico para el ciclo de baja. Delgado et al. [DEL07] también proponen el ciclo ORC en cascada para un proceso de desalinización por ósmosis inversa, trabajando con hexametildisiloxane para el ciclo de alta y con isopentano en el ciclo de baja, de manera que el ciclo de baja es capaz de suministrar la demanda de electricidad de los servicios auxiliares del sistema.

Trabajando con un fluido orgánico seco [SAL12], es decir, cuya pendiente de la línea de vapor saturado en el diagrama T-s sea positiva, se obtiene una importante temperatura a la salida de la turbina, que puede ser aprovechada en un regenerador para elevar la temperatura de entrada al evaporador, tal como se muestra en la Figura 4, dando lugar así al llamado ciclo regenerativo (que a diferencia del ciclo de Rankine clásico no emplearía sangrados de la turbina).

Los ciclos ORC comerciales suelen ser subcríticos, si bien es posible que la presión del fluido orgánico en el evaporador sea supercrítica [PAN12], mejorando así la capacidad de regeneración y elevando la temperatura media de aceptación de calor, lo que redunda en una mejora considerable del rendimiento.

El análisis llevado a cabo por Algieri et al. [ALG12] muestra que los ORC suponen una buena solución para generación a pequeña y mediana escala, así como generación descentralizada. Los resultados del análisis ponen de manifiesto la influencia de la temperatura máxima y el impacto significativo del uso del regenerador en el rendimiento de la planta.

2.1 FLUIDO DE TRABAJO

El rendimiento del ciclo depende directamente de la elección del fluido más apropiado para cada aplicación [CHE10], pero no siempre se usan fluidos orgánicos puros. Algunos análisis proponen el uso de la mezcla zeotrópica de agua y amoniaco, en cuyo caso el ciclo recibe el nombre de ciclo Kalina, que presenta buen comportamiento para fuentes de calor de baja temperatura. No obstante, Bombarda et al. [BOM09] concluyen que el rendimiento del ciclo Kalina no es comparable al de un ciclo ORC correctamente optimizado. Campos Rodríguez et al. [CAM13] en su estudio añaden que el ciclo Kalina presenta además un esquema más complicado y una tecnología no probada comercialmente todavía.

J. Facão et al. [FAC09] en su análisis de selección del fluido de trabajo óptimo, destacan los criterios que han de estudiarse; el coste de disponibilidad, la toxicidad, inflamabilidad, rendimiento térmico y compatibilidad de materiales.

Propiedades de seguridad

La inflamabilidad y la toxicidad son dos factores muy importantes ya que afectan a la seguridad de las personas. Hay que tener en cuenta que:

- Muchos fluidos orgánicos son inevitablemente tóxicos. Para proteger al personal de riesgo de contaminación en caso de fuga, debe emplearse un fluido de trabajo de baja toxicidad.
- Para evitar inflamabilidad debe utilizarse un fluido de trabajo con un alto punto de autoignición.

Tabla 2.1.1 ASHRAE 34 Clasificación de grupos de seguridad (Fuente: [FAC09]).

	Baja toxicidad	Alta Toxicidad
Alta Inflamabilidad	A3	B3
Baja Inflamabilidad	A2	B2
No propagador de llama	A1	B1

El Estándar-34 de la “American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers” (ASHRAE) clasifica los refrigerantes de acuerdo a la toxicidad e inflamabilidad según la *Tabla 2.1.1*. No todos los fluidos están clasificados según este estándar, en esos casos la información del fluido se completa con el valor de concentración promedio máxima

permisible para un tiempo de 8 horas (Valor límite Ambiental-Exposición Diaria VLA-ED) publicado por los organismos públicos competentes en materia [INSHT17].

Papadopoulos et al. [PAP10] desarrollan un programa de simulación molecular para seleccionar el fluido optimo, e imponen como valores mínimos en los coeficientes adimensionales:

- Índice de inflamabilidad inferior a 0.6.
- Índice de toxicidad inferior a 2.

Aunque el método no determina directamente los efectos tóxicos de una sustancia sobre el ser humano, es de utilidad a la hora de valorar la toxicidad de los fluidos de trabajo. El trabajo presenta los mejores fluidos de acuerdo a la optimización del evaporador y condensador, minimizando el coste de los intercambiadores de calor y considerando las propiedades de seguridad de los fluidos como se muestra en la *Tabla 2.1.2*.

Tabla 2.1.2. Características de los fluidos de trabajo de ORC (Fuente: [PAP10])

Nombre y tipo de molécula	Coste	Inflamabilidad	Toxicidad
Metanol	4.58	0.591	1.02
N-Butano (R600)	4.13	0.564	1.94
Difluoro-etano (R152a)	3.98	0.55	1.82
Tetra-fluoro-etano (R134a)	3.55	NF ^a	1.97
Propano (R290)	3.23	0.530	1.65
Agua	1.35	NF ^b	NT ^b

^a Sustancias no inflamables

^b Sustancias no tóxicas

Propiedades medioambientales.

Las propiedades medioambientales empleadas para clasificar los fluidos de trabajo son:

- Índice GWP (Global Warming Potential): representa la medida en que una cantidad de un producto químico contribuye al calentamiento global en un periodo de tiempo comparado con la misma cantidad de dióxido de carbono. El GWP del dióxido de carbono se define como 1.
- Tiempo de vida atmosférico - ALT (Atmospheric Lifetime): El tiempo de vida atmosférico mide el tiempo de permanencia de un fluido en la atmósfera.

- Potencial de agotamiento del Ozono – ODP (Ozone Depletion Potential): es la cantidad de destrucción de la capa de ozono causado por una sustancia, considerando el impacto del triclorofluorometano (R-11 or CFC-11) igual a 1.

Saleh et al. [SAL12] lleva a cabo la comparación de 31 compuestos puros como fluidos de trabajo analizando brevemente los aspectos medioambientales de algunos de ellos. El perfluoropentano, utilizado en plantas geotérmicas existentes, presenta un valor GWP de 9.010, valor muy elevado con respecto al dióxido de carbón y un ALT de 4.100 años. Muchas de las sustancias analizadas son inflamables, aunque no parece ser un problema serio ya que fluidos como *R601* (isopentano) son utilizados en ciclos ORC con altas temperaturas. La temperatura de autoignición sí supone un problema, en particular para los alkanos de cadena larga en ciclos con temperaturas superiores a los 200 °C.

Algunos fluidos como el isopentano y el R-245fa (pentafluoropropano) son buenos candidatos a fluido de trabajo por los buenos rendimientos que presentan los ciclos, pero el isopentano es altamente inflamable y el *R-245fa* presenta un alto índice GWP. Garg et al. [GAR13] proponen como fluido de trabajo una mezcla de isopentano y *R-245fa* en relación molar de 0.7/0.3, de manera que se eluden los anteriores problemas y se mantienen las ventajas.

Propiedades químicas.

La temperatura máxima de trabajo, y por tanto la fuente de calor está limitada por la estabilidad térmica del fluido de trabajo.

Tabla 2.1.3. Estabilidad relativa comparada con Tolueno a 398.9 °C (Fuente: [FAC09])

Fluido de trabajo	Temperatura del fluido de trabajo (°C)				
	143.3	165.6	287.8	343.3	371.1
Isobutano	1.59E5				
Butano		2.84E4			
Heptano			1.90E-5	3.47E-7	6.08E-8
Ciclohexano			2.03E-2	1.59E-4	1.92E-5
Benzeno			3.10E12	5.05E8	1.13E7
Tolueno			4.78E5	3.84E2	1.72E1
Ortoxileno			1.19E2	2.8E-1	2.02E-2
Etilbenzeno			4.19E-1	1.12E-3	8.51E-5
Aceptable					
Mínimo permitido					
No aceptable					

Como indica J. Facão et al. [FAC09], los datos de estabilidad térmica publicados son dispares, pero el artículo presenta los resultados de un estudio experimental reciente recogido en la *Tabla 2.1.3*. El estudio concluye que, térmicamente, el benceno es el fluido más estable seguido del tolueno.

Curva de saturación de vapor

Diversos estudios están de acuerdo en que los ORC se comportan de diferente manera dependiendo del fluido utilizado y de la configuración del ciclo.

N. Desai et al. [DES09] y P. Mago et al. [MAG08a] resumen las curvas típicas de saturación de vapor para diferentes fluidos en diagramas temperatura-entropía (T-s). La *Figura 2.1.1* muestra tres de estos diagramas, donde la pendiente de la línea de vapor saturado permite clasificar los fluidos como:

- Fluidos isentrópicos tales como el triclorofluorometano (R11) o el diclorodifluorometano (R12), que presentan una curva de saturación de vapor casi vertical en el diagrama T-s.
- Fluidos húmedos tales como el agua o el amonio, que presentan pendiente negativa.
- Fluidos secos tales como el n-pentano, benceno y tolueno, que presentan una pendiente positiva.

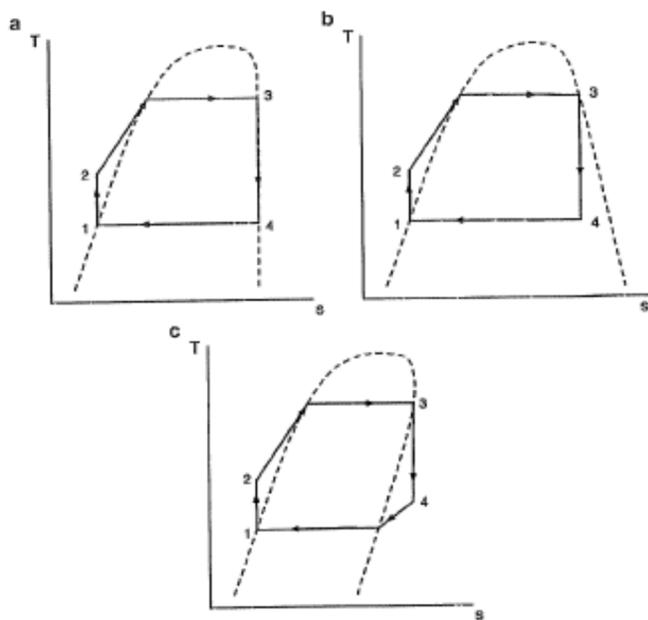
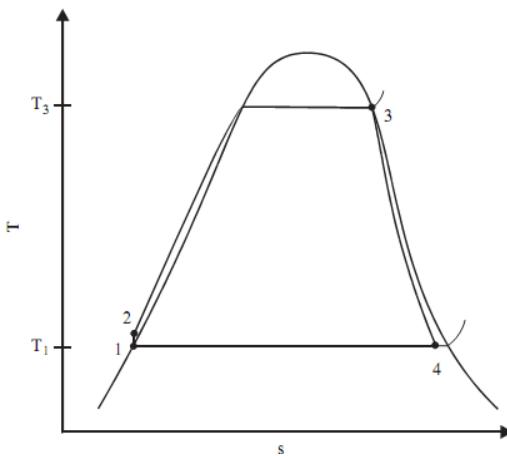


Figura 2.1.1. Curvas de saturación de vapor típicas en diagramas T-s para (a) fluidos isentrópicos, (b) un fluido húmedo, y (c) un fluido seco. (Fuente: [DES09])

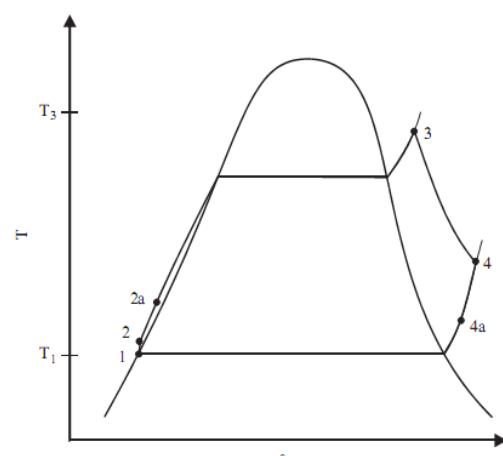
Saleh et al. [SAL12] desarrolla un detallado estudio acerca del uso de diferentes fluidos para ciclos ORC básicos y ciclos regenerativos y procesos subcríticos y supercríticos. El estudio se centra en el comportamiento de diferentes fluidos (alcanos, alcanos fluorados, éteres y éteres fluorados) con fuentes de calor entre 100°C y 350°C. Una conclusión del análisis es que los fluidos orgánicos se comportan mejor que el agua cuando la temperatura de trabajo es menor. Una razón es debida al bajo volumen relativo a la entrada de la turbina (V3) y bajo valor de la ratio V4/V3, siendo V4 el volumen relativo a la salida de la turbina. Por tanto, utilizar fluidos orgánicos conlleva menor tamaño y menor coste de turbina que un circuito con fluido de trabajo el agua.

En el estudio se lleva a cabo una revisión de los diferentes tipos de ORC según la curva de saturación del fluido. Saleh [SAL12] define los siguientes ciclos presentados en la *Figura 2.1.2*:

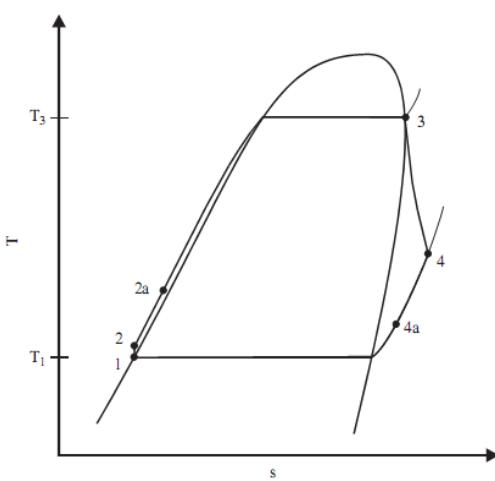
- **Ciclo b1:** Fluido húmedo con estado de vapor saturado a la entrada de la turbina y estado bifásico a la salida de la turbina.
- **Ciclo b2:** Fluido húmedo con estado de vapor saturado a la entrada de la turbina y estado de vapor sobrecalentado a la salida de la turbina.
- **Ciclo b3:** Fluido húmedo con estado de vapor sobrecalentado a la entrada y a la salida de la turbina.
- **Ciclo o2:** Fluido seco con estado de vapor saturado a la entrada de la turbina y estado de vapor sobrecalentado a la salida de la turbina.
- **Ciclo o3:** Fluido seco con estado de vapor sobrecalentado a la entrada y a la salida de la turbina.
- **Ciclo s1:** Fluido húmedo o seco, con estado de vapor supercrítico a la entrada de la turbina y estado bifásico a la salida de la turbina.
- **Ciclo s2:** Fluido húmedo o seco, con estado de vapor supercrítico a la entrada de la turbina y estado de vapor sobrecalentado a la salida de la turbina.



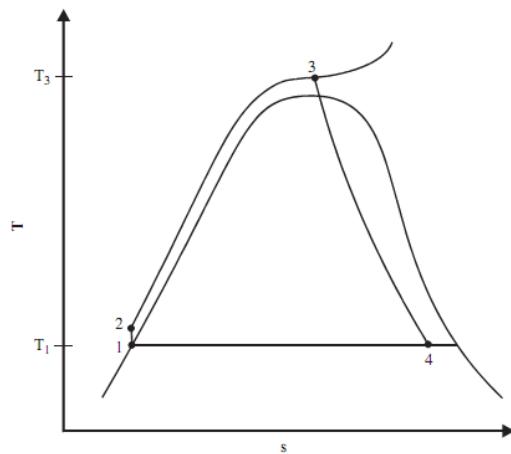
Ciclo ORC b1 - diagrama T-s fluido isentrópico y estado de vapor saturado en la entrada de la turbina



Ciclo ORC b3 - diagrama T-s fluido isentrópico y estado vapor sobrecalentado en la entrada de la turbina



Ciclo ORC o2 - diagrama T-s fluido húmedo y estado de vapor saturado en la entrada de la turbina



Ciclo ORC s1 - diagrama T-s fluido isentrópico y proceso supercrítico

Figura 2.1.2. Curvas de saturación de típicas en diagramas T-s para (a) fluidos isentrópicos, (b) un fluido húmedo, y (c) un fluido seco. (Fuente: [SAL12])

Respecto al ciclo con regeneración, recomienda su empleo en procesos en los que el fluido sale de la turbina en estado de vapor sobrecalentado, y concluye en su estudio:

- El rendimiento del ciclo aumenta ligeramente en el caso de llevar el fluido a estado de vapor sobrecalentado a la entrada de la turbina y aumenta significativamente al incluir regenerador.
- La mayoría de los fluidos de baja temperatura de punto crítico son normalmente fluidos húmedos, por lo que en ciclos ORC con fuentes de temperatura altas la mejor solución sería el uso de fluidos secos.
- En aplicación geotérmicas, los fluidos más recomendados son aquellos con baja

temperatura crítica (como R143a con un ciclo s2 o R152a con un ciclo b3), porque estos elementos experimentan un incremento de la temperatura más uniforme.

- Para fuentes de baja temperatura, el uso de un ciclo ORC para el aprovechamiento de calor residual es más recomendable que un ciclo con agua como fluido de trabajo.

Propiedades termodinámicas

La correcta selección del fluido de trabajo también precisa de un estudio termodinámico [MIK10], que proponen como propiedades deseables una baja presión de trabajo y temperatura crítica, bajo volumen específico, baja viscosidad y tensión superficial o alta conductividad térmica [STI12].

Los dos principales parámetros en cuanto a temperatura, son las temperaturas mínima y máxima de proceso. La máxima temperatura de proceso está limitada por la estabilidad del fluido y la compatibilidad del material.

A. Papadopoulos et al. [PAP10] resume también las propiedades de temperatura de la siguiente manera:

- La temperatura de fusión debe ser inferior a la mínima temperatura de operación para asegurar que el fluido de trabajo permanece en fase líquida.
- La temperatura crítica debe ser mayor que la máxima temperatura de operación (en ciclos subcríticos).

Y. Dai et al. [DAI09] analiza el comportamiento del ciclo con la variación de la temperatura de entrada de la turbina. Concluye el estudio la relación directa entre esta temperatura y el rendimiento del ciclo.

La relación entre la temperatura a la entrada de la turbina y la potencia neta se muestra en la *Figura 2.1.3.* En el caso de un incremento de la temperatura de la entrada de la turbina:

- Si el fluido es agua o amonio (fluidos húmedos) la potencia neta aumenta, pero
- Si por el contrario el fluido es seco o isoentrópico la potencia disminuye.

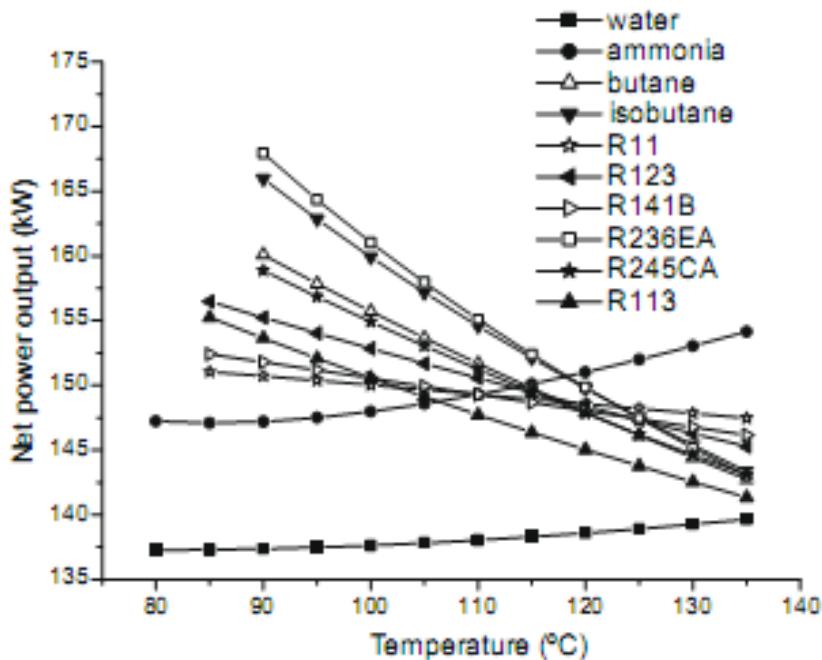


Figura 2.1.3. Variación de la potencia neta de salida frente con la entrada de la turbina (Fuente: [DAI09])

La reducción de la potencia producida en la turbina con la temperatura de entrada se debe a la pendiente en la curva en el diagrama T-s. De este modo, si la curva de vapor saturado no tiene curva negativa, la temperatura de la entrada de la turbina debería permanecer tan baja como sea posible por encima del punto de ebullición del fluido de trabajo.

A partir de los numerosos estudios publicados, se resumen las principales características que debe cumplir los fluidos de trabajo [HUA13] [DAI09] [MAIZ01] [HUN10]:

- **Alta densidad** (ρ) para incrementar el flujo másico y reducir el tamaño de los equipos.
- **Alta Entalpía Latente de Vaporización** que permite que el mayor intercambio de calor se lleve a cabo en el cambio de fase evitando sobrecalentamiento o recalentamiento.
- **Elevado calor específico a presión constante** en la fase líquida que permite una pendiente casi vertical de la curva de líquido saturado.
- **Baja viscosidad** en la fase de líquido y en la fase de vapor para conseguir un coeficiente de transferencia de calor alto con un bajo consumo de potencia.

- **Alta conductividad térmica** para conseguir un coeficiente de transferencia de calor alto en los intercambiadores de calor.
- **Bajo impacto medioambiental y alto nivel de seguridad.** Los principales parámetros que deben tenerse en cuenta son el Potencial de Agotamiento del Ozono (*Ozone Depletion Potential*), el índice GWP (*Global Warming Potential*), la toxicidad y la inflamabilidad.
- **Alta temperatura de estabilidad.** Los fluidos orgánicos a altas temperaturas se descomponen y deterioran.
- **Propiedades Termodinámicas.** El rendimiento y/o la potencia producida debe ser la mayor para cada foco y sumidero de calor.
- **Curva de vapor saturado positiva o isentrópica.** La pendiente positiva o casi vertical de la curva de vapor saturado en el diagrama T-s permite comenzar la expansión como vapor saturado y no precisa recalentamiento para evitar la formación de gotas en la turbina.
- **Presiones admisibles.** Altas presiones de trabajo suponen altos costes de inversión y mayor complejidad de la instalación.
- **Disponibilidad comercial y bajo coste.**

Análisis de energía y exergía

El estudio llevado a cabo por A. Schuster et al. [SCH10] incluye un análisis de la exergía para diferentes fluidos en procesos supercríticos y subcríticos. Las figuras 2.1.4 y 2.1.5 muestran la destrucción de exergía debido a la transferencia de calor y las pérdidas debidas a un enfriamiento incompleto de la fuente térmica para procesos subcríticos y procesos supercríticos.

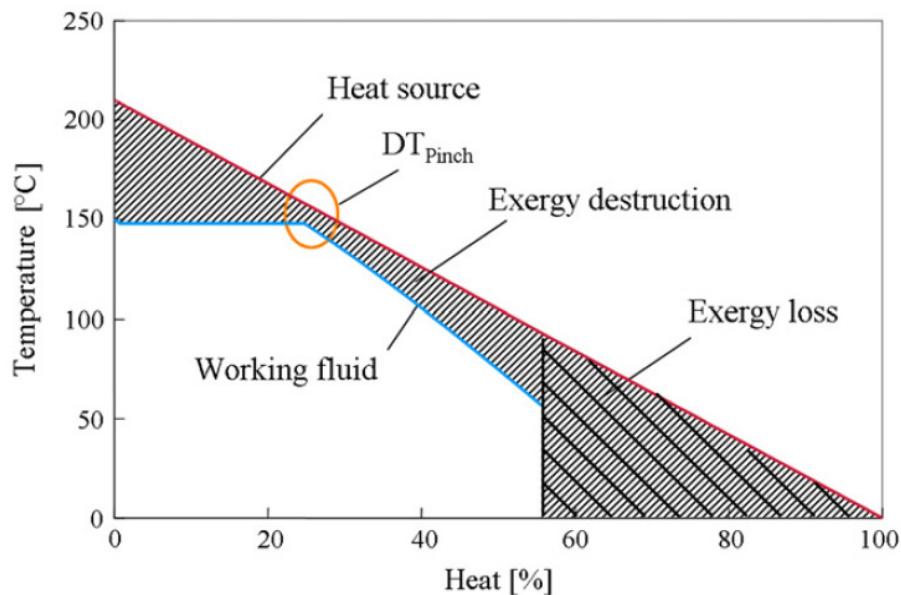


Figura 2.1.4. Pérdida y destrucción de exergía en ciclos ORC subcríticos (Fuente: [SCH10])

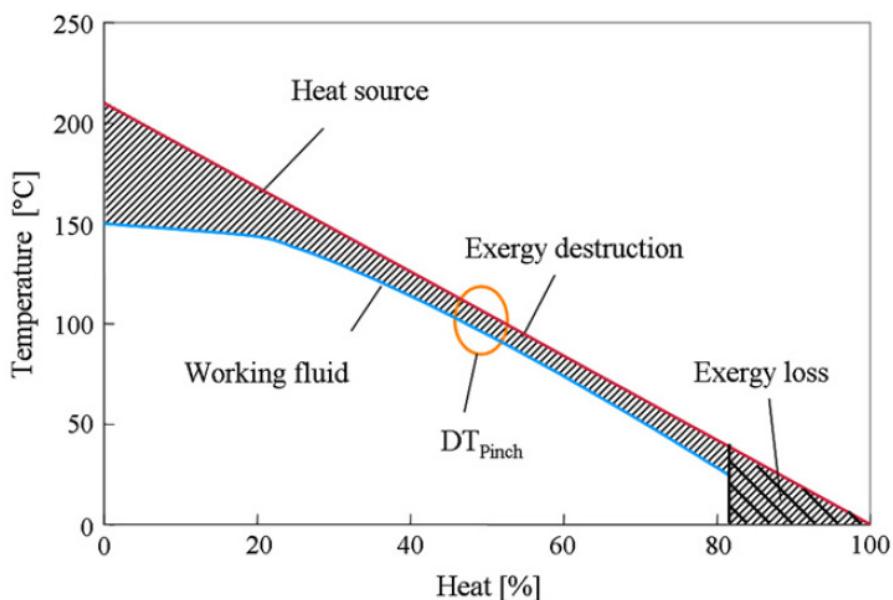


Figura 2.1.5. Pérdida y destrucción de exergía en ciclos ORC supercríticos (Fuente: [SCH10])

La ganancia de rendimiento está directamente relacionada con la reducción de la destrucción de la exergía. El estudio también calcula las condiciones subcríticas y supercríticas para los mismos parámetros. Los rendimientos máximos del ciclo para cada fluido analizado en el estudio se muestran en las figuras 2.1.6 y 2.1.7.

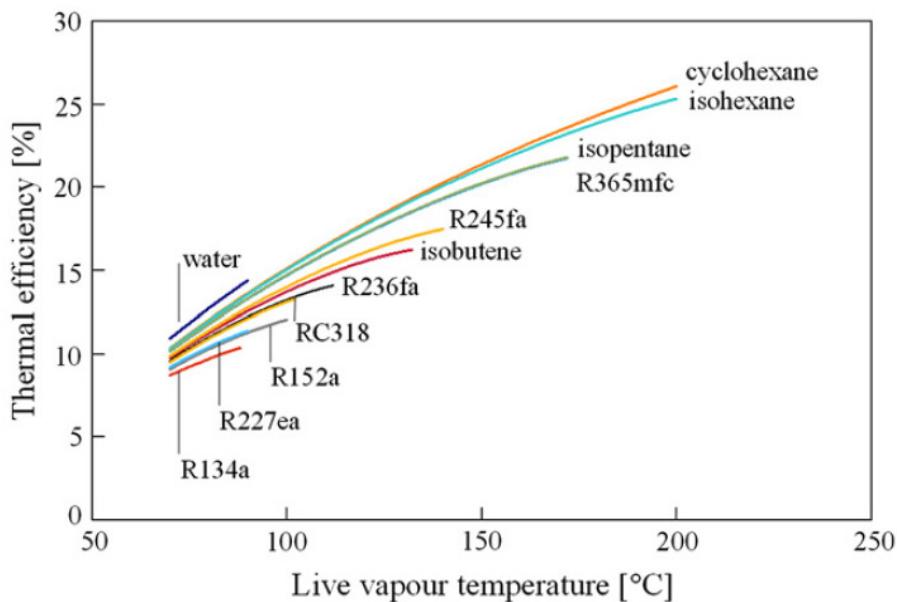


Figura 2.1.6. Rendimiento térmico proceso subcrítico (Fuente: [SCH10])

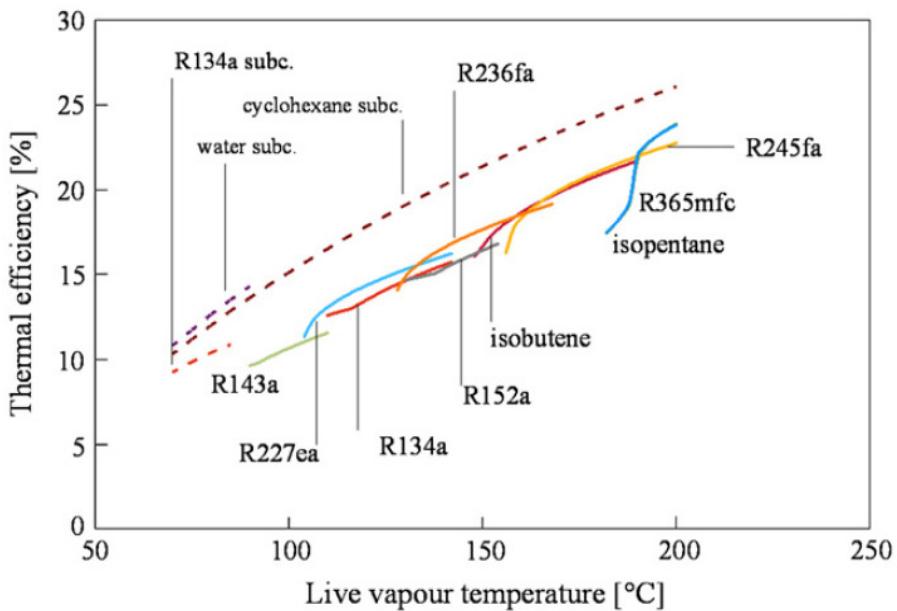


Figura 2.1.7. Rendimiento térmico proceso supercrítico (Fuente: [SCH10])

Las figuras 2.1.8 y 2.1.9 muestran las curvas acumuladas de la pérdida y destrucción de la exergía en condiciones subcríticas y supercríticas. Se observa que el estado supercrítico permite en general pérdidas de exergía más bajas y que el mínimo de las pérdidas de exergía se correlaciona con el máximo de la eficiencia del sistema.

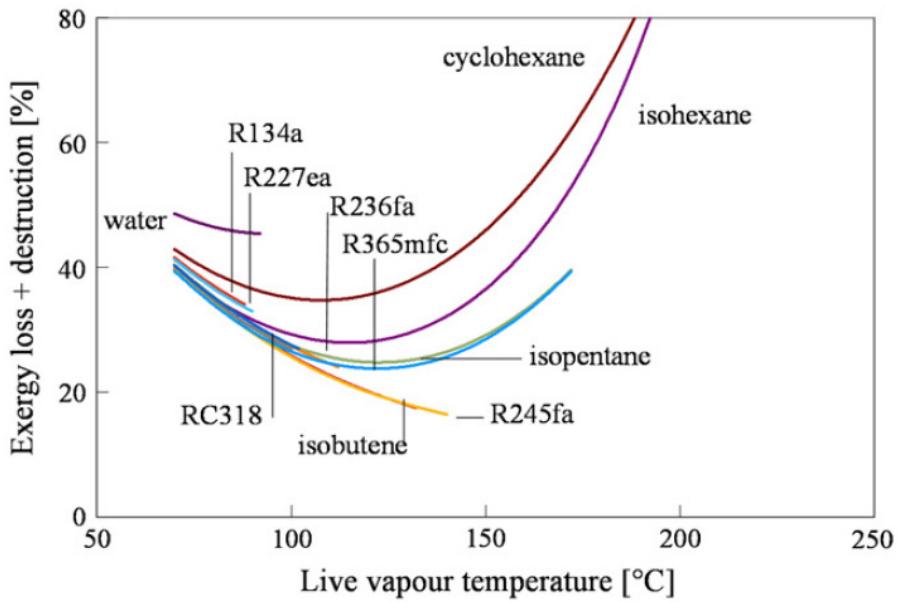


Figura 2.1.8. Pérdida y destrucción de exergía en ciclos ORC subcríticos (Fuente: [SCH10])

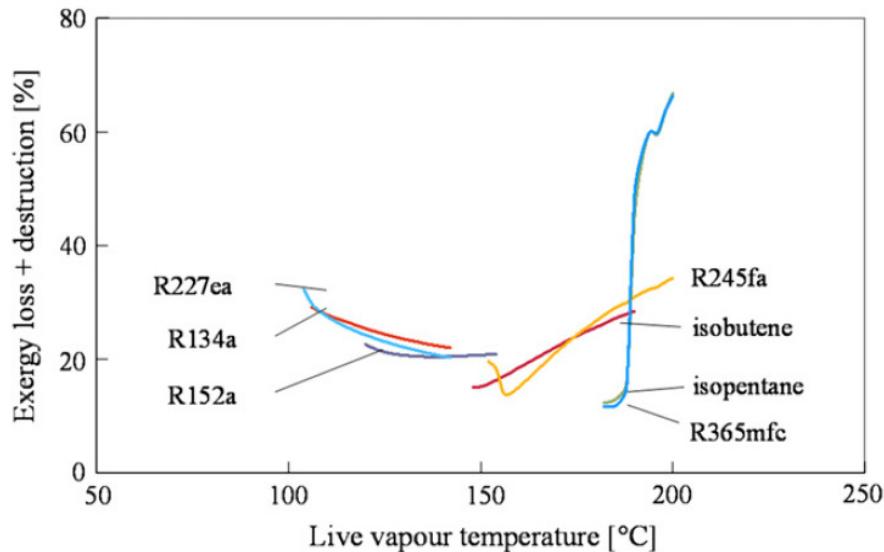


Figura 2.1.9. Pérdida y destrucción de exergía en ciclos ORC supercríticos (Fuente: [SCH10])

Mago et al. [MAG08b] en su detallado análisis de la destrucción de la exergía en cada componente del ciclo ORC básico y con regeneración, concluye que el evaporador es el componente con mayor contribución en la destrucción de la exergía. Por tanto, conviene mejorar la eficiencia del evaporador disminuyendo el acercamiento mínimo entre las temperaturas de ambos fluidos (fluido orgánico y fluido caliente).

En el análisis del Primer y Segundo Principio de la Termodinámica para diferentes configuraciones de ORC con fluidos secos, M. Yari [YAR09] evalúa la tasa de destrucción

de la exergía y el rendimiento.

M. Yari [YAR09] y P. J. Mago [MAG08b] concluyen que:

- Para el ORC básico, los fluidos orgánicos no requieren sobrecalentamiento puesto que el rendimiento térmico se mantiene aproximadamente constante con la variación de la temperatura a la entrada de la turbina.
- Al contrario, en el caso del ORC regenerativo, el sobrecalentamiento incrementa el rendimiento térmico, aunque aumenta la tasa de destrucción de exergía. Por tanto, los fluidos orgánicos deben operar en condiciones saturadas para reducir la tasa de la destrucción de la exergía total del sistema.
- El rendimiento térmico del ORC regenerativo es de media un 30% superior al del ORC básico.
- La tasa de destrucción de la exergía de un ORC regenerativo es de media un 50% inferior a la de un ciclo ORC básico.

Como conclusión, el rendimiento del ciclo ORC regenerativo es mayor en comparación con el ORC básico.

Recomendaciones de diseño

Algunos de los artículos más representativos que tratan de la selección del fluido de trabajo para aplicaciones con ciclos ORC pueden verse en la *Tabla 2.1.4*.

Los fluidos han sido comparados fijando las temperaturas del evaporador y condensador (según fuente de calor y calor disipado) [QUO09]:

Tabla 2.1.4. Tabla resumen comparación diversos fluidos (Fuente: [QUO09])

Autor(es)	Aplicación	Temp. Cond.	Temp. Evap.	Fluidos considerados	Fluidos recomendados (en términos de eficiencia y/o potencia)
Maizza y Maizza (2001)	n/a	35 – 60°C	80-110°C	Fluidos no convencionales	R123, R124
El Chammas y Clodic (2005)	ICE	55°C (100°C para agua)	60 - 150°C (150 – 260°C para agua)	Water, R123, isopentano, R245ca, R245fa, butane, isobutene and R-152a	Water, R245-ca and isopentano
Drescher y Bruggemann (2007)	Biomasa CHP	90°C	250 - 350°C	Butyl Benzene, Propyl benzene, Ethyl benzene, Toluene, OMTS	Alquilo Bencenos
Saleh et al.	Geotérmica	30°C	100°C	alkanes, fluorinated alkanes, ethers and fluorinated ethers	RE134, RE245, R600, R245fa, R245ca, R601
Hettiarachchia et al. (2007)	Geotérmica	30°C	70 – 90°C	Amoniaco, n-Pentano, R123, PF5050	Amoniaco
Borsukiewicz-Gozdur y Nowak (2007)	Geotérmica	25°C	80 – 115°C	propileno, R227ea, RC318, R236fa, isobuteno, R245fa	Propileno, R227ea, R245fa
Lemort et al.(2007)	Calor Residual	35°C	60 – 100°C	R245fa, R123, R134a, n-pentano	R123, n-pentano
Liu et al. (2004)	Calor Residual	30°C	150 – 200°C	R123, isopentano, HFE7100, Benzene Toluene, p-xylene	Benceno, Tolueno, R123
Fankam et al.(2009)	Solar	35°C	60 – 100°C	Refrigerantes	R152a, R600, R290

2.2 COMPONENTES

2.2.1 Bomba

La bomba de circulación es el mecanismo de accionamiento a cargo de elevar la presión del líquido que sale del condensador a la presión del evaporador.

Una ventaja importante del ciclo ORC es que el fluido de trabajo está en la fase líquida cuando este se encuentra comprimido. Puesto que el trabajo de bombeo es inversamente proporcional a la densidad del fluido, el esfuerzo requerido para presurizar el líquido es inferior que el de presurizar un gas o vapor.

La bomba no presenta características especiales y normalmente no se menciona en detalle en los estudios de investigación, siendo frecuentes eficiencias entre el 65 y el 85% [BOR13].

2.2.2 Intercambiador de Calor

El tamaño de los intercambiadores influye en la eficiencia del ciclo ORC a través tanto de las irreversibilidades externas (evaporador y condensador) como internas (regenerador).

Evaporador – Intercambiador de calor Externo

El evaporador o intercambiador de calor externo (*external heat exchanger* - EHE) se emplea para la transferencia de calor a presión constante. El evaporador calienta el fluido de trabajo desde la salida de la bomba o el regenerador hasta la condición de entrada del expansor.

En el análisis llevado a cabo por Saleh et al [SAL12] se indica que el objetivo último en el diseño de una planta ORC no es maximizar el rendimiento térmico del proceso, sino maximizar la transferencia de calor desde la fuente de calor, lo que supone un estudio detallado del diseño del evaporador mediante el método del acercamiento mínimo de temperaturas (*pinch analysis*) [SAL12] [DAI09].

El método del acercamiento mínimo supone una metodología sencilla para el análisis sistemático del proceso y los sistemas auxiliares que lo rodean con la ayuda del Primer y Segundo Principio de la Termodinámica. En la práctica se debe mantener una diferencia de temperaturas mínima (DT_{min}) entre:

- la corriente de proceso “caliente” (la cual tiene que ser enfriada a una temperatura específica) y
- la corriente de proceso “fría” (la cual tiene que ser calentada a una temperatura específica).

El nivel de temperatura a la cual se observa la DT_{min} del proceso se la conoce como acercamiento mínimo o ‘pinch point’.

N. Desai et al. [DES09] en su trabajo aplican técnicas de análisis de acercamiento mínimo para integrar y optimizar un ciclo ORC como ciclo de cola para aprovechamiento del trabajo producido en el ciclo de cabeza. El calor residual por debajo del *pinch point* sirve de fuente de calor para la producción de trabajo neto en el ciclo ORC, el cual supone una reducción del consumo de energía eléctrica de la red, aumentando el rendimiento del conjunto mediante la cogeneración, y reduciendo la contaminación medioambiental.

El estudio de parámetros supercríticos en aplicaciones con ciclos ORC muestra las diferencias entre procesos super y subcríticos con el mismo diseño de planta. Las figuras 2.2.1 y 2.2.2 muestran los diagramas sub y supercríticos T-Q de un proceso con recuperación de calor residual de un motor de combustión interna. El gas de escape calienta el aceite térmico y éste a su vez calienta el fluido de trabajo del ORC en el evaporador [KAR08].

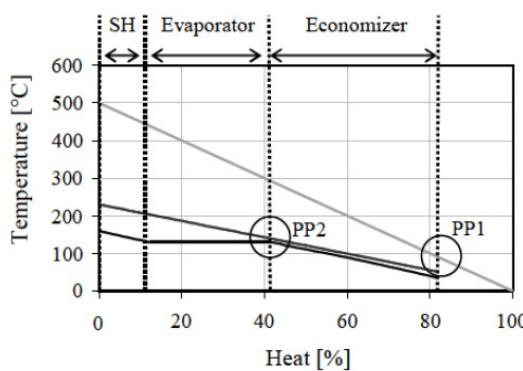


Figura 2.2.1. Diagrama T-Q ORC subcrítico para aprovechamiento calor residual (Fuente: [KAR08])

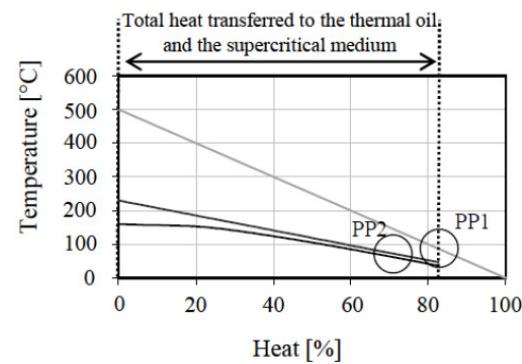


Figura 2.2.2. Diagrama T-Q ORC supercrítico para aprovechamiento calor residual (Fuente: [KAR08])

En el proceso subcrítico, se distinguen claramente las áreas de precalentamiento, evaporación y sobrecalentamiento. En la *Tabla 2.2.1* se recogen los valores de rendimiento para cada proceso. El proceso supercrítico presenta un mejor rendimiento térmico y total, pudiéndose observar que el área entre la curva de aceite térmico y la curva del fluido

orgánico es considerablemente menor que en el proceso subcrítico.

Tabla 2.2.1. Rendimientos del ciclo ORC según proceso subcrítico o supercrítico (Fuente: [KAR08])

	Subcrítico	Supercrítico	Ganancia relativa
η_{th}	14.62 %	15.97 %	+ 9.2 %
η	11.27 %	12.72 %	+12.8 %

M. Khennich y N. Galanis [KHE10] en su análisis muestran que, para cualquier valor fijo de la potencia neta, la presión en el evaporador tiene límites superiores e inferiores que dependen del acercamiento mínimo del intercambiador de calor y del título de vapor del fluido de trabajo en la salida de la turbina.

Regenerador – Intercambiador de calor Interno

Idealmente, el regenerador (*internal heat exchanger* – IHE) se define como un equipo en el que se produce una transferencia de calor a presión constante. El regenerador precalienta el fluido de trabajo a la salida de la bomba a las condiciones de entrada del evaporador y lo enfriá a la salida del expansor a condiciones de entrada del condensador.

El diseño óptimo corresponde a un intercambiador de placas en contracorriente, con un acercamiento mínimo entre 3.5 °C y 5 °C [BOM09]. Como el caudal másico es el mismo en ambas direcciones y el calor específico es inferior en el flujo caliente, el acercamiento mínimo (*pinch point*) se sitúa siempre a la salida del flujo caliente y a la entrada del flujo frío.

Condensador

El fluido de trabajo al abandonar la turbina (ciclos no regenerados) o el regenerador (ciclos regenerativos) pasa por un proceso de cambio de fase a presión constante en el condensador hasta el punto de líquido saturado, cediendo calor para ello.

Para evitar el riesgo de la entrada de aire en el condensador, el ciclo debe trabajar a una temperatura de condensación cuya presión sea mayor que la atmosférica [LAM84].

En ciclos en los que sólo se desee producir potencia eléctrica el condensador puede disipar a una torre de refrigeración o bien al ambiente directamente (aerocondensador). En el primer caso la temperatura de condensación suele ser del orden de 35°C, mientras que en el segundo de unos 50°C [LAM84].

2.2.3 Expansor

El dispositivo de expansión es el componente más complejo del ciclo, y su rendimiento depende altamente del tipo de fluido utilizado. Se pueden emplear motores volumétricos o turbinas, cuyo uso está condicionado en primer lugar por la potencia.



Figura 2.2.3. Motor scroll
(Fuente: Emerson[®])



Figura 2.2.4. Motor de tornillo (Fuente: OGES[®])



Figura 2.2.5. Turbina IT10
(Fuente : Infinity Turbines[®])



El rango de potencia de las aplicaciones con ciclos ORC pueden variar desde unos pocos kW a algunos MW. La elección de la máquina depende en gran medida de las condiciones de operación y del tamaño del sistema. Las máquinas más comúnmente utilizadas en el rango de hasta 150 kW son las máquinas de expansión y por encima de este rango las turbinas, [QUO09] [33SCH10]. Aunque las turbinas poseen un mayor grado de madurez técnica, las máquinas de expansión son más apropiadas en unidades ORC de pequeña escala puesto que se caracterizan por un caudal menor, mayores ratios de presión y velocidades rotacionales muy inferiores [FAC09].

Se exponen a continuación dos posibles soluciones para rango de baja potencia [CHA09]:

- Expansor “scroll”: El expansor “scroll” funciona de manera inversa con respecto a los compresores “scroll” de los ciclos de refrigeración. Las máquinas “scroll” tienen dos perfiles idénticos, uno de los cuales hace de estator y el otro orbita alrededor del estator de manera que el fluido va expandiéndose a medida que avanza por el espacio entre ambos perfiles (Figura 2.2.3).
- Expansor de tornillo: Los compresores rotativos de tornillo son también máquinas de desplazamiento positivo. El mecanismo para compresión de gases emplea, bien un tornillo simple o dos elementos tornillo helicoidales engranados inmersos en una cámara con un perfil determinado (Figura 2.2.4). Conforme el mecanismo rota, el engranaje y la rotación de los dos rotores helicoidales produce una serie de cavidades de volumen reducido. El gas es aspirado a través del orificio de entrada de la carcasa, atrapado en la cavidad, y comprimido conforme ésta reduce su volumen, y

descargado a través de otro orificio en la carcasa. Los compresores tipo tornillo pueden trabajar de modo inverso como expansores suministrando eficiencias similares. La efectividad de los mecanismos de tornillo depende de las holguras de montaje entre el rotor helicoidal y la cámara para el sellado de las cavidades de compresión

Tabla 2.2.2. Propiedades de los fluidos en distintos puntos del ciclo ORC (Fuente: [CHA09])

	Point	P (bar)	T (K)	$\mu(\times 10^{-5})$ (kg/ms)	ρ (kg/m ³)	Cp (kJ/kJK)	γ	h (kJ/kg)	a (m/s)
Toluene	1	0.049	303.2	51.8	859.1	1.69	1.324	-150.4	-
	2	32.86	303.9	51.3	859.3	1.72	1.34	-145.7	-
	3	31.56	570	1.65	122.7	3.67	1.692	598.6	119.8
	4	0.05	399	0.94	0.1418	1.51	1.064	388.1	195.4
Cyclohexane	1	0.16	303.1	81.1	768.5	1.84	1.38	41.8	-
	2	32.7	304.7	79.1	770.5	1.85	1.366	47.1	-
	3	32.6	536	1.64	138.4	4.66	1.782	753.4	110.1
	4	0.169	396.8	0.92	0.4331	1.78	1.06	574.6	203
R113	1	0.54	303.2	64.4	1549	0.92	1.001	61.1	-
	2	28.2	307.3	60.4	1540	0.93	1.004	64.9	-
	3	27.1	472	1.93	239.2	1.53	1.822	301.8	82.6
	4	0.56	359.2	1.22	3.599	0.72	1.072	250.3	128.6
Steam	1	0.04	303.2	79.8	995.6	4.183	1	125.7	
	2	62.5	303.7	78.9	998.2	4.167	1.017	133.5	
	3	61.2	813	3	16.63	2.358	1.327	3517	678.2
	4	0.04	303.9	1	0.031	1.893	1.33	2301	

Como se ha comentado anteriormente, el rendimiento de las máquinas de expansión depende del fluido de trabajo. En la *Tabla 2.2.2* se recogen las características del ciclo según el análisis llevado a cabo por Chacartegui et al [CHA09]. Así, aplicando las características de los fluidos a las turbinas para ORC:

- Una velocidad del sonido más baja limita la velocidad máxima por etapa y la ratio de expansión y, por tanto, para fluidos con baja velocidad de sonido cabe esperar la necesidad de más etapas en la turbina en comparación con una de vapor.
- La densidad y la entalpía específica hacen que el tamaño estimado de una turbina de vapor con una capacidad de potencia similar sea 20% menor para el tolueno, 16% menor para el ciclohexano y 40% mayor para el R-113, en comparación con la turbina de vapor de agua referencia.

Este efecto en el rendimiento de la turbina explica que turbinas de vapor existentes deban ser rediseñadas para ajustarse a los requerimientos de los fluidos de ORC.

Limitaciones de los expansores

Las limitaciones de los expansores volumétricos y turbinas han sido listados y considerados por S. Quoilin et al [QUO10]:

EXPANSORES VOLUMÉTRICOS

Los expansores volumétricos tienen principalmente dos limitaciones:

- La **relación de expansión** geométrica habitualmente no supera 5, viniendo limitada por la longitud del rотор en el caso del expansor de tornillo y por el número de vueltas de la espiral en el de tipo “scroll”. Esta limitación resulta importante porque la mayoría de las aplicaciones de ciclos ORC demandan una relación de presiones mayor que la que queda determinada por la relación de expansión de 5..
- El **volumen desplazado** está relacionado con el tamaño máximo del diámetro del rotor en el caso de los expansores de tornillo (entorno 400mm) o a la altura máxima y el diámetro de la espiral en el caso del expansor tipo “scroll”.

Además, dado que las máquinas de desplazamiento positivo pueden absorber un caudal limitado, no es aconsejable que trabajen con fluidos de baja densidad de vapor, ya que el caudal máscio a través del expansor se reducirá, reduciendo la potencia de salida.

TURBINAS.

El estudio analiza la limitación de turbinas de flujo radial, específicamente la turbina de flujo radial de entrada a 90°.

Las principales limitaciones de estas turbinas son:

- La **velocidad punta máxima permitida**. Como norma general, una elevada velocidad es siempre preferible puesto que incrementa el trabajo específico de la etapa, sin embargo, esto está limitado por la resistencia de los materiales.
- El **número de Mach máximo** en las toberas y rotor de la turbina. El número máximo de Mach recomendado generalmente es 0.85 para evitar estrangulamiento del caudal en el rotor.

El máximo número de Mach en las toberas de la turbina limita la ratio presión/volumen máxima permitido sobre la turbina. La mayoría de los fabricantes de turbinas permiten el

flujo supersónico en la tobera, pero para un número de Mach demasiado alto el rendimiento podría decrecer, por lo que deben evitarse.

Por el contrario, el orden de magnitud de la velocidad punta es usualmente independiente del tamaño de la turbina. Las micro-turbinas, muestran una velocidad rotacional muy elevada por lo que, potencias nominales bajas aumentan las pérdidas en el cojinete, que pueden llegar a ser prohibitivas en comparación con la potencia de salida. Por tanto, se puede definir una velocidad de rotación máxima.

Normalmente las turbinas pueden absorber un caudal mucho mayor que los expansores volumétricos para un tamaño de máquina dado. En estas tecnologías, por tanto, el flujo volumétrico no supone una restricción a la operación como ocurre en los expansores volumétricos

Mapas de operación de las máquinas de expansión

Un análisis más detallado [QUO10] revela que el tipo de máquina depende especialmente tanto de la aplicación (temperaturas de condensación/evaporación) como del fluido. De este modo, se pueden obtener unos mapas de funcionamiento bajo una serie de restricciones constructivas, tal como se muestran en la *Figura 2.2.6* para expansores tipo “scroll”, en la *Figura 2.2.7* para expansores de tornillo o en la *Figura 2.2.8* para turbinas radiales.

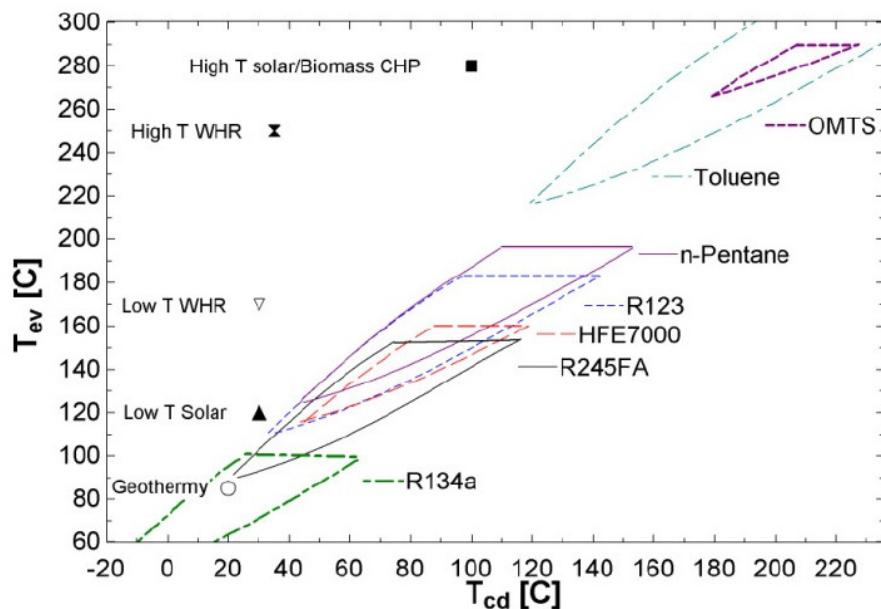


Figura 2.2.6. Mapa de funcionamiento de expansores scroll para diferentes aplicaciones de ciclos ORC según las temperaturas de evaporación (Tevap) y de condensación (Tcd). (Fuente: [QUO10])

Se observa que las aplicaciones de alta temperatura (cogeneración con biomasa) requieren una temperatura muy elevada de condensación (más de 180°C) si se emplean expansores volumétricos, pudiendo reducirse ésta a 120°C (mucho más adecuada a la producción de calor para usos domésticos) si se emplean turbinas.

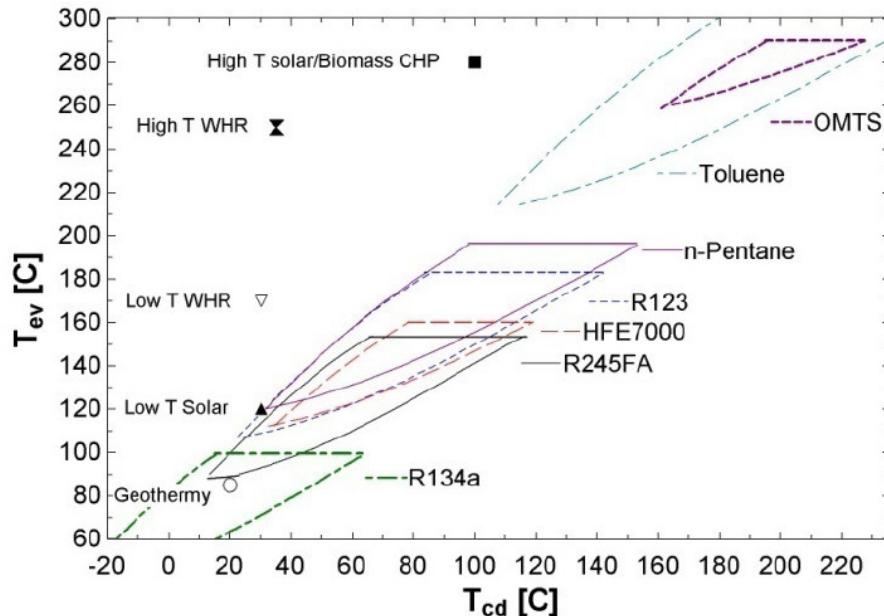


Figura 2.2.7. Mapa de funcionamiento de expansores de tornillo para diferentes aplicaciones de ciclos ORC según las temperaturas de evaporación (T_{ev}) y de condensación (T_{cd}). (Fuente: [QUO10])

El lateral izquierdo de cada mapa de las figuras 2.2.6 y 2.2.7 está limitada por las pérdidas de sub-expansión, el lateral derecho por el máximo flujo volumétrico, y la línea superior por la temperatura crítica del fluido.

El lateral derecho de cada mapa de la Figura 2.2.8 está limitado por la máxima velocidad específica de la turbina, el lateral izquierdo por el número de Mach máximo a la salida de la tobera para el Tolueno, OMTS y HFE7000 pero por la máxima velocidad específica para R134a, R245fa, R123 y el n-pentano y la línea superior por la temperatura crítica al igual que los otros dos expansores analizados.

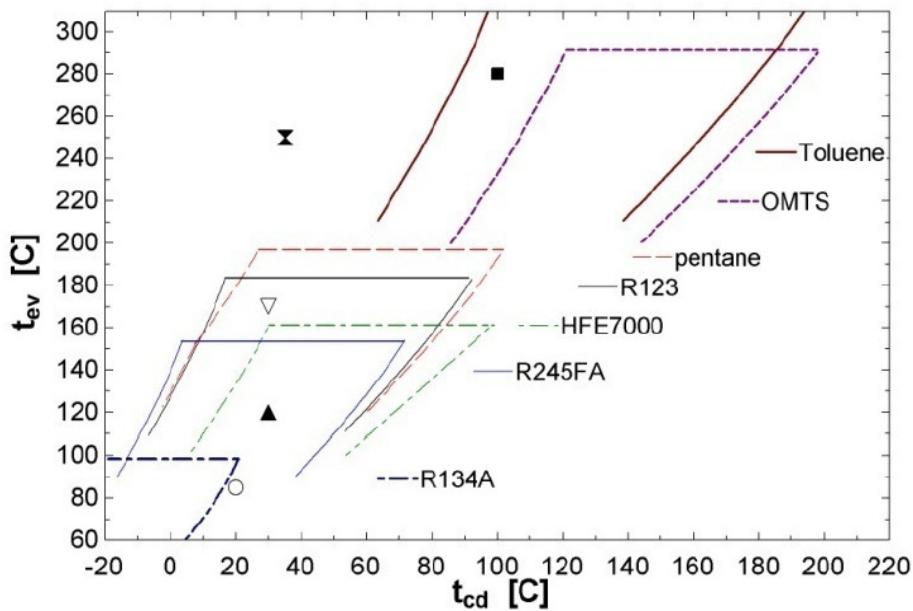


Figura 2.2.8. Mapa de funcionamiento de turbinas radiales para diferentes aplicaciones de ciclos ORC según las temperaturas de evaporación (Tevap) y de condensación (Tcd). (Fuente: [QUO10])

Recomendaciones de diseño

J. Mikielewicz et al [MICK09] han llevado a cabo un análisis de diseño de micro-turbinas para cogeneración según ciclo orgánico de Rankine usando biomasa. Las turbinas estudiadas son de tipo:

- turbinas de flujo axial de una sola etapa,
- turbinas de flujo axial de múltiples etapas,
- turbinas de flujo radial de una sola etapa,
- turbinas de flujo mixto de una sola etapa

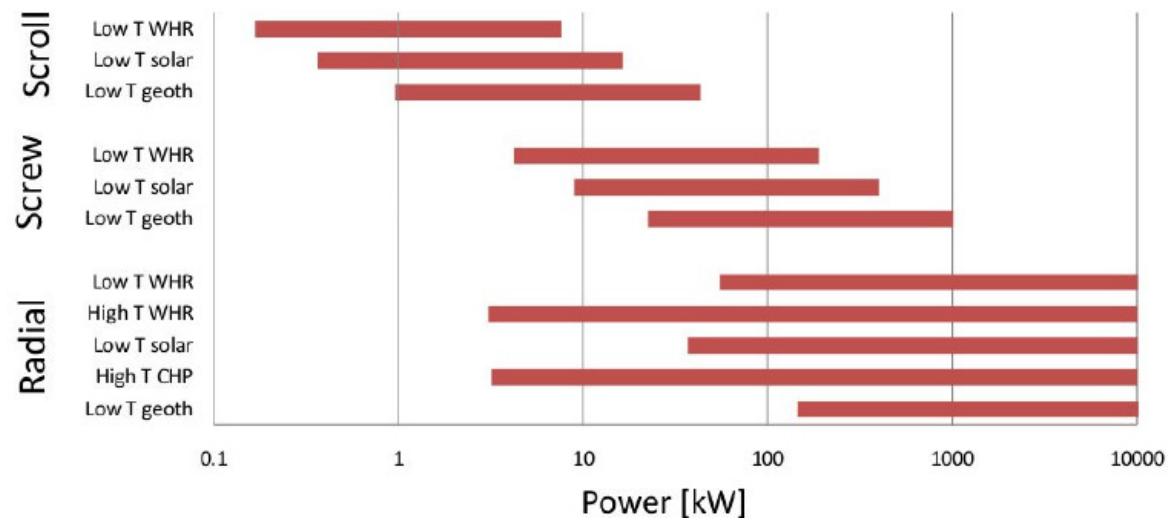
En dicho estudio se obtienen los rangos de potencia eléctrica mostrados en la *Tabla 2.2.3* para diferentes potencias térmicas:

Tabla 2.2.3. Rango de potencia eléctrica óptima (Fuente: [MIK09])

Potencia Eléctrica	Potencia Térmica
10,4 kW ÷ 12,8 kW	100 kW
7,6 kW ÷ 9,4 kW	75 kW
5,0 kW ÷ 6,1 kW	50 kW

$$2,4 \text{ kW} \div 3,3 \text{ kW} \quad 25 \text{ kW}$$

Quoilin et al [QUO10] completan su estudio con el mapa de la Figura 2.2.9. de los rangos de potencia según tipo de expansor y aplicación. Como se había comentado, la tecnología scroll permite los valores más bajos de potencia, mientras que la turbina de flujo radial las potencias más altas.



2.3 TECNOLOGÍA ORC – COGENERACIÓN CON BIOMASA

La tecnología ORC está presente mundialmente. Actualmente existen numerosos fabricantes que disponen de equipos comerciales para distintas aplicaciones, con rangos de temperaturas y fluidos diseñados para optimizar el proceso. Según los datos de mercado [ORCMAP], el 76.5% de la potencia instalada está en plantas geotérmicas, el 10.7% en plantas de biomasa, y el resto en plantas de aprovechamiento de calores residuales.

2.3.1 Instalaciones ORC en funcionamiento en Europa

El primer proyecto dentro de Unión Europea de planta de cogeneración (CHP) con caldera de biomasa con ciclo ORC fue la planta de ORC-STIA-ADMONT (Austria) que se puso en servicio en el año 2000. La planta se alimenta del serrín y restos madereros no tratados químicamente procedentes de la industria maderera STIA localizada en el pueblo, y calor de proceso y agua caliente a la empresa STIA-HOLZINDUSTRIE GmbH y agua caliente al monasterio benedictino de Admont. La planta produce también casi la mitad de la demanda de electricidad de STIA [TAP00]. Puede verse un esquema de la instalación en la *Figura 2.3.1.*

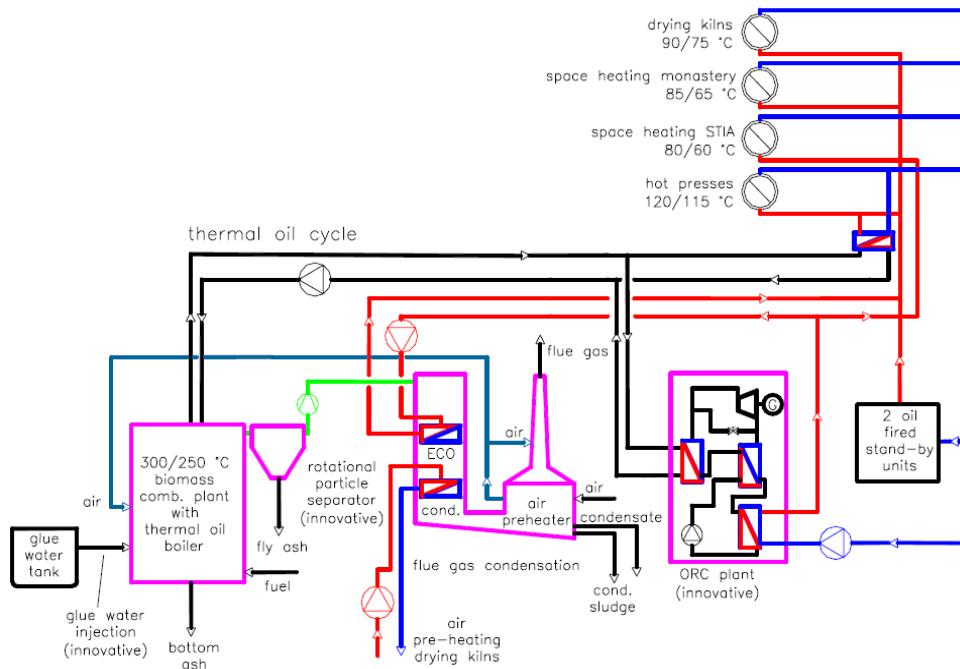


Figura 2.3.1. Diagrama de proceso de la planta de ORC-STIA-ADMONT (Fuente: [TAP00])

La planta consta de dos unidades de combustión de biomasa, una caldera de 3.2 MW_t con

aceite térmico y otra caldera de 4.0 MW_t de vapor de agua. El ciclo ORC está conectado a la caldera con aceite térmico y el fluido de trabajo es un aceite de silicio. La potencia eléctrica del ciclo es de 400 kW_e.

Los resultados obtenidos con la planta llevaron a una actualización de la tecnología y optimización de la planta ORC-STIA-ADMONT con la planta de cogeneración con caldera de biomasa en Lienz (Austria) [OBE02] en el año 2003. La planta suministra a la ciudad de Lienz de 13.000 habitantes, con calor de distrito e inyecta la electricidad producida a la red pública. Se instalan calderas de mayor capacidad, una de vapor de agua de 7 MW_t y otra con aceite térmico de 6MW_t que se conecta al ciclo ORC de 1 MW_e.

El Parque de Scharnhauser, puesto en servicio en el año 2004, es otro ejemplo de integración de biomasa en los sistemas de suministro de energía de áreas urbanas mediante planta de cogeneración con caldera de biomasa con ciclo ORC. La planta ha sido diseñada con una potencia eléctrica nominal de 1 MW_e y térmica de 6 MW_t. Cada año, aproximadamente el 80 % de la demanda de calor de la zona residencial con unos 8.000 habitantes es cubierta con biomasa, lo que supone una reducción importante de emisiones anuales de dióxido de carbono [STR10] [STR13]. En la *Figura 2.3.2* puede verse la demanda de calor cubierta con la planta ORC.

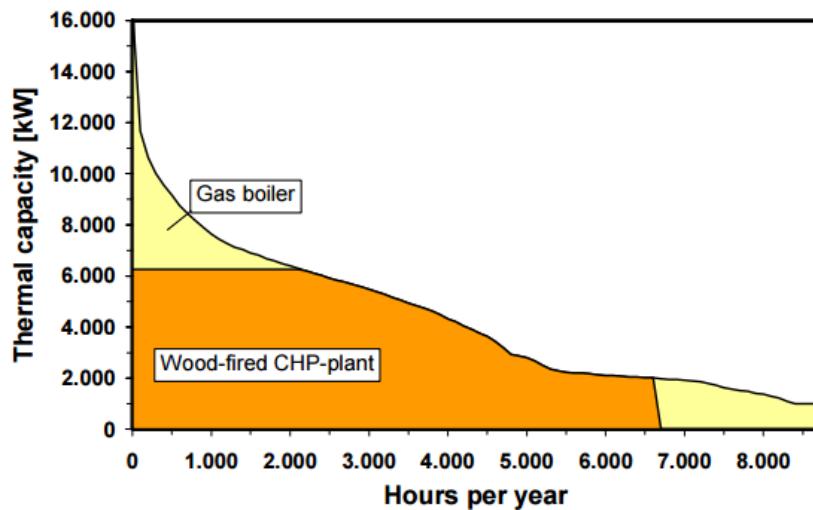


Figura 2.3.2. Demanda de calor en el área de “Scharnhauser Park” (Fuente: [OB03])

Erhart et al. [ERH11a] [ERH11b] analizan en sus estudios los valores obtenidos en la operación de la planta del Parque de Scharnhauser. Los resultados muestran que la operación

aún no es óptima ya que los parámetros de ciclo se diferencian de los datos de diseño. A pesar de los problemas del sistema de combustible, el resultado global se considera positivo dado que se logra que aproximadamente el 80% de la energía térmica producida sea neutra en emisiones de CO₂.

Posteriormente el número de plantas de cogeneración con biomasa ha crecido significativamente en el territorio de la Unión Europea. En el año 2008, Orbernbergen [OBE08] indicaba que el número de plantas de cogeneración con ciclo ORC en operación superaba las 50, instaladas en Austria, Alemania, Suiza, Italia y la República Checa.

En el año 2010, Bini et al [BIN10] indica que se superan las 120 plantas con tamaños comprendidos entre 200 kW y 2.5 MW. Actualmente el número de plantas en operación supera las 300 como puede verse en la *Figura 2.3.3* con una presencia significativa en los países de Europa Central.

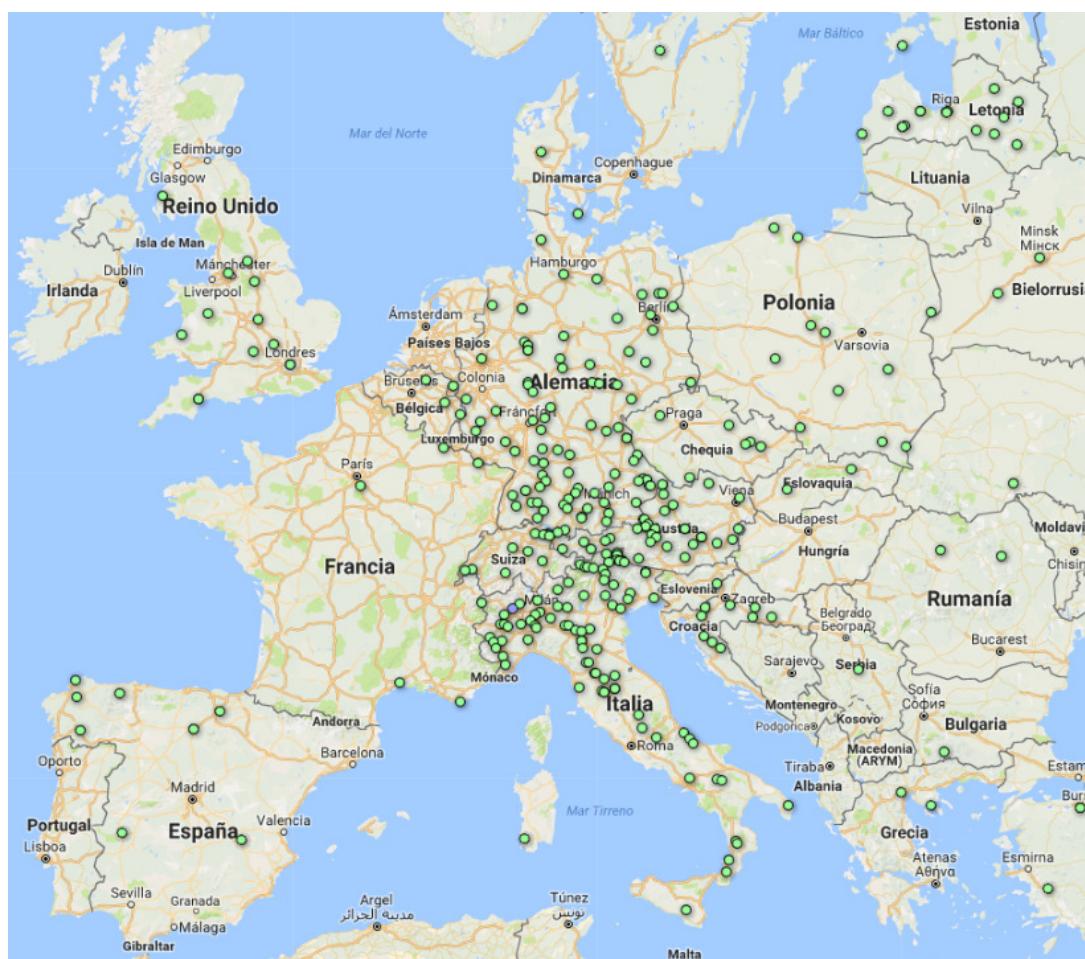


Figura 2.3.3. Ciclos ORC - Cogeneración con Biomasa (Fuente: [ORCMAP])

2.3.2 Instalaciones ORC en funcionamiento en España

Según el *Plan de Energías Renovables 2011- 2020* las cifras actuales muestran que el consumo térmico de biomasa está destinado básicamente al sector residencial, con sistemas poco eficientes, y a las industrias forestales para producción de calor o cogeneración. La biomasa disponible estimada alcanza los 100 millones de toneladas, de las cuales un 88% incluye residuos forestales, residuos agrícolas, masas existentes sin explotar y cultivos energéticos a implantar y un 12% biomasa secundaria obtenida de residuos de industrias agroforestales.

En la *Tabla 2.3.1* se recogen los objetivos para la biomasa para cada uno de los sectores de consumo energético; sector eléctrico según potencia instalada y sector residencial (calefacción y refrigeración) según consumo de combustible. Respecto a la biomasa térmica, el consumo en 2020 se repartirá de forma bastante equitativa entre el sector industrial y el sector doméstico y edificios [PER11].

Tabla 2.3.1. Objetivos del PER 2011-2020 en el sector generación y en el sector calefacción y refrigeración. (Fuente: [PER11])

	2010		2015		2020	
	Sector Eléctrico (MW)	Sector Residencial (ktep)	Sector Eléctrico (MW)	Sector Residencial (ktep)	Sector Eléctrico (MW)	Sector Residencial (ktep)
Total	825	3.729	1.162	4.060	1.950	4.653
Biomasa Sólida	533		817		1.350	
Residuos de Biomasa	115	3.695	125	3.997	200	4.553
Biogás	117	34	220	63	400	100

La situación actual en España muestra que las plantas de producción eléctrica no alcanza ni el 2% del total y la mayor parte son instalaciones de cogeneración en industrias a partir de sus subproductos o residuos, como sucede con la industria papelera, forestal y agroalimentaria [PER11].

Como resultado del proyecto BIOCOP5 de generación eléctrica a pequeña escala construyó la primera planta de cogeneración con biomasa y ciclo ORC, ubicada en las instalaciones de Nicolás Correa Service S.A. en Burgos e instalada en 2010 [BAS10].

El ciclo ORC (125 kWe) utiliza el calor procedente del proceso de combustión de biomasa en una caldera de aceite térmico de 1.000 kW_t. Consiste en una instalación prototípica para demostrar la viabilidad técnica del proceso a escala real, se realizan pruebas con distintas biomasa y bajo diversas condiciones.

El sistema carece de recuperación de calor útil para cogeneración, pero pretende ser una demostración de la generación eléctrica con ORC a partir de biomasa en España. La *Figura 2.3.4* muestra un esquema de principio.

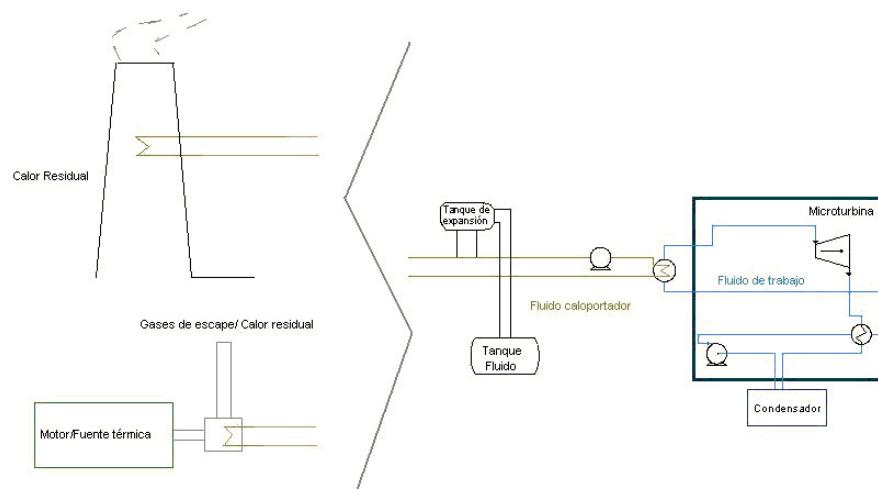


Figura 2.3.4. Esquema instalación proyecto BIOCOP [BAS10]

A partir del 2010 el número de plantas en operación ha aumentado significativamente hasta los 5 MW_e, en la *Tabla 2.3.2* se muestra una descripción de cada una de ellas.

Tabla 2.3.2. Plantas cogeneración con biomasa y ciclo ORC en España. (Fuente: [TDN17][RNK17])

Año	Localidad	Fabricante	Potencia Térmica (MWt)	Potencia Eléctrica (MWe)	Combustible
2012	Aranga (Coruña)	Turboden	2.5	0.6	Industria Maderera
2012	Tarazona de la Mancha (Albacete)	Turboden	2.5	0.6	Pellets
2012	Burgos	Turboden	5	1.4	Pellet
2012	Tineo (Asturias)	Turboden	4	1	Pellets
2013	Orense	Turboden	2.5	0.6	Pellets
2014	Burgos	Turboden	2.5	0.6	-
2016	Vitoria (Álava)	Rank		0.025	-

2.4 TECNOLOGÍA REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN

F.A. Al-Sulaiman et al [SUL11] llevan a cabo la comparación de tres sistemas de trigeneración con ciclo ORC y absorción de simple efecto; pila de combustible de óxido sólido, combustión de biomasa y solar. El esquema del ciclo ORC y combustión de biomasa se muestra en la *Figura 2.4.1*.

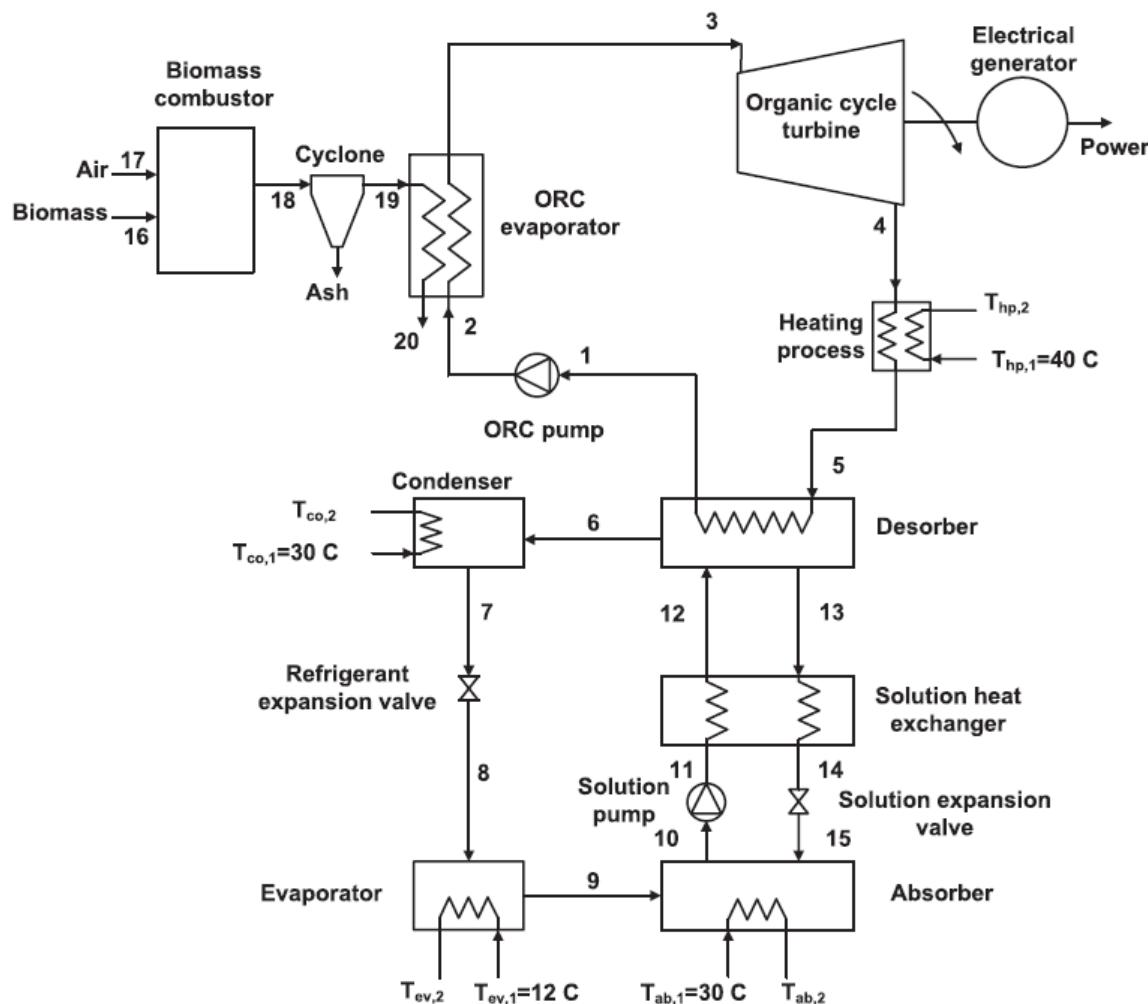


Figura 2.4.1. Esquema trigeneración ciclo ORC con combustión de biomasa y sistema absorción [SUL11]

El análisis de la máquina de absorción de simple efecto con agua se corresponde con los modelos teóricos como puede verse en la *Figura 2.4.2*.

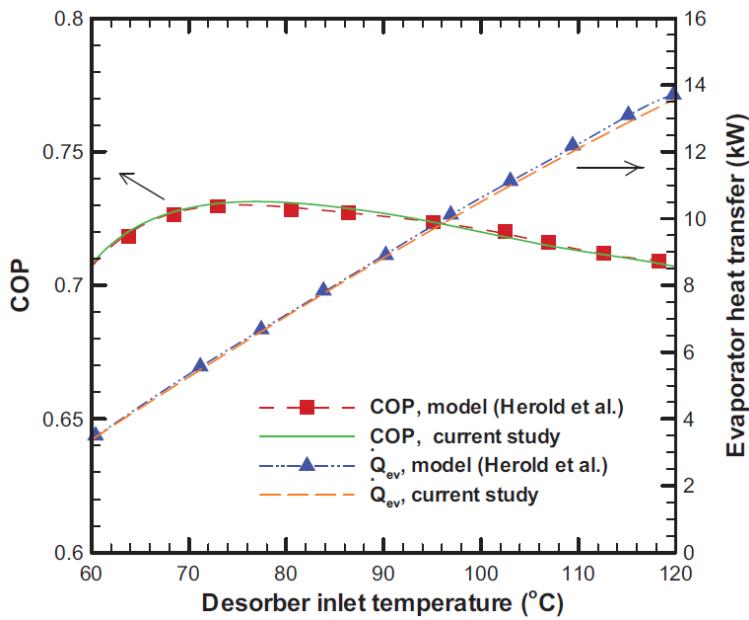


Figura 2.4.2. Validación del modelo de máquina de absorción simple [SUL11]

El diseño del equipo de refrigeración no está dentro del alcance del presente estudio, no obstante, se presenta las soluciones comerciales actuales utilizadas para el modelo energético.

Actualmente hay una gran diversidad de fabricantes de máquinas de absorción en España, que permite cubrir los requerimientos de cualquier planta. Las tecnologías comerciales son dos, según que trabajen con el par amoniaco/agua o agua/bromuro de litio. Esta Tesis se centra en el par agua/bromuro de litio por ser el comúnmente empleado en aplicaciones de climatización.

Las características comerciales en condiciones nominales de las máquinas de absorción agua/bromuro de litio accionadas por agua caliente se muestran en la *Tabla 2.4.1*:

Tabla 2.4.1 Características máquinas de absorción (Fuente: [YES17]/[TMX17]).

Tipo de Máquina	COP	Rango de T ^a de la fuente de calor (°C)
Simple Efecto	0,6-0,72	75-90
Doble Efecto	1-2	120-160

El rango de potencias frigoríficas en las que se encuentran las máquinas de absorción es amplio y cubre desde 10 hasta 6.000 kW.

La tecnología más empleada es la de simple efecto debido ya que su nivel de desarrollo ha permitido precios de venta más competitivos que las de doble efecto.

2.5 REDES DE DISTRITO

La Asociación de Empresas de Redes de Calor y Frío (ADHAC) [AER17] nace en 2010 con el fin de promover el sector de redes de distribución de calor y frío para su utilización en el sector residencial para calefacción, refrigeración y agua caliente sanitaria.

Entre sus objetivos se encuentra la creación y gestión de una base de datos de redes de calor y frío, la actuación en temas normativos y legislativos para implementar mejoras de eficiencia en edificios conectados a las redes.

En el año 2011 se publica la Guía Básica de Redes de Distrito de Calor y Frío [AER11] con el fin de promover su desarrollo e implantación conforme a los objetivos del *Plan de la energía de Cataluña 2006-2015*.

La Guía concluye que, con la centralización de equipos, se alcanzan ahorros de energía de más del 16%, ahorro económico para los usuarios, mejora de la calidad de los edificios y reducción de las emisiones de CO₂ de la zona entre otros. Como barreras para las redes de distrito se encuentran básicamente la planificación urbanística y la gran inversión necesaria, que precisa de ayudas públicas en forma de subvención o financiación o empresas privadas con alta capacidad financiera.

Desde entonces la Asociación publica anualmente el censo de redes de calor y frío, la evolución desde el año 2012 puede verse en la *Tabla 2.5.1*. En el año 2016 el número de redes asciende a 306, con más de 550 km instalados que dan servicio a más de 4.000 edificios. Como puede verse, la inversión está compensada desde organismos públicos y privados.

Tabla 2.5.1 Instalación Redes de Calor y Frío en España (Fuente: [AER17]).

Año	Total Nº Redes	Nuevas Nº Redes			Titularidad(%)		
		Redes Calor	Redes Calor y Frío	Redes Frío	Pública	Privada	Mixta
2012	46	44	2	-	-	-	-
2013	139	119	17	3	-	-	-
2014	202	175	18	9	46,4	43,9	9,5
2015	247	220	24	3	50,5	42,8	6,7
2016	306	277	26	3	47	48	5

En la presentación del censo de redes de octubre del 2016 [AER16] se muestra que el 74% de las redes censadas proceden de fuentes de energía renovables, un total de 225 redes, de las cuales 218 son biomasa.

La localización de las redes por comunidad autónoma según el censo de 2016, 330 redes con un total de 1.219 MW instalados, puede verse en la *Figura 2.5.1*. Hay una clara apuesta por este sistema en Cataluña y Castilla y León.

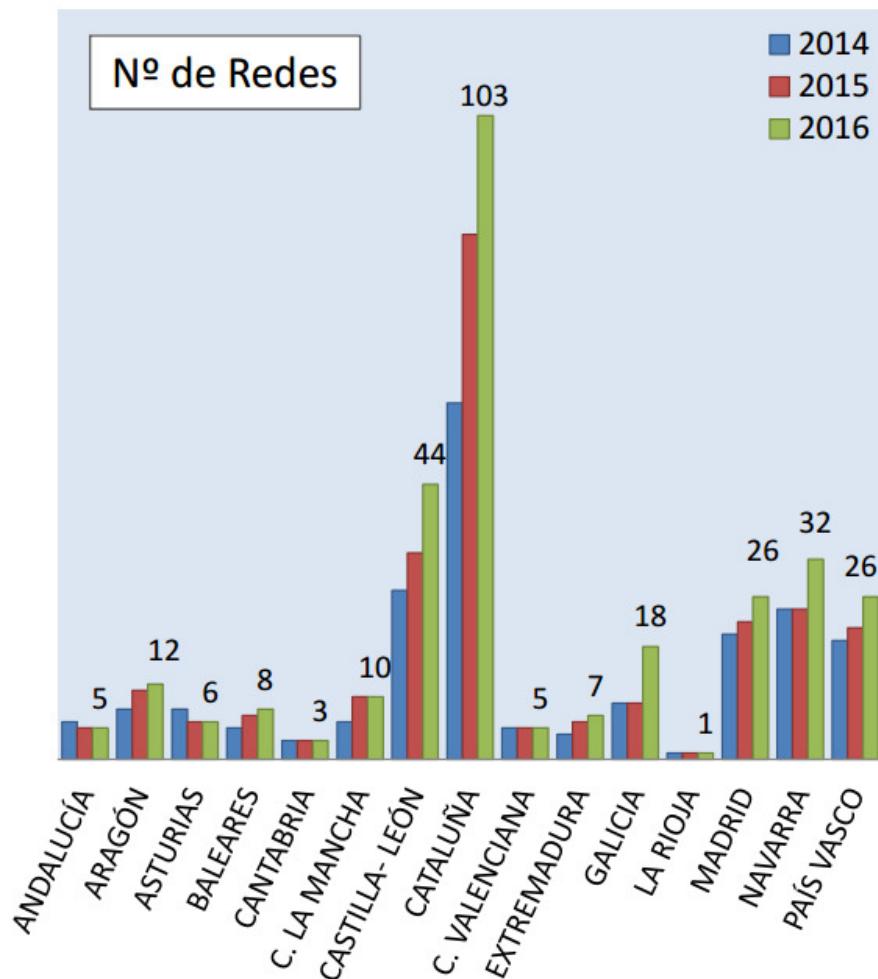


Figura 2.5.1. Localización redes de distrito por comunidad autónoma – censo 2016 [AER16]

En cuanto a la distribución por sector, en la *Figura 2.5.2* puede verse que aproximadamente dos tercios del total de redes abastece al sector terciario.

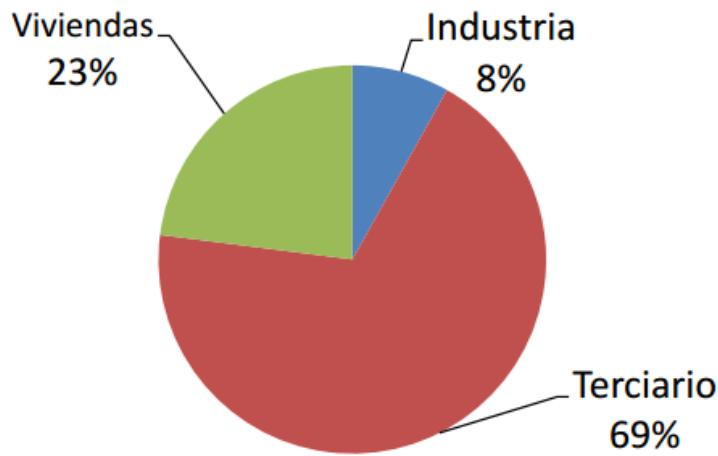


Figura 2.5.2. Tipología de clientes redes de distrito – censo 2016 [AER16]

2.5.1 Instalaciones existentes destacables

Barcelona – Forum y 22@

La red de calor y frío discurre por las calles de la ciudad, directamente enterrada o en galerías. Está formada por cuatro tuberías paralelas, dos para el agua caliente (impulsión a 90 °C y retorno a 60°C) y dos para el agua fría (impulsión a 5,5°C y retorno a 14°C) que transportan la energía desde las centrales de producción Forum y 22@ [DIS17].

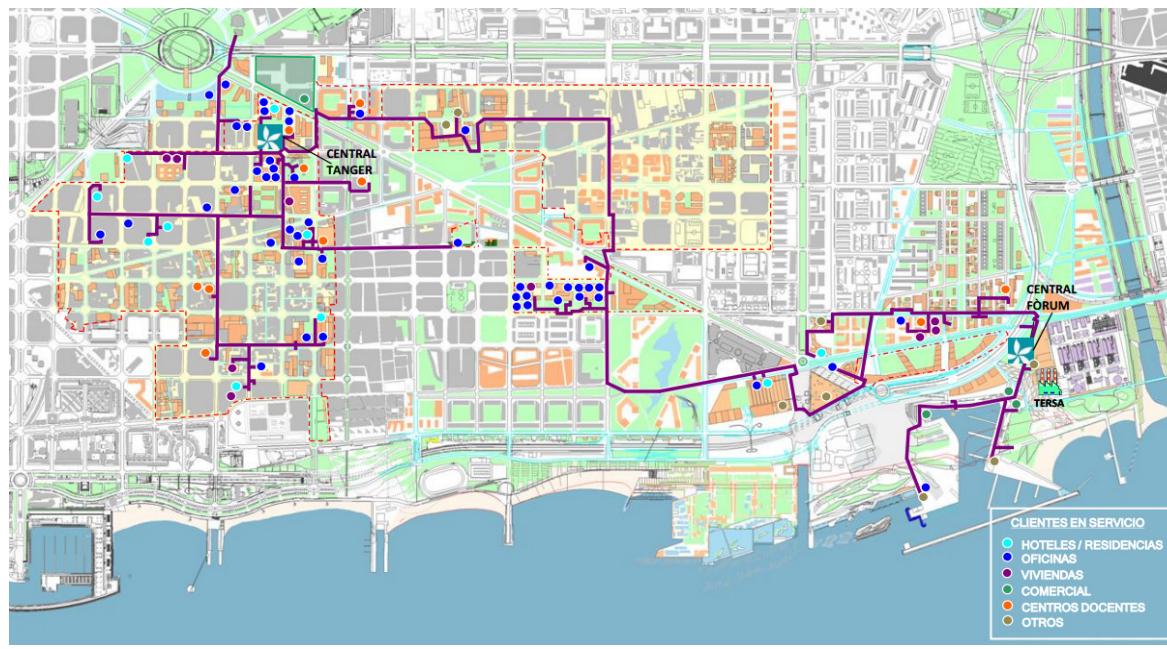


Figura 2.5.3. Red de Districlima en Barcelona Forum y 22@ [DIS17]

Las características de la central Fórum:

Producción de frío:

- 2 equipos de absorción Broad de 4,5 MW c/u
- 1 depósito de acumulación de agua fría de 5.000 m³
- 2 enfriadoras eléctricas Mc Quay de 4 MW c/u
- 2 enfriadoras eléctricas Johnson Controls de 7 MW c/u

Sistema de refrigeración:

- 3 intercambiadores de agua de mar / agua refrigeración máquinas de 12,5 MW c/u
- 1 estación de captación de agua de mar de 5.000 m³/h

Producción de calor:

- 4 intercambiadores vapor / agua de 5 MWh c/u
- 1 caldera de gas de 20 MW (backup)

Las características de la central 22@:

Producción de frío:

- 2 equipo de compresión de 6,7MW para producción de agua glicolada a -7 °C.

Producción de calor:

- 3 calderas de gas natural de 13,4 MW c/u para producción de agua caliente a más de 90 °C.

Ecoenergies – red urbana Barcelona Sur

La red de *Ecoenergies* es la red urbana que suministra energía térmica a Barcelona sur, la Zona Franca y L'Hospitalet. Se caracteriza por una producción de agua caliente a 90°C , agua fría a 5°C, frío industrial a -10°C y electricidad.

Actualmente la combustión de la biomasa se utiliza para la producción de 2MWhe de electricidad. En el futuro, cuando la demanda de calor en la red de calor y frío aumente la instalación trabajará en cogeneración produciendo agua caliente y electricidad simultáneamente.

La biomasa procede de la valorización de los residuos vegetales provenientes del mantenimiento de los parques y jardines de la ciudad de Barcelona con un complemento de biomasa forestal.

Está previsto la conexión del 85% de los edificios contemplados por el plan urbanístico del barrio de la Marina a una distancia de la red de 100 metros o más en función de la potencia contratada.



Figura 2.5.4. Red de *Ecoenergies* en Barcelona Sur [ECO17]

Red de calor de la universidad de Valladolid – UVA

La red tiene su origen en la Planta Térmica de biomasa que la UTE Rebi-Cofely está construyendo en el Campus Miguel Delibes. De la central parte un conducto principal que se divide en ramales bajo las calles para llegar a cada uno de los edificios

El agua caliente está a una temperatura de 90°C, y la instalación cuenta con unos 11,30 km.

El consumo total previsto es de 22.069.734 kWh anuales, de los cuales 17.187.869 kWh pertenecen al consumo de la UVA (77,87%), 515.180 kWh corresponden a edificios del Ayuntamiento de Valladolid (2,33%) y 4.366.685 kWh pertenecen a edificios de Deportes de la Junta de Castilla y León de Deportes (19,80%) [\[RUV17\]](#).

2.5.2 Proyectos en ejecución

Bricker

BRICKER [\[PBR17\]](#) es un proyecto de cuatro años de duración. Se inició en el año 2013 y tiene como objetivo la retroadaptación de tres emplazamientos: un edificio de administración en España, un edificio universitario en Bélgica y un hospital en Turquía.

En España, el proyecto piloto consiste en la reforma de unas oficinas de la Junta de Extremadura en Mérida. El proyecto consiste en integrar colectores cilindro-parabólicos, una caldera de biomasa, una unidad de cogeneración de calor y electricidad basada en el Ciclo Orgánico de Rankine, un refrigerador por adsorción y una torre de refrigeración.

Concluida la obra, se espera que este complejo de oficinas sirva como modelo para el resto de la comunidad y potencie así el uso de las energías renovables, y sobre todo de la solar y la de biomasa, ambas abundantes en esta región.

La meta es reducir el consumo de energía en un 50%.

Cityfied

El proyecto CITYFIED [PCF17] tiene como propósito reducir la demanda energética y las emisiones de gases de efecto invernadero e incrementar el uso de energías renovables desarrollando e implementando tecnologías y metodologías para la reforma de edificios, redes inteligentes y redes de calor.

Se han escogido tres proyectos pilotos localizados en Laguna de Duero (Valladolid), Lund (Suecia) y Soma (Turquía) por ser ciudades que representan varios escenarios urbanos distintos, tipología de edificaciones, de usuarios, de sistemas de calefacción y refrigeración y soluciones tecnológicas para la producción y distribución de la electricidad.

En el proyecto de Laguna de Duero, las intervenciones para la rehabilitación del distrito de Torrelago se implementarán en dos fases. En cada una de ellas participan los siguientes edificios y viviendas:

- Fase 1: 12 edificios para un total de 576 viviendas con una superficie media de 100 m². Estos edificios fueron construidos en 1977.
- Fase 2: 19 edificios para un total de 912 viviendas con una superficie media de 100 m². Estos edificios fueron construidos en 1979 y en 1981.

El total del proyecto entre proyectos piloto y comunidades de interés puede verse en la *Figura 2.5.5.*

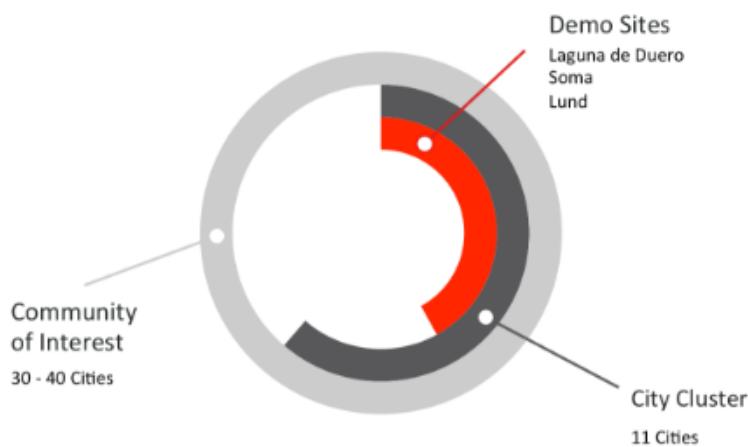


Figura 2.5.5. Red de ciudades CityFied [PCF17]

3 CAPITULO 3. METODOLOGÍA

3.1 MODELO ENERGÉTICO

3.1.1 Introducción

El ciclo ORC, es un ciclo de Rankine con la particularidad, como ya se ha comentado anteriormente, de utilizar un fluido orgánico en lugar de agua. Los fluidos orgánicos, al ser fluidos secos, permiten el uso de fuentes de calor de baja temperatura y presiones bajas de operación debido a sus propiedades fisicoquímicas como puede verse en la *Figura 3.1.1*. Como se aprecia en dicha Figura, la entalpía de vaporización de los fluidos orgánicos es mucho menor que la del agua, lo que permite que la caldera sea un simple intercambiador de calor, sin tener que emplear un calderín para extraer el vapor saturado de la mezcla bifásica.

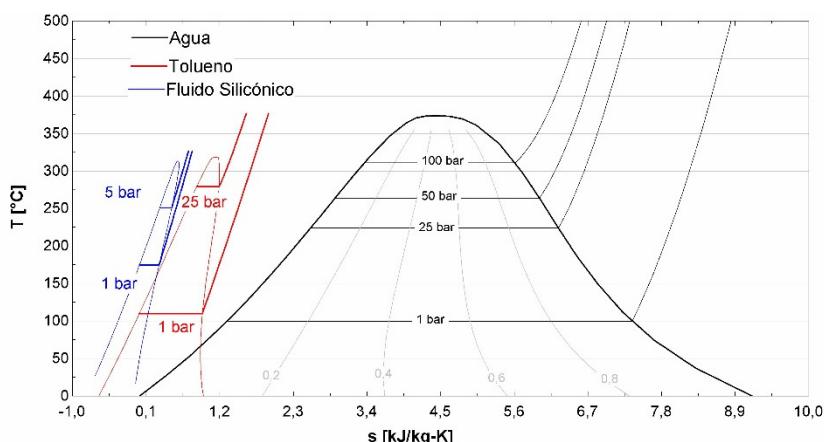


Figura 3.1.1. Diagrama T-s de fluidos secos (tolueno, fluido silícnico-D4) frente al agua (Fuente: Elaboración Propia)

El ciclo básico termodinámico está constituido por un evaporador, una turbina, un condensador y una bomba, como se muestra en la *Figura 3.1.2*. Una caldera de biomasa introduce calor en el lazo del aceite térmico que a su vez calienta el fluido orgánico en el evaporador hasta vapor saturado¹ que se utiliza para mover la turbina conectada al generador. A la salida de la turbina, el vapor se enfriá hasta su estado líquido en el condensador transfiriendo calor al sistema de agua de refrigeración (que es el que transporta el calor útil a la demanda). El líquido es comprimido por la bomba antes de volver a la caldera.

¹ La versión subcrítica, en la que el fluido orgánico sale del evaporador como vapor saturado, o la supercrítica, en la que el fluido orgánico sale del calentador (ya no hay evaporación) como vapor sobrecalentado.

Con el fin de mejorar el rendimiento del ciclo, se utiliza un intercambiador de calor que hace el papel de regenerador, dando lugar al llamado ciclo regenerativo. El ciclo regenerativo mejora el rendimiento recalentando el fluido orgánico que sale de la bomba antes de entrar en el evaporador. La rama caliente del regenerador, toma el fluido orgánico de la salida de la turbina y lo descarga a la entrada del condensador. De esta manera, se aprovecha la característica de los fluidos secos de abandonar la turbina con una temperatura superior a la de condensación para usar dicha temperatura como fuente térmica interna (regenerativa) para elevar la temperatura media de entrada de calor al ciclo, consiguiendo así mejorar la eficiencia. Esta manera de realizar la regeneración es propia de los ciclos ORC y se diferencia de la empleada en los ciclos de Rankine convencionales que lo realizan a partir de extracciones de la turbina.

Las dos configuraciones, ciclo básico y ciclo regenerativo, se muestran en las figuras 3.1.2 y 3.1.3.

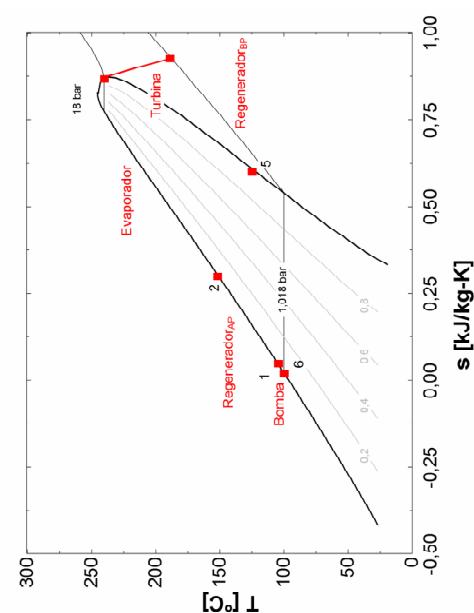
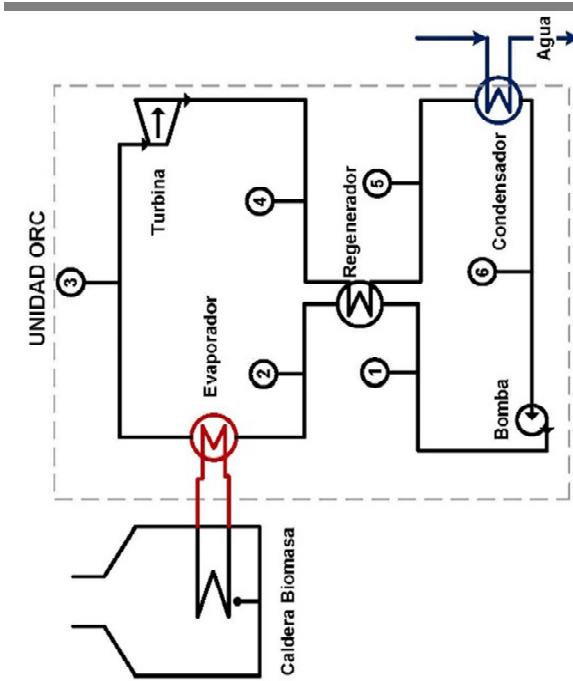
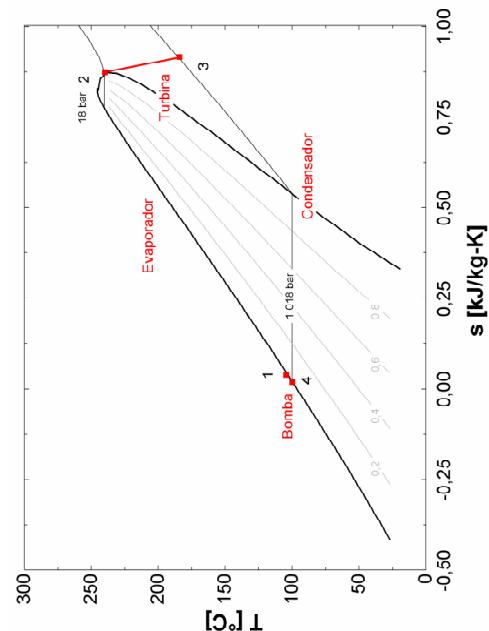
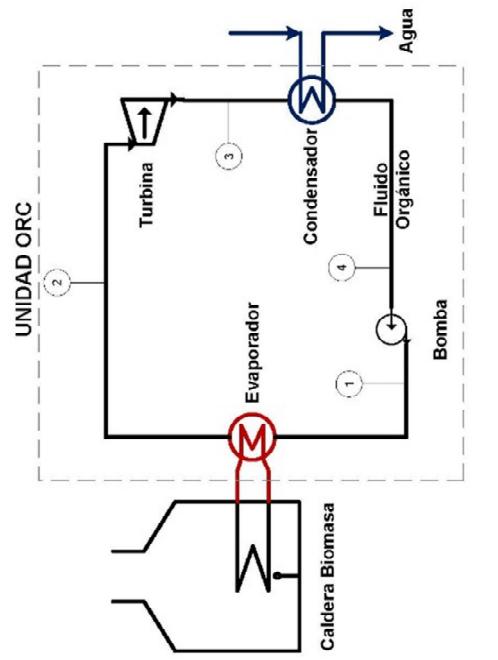


Figura 3.1.3. Ciclo Orgánico Rankine Regenerativo (Fuente: Elaboración Propia)

Figura 3.1.2. Ciclo Orgánico Rankine Básico
(Fuente: Elaboración Propia)

3.1.2 Análisis Termodinámico en el punto nominal

El modelo matemático ha sido implementado en el programa *Engineering Equation Solver* (EES) [EES17].

Para el análisis termodinámico [MOR04] del ciclo no se han considerado ni las pérdidas de calor entre los componentes del ciclo y el entorno, ni las pérdidas de presión en los circuitos. Las energías cinética y potencial se han considerado despreciables y todos los equipos se han analizado en estado estacionario.

Los balances de masa y energía para cada equipo, según esquemas de la *Figura 3.1.3* en estado estacionario son:

- **Bomba:** El líquido a la salida del condensador, *estado 6*, es bombeado hasta la presión del evaporador, entrando en la rama fría del regenerador (ciclos regenerativos) o directamente en el evaporador (ciclos simples) *estado 1*. Asumiendo un comportamiento incompresible del líquido para facilitar la convergencia del modelo el balance de energía resulta:

$$\dot{W}_{bomba} = \frac{v_6 \cdot (p_1 - p_6)}{\eta_{i,bomba}} = \dot{m} \cdot (h_1 - h_6) \quad (3.1.1)$$

Siendo:

- $\eta_{i,bomba}$ el rendimiento isentrópico de la bomba
- \dot{m} el flujo másico del fluido de trabajo (kg/s)
- h_1 la entalpía del fluido de trabajo a la salida de la bomba - *estado 1* (kJ/kg)
- h_6 la entalpía del fluido de trabajo a la entrada de la bomba - *estado 6* (kJ/kg)
- p_1 la presión del fluido de trabajo a la salida de la bomba - *estado 1* (bar)
- p_6 la presión del fluido de trabajo a la entrada de la bomba - *estado 6* (bar)
- v_6 el volumen específico del fluido de trabajo a la entrada de la bomba - *estado 6* (m^3/kg)

- **Evaporador:** El líquido bombeado entra en el evaporador, *estado 2* y es calentado hasta vapor sobrecalentado (ciclos supercríticos) o vapor saturado (ciclos subcríticos), *estado 3*. El balance de energía resulta:

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m} \cdot (h_3 - h_2) = \dot{m}_{aceite} \cdot C_{p,aceite} \cdot (T_{e,evap} - T_{s,evap}) \quad (3.1.2)$$

Siendo:

- \dot{m} el flujo másico del fluido de trabajo (kg/s)
 - h_3 la entalpía del fluido de trabajo a la salida del evaporador - estado 3 (kJ/kg)
 - h_2 la entalpía del fluido de trabajo a la entrada del evaporador - estado 2 (kJ/kg)
 - \dot{m}_{aceite} el flujo másico del aceite térmico (kg/s)
 - $C_{p,aceite}$ el calor específico del aceite térmico, (kJ/kg·K)
 - $T_{e,evap}$ la temperatura del aceite térmico a la entrada del evaporador (°C)
 - $T_{s,evap}$ la temperatura del aceite térmico a la salida del evaporador (°C)
- **Turbina:** El vapor sobrecalentado a la salida del evaporador, *estado 3* se expande en la turbina para producir energía eléctrica en el generador, *estado 4*. El balance de energía, resulta:

$$\dot{W}_{turb} = \dot{m} \cdot (h_3 - h_4) = \eta_{i,turb} \cdot \dot{m} \cdot (h_3 - h_{4s}) \quad (3.1.3)$$

Siendo:

- \dot{m} el flujo másico del fluido de trabajo (kg/s)
- $\eta_{i,turb}$ el rendimiento isentrópico de la turbina
- h_{4s} la entalpía isentrópica del fluido de trabajo a la salida de la turbina (kJ/kg)
- h_3 la entalpía del fluido de trabajo a la entrada de la turbina - estado 3 (kJ/kg)
- h_4 la entalpía del fluido de trabajo a la salida de la turbina - estado 4 (kJ/kg)

- **Condensador:** El líquido después de la expansión en la turbina (ciclo básico), o a la salida del regenerador (ciclo regenerado) entra en el condensador, *estado 5* y es enfriado hasta líquido saturado *estado 6*. El calor aportado al agua representa la potencia térmica en el condensador, también conocido como calor útil. El balance de energía resulta:

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m} \cdot \Delta h_{cond} = \dot{m} \cdot (h_5 - h_6) = \dot{m}_{agua} \cdot C_{p,agua} \cdot (T_{s,cond} - T_{e,cond}) \quad (3.1.4)$$

Siendo:

- \dot{m} el flujo másico del fluido de trabajo (kg/s)
- h_6 la entalpía del fluido de trabajo a la salida del condensador - estado 6 (kJ/kg)
- h_5 la entalpía del fluido de trabajo a la entrada del condensador - estado 5 (kJ/kg)
- \dot{m}_{agua} el flujo másico del agua (kg/s)
- $C_{p,agua}$ el calor específico del agua, (kJ/kg·K)
- $T_{e,cond}$ la temperatura del agua a la entrada del condensador (°C)
- $T_{s,cond}$ la temperatura del agua a la salida del condensador (°C)

- **Regenerador:** El líquido después de la expansión en la turbina entra en la rama caliente del regenerador, *estado 4*, para precalentar el fluido que sale de la bomba antes de que entre en el evaporador. El fluido de la rama caliente abandona el regenerador en el *estado 5*, para dirigirse al condensador. El balance de energía resulta:

$$\dot{Q}_{reg} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) = \dot{m} \cdot (h_4 - h_5) \quad (3.1.5)$$

Siendo:

- \dot{m} el flujo másico del fluido de trabajo (kg/s)
- h_2 la entalpía del fluido de trabajo a la salida de la rama fría del regenerador - estado 2 (kJ/kg)

- h_1 la entalpía del fluido de trabajo a la entrada de la rama fría del regenerador - estado 1 (kJ/kg)
- h_5 la entalpía del fluido de trabajo a la salida de la rama caliente del regenerador - estado 5 (kJ/kg)
- h_4 la entalpía del fluido de trabajo a la entrada de la rama caliente del regenerador - estado 4 (kJ/kg)

El rendimiento térmico del ciclo es la ratio entre el trabajo neto producido y la cantidad de energía aportada en el evaporador, por lo que la expresión para el cálculo del mismo resulta:

$$\eta = \frac{\dot{W}_{turb} - \dot{W}_{bomba}}{\dot{Q}_{evap}} \quad (3.1.6)$$

Hipótesis de trabajo

Se analiza el ciclo para distintos fluidos orgánicos tomando como valores fijos las siguientes variables:

- $\eta_{i, \text{bomba}}$: rendimiento isentrópico de la bomba
- $\eta_{i, \text{turbina}}$: rendimiento isentrópico de la turbina
- P_1 (bar), presión alta del ciclo (presión de entrada a la turbina)
- ΔT_{\min} (°C), acercamiento mínimo de temperaturas entre las dos corrientes del regenerador (*pinch point*) (°C)
- \dot{Q}_{evap} (kW) y ΔT_{aceite} (°C): Características de la caldera, calor aportado y diferencia de temperatura del aceite térmico en el evaporador
- x_6, T_6 (°C), $\Delta T_{\text{condensador}}$ (°C): Diseño del condensador, diferencia de temperatura del agua, temperatura del fluido orgánico a la salida del condensador, y título de vapor nulo del fluido orgánico a la salida del condensador (líquido saturado).

Diseño de los intercambiadores de calor – Evaporador, Condensador y Regenerador

La efectividad del intercambiador de calor se define como la razón entre la transferencia de calor real y la transferencia de calor máxima teórica [INC99]:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_{int}}{\dot{Q}_{int,max}} \quad (3.1.7)$$

De manera general, el balance de energía en los intercambiadores, particularizado anteriormente para cada equipo del ciclo, resulta:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{int} &= \dot{m}_{caliente} \cdot (h_{e,caliente} - h_{s,caliente}) = \dot{m}_{frio} \cdot (h_{s,frio} - h_{e,frio}) = \dot{m}_{caliente} \cdot \\ &C_{p,caliente} \cdot (T_{e,caliente} - T_{s,caliente}) = \dot{m}_{frio} \cdot C_{p,frio} \cdot (T_{e,caliente} - T_{s,caliente}) = C_{caliente} \cdot \\ &(T_{e,caliente} - T_{s,caliente}) = C_{frio} \cdot (T_{e,caliente} - T_{s,caliente}) \end{aligned} \quad (3.1.8)$$

Siendo:

- $C_{caliente}$ la capacidad calorífica del fluido caliente (kW/K)
- C_{frio} la capacidad calorífica del fluido frío (kW/K)
- $T_{e,caliente}$ la temperatura del fluido caliente a la entrada del intercambiador (°C)
- $T_{s,caliente}$ la temperatura del fluido caliente a la salida del intercambiador (°C)
- $T_{e,frio}$ la temperatura del fluido frío a la entrada del intercambiador (°C)
- $T_{s,frio}$ la temperatura del fluido frío a la salida del intercambiador (°C)

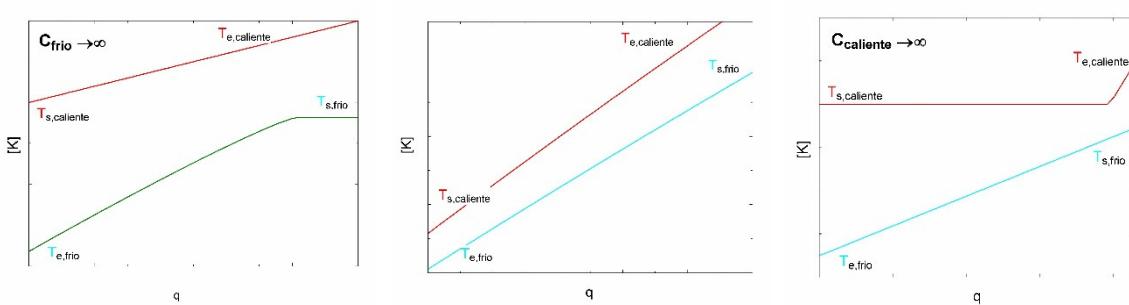


Figura 3.1.4. Distribución de temperatura de los intercambiadores de calor de ciclo en el caso subcrítico. De izquierda a derecha: evaporador, regenerador y condensador (Fuente: Elaboración Propia)

En la *Figura 3.1.4* se ha representado la distribución de temperatura de los diferentes intercambiadores del ciclo (caso subcrítico regenerativo), supuestos todos en contracorriente. Cuando el fluido frío cambia de fase, la capacidad calorífica se hace infinita al no existir variación de temperatura (supuesta presión constante). Aunque tanto en el evaporador como en el condensador hay calor latente y sensible se considera infinita la capacidad calorífica de la corriente que experimenta un cambio de fase. En el caso en que las capacidades caloríficas de ambos fluidos fueran iguales, la diferencia de temperatura entre ambas corrientes sería constante a través del intercambiador, diciéndose entonces que el intercambiador está “equilibrado”.

La transferencia de calor también puede ser expresada en función de la diferencia de temperatura entre los fluidos y el coeficiente global de transferencia de calor (U), siendo habitual considerar su producto por el área de intercambio (A), conocido como conductancia térmica:

$$\dot{Q}_{int} = U \cdot A \cdot \Delta T_m \quad (3.1.9)$$

Siendo:

- U el coeficiente global de transferencia de calor (kW/m² · K)
- A el área superficial total del intercambiador (m²)
- ΔT_m la diferencia de temperatura logarítmica media

El análisis de los intercambiadores de calor se ha llevado a cabo mediante el método ϵ -NUT que tan solo exige fijar las temperaturas de entrada de cada corriente y los flujos máicos. El número NUT, número de unidades de transferencia, es un parámetro adimensional que relaciona el coeficiente global de transferencia de calor (U·A) y la capacidad calorífica de los fluidos del intercambiador, dando una idea del tamaño relativo del mismo.

$$NUT = \frac{U \cdot A}{\min[c_f, c_c]} \quad (3.1.10)$$

Siendo:

- c_f : capacidad calorífica de la corriente fría
- c_c : capacidad calorífica de la corriente caliente

Se han supuesto intercambiadores de placas, dada su gran compacidad y los reducidos acercamientos de temperatura que se pueden lograr. Considerando la operación en contracorriente y el habitual perfil en zig-zag de los intercambiadores de placas comerciales se ha empleado el modelo de un intercambiador de flujo cruzado con ambas corrientes sin mezclar. La expresión utilizada para relacionar la efectividad y el NUT es:

- Para tramo sin cambio de fase de ninguno de los dos fluidos $\rightarrow 0 < C_r \leq 1$

$$\varepsilon = 1 - \exp \left[\left(\frac{1}{C_r} \right) \cdot (NUT)^{0.22} \cdot \exp \{ [-C_r \cdot (NUT)^{0.78}] - 1 \} \right] \quad (3.1.11)$$

- Para tramo con cambio de fase de alguno de los dos fluidos $\rightarrow C_r = 0$

$$\varepsilon = 1 - \exp[-NUT] \quad (3.1.12)$$

Donde:

- C_r la relación de capacidad de calor mínima y máxima:

$$C_r = \frac{\min[C_f, C_c]}{\max[C_f, C_c]} \quad (3.1.13)$$

Con objeto de facilitar la convergencia del modelo, el dato de diseño no ha sido la efectividad, sino el acercamiento mínimo de temperaturas. Por otra parte, teniendo en cuenta que el calor específico de un gas es menor que el de un líquido en un margen de temperaturas similar, y que ambas ramas del regenerador son recorridas por el mismo gasto másico, el acercamiento en él se localiza en la entrada de la corriente fría.

3.1.3 Análisis Termodinámico fuera punto nominal.

Para maximizar las horas de funcionamiento y por tanto la rentabilidad de la planta, ésta ha de operar el mayor número de horas posible, lo que supone operar a carga parcial (fuera del punto de diseño). Al igual que para el balance en el punto nominal, en el modelado fuera del punto nominal no se han tenido en cuenta las pérdidas de presión o de calor.

La operación fuera del punto nominal se ha estudiado siguiendo la metodología propuesta por *Patnode* [PAT06] en la que sugiere utilizar una extrapolación cuadrática para conductancias de transferencia de calor basada en la ecuación de Ditus-Boelter para los intercambiadores de calor y la ecuación de *Stodola* para modelar la turbina.

Intercambiadores de calor a carga parcial

Los intercambiadores de calor quedan caracterizados el acercamiento mínimo de temperaturas, que se fijan como dato en el punto de diseño. Sin embargo, dicho acercamiento no se mantiene constante a carga parcial. El comportamiento del intercambiador fuera del punto nominal se puede modelar si se conocen sus parámetros térmicos característicos, puesto que las leyes que rigen la variación de estos parámetros, en función de los caudales de fluido que estén circulando en cada momento a través del cambiador, son conocidas. Se obtiene la relación entre conductancias térmicas de transmisión de calor (UA) y caudales másicos dada en la ecuación (3.1.14).

$$\frac{UA}{UA_n} = \frac{\dot{m}_c^{0.8} \cdot \dot{m}_f^{0.8} \cdot (\dot{m}_{c,n}^{0.8} + \dot{m}_{f,n}^{0.8})}{\dot{m}_{c,n}^{0.8} \cdot \dot{m}_{f,n}^{0.8} \cdot (\dot{m}_c^{0.8} + \dot{m}_f^{0.8})} \quad (3.1.14)$$

Siendo:

- UA conductancia térmica de transmisión de calor fuera del punto nominal (kW/K)
- UA_n conductancia térmica de transmisión de calor en el punto nominal (kW/K)
- \dot{m}_c el flujo másico del fluido caliente fuera del punto nominal (kg/s)
- \dot{m}_f el flujo másico del fluido frío fuera del punto nominal (kg/s)
- $\dot{m}_{c,n}$ el flujo másico del fluido caliente en el punto nominal (kg/s)
- $\dot{m}_{f,n}$ el flujo másico del fluido frío en el punto nominal (kg/s)

Turbina a carga parcial

Si se conocen las condiciones de diseño (presiones nominales y caudales nominales) se puede calcular la presión en cada escalonamiento según la ley de la elipse (Stodola, 1945), dada en la ecuación (3.1.15)

$$\frac{P_e^2 - P_s^2}{P_{e,n}^2 - P_{s,n}^2} = \left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_n} \right)^2 \quad (3.1.15)$$

Siendo:

- P_e la presión de entrada a la turbina fuera del punto nominal (bar)
- P_s la presión a la salida de la turbina fuera del punto nominal (bar)
- $P_{e,n}$ la presión de entrada a la turbina en el punto nominal (bar)
- $P_{s,n}$ la presión a la salida de la turbina en el punto nominal (bar)
- \dot{m} el flujo másico del fluido fuera del punto nominal (kg/s)
- \dot{m}_n el flujo másico del fluido en el punto nominal (kg/s)

Hipótesis de trabajo

Para llevar a cabo el análisis fuera del punto nominal, se han tomado como parámetros fijos las siguientes variables:

- $T_{e,aceite}$ (°C), la temperatura del aceite térmico a la entrada al evaporador (temperatura del aceite térmico a la salida de la caldera)
- $T_{s,agua}$ (°C), la temperatura del agua a la salida del condensador
- $T_{e,demanda}$, $T_{s,demanda}$ (°C) las temperaturas de entrada y salida del agua en el lado de demanda
- \dot{m}_{agua} (kg/s), el flujo másico de agua en el condensador
- $\eta_{caldera}$ la eficiencia de la caldera
- η_{bomba} el rendimiento de la bomba
- $\eta_{turbina}$ el rendimiento de la turbina
- el título de vapor del fluido orgánico en la entrada de la turbina como vapor saturado ($x=1$)

- el título de vapor del fluido orgánico a la salida del condensador como líquido saturado ($x=0$)
- Demanda relativa mínima 40 % ($0.4 < \varphi < 1$)

Se definen dos variables para modelar la planta fuera del punto nominal (en adelante, el índice “n” indica variables en punto nominal), la *carga* y la *demandra relativa*.

Las ecuaciones de balance de energía en la caldera, fijando las variables del proceso según lo indicado en la *Figura 3.1.5*, resulta la Ecuación 3.1.16 con la definición de **carga** como la ratio entre la potencia térmica fuera del punto nominal y en el punto nominal:

$$Carga \equiv \Phi = \frac{\dot{F}}{\dot{F}_n} \quad (3.1.16)$$

La ecuación de la potencia térmica en la caldera está definida por la Ecuación 3.1.17:

$$\dot{F} = \frac{\dot{m}_{aceite} \cdot C_{aceite} \cdot (T_{s,caldera} - T_{e,caldera})}{\eta_{caldera}} \quad (3.1.17)$$

Por tanto, la expresión de la carga resulta según la Ecuación 3.1.18:

$$Carga \equiv \Phi = \frac{\dot{F}}{\dot{F}_n} = \frac{\dot{m}_{aceite} \cdot (T_{s,caldera} - T_{e,caldera})}{\dot{m}_{aceite}^n \cdot (T_{s,caldera}^n - T_{e,caldera}^n)} = \mu \cdot \frac{(T_{s,caldera} - T_{e,caldera})}{(T_{s,caldera}^n - T_{e,caldera}^n)} \quad (3.1.18)$$

Donde

- μ representa la ratio de flujos máscicos del aceite térmico en el punto de diseño y fuera del punto de diseño.
- $T_{s,caldera}^n = T_{e,caldera} = 300^{\circ}C$

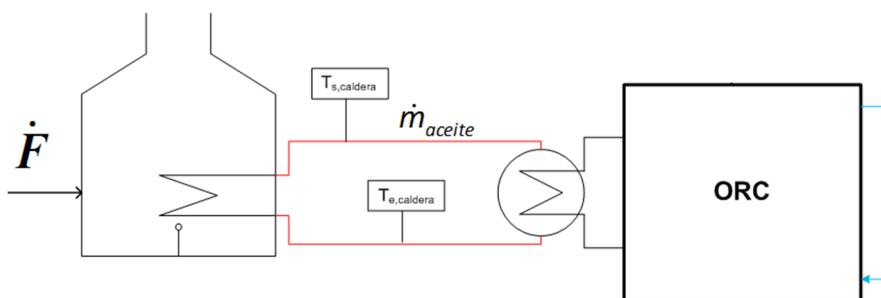


Figura 3.1.5. Ciclo Orgánico Rankine. Detalle Caldera (Fuente: Elaboración Propia)

El documento publicado por AVEBIOM [AVB11], presenta una nueva curva de corrección del rendimiento de calderas de biomasa en función de la carga parcial de una muestra de 166 calderas modulantes y no modulantes, calculados siguiendo los protocolos establecidos por la norma UNE EN 303-5:1999 “Calderas de calefacción. Parte 5: Calderas especiales para combustibles sólidos, de carga manual y automática y potencia útil nominal hasta 300kW. Terminología, requisitos, ensayos y marcado”, desde carga parcial del 30% hasta plena carga (100%). Aunque el documento aplica a calderas hasta 300 kW, se ha considerado límites válidos para calderas de mayor potencia y de manera conservadora se ha tomado 40% como valor mínimo de carga.

El modelado de la **demanda relativa** en el condensador, requiere instalar una válvula de tres vías distribuidora de caudal en el lazo de refrigeración, como puede verse en la *Figura 3.1.6*, para mantener los valores fijados en operación nominal. El aporte de calor útil desde el ciclo ORC está fijado por el flujo de agua en el condensador y la temperatura de salida del agua del mismo, por lo que la demanda relativa resulta según la Ecuación 3.1.19:

$$\text{Demanda}_{\text{relativa}} \equiv \phi = \frac{\dot{Q}_u}{\dot{Q}_u^n} \quad (3.1.19)$$

$$\dot{Q}_u^n = \dot{m}_{\text{agua}} \cdot C_{\text{agua}} \cdot (T_{s,\text{agua}} - T_{e,\text{agua}}) \quad (3.1.20)$$

$$\dot{Q}_u = \phi \cdot \dot{m}_{\text{agua}} \cdot C_{\text{agua}} \cdot (T_{e,\text{demanda}} - T_{s,\text{demanda}}) \quad (3.1.21)$$

Por tanto, la expresión de la demanda relativa resulta según la Ecuación 3.1.22:

$$\text{Demanda}_{\text{relativa}} \equiv \phi = \frac{(T_{s,\text{agua}} - T_{e,\text{agua}})}{(T_{e,\text{demanda}} - T_{s,\text{demanda}})} \quad (3.1.22)$$

Donde

- $T_{s,\text{agua}}=95^{\circ}\text{C}$
- $T_{e,\text{demanda}}=95^{\circ}\text{C}$
- $T_{s,\text{demanda}}=65^{\circ}\text{C}$

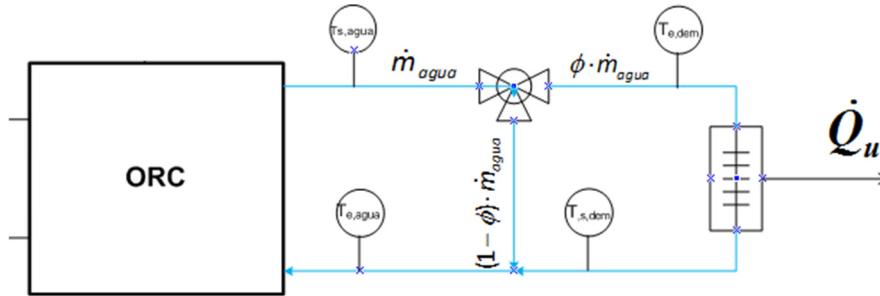


Figura 3.1.6. Ciclo Orgánico Rankine. Detalle Válvula Tres Vías (Fuente: Elaboración Propia)

A partir del análisis de los distintos puntos de carga y demanda relativa, se obtienen las correlaciones para las eficiencias del ciclo.

$$\eta_E = \sum_{i=1}^3 (\omega_i \cdot \phi^i) \quad (3.1.23)$$

$$\eta_V = \sum_{k=1}^3 (\theta_k \cdot \phi^k) \quad (3.1.24)$$

A partir de las correlaciones obtenidas para las eficiencias y las relaciones entre variables del ciclo proporcionadas por la normativa 2004/8/CE [DCE8/04_a] se procede a calcular el trabajo eléctrico producido (\dot{W}), el consumo de energía primaria (\dot{F}) y calor útil para calefacción y ACS (\dot{Q}_u) fuera del punto nominal.

$$\eta_V = \frac{\dot{Q}_u}{\dot{F}} \quad (3.1.25)$$

$$\eta_E = \frac{\dot{W}}{\dot{F}} \quad (3.1.26)$$

$$\Phi = \phi \cdot \left(\frac{\eta_V^n}{\eta_V} \right) = \mu \cdot \frac{(T_{s,caldera}^n - T_{e,caldera}^n)}{(T_{s,caldera}^n - T_{e,caldera}^n)} \quad (3.1.27)$$

$$\dot{W} = \dot{F} \cdot \eta_E = \dot{F} \cdot \sum_{i=1}^3 (\omega_i \cdot \phi^i) \quad (3.1.28)$$

$$\dot{Q}_u = \dot{F} \cdot \eta_V = \dot{F} \cdot \sum_{k=1}^3 (\theta_k \cdot \phi^k) \quad (3.1.29)$$

El calor útil para refrigeración (\dot{Q}_{uf}) se obtiene mediante la Ecuación 3.1.30, en la cual no se considera el calor para producción de ACS (\dot{Q}_{ACS}).

$$\dot{Q}_{uf} = CSPF \cdot \left(\dot{F} \cdot \sum_{i=1}^3 (\theta_k \cdot \phi^k) - \dot{Q}_{ACS} \right)$$

Donde CSPF corresponde al coeficiente de rendimiento estacional de una máquina de compresión para edificios existentes, igual a 230% según [\[IDAE_CE303\]](#).

3.2 MODELO DE CÁLCULO DE LA DEMANDA ENERGÉTICA

3.2.1 Introducción

El primer *Plan de Acción Nacional* de eficiencia energética [PAE04] definía las medidas prioritarias para reducir las tasas de crecimiento de consumo energético y los indicadores de intensidad energética.

Con el segundo Plan de Acción 2011-2020 [PAE11] se da continuidad a los planes de ahorro y eficiencia energética aprobados en el documento anterior, presentándose los ahorros logrados con las medidas puestas en marcha anteriormente. La distribución del consumo energético en los hogares según IDAE está representada en la *Figura 3.2.1*. Se aprecia un aumento en el consumo de calefacción y refrigeración, y aunque el de refrigeración no es significativo, supone picos de demanda que hay que tener en cuenta.

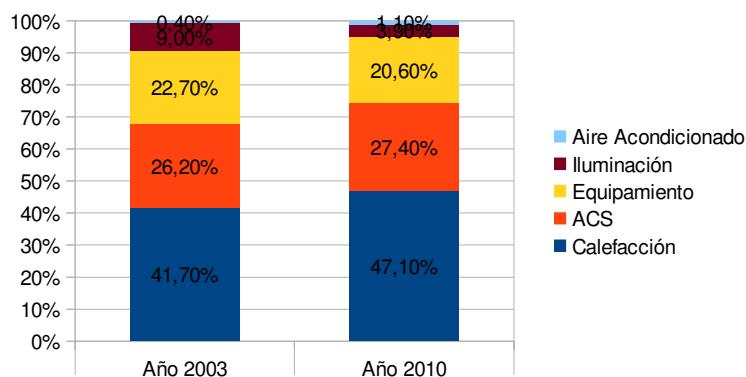


Figura 3.2.1. Distribución del consumo en los hogares (Fuente [PAE11])

En el marco normativo sobre eficiencia energética en edificación se encuentra la necesidad de satisfacer una serie de requisitos básicos, principalmente para los edificios de nueva construcción, entre los que figura el *Artículo 3* sobre el ahorro de energía establecido en la Ley 38/1999 de Ordenación de la Edificación del 5 de noviembre [L38/99].

“Artículo 3. Requisitos básicos de la edificación.

1. Con el fin de garantizar la seguridad de las personas, el bienestar de la sociedad y la protección del medio ambiente, los edificios deberán proyectarse, construirse, mantenerse y conservarse de tal forma que se satisfagan los requisitos básicos siguientes: ...

c.3) Ahorro de energía y aislamiento térmico, de tal forma que se consiga un uso racional de la energía necesaria para la adecuada utilización del edificio.”

En el *Código Técnico de Edificación* aprobado según Real Decreto 314/2006 [RD314/06] del 17 de marzo, se establecen los parámetros y procedimientos para cumplir las exigencias básicas de ahorro de energía (HE) en el documento básico «DB-HE Ahorro de Energía» [CTE-HE08].

El DB-HE define la demanda energética como la energía necesaria para mantener en el interior del edificio unas condiciones de confort definidas en función del uso del edificio y de la zona climática en la que se ubique. La demanda energética se compone de la demanda energética de calefacción durante los meses de la temporada de calefacción y de la demanda de refrigeración durante los meses de la temporada de refrigeración.

La evaluación de la demanda energética se lleva a cabo mediante la comparación de ésta con la demanda límite que corresponde a un edificio de referencia el cual es un edificio obtenido a partir del edificio objeto, cuya demanda energética debe ser menor, tanto en régimen de calefacción como de refrigeración, que la del edificio objeto.

La demanda energética de los edificios se limita en función del clima de la localidad en la que se ubican, según la zona climática y sus características constructivas.

Zonas climáticas

Para la limitación de la demanda energética se establecen en el documento DB-HE cinco zonas climáticas de invierno identificadas mediante una letra, y cuatro zonas climáticas de verano identificadas por un número. La división por zonas se basa en unos intervalos del índice de severidad climática, definido tanto para invierno como para verano.

La severidad climática combina los grados-día y la radiación solar de la localidad, de forma que se puede demostrar que cuando dos localidades tienen la misma severidad climática de invierno (SCI) la demanda energética de calefacción de un mismo edificio situado en ambas localidades es sensiblemente igual. Lo mismo es aplicable para la severidad climática de verano (SCV).

La severidad climática de invierno define cinco divisiones distintas correspondientes a los

intervalos de valores presentados en la *Tabla 3.2.1*:

Tabla 3.2.1 – Intervalos de severidad climática de invierno en las diferentes zonas climáticas (A-E)
(Fuente: [CTE-HE08])

A	B	C	D	E
$SCI \leq 0,3$	$0,3 < SCI \leq 0,6$	$0,6 < SCI \leq 0,95$	$0,95 < SCI \leq 1,3$	$SCI > 1,3$

Para verano se definen cuatro divisiones distintas correspondientes a los intervalos de valores dados en la *Tabla 3.2.2*:

Tabla 3.2.2 - Intervalos de severidad climática de verano en las diferentes zonas climáticas (1-4)
(Fuente: [CTE-HE08])

1	2	3	4
$SCV \leq 0,6$	$0,6 < SCV \leq 0,9$	$0,9 < SCV \leq 1,25$	$SCV > 1,25$

En general, la zona climática donde se ubican los edificios se determina a partir de los valores tabulados para capitales de provincia, y para el resto de localidades se corrige en función de la altitud relativa de la localidad con respecto a la capital de provincia (Apéndice D del documento DB-DH).

La determinación de la zona climática de localidades que disponen de registros climáticos contrastados se obtiene a partir del cálculo de las severidades climáticas de invierno y de verano para dichas localidades. Una vez obtenidas las dos severidades climáticas, la zona climática se determina localizando los dos intervalos correspondientes en los que se encuentran dichas severidades.

En la *Tabla 3.2.3* se muestran las combinaciones posibles en España.

Severidad Climática Verano	A4	B4	C4			
	A3	B3	C3	D3		
			C2	D2		
			C1	D1	E1	
						Severidad Climática Invierno

Tabla 3.2.3. Zonas Climáticas en España (Fuente [CTE-HE08])

Cálculo de las severidades climáticas.

En función de la disponibilidad de datos climáticos el documento DB-HE presenta dos correlaciones alternativas, una a partir de los grados -día y de la radiación global acumulada, y una segunda correlación a partir de los grados-día y la ratio entre el número de horas de sol y el número de horas de sol máximas.

Se expone el detalle de la correlación a partir de los grados-día de invierno, y de la radiación global acumulada, que ha sido la empleada en esta Tesis:

- **Severidad climática de invierno**

$$SCI = a \cdot Rad + b \cdot GD + c \cdot Rad \cdot GD + d \cdot Rad^2 + e \cdot GD^2 + f \quad (3.2.1)$$

siendo:

- GD la media de los grados-día de invierno en base 20 ($T_b=20^{\circ}\text{C}$) para los meses de enero, febrero, y diciembre. Para cada mes están calculados en base horaria, y posteriormente divididos por 24:

$$GD = \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^d \sum_{k=1}^h \frac{(T_b - T_{i,j,k})}{24} \quad (3.2.2)$$

$$\forall i \in \{diciembre, enero, febrero\}$$

$$\forall j \in \{1.. \text{último día de mes}\}$$

$$\forall k \in \{1..24\}$$

- Rad la media de la radiación global acumulada para los meses de enero, febrero, y diciembre [kWh/m^2]:

$$Rad = \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^d \sum_{k=1}^h Rad_{i,j,k} \quad (3.2.3)$$

$$\forall i \in \{diciembre, enero, febrero\}$$

$$\forall j \in \{1.. \text{último día de mes}\}$$

$$\forall k \in \{1..24\}$$

Tabla 3.2.4. Coeficientes correlación severidad climática invierno (Fuente: [CTE-HE08])

a	b	c	d	e	f
$-8,35 \cdot 10^{-3}$	$3,72 \cdot 10^{-3}$	$-8,62 \cdot 10^{-6}$	$4,88 \cdot 10^{-5}$	$7,15 \cdot 10^{-7}$	$-6,81 \cdot 10^{-2}$

- **Severidad climática de verano**

$$SCV = a \cdot Rad + b \cdot GD + c \cdot Rad \cdot GD + d \cdot Rad^2 + e \cdot GD^2 + f \quad (3.2.4)$$

siendo:

- GD la media de los grados-día de verano en base 20 ($T_b=20^{\circ}\text{C}$) para los meses de junio, julio, agosto y septiembre. Para cada mes están calculados en base horaria, y posteriormente divididos por 24:

$$GD = \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^d \sum_{k=1}^h \frac{(T_{i,j,k} - T_b)}{24} \quad (3.2.5)$$

$$\forall i \in \{junio, julio, agosto, septiembre\}$$

$$\forall j \in \{1..último\ dia\ de\ mes\}$$

$$\forall k \in \{1..24\}$$

- Rad la media de la radiación global acumulada para los meses de junio, julio, agosto y septiembre [kWh/m^2]:

$$Rad = \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^d \sum_{k=1}^h Rad_{i,j,k} \quad (3.2.6)$$

$$\forall i \in \{junio, julio, agosto, septiembre\}$$

$$\forall j \in \{1..último\ dia\ de\ mes\}$$

$$\forall k \in \{1..24\}$$

Tabla 3.2.5. Coeficientes correlación severidad climática verano. (Fuente: [CTE-HE08])

a	b	c	d	e	f
$3,724 \cdot 10^{-3}$	$1,409 \cdot 10^{-2}$	$-1,869 \cdot 10^{-5}$	$-2,053 \cdot 10^{-6}$	$-1,389 \cdot 10^{-5}$	$-5,434 \cdot 10^{-1}$

Posteriormente, para tener en cuenta los requisitos establecidos por la nueva directiva 2010/31/UE [DUE31/10] relativa a la eficiencia energética de los edificios, se actualiza el

documento DB-HE según FOM/1635/2013, de 10 de septiembre [\[CTE-HE13\]](#). Entre las modificaciones del documento, está la simplificación del cálculo de la severidad climática de una localidad simplemente en función de su capital de provincia y su altitud respecto al nivel de mar.

En julio de 2015, se publica dentro del DB-HE el Documento descriptivo de climas de referencia [\[CTE-HE15\]](#), y se acompaña de datos meteorológicos para cada zona climática. En el documento se presentan las correlaciones que relacionan ciertos parámetros climáticos con las severidades climáticas y los intervalos que definen las zonas climáticas. En este último documento, la correlación basada en grados-día y radiación no se incluye, tan solo la correlación basada en horas de sol y grados-día.

Cálculo de la demanda energética de referencia.

El documento básico de “Ahorro de Energía” del 2008 [\[CTE-HE08\]](#) establece las especificaciones del método de cálculo, de manera que se tengan en cuenta tamaño, características constructivas, orientación de la vivienda, efectos de condensación o mejoras tales como aislamiento térmico con persianas, ventanas con rotura de puente térmico, etc y su comparación con la demanda límite establecida.

Cuando es posible el cálculo mediante la opción general, está disponible el programa informático *Limitación de la Demanda Energética*, LIDER-CALENER [\[HULC\]](#), que proporciona tanto el documento de Verificación *del CTE-HE0 y HE1, como el de* Certificación energética del proyecto, mediante el diseño geométrico, constructivo y operacional del edificio en estudio, así como de los sistemas de acondicionamiento y producción de agua caliente sanitaria.

En el año 2009, IDAE publica el documento “Escala de calificación energética: Edificios de nueva construcción” [\[IDAE_CEN_09\]](#) y en el año 2011 el documento “Escala de calificación energética: Edificios existentes” [\[IDAE_CEE_09\]](#), en los que mediante el programa LIDER-CALENER se han calculado los valores de demanda de calefacción y refrigeración para las distintas tipologías y soluciones constructivas proporcionando los valores de referencia de todas las capitales españolas por m^2 , ver *Tabla 3.2.6.*

Tabla 3.2.6. Demanda de referencia para viviendas unifamiliares y bloques de viviendas.
(Fuente: [IDAE_CEE_11])

Localidad	DEMANDA REFERENCIA						
	CALEFACCIÓN		REFRIGERACIÓN		ACS		
	unifamiliares kWh/m ²	bloques kWh/m ²	unifamiliares kWh/m ²	bloques kWh/m ²	unifamiliares kWh/m ²	bloques kWh/m ²	
Albacete	172,3	135,9	23,5	17,1	17,9	13,1	
Alicante	76,9	49,2	40,9	29,4	16,8	12,3	
Almería	44,7	36,5	46,8	33,7	16,6	12,1	
Ávila	221,5	187,5			18,7	13,7	
Badajoz	123,1	85,4	42,4	30,2	17,2	12,6	
Barcelona	117,1	87,4	21,3	14,6	17,4	12,8	
Bilbao	132,0	106,1			17,8	13,0	
Burgos	234,2	193,6			18,8	13,8	
Cáceres	109,7	92,5	46,9	33,5	17,3	12,7	
Cádiz	50,7	33,7	36,1	25,7	16,7	12,3	
Castellón	91,1	64,3	32,7	23,1	17,1	12,5	
Ceuta	75,2	60,6	14,2	10,1	17,2	12,6	
Ciudad Real	144,3	116,2	31,9	23,3	17,8	13,0	
Córdoba	78,8	64,2	54,4	39,5	16,9	12,4	
Cuenca	193,4	156,2	14,6	10,2	18,2	13,3	
Girona	135,4	110,5	17,2	11,7	17,7	13,0	
Granada	127,5	106,6	29,9	22,0	17,6	12,9	
Guadalajara	146,9	132,2	19,2	13,8	17,9	13,1	
Huelva	70,4	43,0	44,6	32,2	16,7	12,3	
Huesca	171,5	137,9	20,7	14,5	17,9	13,1	
Jaén	104,8	83,5	53,7	39,4	16,7	12,3	
La Coruña	117,2	93,1			17,8	13,0	
Las Palmas			27,7	19,6	16,2	11,8	
León	223,8	179,1			18,6	13,6	

Tabla 3.2.6. Demanda de referencia para viviendas unifamiliares y bloques de viviendas.
(Fuente: [IDAE_CEE_11])

	DEMANDA REFERENCIA					
	CALEFACCIÓN	REFRIGERACIÓN	ACS			
Lérida	145,6	117,9	30,9	21,9	17,7	13,0
Logroño	166,0	132,2	15,9	10,8	17,9	13,2
Lugo	195,6	154,8			18,5	13,5
Madrid	149,8	121,2	26,5	19,1	17,7	13,0
Málaga	50,6	41,4	39,4	28,4	16,7	12,3
Melilla	45,0	31,6	35,3	25,1	16,7	12,2
Murcia	85,3	59,8	31,3	22,0	17,1	12,5
Ourense	136,2	105,4	16,0	10,5	17,7	13,0
Oviedo	152,4	122,8			18,1	13,3
Palencia	210,3	160,7			18,4	13,5
Palma de Mallorca	74,6	51,0	39,4	28,1	16,9	12,4
Pamplona	185,1	152,5			18,2	13,3
Pontevedra	109,6	86,1			17,5	12,9
Salamanca	220,4	161,0	8,0	4,9	18,4	13,5
San Sebastián	140,3	118,8			18,0	13,2
Santa Cruz de Tenerife			38,3	27,5	16,1	11,8
Santander	120,0	96,2			17,8	13,0
Segovia	188,1	162,0	11,0	7,6	18,3	13,5
Sevilla	64,4	52,9	56,4	41,2	16,7	12,3
Soria	232,6	187,1			18,7	13,7
Tarragona	82,3	62,8	41,0	28,9	17,0	12,4
Teruel	183,2	163,8	8,1	5,2	18,4	13,5
Toledo	132,1	106,2	45,9	33,4	17,4	12,8

Tabla 3.2.6. Demanda de referencia para viviendas unifamiliares y bloques de viviendas.
(Fuente: [IDAE_CEE_11])

DEMANDA REFERENCIA					
	CALEFACCIÓN	REFRIGERACIÓN	ACS		
Valencia	79,1	64,5	31,5	22,3	17,1
Valladolid	181,7	155,1	12,2	8,3	18,2
Vitoria	203,9	163,6			18,5
Zamora	213,3	148,4	13,8	9,7	18,1
Zaragoza	136,4	116,0	28,6	20,1	17,6

Así mismo, el documento para edificios existentes, proporciona en su *Anexo VII*, las correlaciones a partir de las cuales puede obtenerse la demanda de referencia de calefacción y refrigeración a partir de las severidades climáticas (Ecuaciones 3.2.7 y 3.2.8).

$$\text{Demanda de calefacción de referencia} = a' + b' \cdot SCI \quad (3.2.7)$$

Los coeficientes a' y b' están indicados en la *Tabla 3.2.7*:

Tabla 3.2.7. Coeficientes de correlación para la demanda de calefacción de referencia a partir de la severidad climática invierno en edificios destinados a viviendas.
(Fuente: [IDAE_CEE_11])

	a'	b'
Viviendas unifamiliares	32,08	117
Bloques de viviendas	20,93	98,56

$$\text{Demanda de refrigeración de referencia} = a' + b' \cdot SCV \quad (3.2.8)$$

Los coeficientes a' y b' están indicados en la *Tabla 3.2.8*:

Tabla 3.2.8. Coeficientes de correlación para la demanda de refrigeración de referencia a partir de la severidad climática de verano en edificios destinados a viviendas
(Fuente: [IDAE_CEE_11])

	a'	b'
Viviendas unifamiliares	-6,46	33,96
Bloques de viviendas	-5,58	25,13

Aplicando las correlaciones anteriormente indicadas, se obtienen los valores de demanda energética de referencia para cualquier ciudad de la que se dispongan los valores de radiación y temperatura medios.

Por su parte, el documento DB-HE del 2013 [CTE-HE13] limita la demanda energética de las viviendas mediante la Ecuación 3.2.9.

$$\text{Demanda límite de calefacción} \quad D_{cal,lim} = D_{cal,base} + F_{cal,sup} / S \quad (3.2.9)$$

Siendo:

- $D_{cal,lim}$ es el valor límite de la demanda energética de calefacción ($\text{kW}\cdot\text{h}/\text{m}^2 \cdot \text{año}$)
- $D_{cal,base}$ es el valor base de la demanda energética de calefacción, para cada zona climática de invierno correspondiente al edificio ($\text{kW}\cdot\text{h}/\text{m}^2 \cdot \text{año}$)
- $F_{cal,sup}$ es el factor corrector por superficie de la demanda energética de calefacción ($\text{kW}\cdot\text{h}/\text{año}$)
- S es la superficie útil de los espacios habitables del edificio (m^2)

Los valores para cada zona climática están indicados en la *Tabla 3.2.9*:

Tabla 3.2.9. Valor base y factor corrector por superficie de la demanda energética de calefacción.
(Fuente: [CTE-HE13])

	a	A	B	C	D	E
D_{cal,base} [kW·h/m²·año]	15	15	15	20	27	40
F_{cal,sup} [kW·h·año]	0	0	0	1000	2000	3000

Si aplicamos los valores máximos de los intervalos de cada zona climática de invierno, se obtienen los límites de demanda de calefacción por zona climática según los documentos de Certificación Energética del IDAE tanto para Edificios Existentes como Nuevos. La comparación de los límites de demanda de calefacción según IDAE y DB-HE del 2013 del CTE están representados en la *Figura 3.2.2*. Puede verse que la demanda límite para edificios nuevos en los que se deben aplicar los requisitos de ahorro y eficiencia son similares, mientras que para edificios existentes se permite una demanda superior.

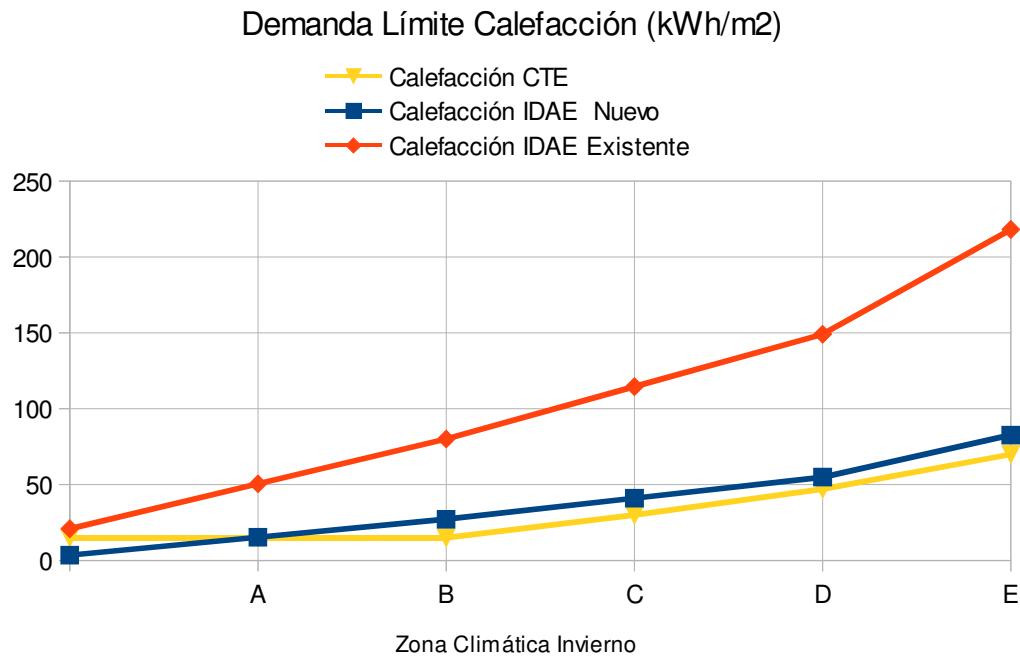


Figura 3.2.2. Valores máximos demanda de calefacción (Fuente [IDEA_CEN09])

Demanda de Agua Caliente Sanitaria (ACS)

La demanda diaria de ACS, al contrario de la de climatización, resulta fácilmente predecible [LIN13]. La energía requerida en un día para preparar el ACS viene dada por la Ecuación (3.2.10) donde C_d representa el consumo diario, conforme a los valores unitarios proporcionados por el DB-HE [CTE-HE08], determinado en la *Tabla 3.2.10*, ρ_w la densidad del agua (1.000 kg/m^3), C_w su calor específico ($4,18 \text{ kJ/kg-K}$), T_{ACS} la temperatura de uso (habitualmente 60°C) y T_{AFCH} la temperatura del agua de red (o temperatura media del agua fría en el mes_i):

$$E_d = C_d \cdot \rho_w \cdot C_w \cdot (T_{ACS} - T_{AFCH}) \quad (3.2.10)$$

Tabla 3.2.10. Consumo diario de ACS (C_d) según usos. (Fuente: [CTE-HE08])

Criterio Demanda

Consumo diario a 60°C (litros)

Viviendas Unifamiliares	30	Por persona
Viviendas Multifamiliares	22	Por persona

La estimación del número de personas por vivienda se efectúa a partir de la *Tabla 3.2.11*.

Tabla 3.2.11. Número de personas en aplicaciones residenciales. (Fuente: [CTE-HE08])

Nº dormitorios.	1	2	3	4	5	6	7	>7
Nº Personas	1,5	3	4	6	7	8	9	Nº dormitorios

En el documento revisado DB-HE del 2013 [CTE-HE13], se simplifica el criterio de demanda y proporciona una sola demanda conjunta para cualquier tipo de vivienda, unifamiliar o multifamiliar de **28l/día·persona**. Se reduce el número de personas por vivienda, *Tabla 3.2.12*, según el número de habitaciones con respecto a los valores proporcionados en el DB-HE del 2008 [CTE-HE08]:

Tabla 3.2.12. Número de personas en aplicaciones residenciales. (Fuente: [CTE-HE13])

Nº dormitorios.	1	2	3	4	5	>6
Nº Personas	1,5	3	4	5	6	7

Y se añade el factor de centralización para corrección de la demanda total por edificio en función del número de viviendas en el mismo, *Tabla 3.2.13*:

Tabla 3.2.13. Valor del factor de centralización. (Fuente: [CTE-HE13])

Nº viviendas	N≤3	4≤N≤10	11≤N≤20	21≤N≤50	51≤N≤75	76≤N≤100	N≥101
Factor de centralización	1	0.95	0.90	0.85	0.80	0.75	0.7

La temperatura del agua de red está disponible como media mensual, *Figura 3.2.3*, para las diferentes capitales de provincia españolas en la Guía Técnica para el agua caliente sanitaria central publicada por el IDAE [IDAE_ACS_10].

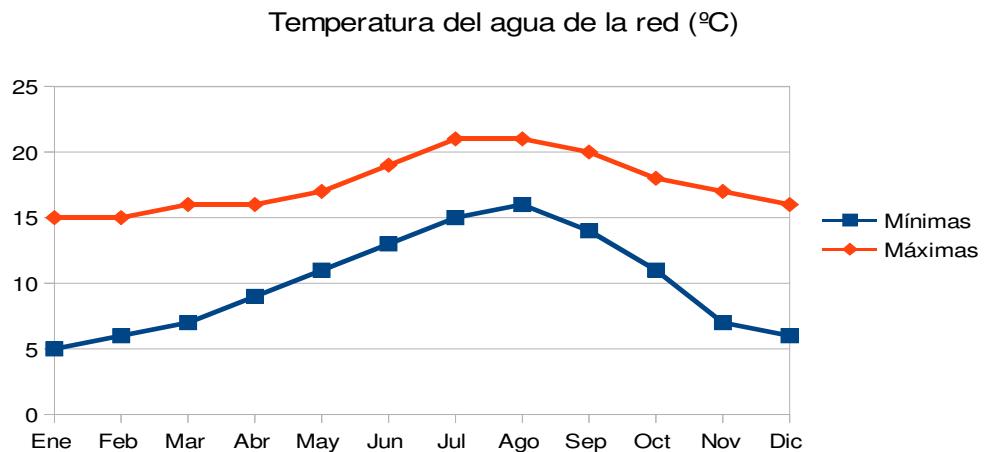


Figura 3.2.3. Valores mínimos y máximos de la Temperatura del agua de red de las capitales españolas
(Fuente [IDAE_ACS10])

En cambio, para conocer la distribución horaria de la demanda térmica para asegurar el ACS necesario es preciso asumir un determinado perfil de consumo que no está normalizado. No obstante, por hábitos de la población se aprecian tres períodos pico que corresponden a las horas en las que los usuarios están en las viviendas principalmente. No obstante, las recomendaciones de ahorro y eficiencia proponen el uso de acumuladores de calor en depósitos para reducir la potencia de producción de ACS y conseguir aplanar la curva de demanda que ve el equipo generador.

Por tanto, el consumo de ACS no tiene por qué estar directamente relacionado con el caudal instantáneo, el cual se dará durante períodos muy cortos; para determinar los consumos se aplica la expresión para cálculo de la demanda de energía definida en el documento DB-HE del CTE [CTE-HE08] [CTE-HE13], en el que se dan los consumos diarios de ACS considerando acumulación a 60 °C. La temperatura de referencia de 60 °C se corresponde con la de acumulación del ACS para prevención de la legionelosis y será la mínima habitual en los sistemas centralizados.

En el mismo documento se indica que cuando se elija una temperatura diferente a los 60 °C el consumo de agua se debe modificar en función de la Ecuación (3.2.11):

$$D_{ACS} = D_{60^\circ C} \cdot \frac{(60 - T_{AFCH})}{(T_{ACS} - T_{AFCH})} \quad (3.2.11)$$

Siendo:

- **D_{ACS}**: Consumo (l/día) de ACS a una temperatura (ACS) diferente de 60 °C.
- **D_{60 °C}**: Consumo (l/día) de ACS a 60 °C, valor indicado en el la *Tabla 3.2.10*.
- **T_{ACS}**: Temperatura (°C) de consumo de ACS diferente de 60 °C.
- **T_{AFCH}**: Temperatura (°C) del agua de la red, depende del mes y la localidad (*Tabla 07 HE04*).

3.2.2 Metodología

Con la publicación de las correlaciones para el cálculo de las severidades climáticas a partir de datos meteorológicos del DB-HE [CTE-HE08] y las correlaciones para el cálculo de la demanda a partir de las severidades climáticas [IDAE_CEE_11] a principios del 2013, se decide llevar a cabo el desarrollo de una nueva metodología que combine ambas aportaciones, para cálculo de la demanda de calefacción y refrigeración tan solo a partir de datos climáticos y superficie total de la vivienda.

Se completan las ecuaciones (3.2.17) y (3.2.4) con la expresión de la severidad climática correspondiente y resulta la Ecuación (3.2.12) para la demanda de calefacción/refrigeración de referencia tomando los coeficientes los valores indicados en las *Tablas 3.2.1 a 3.2.5* según corresponda a demanda de calefacción o demanda de refrigeración.:

$$D = a' + b' \cdot (a \cdot Rad + b \cdot GD + c \cdot Rad \cdot GD + d \cdot Rad^2 + e \cdot GD^2 + f) \quad (3.2.12)$$

$$\begin{aligned}
 D &= a' + b' \cdot SC \\
 &= a' + b' \cdot \left[a \cdot \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^d \sum_{k=1}^h Rad_{i,j,k} + b \cdot \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^d \sum_{k=1}^h \frac{(T_b - T_{i,j,k})}{24} \right. \\
 &\quad + c \cdot \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^d \sum_{k=1}^h Rad_{i,j,k} \cdot \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^d \sum_{k=1}^h \frac{(T_b - T_{i,j,k})}{24} + d \cdot \left(\sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^d \sum_{k=1}^h Rad_{i,j,k} \right)^2 \\
 &\quad \left. + e \cdot \left(\sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^d \sum_{k=1}^h \frac{(T_b - T_{i,j,k})}{24} \right)^2 + f \right] \quad kW \cdot \frac{h}{m^2} \quad (3.2.13)
 \end{aligned}$$

$\forall i \in \{diciembre, enero, febrero\}$ para demanda de calefacción

$\forall i \in \{junio, julio, agosto, septiembre\}$ para demanda de refrigeración

$\forall j \in \{1..último\ dia\ de\ mes\}$

$\forall k \in \{1..24\}$

La Agencia Española de Meteorología, en el año 2004 en su artículo sobre los grados-día [GOM04], indicaba que las necesidades climáticas estaban caracterizadas por los grados-día de cada zona y que, por tanto, las zonas continentales y de montaña presentarían mayor demanda energética. Proponían cinco zonas según el valor de los grados-día, siendo A la de menor valor y E la de mayor valor. En la *Figura 3.2.4*, puede verse la distribución de las cinco zonas en España.

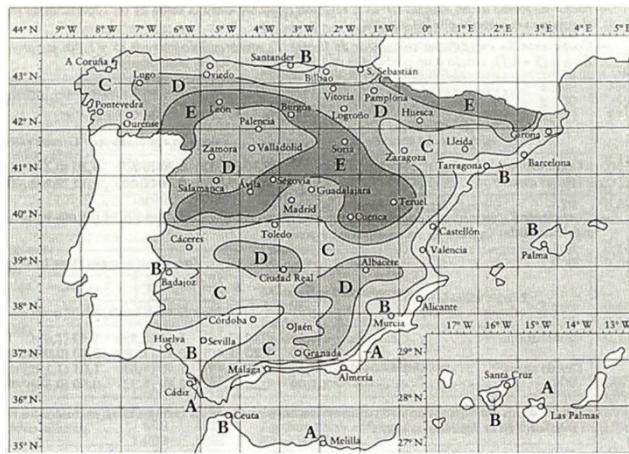


Figura 3.2.4. Zonas climáticas según valores medios de grados-día. (Fuente: [GOM04])

Las metodologías de cálculo de demanda consideraban, por tanto, tan solo el factor de los grados día. Las nuevas correlaciones presentadas por el IDAE y el DB-HE, ajustan el valor

de la demanda teniendo en cuenta también las horas de sol y por tanto el calentamiento natural de la vivienda.

Si se representa la demanda de calefacción de las capitales de España obtenida a partir de las formulas anteriores y los valores proporcionados en el documento *Condiciones Climáticas exteriores de proyecto* [IDAE_CLIM10] podemos apreciar en la *Figura 3.2.5* que la demanda depende directamente de los grados-día. Valores mayores de grados-día indica una menor temperatura y por lo tanto una mayor demanda. La radiación corrige el valor de la demanda por grados-día de manera inversamente proporcional. Mayor radiación reduce la demanda energética.

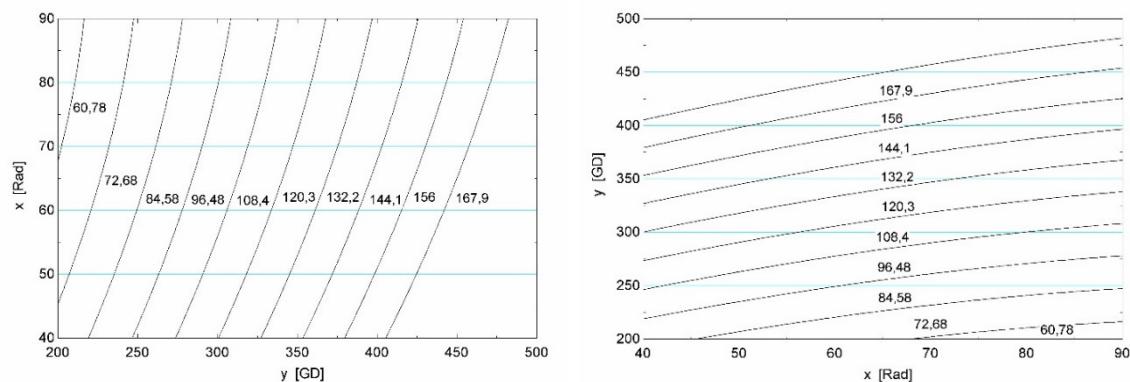


Figura 3.2.5. Isolíneas de demanda de calefacción (kWh/m^2) (Diseño propio)

En la *Figura 3.2.6* puede verse representado los valores de irradiancia global media ($\text{kWh/m}^2\text{-día}$), que superpuesto sobre la *Figura 3.2.4* de las zonas según grados día, muestra la diferencia dentro de una misma zona, del nivel de irradiancia.

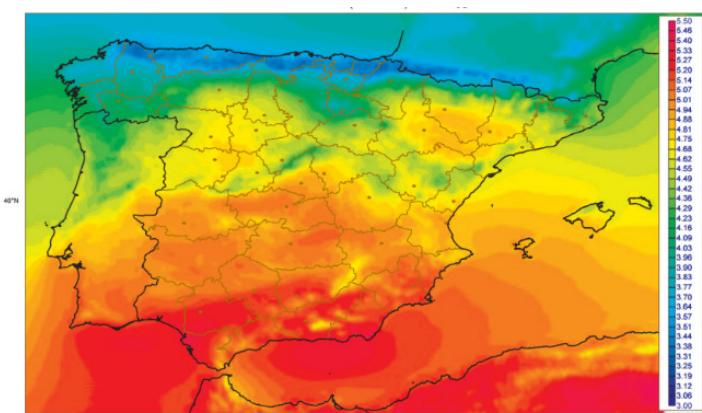


Figura 3.2.6. Irradicación Global Media (Fuente: [SAF12])

Cálculo de la demanda energética horaria

Para un correcto dimensionamiento de la planta de generación, es necesario conocer la demanda horaria anual para obtener la curva monótona de demanda. A partir de las fórmulas presentadas se calcula el valor de demanda anual, pero al no haber una dependencia directa entre las variables es complicado obtener el valor horario.

Se ha llevado a cabo el desarrollo del cálculo de la demanda horaria mediante la simplificación de la ecuación de segundo orden (3.2.13) para el cálculo de la severidad climática mediante la aproximación con polinomio de *Taylor* en primera derivada (Ecuación 3.2.14).

$$f(x, y) \approx f(x_0, y_0) + \frac{\delta f}{\delta x}(x_0, y_0) \cdot (x - x_0) + \frac{\delta f}{\delta y}(x_0, y_0) \cdot (y - y_0) \quad (3.2.14)$$

Tras esta linealización, la aproximación de la severidad climática viene dada por la Ecuación 3.2.15:

$$\begin{aligned} SC(Rad, GD) \approx SC^*(Rad, GD) &= SC(Rad_0, GD_0) + \frac{\delta SC}{\delta Rad}(Rad_0, GD_0) \cdot (Rad - Rad_0) + \\ &\quad \frac{\delta f}{\delta y}(Rad_0, GD_0) \cdot (GD - GD_0) \end{aligned} \quad (3.2.15)$$

Simplificando la notación se obtiene la expresión 3.2.16.

$$SC^* \approx SC_0 + SC'_{Rad} \cdot (Rad - Rad_0) + SC'_{GD} \cdot (GD - GD_0) \quad (3.2.16)$$

Por tanto la demanda energética horaria viene dada por la Ecuación 3.2.17, desarrollada en la Ecuación 3.2.18.

$$DE = a' + b' \cdot (SC) \approx a' + b' \cdot (SC^*) \quad (3.2.17)$$

$$DE \approx a' + b'[SC_0 + SC'_{Rad} \cdot (Rad - Rad_0) + SC'_{GD} \cdot (GD - GD_0)] \quad (3.2.17)$$

Siendo:

- DE: la demanda energética (verano o invierno)
- SC_0 : la severidad climática para los meses de octubre a marzo para la demanda de invierno y para los meses de abril a septiembre para la demanda de verano según (Ecuación 3.2.1) y (Ecuación 3.2.4). Nótese que los períodos de invierno y verano

establecidos por el CTE han sido extendidos para cubrir todos los meses del año.

- SCI'_{Rad} : Derivada parcial de la severidad climática con respecto a la variable Rad (radiación) dada por la Ecuación 3.2.18.
- SCI'_{GD} : Derivada parcial de la severidad climática con respecto a la variable GD (grados día) dada por la Ecuación 3.2.19.
- Rad_0 : la media de la radiación global acumulada para el periodo de invierno o verano.
- GD_0 : la media de los grados-día de invierno en base 20 para el periodo de invierno o verano. Para cada mes están calculados en base horaria, y posteriormente divididos por 24.

$$SCI'_{Rad} = a + c \cdot GD + 2 \cdot d \cdot Rad \quad (3.2.18)$$

$$SCI'_{GD} = b + c \cdot Rad + 2 \cdot e \cdot GD \quad (3.2.19)$$

Teniendo en cuenta todo lo anterior, para el cálculo de la demanda horaria de calefacción ($\text{kW}\cdot\text{h}/\text{m}^2$), se obtienen las ecuaciones 3.2.20 y 3.2.21

$$DEI_k \approx \frac{a'}{n_h} + b' \cdot \left[\frac{SCI_0}{n_h} + SCI'_{Rad} \cdot \left(Rad - \frac{Rad_0}{n_h} \right) + SCI'_{GD} \cdot \left(GD - \frac{GD_0}{n_h} \right) \right] \quad (3.2.20)$$

$$DEI_k \approx \frac{a'}{n_h} + b' \cdot \left[\frac{SCI_0}{n_h} + SCI'_{Rad} \cdot \left(\frac{Rad_{i,j,k}}{n_m} - \frac{Rad_0}{n_h} \right) + SCI'_{GD} \cdot \left(\frac{(20-T_{i,j,k})}{24 \cdot n_m} - \frac{GD_0}{n_h} \right) \right] \quad (3.2.21)$$

$$\forall i \in \{octubre, noviembre, diciembre, enero, febrero, marzo\}$$

$$\forall j \in \{1.. \text{último día de mes}\}$$

$$\forall k \in \{1..24\}$$

Siendo:

- n_h : el número de horas del periodo de invierno.
- n_m : número de meses de calefacción, es decir, 6.
- $Rad_{i,j,k}$: la radiación correspondiente a la hora k , del día j del mes i .
- $T_{i,j,k}$: la temperatura correspondiente a la hora k , del día j del mes i .

De la misma manera, particularizamos la Ecuación 3.2.18 para el cálculo de la demanda de refrigeración ($\text{kW}\cdot\text{h}/\text{m}^2$) resultan las ecuaciones 3.2.22 y 3.2.23:

$$DEV_k \approx \frac{a'}{n_h} + b' \cdot \left[\frac{SCV_0}{n_h} + SCV'_{Rad} \cdot \left(Rad - \frac{Rad_0}{n_h} \right) + SCV'_{GD} \cdot \left(GD - \frac{GD_0}{n_h} \right) \right] \quad (3.2.22)$$

$$DEV_k \approx \frac{a'}{n_h} + b' \cdot \left[\frac{SCV_0}{n_h} + SCV'_{Rad} \cdot \left(\frac{Rad_{i,j,k}}{n_m} - \frac{Rad_0}{n_h} \right) + SCV'_{GD} \cdot \left(\frac{(T_{i,j,k} - 20)}{24 \cdot n_m} - \frac{GD_0}{n_h} \right) \right] \quad (3.2.23)$$

$$\forall i \in \{abril, mayo, junio, julio, agosto, septiembre\}$$

$$\forall j \in \{1..último\ dia\ de\ mes\}$$

$$\forall k \in \{1..24\}$$

Siendo:

- n_h : el número de horas del periodo de verano.
- n_m : número de meses de refrigeración, es decir, 6.
- $Rad_{i,j,k}$: la radiación correspondiente a la hora k , del día j del mes i .
- $T_{i,j,k}$: la temperatura correspondiente a la hora k , del día j del mes i .

Cálculo de la demanda de ACS horaria.

Para el cálculo de la demanda de ACS horaria se ha tomado la expresión proporcionada por el documento DB-HE del CTE [CTE-HE08] [CTE-HE13], en el que se dan los consumos diarios de ACS considerando acumulación a $60\text{ }^{\circ}\text{C}$. De manera que la demanda horaria resulta:

$$E_k = \frac{C_d \cdot \rho_w \cdot C_w \cdot (T_{ACS} - T_{AFCH})}{24} = \frac{D_{60^{\circ}\text{C}} \cdot \frac{(60 - T_{AFCH})}{(T_{ACS} - T_{AFCH})} \cdot \rho_w \cdot C_w \cdot (T_{ACS} - T_{AFCH})}{24} = \frac{\rho_w \cdot C_w \cdot D_{60^{\circ}\text{C}} \cdot (60 - T_{AFCH})}{24} \text{ kW}\cdot\text{h}/\text{persona} \quad (3.2.24)$$

Siendo:

- E_k : Demanda ACS horaria.
- $D_{60^\circ\text{C}}$: Consumo (l/día) de ACS a 60°C , valor indicado en la *Tabla 3.2.8*.
- T_{AFCH} : Temperatura ($^\circ\text{C}$) del agua de la red, depende del mes y la localidad (*Tabla 07 HE04*).
- ρ_w la densidad del agua (1 kg/l),
- C_w su calor específico ($4,18 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$) $\rightarrow (1,16 \cdot 10^{-3} \text{ kW/kg}\cdot\text{K})$

Distribución de la población

Como se puede observar, las fórmulas presentadas proporcionan la demanda energética tanto de calefacción/refrigeración como de ACS, en m^2 , por lo que ha sido necesario llevar a cabo un estudio de la población española para obtener las distribuciones de población por localidades y su relación con las dimensiones de las viviendas.

Para ello, se ha recurrido a la información estadística de libre acceso del Instituto Nacional de Estadística(INE) [\[INE17\]](#), y se ha obtenido una distribución de población aproximada que se recoge en la *Tabla 3.2.14*:

Tabla 3.2.14. Distribución de viviendas por tipo. (Fuente: Elaboración Propia según datos INE)

Población < 15.000 hab	Unifamiliar	Bloque
Pueblo	80%	20%
Barrio	60%	40%

En cuanto al tamaño medio de las viviendas y número de habitantes por vivienda, se ha tomado los valores medios de 4 habitantes por vivienda.

Aplicación informática

Para automatizar el cálculo de la demanda para cada localidad, se ha desarrollado una Hoja de Cálculo en Excel, *Figura 3.2.7*, en la que como entradas se consideran las variables:

- Nº habitantes.
- % viviendas unifamiliares de la población.
- Nº personas por vivienda.
- m^2 por persona.
- T_{AFCH} : Temperatura ($^{\circ}C$) del agua de la red
- **COP** de la instalación de refrigeración.

CELDAS MODIFICABLES												
	HDD_mes	CDD_mes										
	Rad Horizontal [kWh/m ²]											
INVIERN O	enero	429,2										
	febrero	351,5										
	marzo	311,6										
	abril	0,0										
	mayo	0,0										
	junio	0,0										
	julio	0,0										
	agosto	0,0										
	septiembre	0,0										
	octubre	168,3										
	noviembre	317,8										
	diciembre	421,6										
VERANO		0,0										
INVIERN O		51,5										
CALCULO SEVERIDAD CLIMATICA	Inviero	1202,3										
	Verano	396,2										
		764,0										
	Medias invierno	400,8										
		61,5										
	Medias verano	99,0										
		191,0										
	SCI	0,996										
	SCV	0,998										
	d	3										
DEMANDA TOTAL												
	COP	0,63										
	METEONORM											
	D+ACS											
ANUAL	D(MWh)	64.965										
	D PUNTA (MW)	27.899										
	D(MWh)	55.825										
INVIERNO	D PUNTA (MW)	27.899										
	D(MWh)	9.140										
VERANO	D PUNTA (MW)	10.866										
	D(MWh)	16.925										
CASO ESTUDIO												
	HABITANTES	VIVIENDAS										
CASO	20.000	20.000										
	%VIVIENDA UNIFAMILIAR	%VIVIENDA BLOQUE										
	80%	20%										
	MEDIA INE (personas/vivienda)	MEDIA INE (m ² /persona)										
	4	30										
DEMANDA ACS POBLACION CASO												
T_afch (°C)	8	8	10	12	14	17	20	19	17	13	10	8
	Enero	Feb	Marzo	Abri	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Sept	Oct	Nov	Diciem
UNIFAMILIAR BLOQUE	1,81	1,81	1,74	1,67	1,60	1,50	1,39	1,43	1,50	1,64	1,74	1,81
	1,33	1,33	1,28	1,22	1,17	1,10	1,02	1,05	1,10	1,20	1,28	1,33
	Enero	Feb	Marzo	Abri	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Sept	Oct	Nov	Diciem
UNIFAMILIAR BLOQUE	0,08	0,08	0,07	0,07	0,07	0,06	0,06	0,06	0,06	0,07	0,07	0,08
	0,06	0,06	0,05	0,05	0,05	0,05	0,04	0,04	0,05	0,05	0,05	0,06

Figura 3.2.7. Aplicación automática cálculo demanda horaria (Fuente: Elaboración Propia)

La Hoja de Cálculo permite obtener tanto la severidad climática de la localidad en cuestión, como el perfil de demanda horaria como los valores totales de demanda anual, demanda en invierno y demanda en verano.

3.2.3 Validación del modelo

La validación de la metodología anteriormente descrita se ha llevado a cabo comparando los resultados obtenidos con la información proporcionada en el documento sobre las condiciones climáticas utilizadas habitualmente en los proyectos de las instalaciones de calefacción, refrigeración y agua caliente sanitaria de (ACS) [\[IDAE_ACS10\]](#) y los registros meteorológicos proporcionados por el software METEORNORM [\[MET17\]](#).

El documento de condiciones climáticas del IDEA [\[IDAE_CLIM10\]](#) proporciona los valores de los parámetros que establecen las condiciones climáticas exteriores (temperatura seca y húmeda, oscilación media diaria, grados día de calefacción y refrigeración, etc.) para la estandarización de los cálculos de la demanda y del consumo energético para el dimensionado de equipos de calefacción y refrigeración. Los datos climáticos incluidos en la Guía son una media de los registros horarios para un periodo mínimo de 10 años que proceden de las 104 estaciones de la Agencia Estatal de Meteorología.

Los parámetros utilizados para la validación han sido:

- **RADH:** radiación media diaria sobre superficie horizontal en forma mensual (kWh/m^2).
- **GD20/20C:** grados día de calefacción con base 20/20 en forma mensual. Suma mensual del valor horario de la temperatura seca con respecto a 20°C dividido por 24 y únicamente contabilizando los valores negativos (se expresa finalmente en número absoluto dicho valor).
- **GD20/20R:** grados día de refrigeración con base 20/20 en forma mensual. Suma mensual del valor horario de la temperatura seca con respecto a 20°C dividido por 24 y únicamente contabilizando los valores positivos.

Mediante el software METEONORM [\[MET17\]](#) se ha generado una base de datos con los parámetros de Temperatura y Radiación Horizontal para cada hora del año, según una media de los últimos 10 años.

Inicialmente se seleccionaron 12 ciudades de los tres tipos de clima en España como puede verse en la *Tabla 3.2.15*.

Tabla 3.2.15. Primera selección de ciudades.

CLIMA MEDITERRÁNEO	CLIMA CONTINENTAL	CLIMA NORTE
Almería	León	La Coruña
Valencia	Valladolid	Santander
Tarragona	Madrid	Bilbao
	Badajoz	
	Jaén	
	Ciudad Real	

El software METEONORM proporciona también gráficas diarias, en las que se puede apreciar las diferencias climáticas entre distintas zonas, figuras 3.2.8 y 3.2.9.



Figura 3.2.8. Radiación Global Diaria (Fuente [MET17])

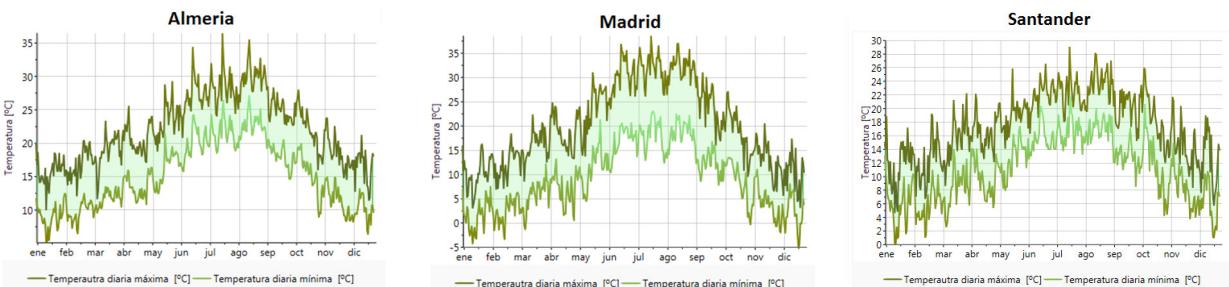


Figura 3.2.9. Temperatura Diaria (Fuente [MET17])

Una vez generada la base de datos de radiación y temperatura horaria para cada ciudad se calcula la severidad climática de las ciudades de la *Tabla 3.2.12* mediante las fórmulas 3.2.1 y 3.2.4 y los valores medios mensuales del documento de condiciones climáticas del IDAE, y mediante los valores horarios del METEONORM.

La *Figura 3.2.10* muestra los resultados obtenidos, que se comparan con los valores de referencia de la *Tabla 3.2.6*.

ALMERIA-METEONORM			ALMERIA				
	HDD_mes	CDD_mes	Rad Horizontal [kWh/m ²]		HDD_mes	CDD_mes	Rad Horizontal [kWh/m ²]
enero	234,4		83,7	enero	240,0		86,8
febrero	197,4		98,1	febrero	196,0		100,8
marzo	180,9		137,3	marzo	156,0		148,8
abril		12,1	166,4	abril	102,0		180,0
mayo		31,7	207,8	mayo	45,0		204,6
junio		89,3	217,8	junio		116,0	225,0
julio		170,2	227,9	julio		174,0	226,3
agosto		186,3	203,9	agosto		193,0	198,4
septiembre		124,5	158,9	septiembre		115,0	153,0
octubre	41,9		122,9	octubre	33,0		117,8
noviembre	120,8		87,7	noviembre	131,0		87,0
diciembre	207,8		76,1	diciembre	209,0		74,4
Invierno	639,6		258,0	Invierno	645,0		262,0
Verano		570,4	808,5	Verano		598,0	802,7
Medias invierno	213,2		86,0	Medias invierno	215,0	0,0	87,3
Medias verano		142,6	202,1	Medias verano	0,0	149,5	200,7
SCI	0,242		a	SCI	0,246		a
SCV	1,313		4	SCV	1,356		4
Unifamiliar							
Demanda Referencia Invierno		60,436		Demanda Referencia Invierno		60,846	
Demanda Referencia Verano		26,527		Demanda Referencia Verano		27,609	
TABLA 4.3.6 Δ METEO Δ IDAE							
Demanda Referencia Invierno				Demanda Referencia Invierno	44,7	35,20%	36,12%
Demanda Referencia Verano				Demanda Referencia Verano	46,8	-43,32%	-41,01%
MADRID BARAJAS			MADRID				
	HDD_mes	CDD_mes	Rad Horizontal [kWh/m ²]		HDD_mes	CDD_mes	Rad Horizontal [kWh/m ²]
enero	429,2	0,0	58,4	enero	459,0		60,0
febrero	351,5	0,0	74,6	febrero	371,0		84,0
marzo	311,6	0,0	117,3	marzo	302,0		136,4
abril	0,0	0,7	145,2	abril	237,0		159,0
mayo	0,0	15,5	184,1	mayo	139,0		195,3
junio	0,0	66,6	199,3	junio		40,0	216,0
julio	0,0	144,3	222,9	julio		137,0	229,4
agosto	0,0	129,3	198,6	agosto		190,0	207,7
septiembre	0,0	56,0	143,2	septiembre		176,0	150,0
octubre	168,3	0,0	101,4	octubre	170,0		93,0
noviembre	317,8	0,0	63,9	noviembre	336,0		57,9
diciembre	421,6	0,0	51,5	diciembre	451,0		62,0
Invierno	1202,3		184,4	Invierno	1281,0		206,0
Verano		396,2	764,0	Verano		543,0	803,1
Medias invierno	400,8		61,5	Medias invierno	427,0		68,7
Medias verano		99,0	191,0	Medias verano	135,8		200,8
SCI	0,996		d	SCI	1,055		d
SCV	0,998		3	SCV	1,168		3
Unifamiliar							
Demanda Referencia Invierno		148,650		Demanda Referencia Invierno	155,479		
Demanda Referencia Verano		18,617		Demanda Referencia Verano	22,894		
TABLA 4.3.6 Δ METEO Δ IDAE							
Demanda Referencia Invierno				Demanda Referencia Invierno	120	23,87%	29,57%
Demanda Referencia Verano				Demanda Referencia Verano	26,5	-29,75%	-13,61%
SANTANDER-METEONORM			SANTANDER				
	HDD_mes	CDD_mes	Rad Horizontal [kWh/m ²]		HDD_mes	CDD_mes	Rad Horizontal [kWh/m ²]
enero	319,6	0,0	44,2	enero	291,0		43,4
febrero	271,9	0,0	58,3	febrero	275,0		58,8
marzo	285,2	0,0	94,0	marzo	253,0		105,4
abril	0,0	0,0	120,3	abril	227,0		132,0
mayo	0,0	0,0	151,0	mayo	166,0		161,2
junio	0,0	5,7	165,0	junio		6,0	171,0
julio	0,0	22,2	173,0	julio		18,0	173,6
agosto	0,0	26,2	152,3	agosto		30,0	151,9
septiembre	0,0	18,1	114,8	septiembre		15,0	123,0
octubre	124,6	0,0	80,9	octubre	108,0		80,6
noviembre	224,9	0,0	50,8	noviembre	213,0		48,0
diciembre	294,3	0,0	37,4	diciembre	275,0		37,2
Invierno	885,8		140,0	Invierno	841,0		139,4
Verano		72,2	605,1	Verano		69,0	619,5
Medias invierno	295,3		46,7	Medias invierno	280,3		46,5
Medias verano		18,1	151,3	Medias verano	17,3		154,9
SCI	0,690		c	SCI	0,636		c
SCV	0,171		1	SCV	0,172		1
Demanda Referencia Invierno		177,009		Demanda Referencia Invierno	179,794		
Demanda Referencia Verano		14,419		Demanda Referencia Verano	17,054		
TABLA 4.3.6 Δ METEO Δ IDAE							
Demanda Referencia Invierno				Demanda Referencia Invierno	120	47,51%	49,83%
Demanda Referencia Verano				Demanda Referencia Verano	-	-	-

Figura 3.2.10. Comparación Valores SC (3 meses invierno – 4 meses verano) obtenidos a partir de documento del IDAE [IDAE_CLIM10] y datos del METEONORM [MET17] (Fuente: Elaboración propia)

Los resultados presentados en la *Figura 3.2.10* muestran una coincidencia de zona climática con la clasificación dada en la Tabla B.1 del DB-HE [CTE-HE08]. Cabe destacar la desviación con respecto al valor proporcionado en el documento de Certificación de Edificios Existentes del IDAE [IDAE_CEE_11], tanto con valores meteorológicos horarios como con los proporcionados por el propio IDAE para estandarizar los cálculos de demanda de calefacción y refrigeración. Siendo incluso valores más aproximados los calculados por la metodología propia desarrollada.

Se da por válida la metodología y se procede a desarrollar para todas las capitales de provincia de España el cálculo de demanda energética según los meses indicados en IDAE:

- noviembre, diciembre y enero para la demanda de calefacción.
- junio, julio, agosto y septiembre para la demanda de refrigeración.

Al ser un método por aproximación, en algunas horas se obtienen valores negativos, por lo que se lleva a cabo una primera corrección del modelo para eliminar estos. La siguiente corrección llevada a cabo ha sido ampliar los meses de demanda de calefacción/refrigeración tal como se comentó previamente para cubrir el año completo, definiendo dos períodos de 6 meses cada uno:

- octubre, noviembre, diciembre, enero, febrero y marzo para la demanda de calefacción.
- Abril, mayo, junio, julio, agosto y septiembre para la demanda de refrigeración.

En la *Figura 3.2.11* se ha representado la curva de demanda obtenida en cada supuesto para la ciudad de Madrid.

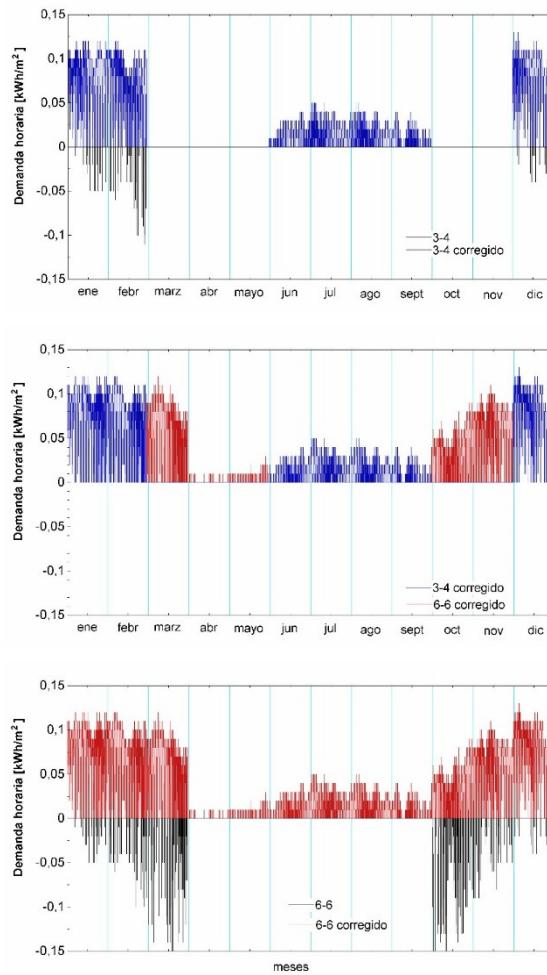


Figura 3.2.11. Comparación Perfil de demanda con correcciones. (Fuente: Elaboración propia)

Como puede verse en la *Tabla 3.2.16*, la desviación para las tres ciudades de distintos climas es similar. La calefacción, aunque el periodo se duplica, no llega al 80%, ya que en los meses ampliados no siempre se dan condiciones climáticas que supongan una demanda energética, y lo mismo sucede con la demanda de refrigeración.

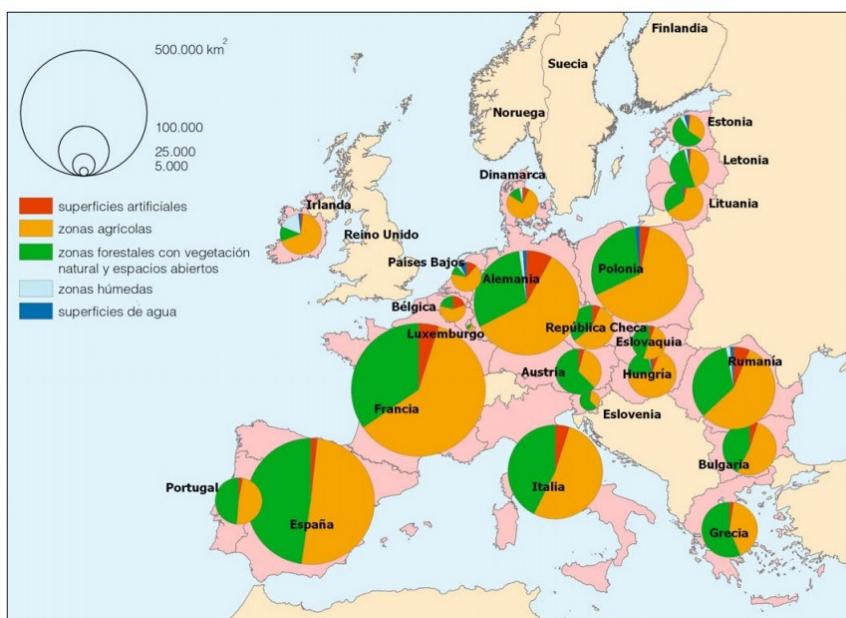
Tabla 3.2.16. Desviación frente al cálculo horario a partir de 3 meses de invierno y 4 meses de verano
(Fuente: Elaboración Propia)

ALMERÍA				MADRID				SANTANDER				
CORRECCIÓN 1 (SIN VALORES NEGATIVOS)				CORRECCIÓN 1 (SIN VALORES NEGATIVOS)				CORRECCIÓN 1 (SIN VALORES NEGATIVOS)				
METEONORM				METEONORM				METEONORM				
UNIF	BLOQUE	UNIF	BLOQUE	UNIF	BLOQUE	UNIF	BLOQUE	UNIF	BLOQUE	UNIF	BLOQUE	
VALOR	Δ(%)	VALOR	Δ(%)	VALOR	Δ(%)	VALOR	Δ(%)	VALOR	Δ(%)	VALOR	Δ(%)	
DI	67,34	11,4	51,85	15,7	DI	155,02	4,3	125,14	5,0	DI	119,94	6,3
DV	38,11	0,0	27,95	2,0	DV	29,21	6,5	24,36	24,9	DV	-	-
CORRECCIÓN 2 (6 MESES VERANO-6 MESES INVIERNO)				CORRECCIÓN 2 (6 MESES VERANO-6 MESES INVIERNO)				CORRECCIÓN 2 (6 MESES VERANO-6 MESES INVIERNO)				
METEONORM				METEONORM				METEONORM				
UNIF	BLOQUE	UNIF	BLOQUE	UNIF	BLOQUE	UNIF	BLOQUE	UNIF	BLOQUE	UNIF	BLOQUE	
VALOR	Δ(%)	VALOR	Δ(%)	VALOR	Δ(%)	VALOR	Δ(%)	VALOR	Δ(%)	VALOR	Δ(%)	
DI	76,58	26,7	52,19	16,4	DI	215,99	45,3	169,62	42,4	DI	168,30	49,1
DV	44,10	15,7	31,43	14,7	DV	28,66	4,5	20,01	2,6	DV	-	-
CORRECCIÓN 3 (6/6 SIN VALORES NEGATIVOS)				CORRECCIÓN 3 (6/6 SIN VALORES NEGATIVOS)				CORRECCIÓN 3 (6/6 SIN VALORES NEGATIVOS)				
METEONORM				METEONORM				METEONORM				
UNIF	BLOQUE	UNIF	BLOQUE	UNIF	BLOQUE	UNIF	BLOQUE	UNIF	BLOQUE	UNIF	BLOQUE	
VALOR	Δ(%)	VALOR	Δ(%)	VALOR	Δ(%)	VALOR	Δ(%)	VALOR	Δ(%)	VALOR	Δ(%)	
DI	102,32	69,31	77,59	73,1	DI	254,57	71,26	204,42	71,6	DI	204,53	81,24
DV	44,10	15,70	31,43	14,7	DV	31,97	16,57	23,00	17,9	DV	-	-

3.3 MODELO DE CÁLCULO DE LA BIOMASA DISPONIBLE

3.3.1 Introducción

En el año 2006, el Observatorio de la Sostenibilidad en España [OSE16] publica el informe sobre el cambio de uso del suelo en España a partir de datos proporcionados por el proyecto *Corine Land Cover Project* [CORINE85]. Entre los resultados proporcionados por el estudio, destacaba el incremento casi del 30% de las superficies artificiales, el aumento de las superficies agrícolas destinadas a regadío y cambios en la superficie forestal debido principalmente a incendios y la disminución de zonas húmedas naturales. En la *Figura 3.3.2* están representados la distribución del suelo en distintos países de Europa, en el que se puede ver que la ocupación del suelo en España es similar al resto de países, siendo algo menor el espacio destinado a la superficie agrícola. El informe ponía de manifiesto la pérdida de aprovechamiento de suelo agrario, sin creación de masa forestal significativa, por abandono de la actividad.



*Figura 3.3.1. Distribución de las principales clases de cobertura de suelo en Europa-CLC23 (año 2000)
Clasificación CLC Nivel 1. (Fuente: [OSE16])*

Por otro lado, la Asociación Española de Valorización Energética de la Biomasa (AVEBIOM) [AVB17], resalta la importancia del aprovechamiento de la biomasa forestal dentro de la gestión forestal. Actualmente España es el tercer país de la UE por su potencial en biomasa y el segundo con más superficie forestal, pero la tasa de aprovechamiento no supera el 36,5%, por debajo de la media europea (69%). La gestión forestal es una medida

para mantener los bosques saneados, reducir el riesgo de incendios y promover el empleo [AVB12].

El creciente interés en el aprovechamiento energético de la biomasa forestal en España se plasma en varios proyectos, entre ellos el *proyecto SilvaPlus* [SILVP13] y el *RES & RUE Dissemination* [RES15]. El *proyecto SilvaPlus* busca la valorización de la biomasa forestal primaria para incentivar el uso de fuentes de energía renovable de producción local, mientras que el *RES & RUE Dissemination* presenta una panorámica de las principales tipologías de calderas para la combustión de biomasa según las tres principales categorías de combustibles vegetales. En ambos documentos se proporcionan valores reales de humedad, contenido en ceniza y equivalente calórica con respecto a combustibles fósiles.

El Ministerio de Agricultura, Alimentación y Medio Ambiente ante el aumento de los residuos procedentes de la actividad agraria decide llevar a cabo un primer análisis de la situación en España [MAPAMA12]. En el informe se indica que no existe una normativa específica para la gestión de los restos generados en campo, pero no se consideran residuos cuando se reutilizan en el sector agrario o se destinan a la producción energética a partir de biomasa. En la mayoría de los casos, el fin de los restos de cosecha es la valorización energética, aunque en el informe se aconseja priorizar el reciclado.

La metodología seguida para el cálculo de la biomasa disponible y su precio medio en las poblaciones estudio, se ha llevado a cabo mediante el programa informático libre BIORAISE [BIORAISE17]. Se trata de una aplicación informática desarrollada por el Centro de Desarrollo de Energías Renovables (CEDER-CIEMAT), que permite conocer la disponibilidad de recursos de biomasa en localizaciones geográficas concretas a través de un visor geográfico (sistema de información geográfica GIS).

BIORAISE, aplicación para la evaluación de la biomasa en España.

La aplicación BIORAISE proporciona información a nivel de término municipal en los países del Mediterráneo en cuanto a biomasa potencial, biomasa disponible aplicando factores de reducción y costes económicos en los que se incluye la recolección y transporte de la biomasa desde los sitios de producción a un punto elegido de la geografía nacional. BIORAISE proporciona estimaciones medias previstas en un largo plazo de tiempo, teniendo en cuenta las variaciones anuales que pueden darse en el desarrollo de los cultivos.

El programa BIORAISE se inició dentro del marco del proyecto del *VI Programa Marco* de la UE “**CHRISGAS**” [CHRSG04] y se puso en servicio en 2009. Inicialmente, el método de cálculo de la biomasa de origen forestal se basa en el proyecto *Corine Land Cover*, que supone una Base de datos de Ocupación del Suelo a nivel europeo. Así mismo, para el cálculo de la biomasa agrícola, basado en la información estadística sobre superficies y productos agrícolas (biomasa residual de campo) de la *Oficina Europea de Estadística* (EUROSTAT) e integrados en la base cartográfica del proyecto *Corine Land Cover*, *Figura 3.3.2.*



Figura 3.3.2. Base fotográfica e interpretación de los recursos. Campos de regadío. (Fuente: Corine Land Cover Project [CORINE85])

En 2012 se actualiza el BIORAISE y se incorporan datos de biomasa secundaria procedente de las industrias agroalimentarias y de la madera dentro del proyecto interregional de la Unión Europea *SUDOE IV* [SUDOE17], llamado *BIOMASUD* [BIOMASUD17]. El objetivo de BIOMASUD es promover el desarrollo de un mercado sostenible de la biomasa sólida en el espacio SUDOE (España, sur de Francia y Portugal).

BIORAISE mantiene la nomenclatura de las categorías proporcionada por el proyecto *Corine Land Cover* inicialmente, detallándose en la *Tabla 3.3.1* los niveles 1, 2 y 3.

Tabla 3.3.1. Nomenclatura de las categorías del proyecto Corine Land Cover. (Fuente: [CORINE85])

Nivel 1	Nivel 2	Nivel 3
		Secano
	Tierras de labor	Regadío
		Arrozales
Zonas Agrícolas		Viñedos
	Cultivos permanentes	Frutales
		Olivares
	Zonas agrícolas heterogéneas	Dehesas
		Frondosas
	Bosques	Coníferas
Zonas Forestales		Bosque Mixto
	Espacios de vegetación arbustiva y/o herbácea	Matorral

3.3.2 Metodología

BIORAISE proporciona la producción de biomasa potencial y la producción de biomasa disponible. Los recursos disponibles son el resultado de aplicar restricciones generales, tales como consideraciones sobre la demanda de biomasa para propósitos no energéticos con precios demasiado elevados o consideraciones medioambientales para asegurar la regeneración del suelo.

La estimación de recursos que ofrece el sistema puede ofrecer los resultados de dos maneras diferentes:

- en toneladas de materia seca al año,
- tras introducir el valor de la humedad de los distintos tipos de biomasa, en valor del contenido energético (GJ / año);

En ambos casos se incluyen los costes medios de recolección (€/GJ). La aplicación también permite realizar una estimación del coste de transporte (€/GJ) de la biomasa en el radio seleccionado hasta el punto central elegido, considerando el precio del combustible usado en el transporte (gasoil), variable de entrada del programa.

Para el cálculo del coste medio de recolección de la biomasa procedente de restos agrícolas, BIORAISE tiene en cuenta la recolección, el embalaje y el transporte desde las áreas de almacenamiento a las áreas de carga de los camiones. Para el coste medio de recolección de la biomasa forestal, tiene en cuenta el clareo, la poda y la tala, así como la pendiente del terreno. En el caso de los residuos industriales, cuyo coste sería casi nulo, se aplica el precio de mercado, considerando que la Industria obtiene una valorización comercial de los mismos.

En la *Figura 3.3.3.* se muestra los valores proporcionados por el programa para un radio de 60 km para una ubicación dada. En la primera columna se muestra cada categoría presente en la zona de estudio y las toneladas de materia seca potenciales y disponibles. Se completa la información por categoría con el coste medio de recolección y de transporte.

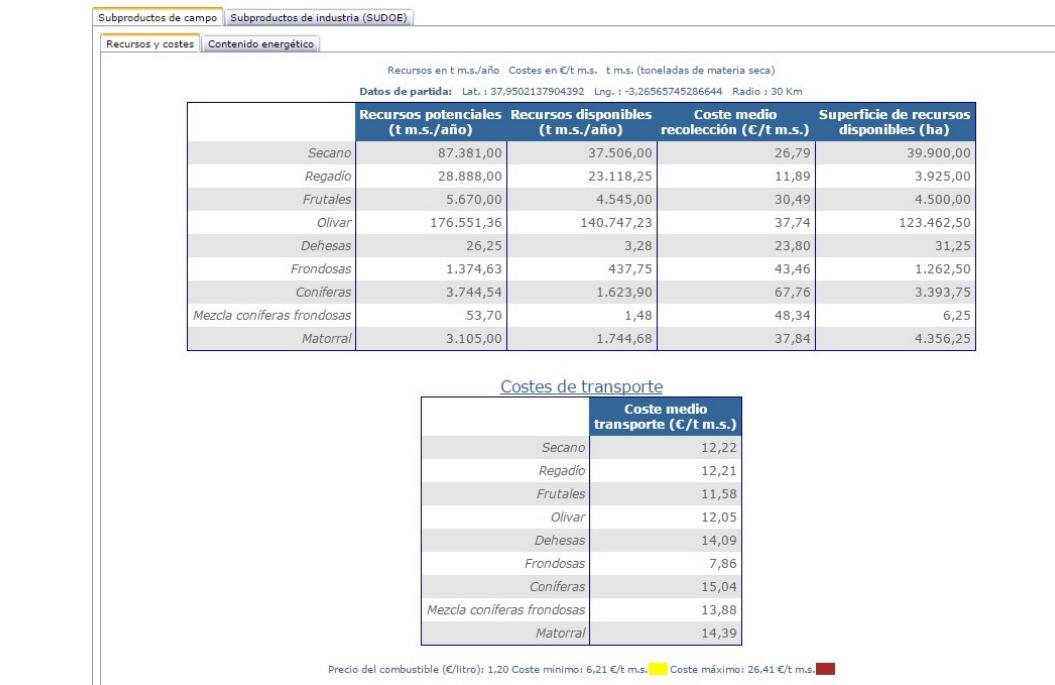


Figura 3.3.3. Resultados obtenidos con BIORAISE según recursos y costes. (Fuente: [BIORAISE17])

En la segunda pestaña, una vez introducidos los porcentajes de humedad para cada categoría, se obtiene la disponibilidad por recurso en contenido energético, como puede verse en la Figura 3.3.4.



Figura 3.3.4. Resultados obtenidos con BIORAISE según contenido energético. (Fuente: [BIORAISE17])

El porcentaje de humedad, mostrados en la Tabla 3.3.2, ha sido escogido según la información publicada para las especies agrícolas y forestales en España [SILVP13], [RES15], [AND08], [IDAE_BIO08]. Se ha considerado hasta un máximo de 40% de humedad para las especies forestales según características de las calderas comerciales actuales [VYC17], [NOVA17], [ERATIC17]. Las calderas automáticas son capaces de regular la combustión en

función del grado de humedad, aunque suele limitarse el máximo para evitar efectos negativos de la condensación del vapor en su interior. También debe tenerse en cuenta que residuos con porcentajes altos de humedad presentan problemas de almacenaje como fermentación, pérdida de biomasa y subida de temperatura con el consiguiente riesgo de incendio.

Tabla 3.3.2. Porcentaje de humedad según categorías del proyecto Corine Land Cover. (Fuente: Elaboración propia)

Categoría	% humedad
Secano	20
Regadío	30
Arrozales	10
Viñedos	30
Frutales	30
Olivares	30
Dehesas	20
Frondosas	40
Coníferas	40
Bosque Mixto	40
Matorral	20

Para la evaluación de los recursos de biomasa se ha creado una base de datos de biomasa disponible para las distintas localidades objeto del estudio, para áreas de tres radios distintos, 60 km, 30 km y 15 km, y se ha comparado con el consumo de energía primaria de la planta. Radios mayores de 60 km incrementan notablemente los costes de transporte sobre todo en localidades de montaña como puede verse en la *Figura 3.3.5* extraída el BIORAISE en el que se representa el coste medio de transporte según ubicación de la zona de recogida de la biomasa.



Figura 3.3.5. Coste medio de transporte para radio de 60 km (Burgos) (Fuente:[BIORAISE17])

Se ha llevado a cabo un primer análisis de la biomasa disponible, para todas las capitales de provincia de la península, según los tres radios anteriormente indicados, considerando como demanda de energía primaria máxima para la zona climática a la que pertenece cada capital. La demanda de energía primaria máxima por zona se ha obtenido a partir de la línea de tendencia de la gráfica SCI vs \dot{F} , siendo \dot{F} la demanda de combustible del tamaño de planta optimizado para obtener la máxima rentabilidad en cogeneración para cada capital de provincia (ver siguiente sección).

Con este primer análisis se ha comprobado la disponibilidad de biomasa en el caso más desfavorable de demanda máxima por zona climática para todas las capitales de provincia. Posteriormente, se ha ajustado la demanda de biomasa al valor real de demanda de energía primaria para cada planta optimizada.

La biomasa total disponible se considera como el total de los dos recursos más abundantes de menor precio ya que las calderas comerciales actuales de parrilla móvil, permiten consumir distintos tipos de combustibles. Los parámetros de programación de las calderas se ajustan para las características de cada combustible [HUST17], [TERMOS17].

3.4 MODELO ECONÓMICO

3.4.1 Parámetros e hipótesis de trabajo.

El modelo económico se basa en una empresa de servicios energéticos (ESE) [DCE32/06] dentro del marco de fomento de la eficiencia energética del uso final de la energía. Se considera una red de distrito existente, por lo que no se incluyen los costes de inversión en el estudio. No se considera ningún tipo de subsidio ni a la inversión ni a las tarifas de venta tanto de electricidad como de energía térmica.

La energía eléctrica se venderá bien a los usuarios de la población, bien al mercado eléctrico con un coste de 60 €/MWh_e, precio medio de mercado eléctrico en el año 2016 [OMIE16], tal como se desprende de la *Figura 3.4.1*.

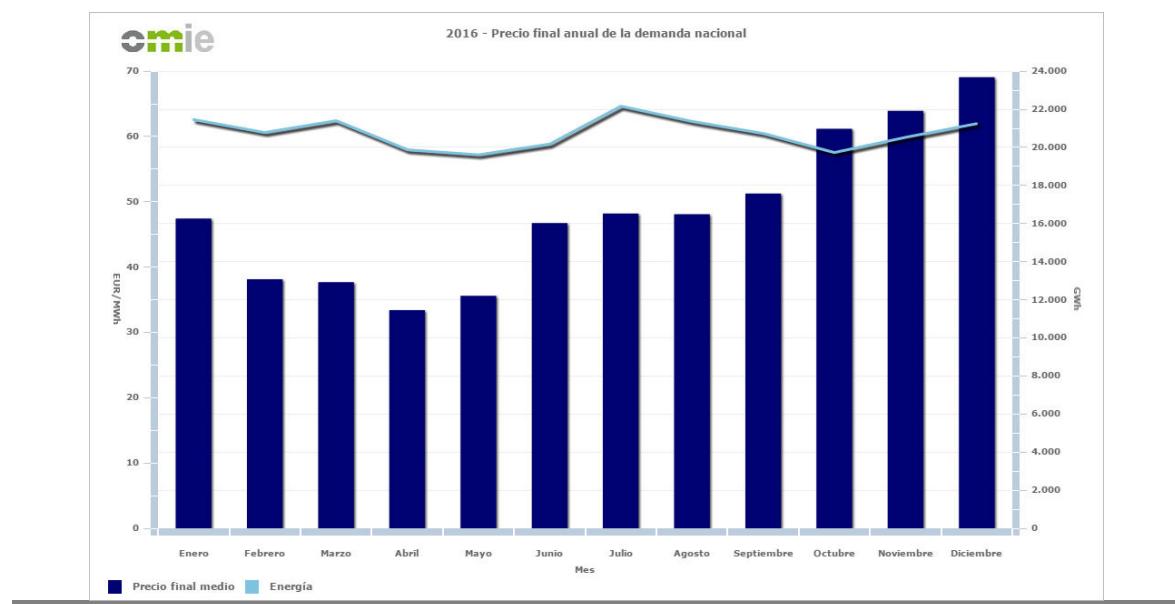


Figura 3.4.1. Precio final anual de la demanda nacional – 2016 (Fuente:[OMIE17])

La energía térmica se vende, tanto en invierno como en verano también a 60 €/MWh_{th}, precio competitivo. El precio de venta de la energía térmica para calefacción es competitivo frente al coste de los combustibles habituales envasados o por canalización para calefacción, donde una botella de 37 kg de propano tiene un precio aproximado de 127.6 E/MW_t [IDEA_COME16]. Igual sucede con el precio de venta de la energía térmica para refrigeración, considerando el precio de la electricidad para los usuarios finales en torno a los 150 €/MW_e y un coeficiente estacional de 2.3 [IDAE_CE303], el precio sería 65,22€/MW_t.

COSTE INVERSIÓN Sistemas Ciclo ORC

Los costes de inversión de los principales equipos, caldera, sistemas del ciclo ORC y sistemas auxiliares han sido tomados de la planta piloto en Europa construida en Lienz [OBE12] de 1 MWe y actualizados al año 2015. En la *Tabla 3.4.1* se presentan los costes reales de la planta.

Tabla 3.4.1. Costes de inversión planta ORC (año 2002) (Fuente: [OBE12])

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS ORC		
Potencia eléctrica	1	MWe
Potencia térmica de la caldera	6	MW _t
Rendimiento eléctrico	15	%
Rendimiento térmico	80	%
Horas totales de operación	5.000	horas/año
Producción eléctrica anual (\dot{W})	5.000	kWh/año
Consumo energía primaria para producción eléctrica	7.843.100	kWh/año
Consumo energía primaria (\dot{F})	33.333.300	kWh/año
COSTES DE INVERSIÓN		
Caldera aceite térmico	650.000	€
Instalación	65.000	€
Módulo ORC	1.360.000	€
Sistema de Control	36.000	€
Sistemas auxiliares	130.000	€

El coste de la caldera (parte dedicada al ORC) asciende a 650.000 €, con un consumo de energía primaria de 7.843.100 kWh_t para 5.000 horas de funcionamiento al año, lo que supone un coste por kW_t de:

$$\text{coste caldera ORC} = \frac{650.000 \text{ €}}{7.843.100 \text{ kWh}_t/\text{año}} \cdot \frac{5000h}{\text{año}} = 414,4 \text{ €/kW}_t$$

(3.4.1)

El consumo de energía primaria total de la caldera es de 33.333.300 kWh_{th}/año, por lo que se asume un coste de inversión de la caldera completa de:

$$\text{coste caldera} = 414,4 \text{ €/kW}_t \cdot 33.333.300 \text{ kWh}_t/\text{año} \cdot \frac{\text{año}}{5000h} = 2.762.664 \text{ €}$$

(3.4.2)

El resto de equipamiento del ORC (salvo caldera) asciende a 2.115.000 € y, por tanto, la planta completa:

$$\text{coste inversión}_{2002} = 2.762.664 \text{ €} + 2.115.000 \text{ €} = 4.877.663,9 \text{ €/MW}_e$$

(3.4.3)

La actualización de los costes de inversión se ha llevado a cabo mediante los índices CEPCI para cada planta en cuestión:

$$\text{coste inversión}_{2015} = 4.877.663,9 \text{ €/MW}_e \cdot \dot{W}^b \cdot \frac{\text{CEPCI}_{2015}}{\text{CEPCI}_{2002}} \quad (3.4.3)$$

Siendo:

- \dot{W} la potencia eléctrica nominal de la planta (MW_e)
- b el factor de escala. Se ha tomado 0.6 según tendencia de precios en función de la potencia nominal [QUO13]
- CEPCI₂₀₀₂ el índice correspondiente al año 2002
- CEPCI₂₀₁₅ el índice correspondiente al año 2015.

COSTE INVERSIÓN Sistema de Refrigeración por Absorción

Para el coste de inversión del sistema de refrigeración por absorción con torre de refrigeración se ha tomado la siguiente expresión en función de la demanda de refrigeración en cada equipo [BOE87]:

$$\text{coste inversión} = a_{COP} \cdot \dot{Q}_u^{b_{COP}} + 2.050 \cdot \dot{Q}_{torre}^{0,6132} \quad (3.4.4)$$

Siendo:

- \dot{Q}_u la potencia térmica frigorífica demandada a plena carga (kW_t)
- a_{COP} coste del sistema de refrigeración según tipo de ciclo (simple efecto/doble efecto) (€/kW_t)
- b_{COP} factor de escala según tipo de ciclo (simple efecto/doble efecto)
- \dot{Q}_{torre} la potencia frigorífica a plena carga disipada en la torre de refrigeración (kW_T) dada por la Ecuación 3.4.5

$$\dot{Q}_{torre} = \dot{Q}_u + \text{COP} \cdot \dot{Q}_u = (1 + \text{COP}) \cdot \dot{Q}_u \quad (3.4.5)$$

Tabla 3.4.2. Coeficientes a_{COP} y b_{COP} para los ciclos analizados (Fuente: [BOE87])

Tipo de Ciclo	a_{COP}	b_{COP}
Simple	893	0,69
Doble Efecto	1.224	0,706

3.4.2 Análisis de rentabilidad

Partiendo de las hipótesis anteriormente presentadas, se ha llevado a cabo el análisis de rentabilidad de la planta. Se considera la inversión inicial de todos los componentes del ciclo, los ingresos por venta de energía eléctrica y por venta de energía térmica de calefacción y refrigeración y los gastos administrativos y por operación y mantenimiento de la instalación. Se ha escogido como índice de rentabilidad la tasa interna de rentabilidad (TIR).

La vida útil de la planta se ha establecido en 15 años (N) y el valor de los impuestos 36%.

Las tasas nominales se establecen según la *Tabla 3.4.3.*

Tabla 3.4.3. Costes de operación. Precio de biomasa varía desde biomasa residual a precio de mercado (Fuente: Elaboración Propia)

Concepto	Coste	Tasa Nominal (γ) (%/año)
Mantenimiento (€/año)	250.000	3.5
Administrativos (€/año)	60.000	3.5
Biomasa	BIORAISE	5
Precio de venta		
€/MWh		
Electricidad	60	3.5
Calor	60	3.5
Frío	60	3.5

Para llevar a cabo el primer análisis de rentabilidad, se han fijado dos tipos de costes de la biomasa, biomasa autoproducida de coste bajo, y biomasa a precio comercial de coste alto. Se pueden lograr unos precios para el cultivo energético autoproducido de 5,5 €/MWh_t y la otra alternativa es comprar la biomasa a granel, con un precio estimado de 15 €/MWh_t según valores de la literatura. Posteriormente han sido ajustado los resultados con los precios reales obtenidos mediante BIORAISE.

En cuanto a los ingresos, se concibe el proyecto para la satisfacción de las demandas térmicas y eléctricas de la comunidad, de modo que los ingresos procedan de la venta de estos servicios energéticos a precios competitivos con el mercado. Así, se asume que la electricidad se vende a los consumidores a 60 €/MWh_e y el calor a 60 €/MWh_t. El precio de la electricidad así vendida es competitivo con el de la tarifa doméstica; en cuanto al precio del calor, es necesario compararlo con combustibles transportables, pues se asume que en la comunidad rural no habría servicio canalizado de gas natural. Dichos precios oscilan entre

143,7 €/MWh_t para el GLP en bombonas de 35 kg y 88,9 €/MWh_t para el gasóleo de calefacción

La tasa interna de rentabilidad (TIR) se ha calculado según la Ecuación (3.4.6). La inversión incluye el coste de la unidad ORC, el coste de la caldera y auxiliares y la máquina de absorción junto con la torre de refrigeración.

$$\begin{aligned}
 & (1-t) \cdot \sum_{j=1}^N \frac{IE \cdot (1 + \gamma_E)^j + IC \cdot (1 + \gamma_C)^j + IR \cdot (1 + \gamma_R)^j}{(1 + TIR)^j} \\
 & - (1-t) \cdot \sum_{j=1}^N \frac{CF \cdot (1 + \gamma_F)^j + CM \cdot (1 + \gamma_M)^j + CA \cdot (1 + \gamma_A)^j}{(1 + TIR)^j} \\
 & + \left(\frac{1-t}{N} \right) \cdot \sum_{j=1}^N \frac{1}{(1 + TIR)^j} = I
 \end{aligned} \tag{3.4.6}$$

Donde:

- I representa la inversión total de la planta (€)
- N representa la vida útil de la planta (años)
- IE representa los ingresos por venta de la electricidad (€)
- IC representa los ingresos por venta de la energía térmica para calefacción (€)
- IR representa los ingresos por venta de la energía térmica para refrigeración (€)
- CF representa el coste de combustible (€)
- CM representa los gastos de mantenimiento (€)
- CA representa los gastos administrativos (€)
- γ representa la tasa nominal (%/año)
- t representa los impuestos (%)

Análisis rentabilidad CARGA COMPLETA

El análisis de rentabilidad de la planta se lleva a cabo en dos fases, siendo la primera el análisis de la planta funcionando a plena carga.

Se procede a la obtención de la curva monótona de demanda a partir del perfil horario de demanda para cada localidad, para ello se ordena la potencia térmica demandada de mayor a menor según las horas de demanda de dicha potencia.

El método más común de análisis de rentabilidad es el método del Rectángulo Máximo que proporciona la rentabilidad del proyecto para la máxima cobertura de demanda. El área bajo la curva monótona delimitada por cada rectángulo representa el calor total suministrado como puede verse en la *Figura 3.4.2.*

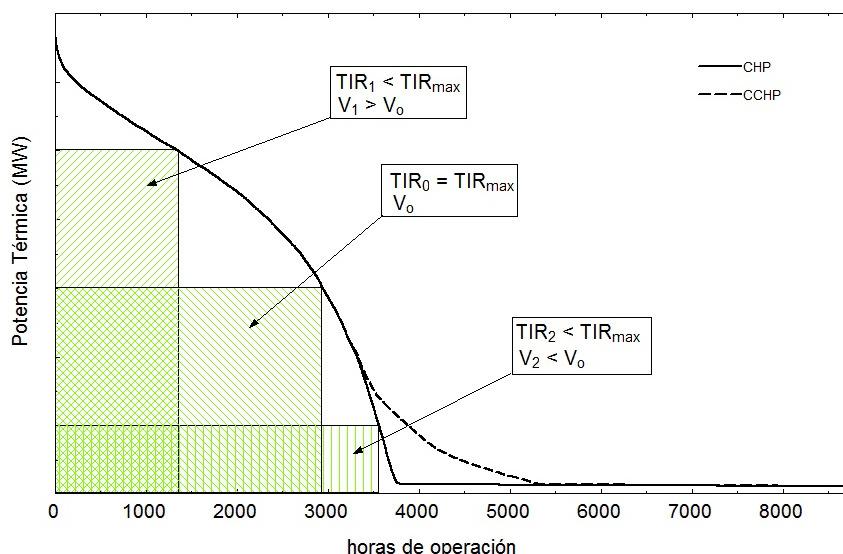


Figura 3.4.2. Análisis rentabilidad mediante método del Rectángulo Máximo en Carga Completa
(Fuente: Elaboración Propia)

Este método presenta el inconveniente de no tener en consideración el coste de combustible entre otros o los ingresos por producción eléctrica entre otros, por lo que se ha desarrollado una metodología propia para el cálculo de la rentabilidad de la planta de optimización la TIR del proyecto a partir de la curva monótona, pero sin maximizar la cobertura de demanda térmica y manteniendo los valores de rendimientos eléctricos y térmicos del ciclo.

El funcionamiento a **plena carga** limita la posibilidad de producción térmica de refrigeración, ya que la demanda de frío es menor que la de calefacción. Para potencias superiores a la máxima de refrigeración, la planta tan solo funcionará los meses de invierno para satisfacer la demanda de calefacción. Tan solo permitirá satisfacer demanda de refrigeración plantas de pequeño tamaño ($V_2 < V_1$). No obstante, el análisis de rentabilidad permitirá conocer si la máxima TIR se obtiene como planta de mayor tamaño operando menos horas tan solo para calefacción o, por el contrario, como planta de menor tamaño operando más horas para calefacción y refrigeración, como puede verse en la *Figura 3.4.3.*

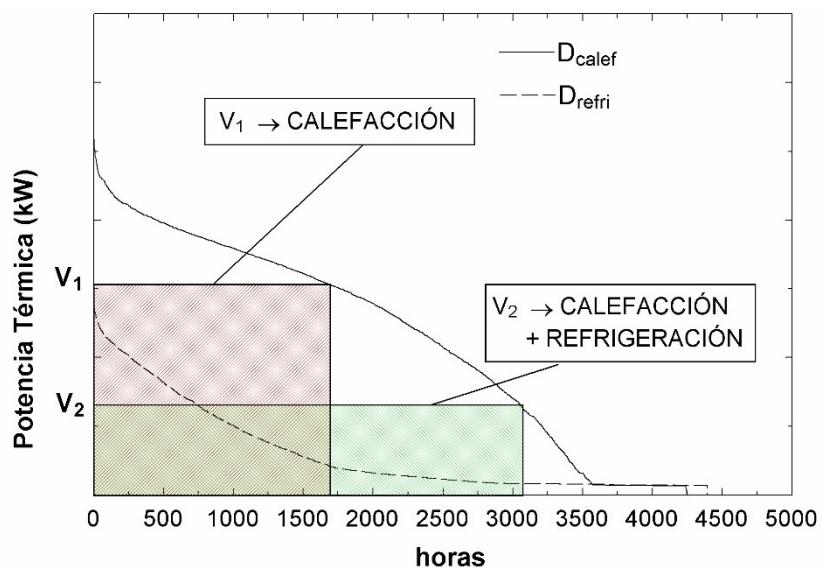
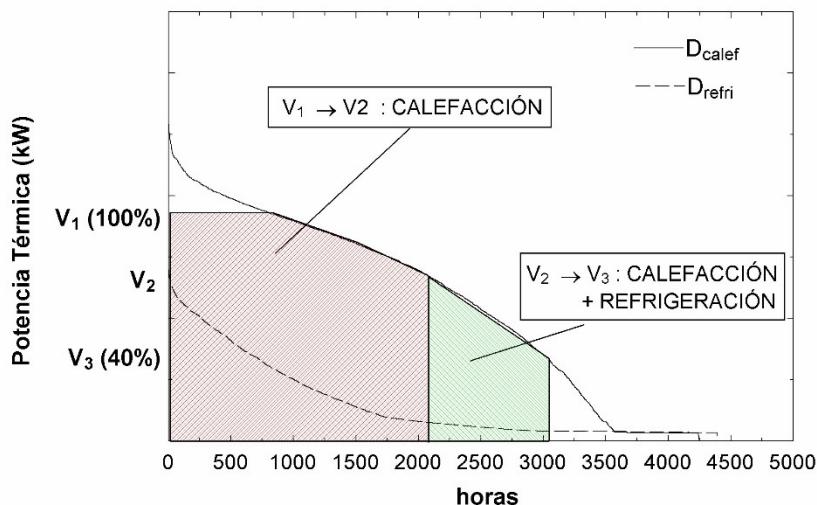
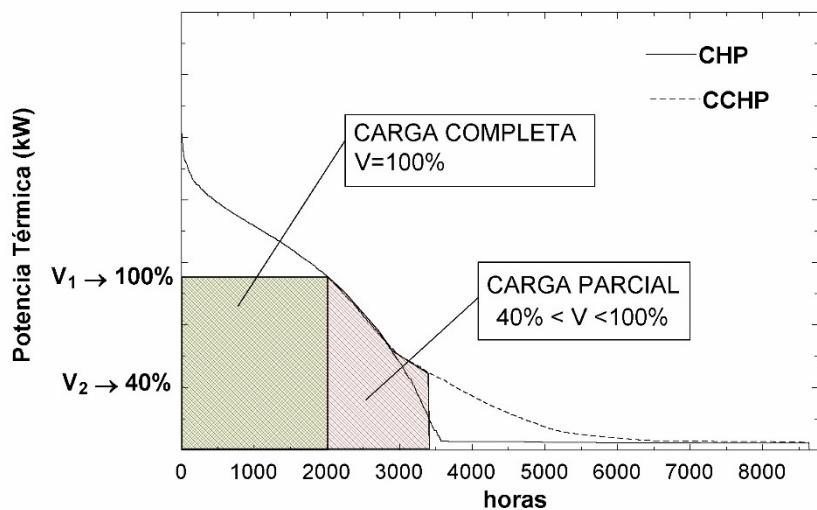


Figura 3.4.3. Análisis rentabilidad carga completa - producción calefacción y producción refrigeración.
(Fuente: Elaboración Propia)

Posteriormente se ha completado el análisis de rentabilidad mediante la tecnología propia desarrollada, considerando el funcionamiento de la planta a **cargas parciales**, permitiendo aumentar el número de horas de operación. En la *Figura 3.4.4.* se aprecia como la carga parcial permite producir más horas calefacción, y completar con producción de frío.



En la *Figura 3.4.5* se representan ambos funcionamientos de la planta, carga completa y carga parcial según la monótona de demanda anual. La curva de demanda CCHP incluye la demanda de calefacción y refrigeración. Como se puede ver, las horas de funcionamiento de la planta en carga parcial son significativamente mayores, aunque se esté en modo CHP, lo que supondrá una mejora notable de la rentabilidad de la planta.



3.5 MODELO DE CÁLCULO MEDIDAS AMBIENTALES

3.5.1 Introducción

Para cumplir los compromisos establecidos dentro del ámbito de la *Convención Marco de Naciones Unidas sobre Cambio Climático* y su *Protocolo de Kioto*, así como el ámbito de la Unión Europea, es necesario llevar a cabo políticas para limitar o reducir las emisiones de gases de efecto invernadero.

Desde el año 2008, España se encuentra dentro del *Paquete Europeo de Energía y Cambio Climático* que establece, entre otros, el objetivo de reducir un 20% los niveles de 1990 en el año 2020 mediante la potenciación de la energía renovable, el aumento de la eficiencia energética y la reducción de emisiones de gases de efecto invernadero [GEI17].

El inventario de gases de efecto invernadero [PSD17] muestra que el sector residencial en España representa el 6% del total de las emisiones, con 201,4 Mton CO₂. Las políticas de reducción de las emisiones de los gases de efecto invernadero en este sector están orientadas a la reducción del consumo de combustibles fósiles en redes de distrito nuevas o existentes como el *Proyecto Clima del Fondo de Carbono para una Economía Sostenible* [FDC17]. Mediante la metodología aprobada por el Consejo Rector de los Proyectos Clima se estiman las emisiones de CO₂ provenientes de la combustión de combustibles fósiles y las emisiones provenientes del nuevo combustible y se calcula la reducción de emisiones anual.

Entre los proyectos seleccionados en años anteriores destaca la apuesta por el sector de la biomasa [PRC17]:

- Renovación de los sistemas de producción térmica empleando la biomasa como fuente principal de energía en edificios (Nacional).
- Construcción de una Red de Distribución Urbana de calor para satisfacer la demanda de calefacción y agua caliente sanitaria para un conjunto de bloques de viviendas y otros edificios de uso no residencial (Madrid)
- Sustitución completa de sistemas individuales de calefacción y ACS basadas en combustibles fósiles, por redes de distrito centralizadas que empleen biomasa como fuente principal de energía (Nacional).

- Promoción e incentivación del uso de la biomasa forestal como fuente energética que sustituya el gasóleo y el gas natural en procesos de generación de energía térmica (ACS y calefacción en instalaciones domésticas y del sector terciario en procesos industriales) (Aragón, Cataluña)
- Sustitución de las calderas de producción de ACS y calefacción, tanto de edificios públicos municipales y privados, utilizando biomasas locales, procedentes de restos de poda de montes y dehesas locales y cultivos energéticos, para dar servicio a edificios públicos y privados (Extremadura).

Según los datos más recientes, mediante las aplicaciones energéticas de biomasa se reducen las emisiones de CO₂ entre un 55% y un 98%, en comparación con los combustibles fósiles, incluso teniendo en cuenta el transporte de ésta. Si la biomasa procede de residuos forestales o agrícolas, la reducción supera el 80% en comparación con los combustibles fósiles [\[CER12\]](#).

También se trabaja en la reducción de gases de efecto invernadero en el sector residencial estableciendo nuevas condiciones para conseguir un uso racional de la energía reduciendo la demanda energética en las instalaciones de calefacción, climatización y agua caliente.

En el año 2007 se aprueba el Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios (RITE) [\[RITE07\]](#) con el Real Decreto 1027/2007. Entre las exigencias del RITE se encuentra un mayor rendimiento energético en los equipos de generación de calor y frío, así como los destinados al movimiento y transporte de fluidos, o la utilización de energías renovables disponibles, en especial la energía solar y la biomasa, en coherencia con los objetivos del *Proyecto Clima*.

El reglamento se actualiza mediante el Real Decreto 238/2013 para trasponer la Directiva 2010/31/UE [\[RITE10\]](#) y se publican los coeficientes de paso de la producción de emisiones de dióxido de carbono y de consumo de energía primaria para comprobar que se cumplen las exigencias mínimas.

3.5.2 Metodología

La evaluación ambiental ha sido analizada mediante los valores de ahorro de energía primaria (PES) y las emisiones de CO₂ evitadas obtenidos en los distintos análisis.

El cálculo de la eficiencia se ha llevado a cabo siguiendo el método presentado en la DIRECTIVA 2004/8/CE [DCE8/04_a], para evaluar los procesos según el ahorro de energía primaria (*primary energy saving* - PES). En el Anexo II de la Directiva 2004/8/CE, se define el ahorro de energía primaria aportado por la producción mediante cogeneración según la Ecuación 3.5.1:

$$PES = \left(1 - \frac{1}{\frac{\eta_V}{\eta_V^{ref}} - \frac{\eta_E}{\eta_E^{ref}}} \right) \cdot 100\% \quad (3.5.1)$$

Donde:

- η_V es la eficiencia térmica del proceso, definida como la producción anual de calor dividida por el aporte de combustible al equipo cogenerador, también llamada rendimiento térmico.

$$\eta_V = \frac{\dot{Q}_u}{\dot{F}} \quad (3.5.2)$$

- η_E es la eficiencia eléctrica definida como la producción anual de electricidad dividida por el aporte de combustible al equipo generador, también llamado rendimiento eléctrico.

$$\eta_E = \frac{\dot{W}}{\dot{F}} \quad (3.5.3)$$

- η_V^{ref} es el valor de referencia de la eficiencia para la producción separada de calor.
- η_E^{ref} es el valor de referencia de la eficiencia para la producción separada de electricidad.

En el RD 661/2007 [RD661/07], se indica que los valores de referencia de la eficiencia para la producción separada de calor y electricidad son los publicados por la Decisión de la UE de 21 de diciembre de 2006 [DCE8/04_b], actualizados por la Decisión de la Comisión de 19 de diciembre de 2011 [DCE8/04_c], en la cual se incluyen dos tablas por tipo de combustible, en el *Anexo I* para la producción por separado de electricidad, y en el *Anexo II*, para la producción por separado de calor. Con arreglo a esa referencia se ha tomado como eficiencia de referencia para la producción separada de electricidad 25% y para la producción separada de calor 80%, ver tabla 3.5.1 y 3.5.2.

Tabla 3.5.1. Valores de referencia de la eficiencia armonizados para la producción por separado de electricidad. (Fuente: [DCE8/04_c])

Tipo de Combustible	2001 y años anteriores	2002	2003	2004	2005	2006-2011	2012-2015
Biomasa agrícola	23,1	23,5	24	24,4	24,7	25	25

Tabla 3.5.2. Valores de referencia de la eficiencia armonizados para la producción por separado de calor. (Fuente: [DCE8/04_c])

Tipo de combustible	Vapor/agua caliente	Uso directo de gases de escape
Biomasa agrícola	80	72

En cuanto a las emisiones de CO₂ evitadas, al considerarse el ciclo de la biomasa neutro de CO₂, sin contribución al efecto invernadero, no existe una metodología de cálculo propia a partir de [FEC17], por lo que se ha implementado el índice AVCO₂ definido según la ecuación (3.5.4):

$$AVCO2 = f_e^{avg} + \left(\frac{V_H}{E} \right) \cdot \left(\frac{f_H^{GN}}{\eta_{refH}^{GN}} \right) + \left(\frac{V_C}{E} \right) \cdot \left(\frac{f_e^{avg}}{CSPF_{compr}} \right) \quad (3.5.4)$$

Siendo:

- F: Consumo anual de energía primaria en la caldera (MWh)
- E: Producción eléctrica anual (MWh)
- V_H : Producción energía térmica para calefacción (MWh)
- V_C : Producción energía térmica para refrigeración (MWh)
- η_{refH}^{bio} es el valor de referencia de la eficiencia para la producción separada de calor.
Se ha tomado 80%
- η_{refE}^{bio} : Valor de referencia de la eficiencia para la producción separada de electricidad. Se ha tomado 25%
- $CSPF_{Abs}$: Coeficiente de rendimiento estacional de una máquina de absorción de doble efecto (considerada como solución estándar para producir frío empleando biomasa). Se ha tomado 140% según [\[MAR13\]](#)
- f_e^{avg} : Factor de emisión de CO₂ del sistema eléctrico español. Se ha tomado 340 g/kWhe según [\[FE14\]](#)
- f_H^{GN} : Factor de emisión de CO₂ del gas natural para calefacción. Se ha tomado 201,5 g/kWht según [\[FE14\]](#)
- η_{refH}^{GN} es el valor de referencia de la eficiencia para la producción separada de calor empleando gas natural. Se ha tomado 90% según [\[DCE8/04_a\]](#)
- $CSPF_{Compr}$: Coeficiente de rendimiento estacional de una máquina de compresión. Se ha tomado 230% según [\[IDAE_CE303\]](#)

4 CAPITULO 4. DISEÑO DEL CICLO

4.1 INTRODUCCIÓN

El ciclo ORC ha sido analizado en dos fases. En la primera se analizan varios fluidos en distintas configuraciones operando a carga completa. El ciclo óptimo obtenido es la base para la segunda fase, en la que se analiza el mismo operando a carga parcial.

Los fluidos escogidos para el análisis son todos secos, de manera que fluido sale del evaporador como vapor saturado y no precisa sobrecalentar para evitar abandonar la turbina en zona bifásica. Se ha analizado el ciclo con dos aceites silíconicos (hexametildisiloxano-HMDSO y octametilciclotetrasiloxano-D4), isopentano y tolueno. En la *Figura 4.1.1* se pueden ver los diagramas T-s de los cuatro fluidos.

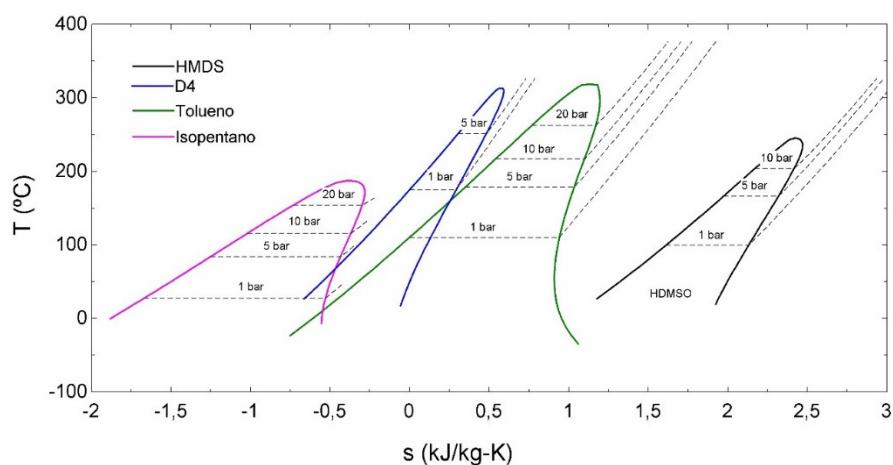


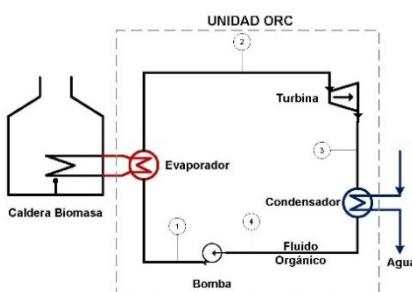
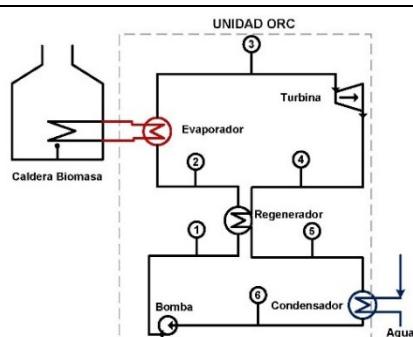
Figura 4.1.1. Diagrama T-s de los fluidos escogidos (Fuente: Elaboración Propia)

Los fluidos silíconicos son potencialmente interesantes por sus buenas propiedades físicas y térmicas, baja toxicidad y nivel de inflamabilidad, alto peso molecular, y su estabilidad por largo tiempo a altas temperaturas, así como por su valor cero ODP. El isopentano y el tolueno han sido elegidos por ser hidrocarburos naturales y por poseer buenas propiedades termodinámicas, así como su estabilidad química. No obstante, el isopentano presenta problemas de volatilidad y el tolueno de toxicidad. Como se puede apreciar en la *Figura 4.1.1*, los fluidos silíconicos permiten presiones de trabajo bastante menores, lo que conlleva menor espesor en las tuberías y por tanto menor inversión.

4.2 ANÁLISIS

El análisis llevado a cabo analiza el rendimiento de dos tipos de ciclo según los equipos del mismo (básico y regenerativo) y a su vez cada uno de ellos según el estado del fluido a la entrada a la turbina (subcrítico y supercrítico) (*Tabla 4.2.1*).

Tabla 4.2.1. Ciclos analizados (Fuente: Elaboración Propia)

Ciclo	Esquema/ Diagrama T-s
Básico	
Regenerativo	
Subcrítico	<img alt="T-s diagram for the subcritical cycle. The y-axis is T (°C) from 0 to 300, and the x-axis is s (kJ/kg·K) from -0.50 to 1.00. The cycle path starts at point 1 (Bomba), goes to point 2 (Evaporador), then to point 3 (Turbina), then to point 4 (Regenerador_BP), then to point 5 (Condensador), and back to point 6 (Bomba). The diagram shows pressure levels: 10 bar at the turbine exit and 316 bar at the pump inlet. The diagram is labeled with 0.2, 0.4, 0.6, 0.8, 1.0, 1.2, 1.4, 1.6, 1.8, 2.0, 2.2, 2.4, 2.6, 2.8, 3.0, 3.2, 3.4, 3.6, 3.8, 4.0, 4.2, 4.4, 4.6, 4.8, 5.0, 5.2, 5.4, 5.6, 5.8, 6.0, 6.2, 6.4, 6.6, 6.8, 7.0, 7.2, 7.4, 7.6, 7.8, 8.0, 8.2, 8.4, 8.6, 8.8, 9.0, 9.2, 9.4, 9.6, 9.8, 10.0, 10.2, 10.4, 10.6, 10.8, 11.0, 11.2, 11.4, 11.6, 11.8, 12.0, 12.2, 12.4, 12.6, 12.8, 13.0, 13.2, 13.4, 13.6, 13.8, 14.0, 14.2, 14.4, 14.6, 14.8, 15.0, 15.2, 15.4, 15.6, 15.8, 16.0, 16.2, 16.4, 16.6, 16.8, 17.0, 17.2, 17.4, 17.6, 17.8, 18.0, 18.2, 18.4, 18.6, 18.8, 19.0, 19.2, 19.4, 19.6, 19.8, 20.0, 20.2, 20.4, 20.6, 20.8, 21.0, 21.2, 21.4, 21.6, 21.8, 22.0, 22.2, 22.4, 22.6, 22.8, 23.0, 23.2, 23.4, 23.6, 23.8, 24.0, 24.2, 24.4, 24.6, 24.8, 25.0, 25.2, 25.4, 25.6, 25.8, 26.0, 26.2, 26.4, 26.6, 26.8, 27.0, 27.2, 27.4, 27.6, 27.8, 28.0, 28.2, 28.4, 28.6, 28.8, 29.0, 29.2, 29.4, 29.6, 29.8, 30.0, 30.2, 30.4, 30.6, 30.8, 31.0, 31.2, 31.4, 31.6, 31.8, 32.0, 32.2, 32.4, 32.6, 32.8, 33.0, 33.2, 33.4, 33.6, 33.8, 34.0, 34.2, 34.4, 34.6, 34.8, 35.0, 35.2, 35.4, 35.6, 35.8, 36.0, 36.2, 36.4, 36.6, 36.8, 37.0, 37.2, 37.4, 37.6, 37.8, 38.0, 38.2, 38.4, 38.6, 38.8, 39.0, 39.2, 39.4, 39.6, 39.8, 40.0, 40.2, 40.4, 40.6, 40.8, 41.0, 41.2, 41.4, 41.6, 41.8, 42.0, 42.2, 42.4, 42.6, 42.8, 43.0, 43.2, 43.4, 43.6, 43.8, 44.0, 44.2, 44.4, 44.6, 44.8, 45.0, 45.2, 45.4, 45.6, 45.8, 46.0, 46.2, 46.4, 46.6, 46.8, 47.0, 47.2, 47.4, 47.6, 47.8, 48.0, 48.2, 48.4, 48.6, 48.8, 49.0, 49.2, 49.4, 49.6, 49.8, 50.0, 50.2, 50.4, 50.6, 50.8, 51.0, 51.2, 51.4, 51.6, 51.8, 52.0, 52.2, 52.4, 52.6, 52.8, 53.0, 53.2, 53.4, 53.6, 53.8, 54.0, 54.2, 54.4, 54.6, 54.8, 55.0, 55.2, 55.4, 55.6, 55.8, 56.0, 56.2, 56.4, 56.6, 56.8, 57.0, 57.2, 57.4, 57.6, 57.8, 58.0, 58.2, 58.4, 58.6, 58.8, 59.0, 59.2, 59.4, 59.6, 59.8, 60.0, 60.2, 60.4, 60.6, 60.8, 61.0, 61.2, 61.4, 61.6, 61.8, 62.0, 62.2, 62.4, 62.6, 62.8, 63.0, 63.2, 63.4, 63.6, 63.8, 64.0, 64.2, 64.4, 64.6, 64.8, 65.0, 65.2, 65.4, 65.6, 65.8, 66.0, 66.2, 66.4, 66.6, 66.8, 67.0, 67.2, 67.4, 67.6, 67.8, 68.0, 68.2, 68.4, 68.6, 68.8, 69.0, 69.2, 69.4, 69.6, 69.8, 70.0, 70.2, 70.4, 70.6, 70.8, 71.0, 71.2, 71.4, 71.6, 71.8, 72.0, 72.2, 72.4, 72.6, 72.8, 73.0, 73.2, 73.4, 73.6, 73.8, 74.0, 74.2, 74.4, 74.6, 74.8, 75.0, 75.2, 75.4, 75.6, 75.8, 76.0, 76.2, 76.4, 76.6, 76.8, 77.0, 77.2, 77.4, 77.6, 77.8, 78.0, 78.2, 78.4, 78.6, 78.8, 79.0, 79.2, 79.4, 79.6, 79.8, 80.0, 80.2, 80.4, 80.6, 80.8, 81.0, 81.2, 81.4, 81.6, 81.8, 82.0, 82.2, 82.4, 82.6, 82.8, 83.0, 83.2, 83.4, 83.6, 83.8, 84.0, 84.2, 84.4, 84.6, 84.8, 85.0, 85.2, 85.4, 85.6, 85.8, 86.0, 86.2, 86.4, 86.6, 86.8, 87.0, 87.2, 87.4, 87.6, 87.8, 88.0, 88.2, 88.4, 88.6, 88.8, 89.0, 89.2, 89.4, 89.6, 89.8, 90.0, 90.2, 90.4, 90.6, 90.8, 91.0, 91.2, 91.4, 91.6, 91.8, 92.0, 92.2, 92.4, 92.6, 92.8, 93.0, 93.2, 93.4, 93.6, 93.8, 94.0, 94.2, 94.4, 94.6, 94.8, 95.0, 95.2, 95.4, 95.6, 95.8, 96.0, 96.2, 96.4, 96.6, 96.8, 97.0, 97.2, 97.4, 97.6, 97.8, 98.0, 98.2, 98.4, 98.6, 98.8, 99.0, 99.2, 99.4, 99.6, 99.8, 100.0, 100.2, 100.4, 100.6, 100.8, 101.0, 101.2, 101.4, 101.6, 101.8, 102.0, 102.2, 102.4, 102.6, 102.8, 103.0, 103.2, 103.4, 103.6, 103.8, 104.0, 104.2, 104.4, 104.6, 104.8, 105.0, 105.2, 105.4, 105.6, 105.8, 106.0, 106.2, 106.4, 106.6, 106.8, 107.0, 107.2, 107.4, 107.6, 107.8, 108.0, 108.2, 108.4, 108.6, 108.8, 109.0, 109.2, 109.4, 109.6, 109.8, 110.0, 110.2, 110.4, 110.6, 110.8, 111.0, 111.2, 111.4, 111.6, 111.8, 112.0, 112.2, 112.4, 112.6, 112.8, 113.0, 113.2, 113.4, 113.6, 113.8, 114.0, 114.2, 114.4, 114.6, 114.8, 115.0, 115.2, 115.4, 115.6, 115.8, 116.0, 116.2, 116.4, 116.6, 116.8, 117.0, 117.2, 117.4, 117.6, 117.8, 118.0, 118.2, 118.4, 118.6, 118.8, 119.0, 119.2, 119.4, 119.6, 119.8, 120.0, 120.2, 120.4, 120.6, 120.8, 121.0, 121.2, 121.4, 121.6, 121.8, 122.0, 122.2, 122.4, 122.6, 122.8, 123.0, 123.2, 123.4, 123.6, 123.8, 124.0, 124.2, 124.4, 124.6, 124.8, 125.0, 125.2, 125.4, 125.6, 125.8, 126.0, 126.2, 126.4, 126.6, 126.8, 127.0, 127.2, 127.4, 127.6, 127.8, 128.0, 128.2, 128.4, 128.6, 128.8, 129.0, 129.2, 129.4, 129.6, 129.8, 130.0, 130.2, 130.4, 130.6, 130.8, 131.0, 131.2, 131.4, 131.6, 131.8, 132.0, 132.2, 132.4, 132.6, 132.8, 133.0, 133.2, 133.4, 133.6, 133.8, 134.0, 134.2, 134.4, 134.6, 134.8, 135.0, 135.2, 135.4, 135.6, 135.8, 136.0, 136.2, 136.4, 136.6, 136.8, 137.0, 137.2, 137.4, 137.6, 137.8, 138.0, 138.2, 138.4, 138.6, 138.8, 139.0, 139.2, 139.4, 139.6, 139.8, 140.0, 140.2, 140.4, 140.6, 140.8, 141.0, 141.2, 141.4, 141.6, 141.8, 142.0, 142.2, 142.4, 142.6, 142.8, 143.0, 143.2, 143.4, 143.6, 143.8, 144.0, 144.2, 144.4, 144.6, 144.8, 145.0, 145.2, 145.4, 145.6, 145.8, 146.0, 146.2, 146.4, 146.6, 146.8, 147.0, 147.2, 147.4, 147.6, 147.8, 148.0, 148.2, 148.4, 148.6, 148.8, 149.0, 149.2, 149.4, 149.6, 149.8, 150.0, 150.2, 150.4, 150.6, 150.8, 151.0, 151.2, 151.4, 151.6, 151.8, 152.0, 152.2, 152.4, 152.6, 152.8, 153.0, 153.2, 153.4, 153.6, 153.8, 154.0, 154.2, 154.4, 154.6, 154.8, 155.0, 155.2, 155.4, 155.6, 155.8, 156.0, 156.2, 156.4, 156.6, 156.8, 157.0, 157.2, 157.4, 157.6, 157.8, 158.0, 158.2, 158.4, 158.6, 158.8, 159.0, 159.2, 159.4, 159.6, 159.8, 160.0, 160.2, 160.4, 160.6, 160.8, 161.0, 161.2, 161.4, 161.6, 161.8, 162.0, 162.2, 162.4, 162.6, 162.8, 163.0, 163.2, 163.4, 163.6, 163.8, 164.0, 164.2, 164.4, 164.6, 164.8, 165.0, 165.2, 165.4, 165.6, 165.8, 166.0, 166.2, 166.4, 166.6, 166.8, 167.0, 167.2, 167.4, 167.6, 167.8, 168.0, 168.2, 168.4, 168.6, 168.8, 169.0, 169.2, 169.4, 169.6, 169.8, 170.0, 170.2, 170.4, 170.6, 170.8, 171.0, 171.2, 171.4, 171.6, 171.8, 172.0, 172.2, 172.4, 172.6, 172.8, 173.0, 173.2, 173.4, 173.6, 173.8, 174.0, 174.2, 174.4, 174.6, 174.8, 175.0, 175.2, 175.4, 175.6, 175.8, 176.0, 176.2, 176.4, 176.6, 176.8, 177.0, 177.2, 177.4, 177.6, 177.8, 178.0, 178.2, 178.4, 178.6, 178.8, 179.0, 179.2, 179.4, 179.6, 179.8, 180.0, 180.2, 180.4, 180.6, 180.8, 181.0, 181.2, 181.4, 181.6, 181.8, 182.0, 182.2, 182.4, 182.6, 182.8, 183.0, 183.2, 183.4, 183.6, 183.8, 184.0, 184.2, 184.4, 184.6, 184.8, 185.0, 185.2, 185.4, 185.6, 185.8, 186.0, 186.2, 186.4, 186.6, 186.8, 187.0, 187.2, 187.4, 187.6, 187.8, 188.0, 188.2, 188.4, 188.6, 188.8, 189.0, 189.2, 189.4, 189.6, 189.8, 190.0, 190.2, 190.4, 190.6, 190.8, 191.0, 191.2, 191.4, 191.6, 191.8, 192.0, 192.2, 192.4, 192.6, 192.8, 193.0, 193.2, 193.4, 193.6, 193.8, 194.0, 194.2, 194.4, 194.6, 194.8, 195.0, 195.2, 195.4, 195.6, 195.8, 196.0, 196.2, 196.4, 196.6, 196.8, 197.0, 197.2, 197.4, 197.6, 197.8, 198.0, 198.2, 198.4, 198.6, 198.8, 199.0, 199.2, 199.4, 199.6, 199.8, 200.0, 200.2, 200.4, 200.6, 200.8, 201.0, 201.2, 201.4, 201.6, 201.8, 202.0, 202.2, 202.4, 202.6, 202.8, 203.0, 203.2, 203.4, 203.6, 203.8, 204.0, 204.2, 204.4, 204.6, 204.8, 205.0, 205.2, 205.4, 205.6, 205.8, 206.0, 206.2, 206.4, 206.6, 206.8, 207.0, 207.2, 207.4, 207.6, 207.8, 208.0, 208.2, 208.4, 208.6, 208.8, 209.0, 209.2, 209.4, 209.6, 209.8, 210.0, 210.2, 210.4, 210.6, 210.8, 211.0, 211.2, 211.4, 211.6, 211.8, 212.0, 212.2, 212.4, 212.6, 212.8, 213.0, 213.2, 213.4, 213.6, 213.8, 214.0, 214.2, 214.4, 214.6, 214.8, 215.0, 215.2, 215.4, 215.6, 215.8, 216.0, 216.2, 216.4, 216.6, 216.8, 217.0, 217.2, 217.4, 217.6, 217.8, 218.0, 218.2, 218.4, 218.6, 218.8, 219.0, 219.2, 219.4, 219.6, 219.8, 220.0, 220.2, 220.4, 220.6, 220.8, 221.0, 221.2, 221.4, 221.6, 221.8, 222.0, 222.2, 222.4, 222.6, 222.8, 223.0, 223.2, 223.4, 223.6, 223.8, 224.0, 224.2, 224.4, 224.6, 224.8, 225.0, 225.2, 225.4, 225.6, 225.8, 226.0, 226.2, 226.4, 226.6, 226.8, 227.0, 227.2, 227.4, 227.6, 227.8, 228.0, 228.2, 228.4, 228.6, 228.8, 229.0, 229.2, 229.4, 229.6, 229.8, 230.0, 230.2, 230.4, 230.6, 230.8, 231.0, 231.2, 231.4, 231.6, 231.8, 232.0, 232.2, 232.4, 232.6, 232.8, 233.0, 233.2, 233.4, 233.6, 233.8, 234.0, 234.2, 234.4, 234.6, 234.8, 235.0, 235.2, 235.4, 235.6, 235.8, 236.0, 236.2, 236.4, 236.6, 236.8, 237.0, 237.2, 237.4, 237.6, 237.8, 238.0, 238.2, 238.4, 238.6, 238.8, 239.0, 239.2, 239.4, 239.6, 239.8, 240.0, 240.2, 240.4, 240.6, 240.8, 241.0, 241.2, 241.4, 241.6, 241.8, 242.0, 242.2, 242.4, 242.6, 242.8, 243.0, 243.2, 243.4, 243.6, 243.8, 244.0, 244.2, 244.4, 244.6, 244.8, 245.0, 245.2, 245.4, 245.6, 245.8, 246.0, 246.2, 246.4, 246.6, 246.8, 247.0, 247.2, 247.4, 247.6, 247.8, 248.0, 248.2, 248.4, 248.6, 248.8, 249.0, 249.2, 249.4, 249.6, 249.8, 250.0, 250.2, 250.4, 250.6, 250.8, 251.0, 251.2, 251.4, 251.6, 251.8, 252.0, 252.2, 252.4, 252.6, 252.8, 253.0, 253.2, 253.4, 253.6, 253.8, 254.0, 254.2, 254.4, 254.6, 254.8, 255.0, 255.2, 255.4, 255.6, 255.8, 256.0, 256.2, 256.4, 256.6, 256.8, 257.0, 257.2, 257.4, 257.6, 257.8, 258.0, 258.2, 258.4, 258.6, 258.8, 259.0, 259.2, 259.4, 259.6, 259.8, 260.0, 260.2, 260.4, 260.6, 260.8, 261.0, 261.2, 261.4, 261.6, 261.8, 262.0, 262.2, 262.4, 262.6, 262.8, 263.0, 263.2, 263.4, 263.6, 263.8, 264.0, 264.2, 264.4, 264.6, 264.8, 265.0, 265.2, 265.4, 265.6, 265.8, 266.0, 266.2, 266.4, 266.6, 266.8, 267.0, 267.2, 267.4, 267.6, 267.8, 268.0, 268.2, 268.4, 268.6, 268.8, 269.0, 269.2, 269.4, 269.6, 269.8, 270.0, 270.2, 270.4, 270.6, 270.8, 271.0, 271.2, 271.4, 271.6, 271.8, 272.0, 272.2, 272.4, 272.6, 272.8, 273.0, 273.2, 273.4, 273.6, 273.8, 274.0, 274.2, 274.4, 274.6, 274.8, 275.0, 275.2, 275.4, 275.6, 275.8, 276.0, 276.2, 276.4, 276.6, 276.8, 277.0, 277.2, 277.4, 277.6, 277.8, 278.0, 278.2, 278.4, 278.6, 278.8, 279.0, 279.2, 279.4, 279.6, 279.8, 280.0, 280.2, 280.4, 280.6, 280.8, 281.0, 281.2, 281.4, 281.6, 281.8, 282.0, 282.2, 282.4, 282.6, 282.8, 283.0, 283.2, 283.4, 283.6, 283.8, 284.0, 284.2, 284.4, 284.6, 284.8, 285.0, 285.2, 285.4, 285.6, 285.8, 286.0, 286.2, 286.4, 286.6, 286.8, 287.0, 287.2, 287.4, 287.6, 287.8, 288.0, 288.2, 288.4, 288.6, 288.8, 289.0, 289.2, 289.4, 289.6, 289.8, 290.0, 290.2, 290.4, 290.6, 290.8, 291.0, 291.2, 291.4, 291.6, 291.8, 292.0, 292.2, 292.4, 292.6, 292.8, 293.0, 293.2, 293.4, 293.6, 293.8, 294.0, 294.2, 294.4, 294.6, 294.8, 295.0, 295.2, 295.4, 295.6, 295.8, 296.0, 296.2, 296.4, 296.6, 296.8, 297.0, 297.2, 297.4, 297.6, 297.8, 298.0, 298.2, 298.4, 298.6, 298.8, 299.0, 299.2, 299.4, 299.6, 299.8, 300.0, 300.2, 300.4, 300.6, 300.8, 301.0, 301.2, 301.4, 301.6, 301.8, 302.0, 302.2, 302.4, 302.6, 302.8, 303.0, 303.2, 303.4, 303.6, 303.8, 304.0, 304.2, 304.4, 304.6, 304.8, 305.0, 305.2, 305.4, 305.6, 305.8, 306.0, 306.2, 306.4, 306.6, 306.8, 307.0, 307.2, 307.4, 307.6, 307.8, 308.0,

Como ya ha sido comentado anteriormente en el apartado de metodología, todos los componentes del ciclo han sido analizados como dispositivos en estado estacionario, y por tanto también los procesos dentro del ciclo. No se han considerado ni las pérdidas de calor entre los componentes del ciclo y el entorno, ni las pérdidas de presión en los circuitos. Las energías cinética y potencial se han considerado despreciables.

El tamaño de los intercambiadores juega un papel importante en la inversión del ciclo. Aunque el cálculo y diseño de los intercambiadores de calor del ciclo (evaporador, regenerador y condensador) no está dentro del alcance del presente estudio, se ha optimizado el tamaño de los mismos mediante el método ϵ -NUT (efectividad, Número de Unidades de Transferencia), para maximizar la eficiencia térmica con equipos comerciales.

Los ciclos se han caracterizado tanto desde el punto de vista económico, maximizando la Tasa Interna de Rentabilidad (TIR), como medioambiental analizando la eficiencia del proceso de cogeneración a través del parámetro ahorro de energía primaria (*Primary Energy Savings*-PES).

En la *Tabla 4.2.2* puede verse, las principales para los fluidos escogidos, entre ellos los valores ODP y GWP según el Protocolo de Montreal [\[UNEP17\]](#).

Tabla 4.2.2. Valores ODP e índice GWP (Fuente: ESII0J)

Fluido	Peso Molecular (g/mol)	Punto de Ebullición (°C)	Punto Crítico			ODP	GWP (100 años)
			Presión (bar)	T ^a (°C)	Densidad (kg/m ³)		
Isopentano (C ₅ H ₁₂)	72,12	110,6	41,3	318,6	275	0	11
Tolueno (C ₆ H ₅ CH ₃)	92,14	27,7	33,7	187,2	224	-	0,2.
Hexametildisiloxano-HMDSO C ₆ H ₁₈ OSi ₂)	162,37	100	19,4	245,5	295	0	n.d.
Octametilciclotetrasiloxano-D4 (C ₈ H ₂₄ O ₄ Si ₄)	296,62	175	13,3	313,3	313	0	n.f.

Se ha considerado los siguientes supuestos para el análisis de los ciclos:

Diseño de la planta. Se han tomado las características técnicas de la planta instalada en Lienz [OBE03].

- **Potencia eléctrica:** 1.000 kW.
- **Caldera de biomasa:** 5.560 kW. Se considera un rendimiento térmico del 82%.

Diseño de los intercambiadores de calor. El análisis parte de un acercamiento mínimo de temperatura en los intercambiadores de 10°C analizando los valores NUT. Se ha llevado a cabo un proceso iterativo de optimización para encontrar el punto de equilibrio entre máximo rendimiento del ciclo y mínimo NUT, o lo que es equivalente, mínimo coste del proyecto (a mayor NUT mayor tamaño del intercambiador y mayor coste del equipo). En la literatura, algunos autores consideran como valor NUT máximo 12,5 [CEN89].

Diseño de la turbina. Se considera un rendimiento isentrópico de la turbina del 85%.

Diseño de la bomba. Se considera un rendimiento isentrópico de la bomba del 75%.

Diseño del evaporador:

- La temperatura del aceite térmico:
 - Ciclo subcrítico: 300 °C temperatura de entrada al evaporador y 250°C temperatura de salida del evaporador.
 - Ciclo supercrítico: 350 °C temperatura de entrada al evaporador y 250°C temperatura de salida del evaporador.
- Aceite Térmico. Se ha escogido el *Therminol VP1* por ser un producto comercial de transferencia de calor en estado bifásico y estable a altas temperaturas. En la *Figura 4.2.1* pueden verse sus temperaturas de trabajo.
- Se considera que el fluido en ciclos subcríticos sale del evaporador como vapor saturado.

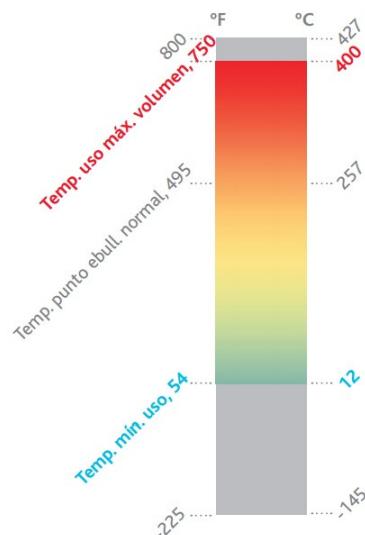


Figura 4.2.1. Rango de temperaturas Therminol VP1. (Fuente: [THERM17])

Diseño del condensador:

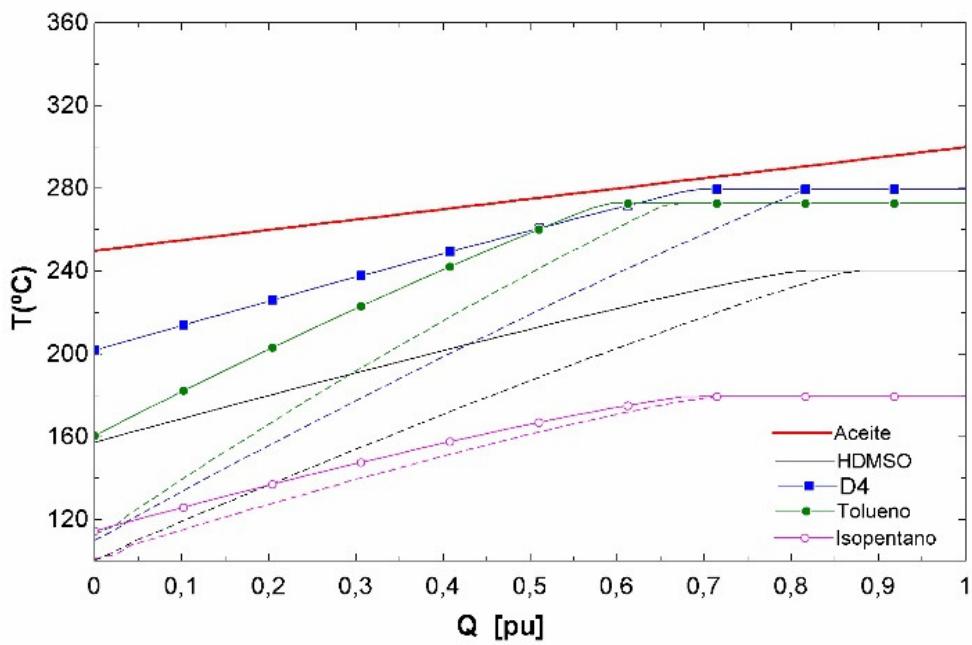
- El fluido de trabajo en el condensador que recoge el calor para llevarlo a la red es agua.
- La temperatura del agua: se ha considerado un salto de temperatura adecuado para dar servicio a la demanda de calor de la red de distrito, siendo 65 °C la temperatura de entrada al condensador y 95°C la de salida
- Se considera que el fluido tanto en ciclos subcríticos como supercrítico sale del condensador como líquido saturado.

4.3 RESULTADOS CARGA COMPLETA

Diseño de los intercambiadores de calor

A partir de los perfiles térmicos en los intercambiadores, se determina el valor de acercamiento mínimo, o diferencia de temperatura mínima entre ambos fluidos. Cuanto menor sea el acercamiento entre corrientes, mayor será el aprovechamiento térmico en el intercambiador. Como ya se comentó en el capítulo de Metodología, hay que tener en cuenta también el área del intercambiador relacionado directamente con el coste económico. El acercamiento mínimo debe buscarse para conseguir el mayor rendimiento de la planta, pero teniendo en cuenta el coste, acercamientos menores suponen áreas mayores de intercambio, y por tanto mayor coste.

El análisis llevado a cabo en el evaporador (*Figura 4.3.1*) muestra la mejora en los ciclos con regenerador para todos los fluidos. El acercamiento mínimo (*pinch point*) se reduce significativamente. En la *Figura 4.3.1* se puede ver representado para el ciclo subcrítico, las curvas de corrientes de cada fluido frente al aceite térmico, en línea discontinua para el ciclo sin regenerador y en línea continua con viñetas el ciclo con regenerador.



*Figura 4.3.1. Curva de corrientes en evaporador ciclo subcrítico
(Fuente: Elaboración Propia)*

En la *Figura 4.3.2* se lleva a cabo el mismo estudio para el ciclo supercrítico. En el ciclo subcrítico, el fluido con menor área comprendida entre la corriente caliente y la fría es el tolueno, mientras que en el ciclo supercrítico es el HMDSO, esto supondrá una mejora de rendimiento de la planta frente al resto de fluidos que se verá más adelante. En la *Figura 4.3.1*. se aprecia la zona bifásica del fluido orgánico en el evaporador en ciclos subcríticos, donde el intercambio de calor no supone un aumento de temperatura del fluido. Como es habitual en los ciclos ORC, el calor intercambiado en esta zona de cambio de fase es relativamente pequeño comparado con el intercambiado en la zona sensible, lo que facilita el acercamiento de los perfiles.

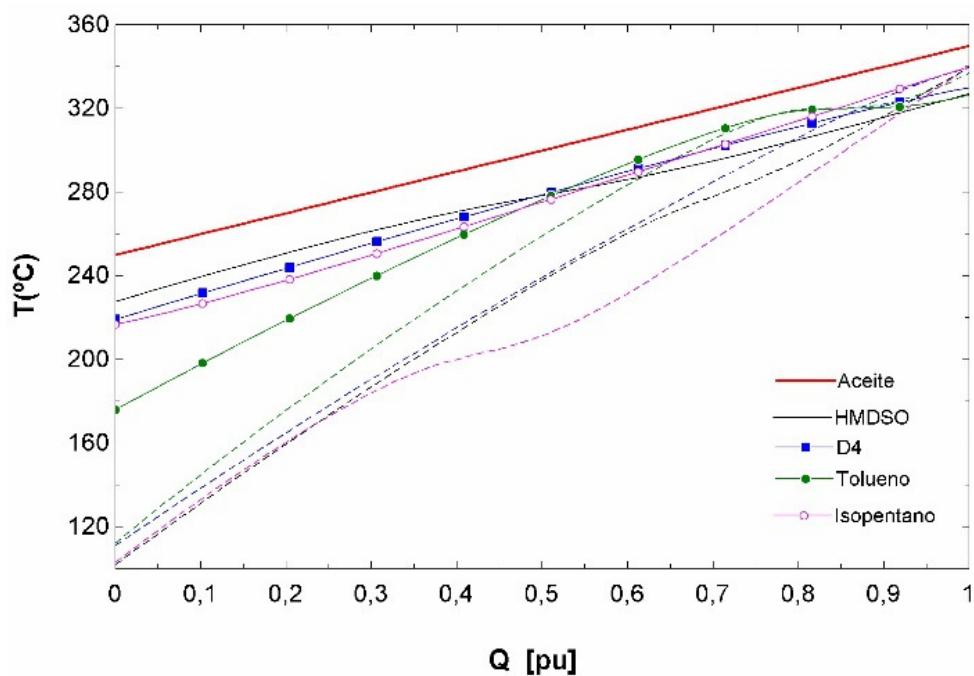


Figura 4.3.2. Curva de corrientes en evaporador ciclo supercrítico
(Fuente: Elaboración Propia)

Si se analiza la relación que presenta el NUT con la variación del acercamiento mínimo (*pinch point*), se aprecia un aumento exponencial a medida que el acercamiento disminuye. Si se representa el valor de NUT frente al acercamiento mínimo, se observa que en ciclos subcríticos, es posible conseguir áreas de intercambio similares para todos los fluidos dentro de los valores razonables de NUT, mientras que, en los ciclos supercríticos, para los fluidos orgánicos silicónicos, se requiere un análisis más detallado para optimizar el diseño del intercambiador, ver figuras 4.3.3 y 4.3.4.

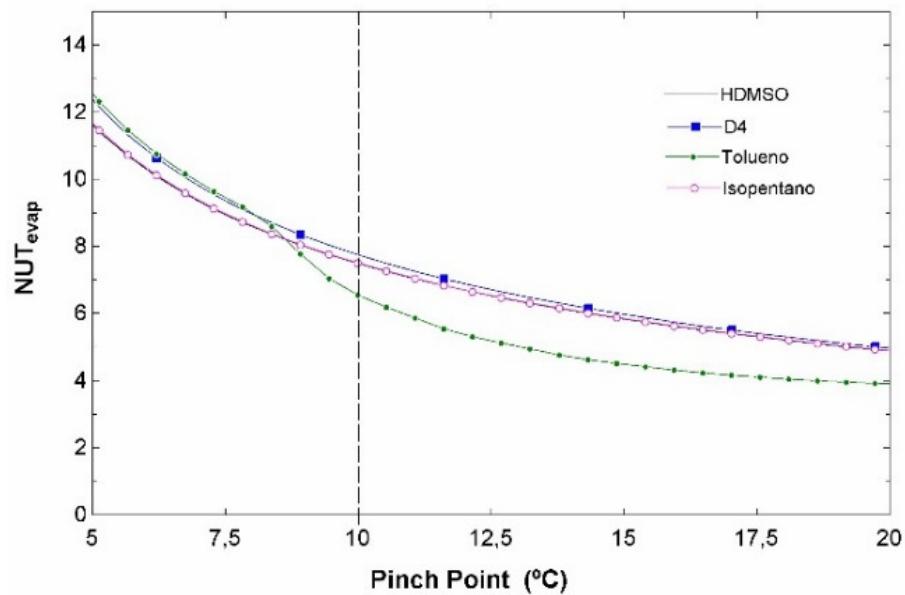


Figura 4.3.3. Gráfico NUT frente pinch point ciclo subcrítico.
(Fuente: Elaboración Propia)

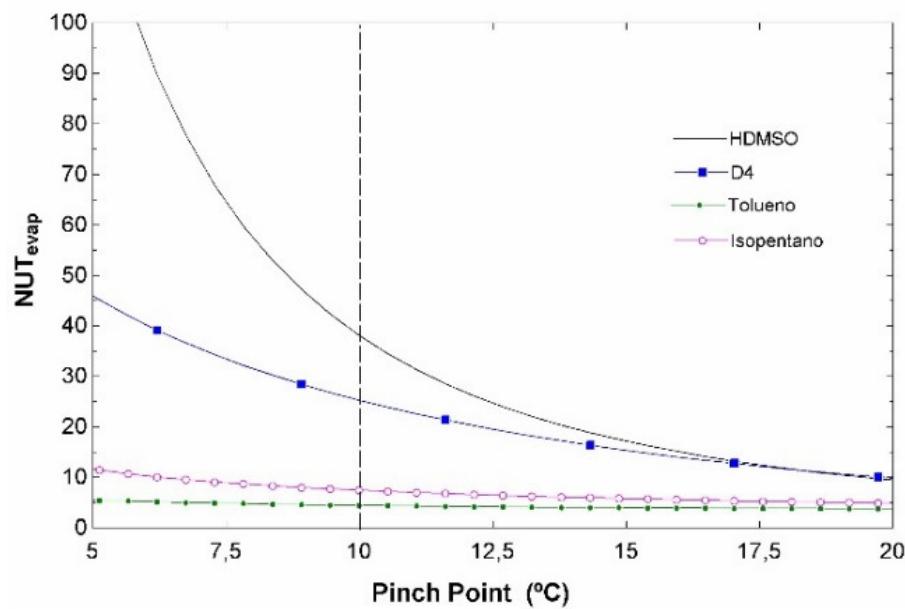


Figura 4.3.4. Gráfico NUT frente pinch point ciclo supercrítico.
(Fuente: Elaboración Propia)

Para el condensador, las variables de diseño vienen determinadas por los requerimientos del calor útil demandado. Como se ha indicado anteriormente, para dar servicio a una red de distrito, se considera 65°C la temperatura de agua a la entrada al condensador y 95°C la temperatura de salida.

La temperatura del fluido orgánico en el condensador viene determinada por el requisito de diseño de trabajar, en la medida de lo posible, a presión superior al ambiente para evitar aireador y simplificar la instalación, técnica y económica.

En la *Figura 4.3.5*, en la que se han representado los cuatro fluidos analizados, se observa que la línea de presión 1 bar, y por tanto la temperatura del condensador, varía considerablemente entre ellos. El D4 siempre trabajará en vacío en el condensador, por lo que precisará desaireador, mientras que el HMDSO y el tolueno, a presión atmosférica permiten temperaturas en el condensador cercanas a los 100°C. El caso del isopentano es singular, ya que para las temperaturas analizadas la presión de trabajo es muy alta, y puede interferir en el funcionamiento con regenerador.

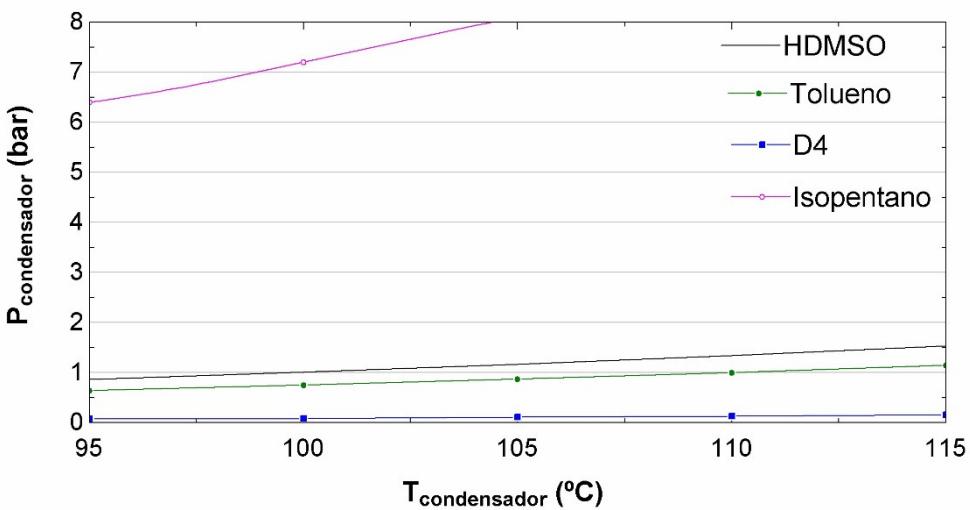


Figura 4.3.5. Curva de corrientes en evaporador ciclo subcrítico
(Fuente: Elaboración Propia)

Por tanto, la temperatura en el condensador escogida para el HMDSO e isopentano es 100°C y para el tolueno 110°C, asegurando trabajar por encima de la presión atmosférica. Para el D4, todas las temperaturas en el condensador requieren uso del desaireador, por lo que se ha escogido 110°C por ser la temperatura con la que se obtienen mejores resultados del ciclo.

Seleccionadas las temperaturas del fluido orgánico en el condensador, en la *Figura 4.3.6* se han representado la curva de corrientes para cada fluido.

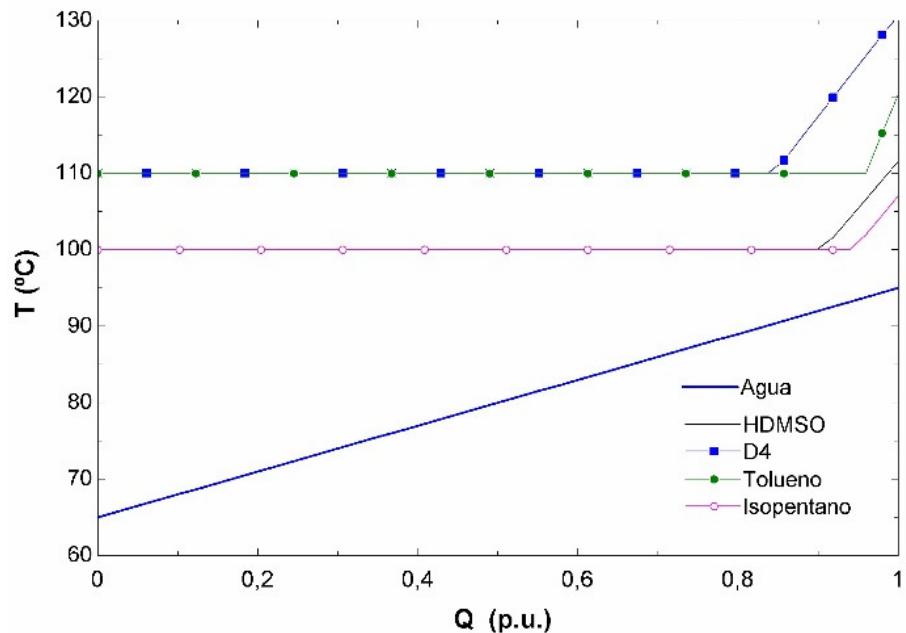


Figura 4.3.6. Curva de corrientes en condensador ciclo subcrítico (Fuente: Elaboración Propia)

Por último, hay que mencionar que, en el caso del regenerador, el punto de mínimo acercamiento se encuentra a la entrada de la corriente fría debido a que dicho fluido (líquido) presenta un mayor calor específico que la corriente caliente (vapor) y ambos están recorridos por el mismo flujo másico. Puede verse en la *Figura 4.3.7.* que en el proceso supercrítico, la temperatura de entrada de la corriente caliente es bastante mayor que en el proceso subcrítico mientras que la temperatura de entrada de baja temperatura es constante ya que viene marcada por la temperatura en el condensador. En el regenerador el fluido no entra en zona bifásica, por lo que todo el calor intercambiado se traduce en aumento/descenso de la temperatura del fluido.

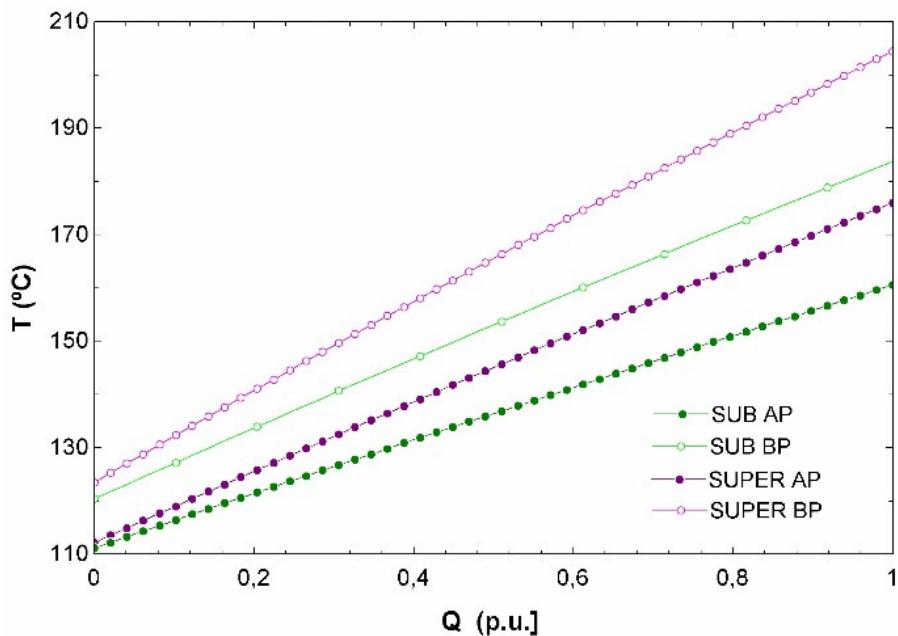


Figura 4.3.7. Curva de corrientes en regenerador con Tolueno
(Fuente: Elaboración Propia)

Selección del fluido de trabajo

La selección del fluido de trabajo se ha llevado a cabo mediante el análisis de los resultados obtenidos en el cálculo del rendimiento de la planta (dimensión económica) y en el ahorro de energía primaria (dimensión ambiental). Para el cálculo del rendimiento de la planta se ha considerado el calor intercambiado en el evaporador como aporte térmico al ciclo.

Se ha analizado cada proceso, subcrítico y supercrítico, en ciclo básico o regenerativo. El primer análisis ha consistido en estudiar el efecto de la presión de entrada en la turbina en el rendimiento del ciclo para cada fluido. En las figuras 4.3.8 a 4.3.11 están representados los valores obtenidos.

El efecto del aumento de la presión en la entrada a la turbina en los ciclos subcríticos es significativo, ya que, a mayor presión, mayor valor de entalpía y por tanto un incremento en el trabajo producido en la turbina, siendo el calor aportado en el evaporador constante. En los ciclos supercríticos, el aumento de rendimiento es debido a la incorporación de regenerador. En este caso, la presión de entrada a la turbina no es relevante, por lo que para simplificar el ciclo y los costes de los equipos se escogerá la menor presión a la entrada de la turbina.

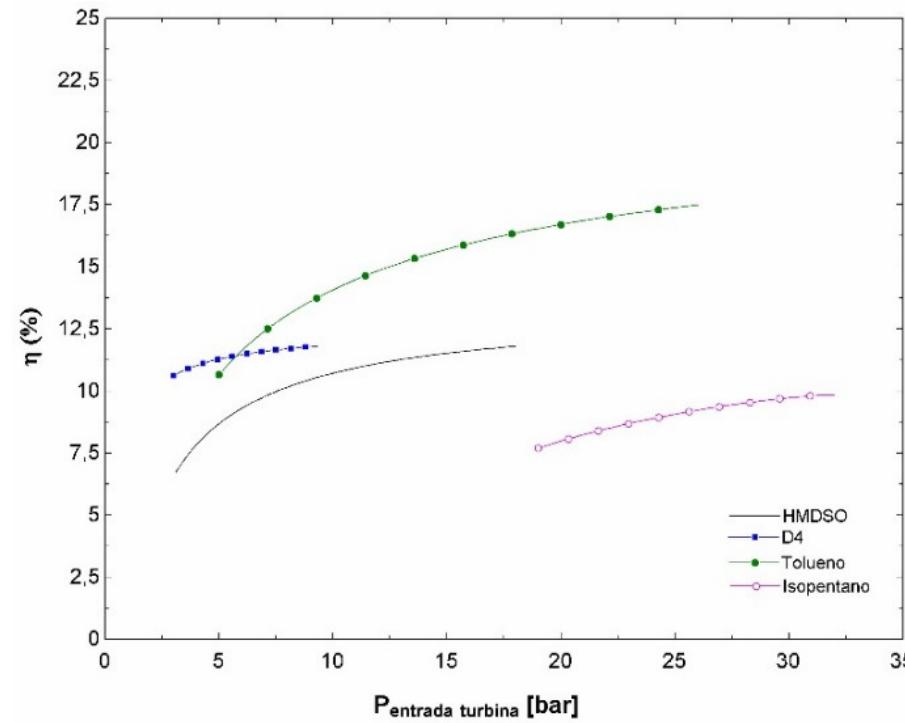


Figura 4.3.8. Variación del rendimiento con la presión de entrada a la turbina en ciclo subcrítico básico
(Fuente: Elaboración Propia)

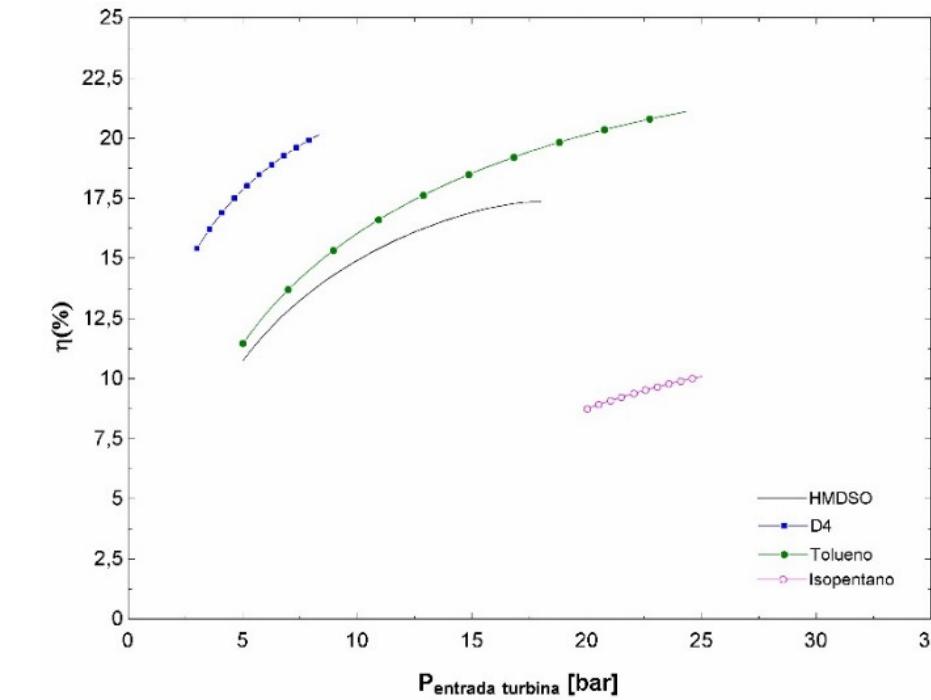


Figura 4.3.9. Variación del rendimiento con la presión de entrada a la turbina en ciclo subcrítico regenerativo
(Fuente: Elaboración Propia)

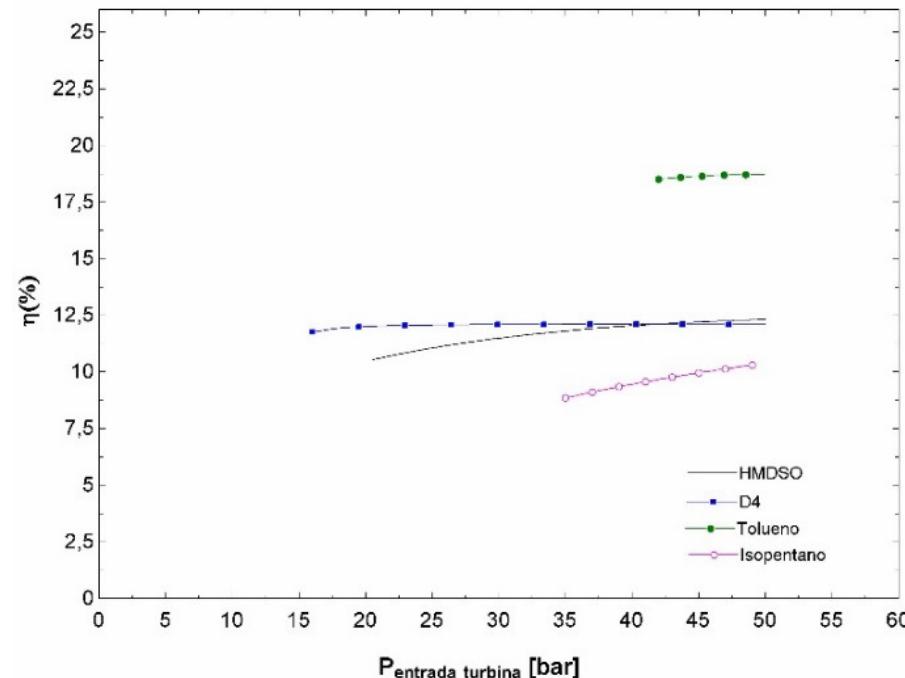


Figura 4.3.10. Variación del rendimiento con la presión de entrada a la turbina en ciclo supercrítico básico
(Fuente: Elaboración Propia)

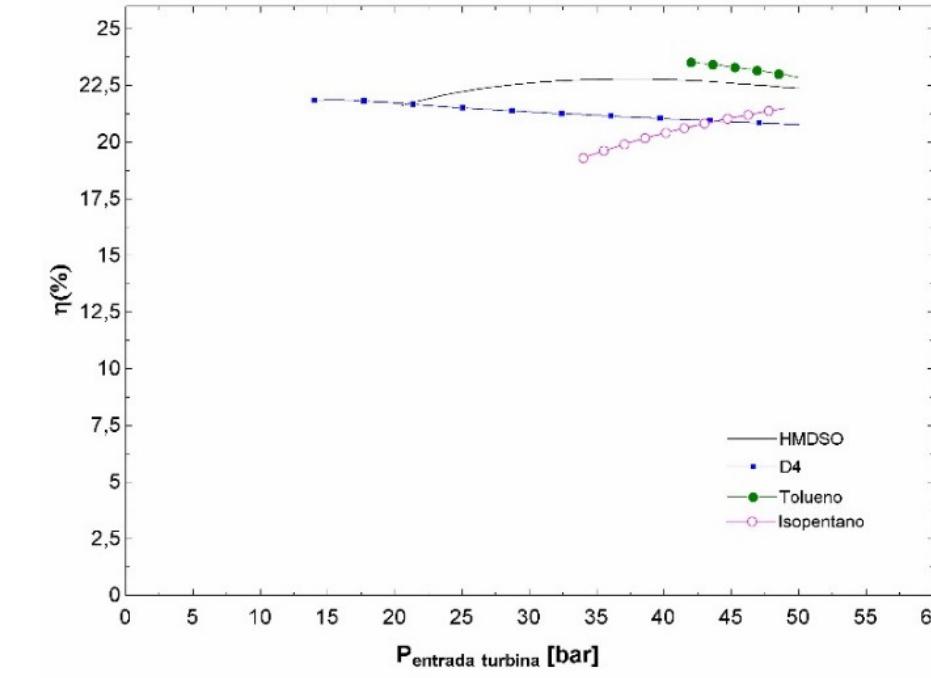


Figura 4.3.11. Variación del rendimiento con la presión de entrada a la turbina en ciclo supercrítico regenerativo
(Fuente: Elaboración Propia)

Puede verse que el fluido con mejor rendimiento en todas las configuraciones analizadas es el tolueno, seguido del D4, mientras que el isopentano es el fluido con peor rendimiento.

El aumento de trabajo producido en la turbina a mayores presiones de entrada supone la reducción del flujo mísico del fluido de trabajo en el ciclo, como puede verse en la *Figura 4.3.12* (en línea continua el ciclo básico y en línea discontinua el ciclo con regenerador). Los fluidos con mayor mejora de rendimiento en ciclo con regenerador, muestran por tanto una mayor reducción del flujo mísico con respecto al ciclo básico.

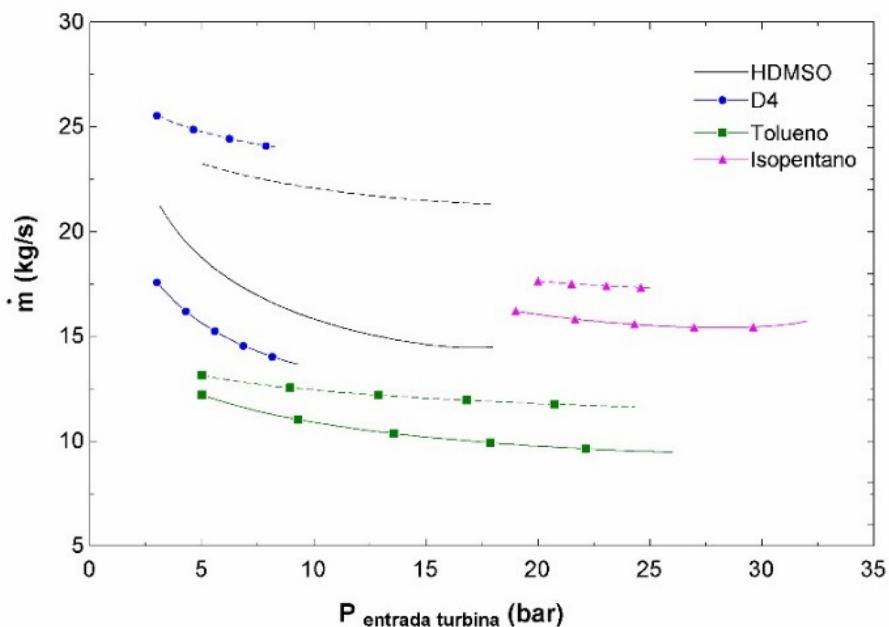


Figura 4.3.12. Gráfico flujo mísico (\dot{m}) frente Presión de entrada a la turbina ciclo subcrítico. Línea continua representa el ciclo básico y línea discontinua el ciclo con regenerador (Fuente: Elaboración Propia)

En el proceso subcrítico, las presiones de entrada a la turbina para el tolueno y los fluidos silíconicos son similares, y como ya se comentó, a presiones mayores se observa una mejora del rendimiento. Con el isopentano, las presiones de trabajo son significativamente mayores, superiores a 20 bar siendo el rendimiento inferior en varios puntos a los otros fluidos. La incorporación del regenerador mejora el rendimiento del ciclo para todos los fluidos debido al aumento de calor transferido en la zona bifásica gracias al incremento de casi 100°C del fluido a la entrada al evaporador, como se aprecia en los perfiles de temperatura representados en la *Figura 4.3.1*.

En el proceso supercrítico, el aumento de rendimiento se produce por la incorporación del regenerador como puede comprobarse por la reducción del área comprendida entre los perfiles de temperatura del evaporador en la *Figura 4.3.2*.

Los resultados obtenidos entre las dos configuraciones analizadas permiten concluir:

- **Ciclo Básico vs Ciclo Regenerativo (Proceso Subcrítico):** Hay una mejora en el rendimiento con la incorporación del regenerador y el consiguiente precalentamiento del fluido a la entrada del evaporador. El incremento con D4 es de más de 8 puntos, HMDSO y tolueno están próximos a 5% mientras que para el isopentano no se consigue mejorar ni un punto.
- **Ciclo Básico vs Ciclo Regenerativo (Proceso Supercrítico):** Hay una mejora significativa en todos los fluidos, siendo el menor incremento en el tolueno que no alcanza los 5 puntos.
- **Proceso Subcrítico vs Proceso Supercrítico:** el proceso supercrítico no se ve afectado por la presión de entrada a la turbina. Hay una gran mejora de rendimiento para el HMDSO y el isopentano.

En la *Tabla 4.1.3* están recogidos los resultados técnicos de cada ciclo optimizado para cada fluido. El subíndice mínimo corresponde a las condiciones de salida del fluido en el condensador, y el subíndice máximo a las condiciones de salida del fluido en el evaporador. Como ya se ha comentado, los rendimientos están referidos al calor aportado por el aceite térmico en el evaporador, no al calor aportado en la caldera de biomasa.

El único fluido que no permite trabajar a presión superior a la atmosférica es el D4, marcado en rojo en la *Tabla 4.3.1*. Aunque el rendimiento es muy alto trabajando con D4, el coste se encarece al necesitar el ciclo un desaireador.

Se observa que, en todas las configuraciones, para todos los fluidos analizados se obtienen valores claramente superiores al 10% de ahorro de energía primaria, lo que permite clasificar los ciclos como cogeneración de alta eficiencia según el Real Decreto 616/2007 [\[RD661/07\]](#).

Tabla 4.3.1. Parámetros de diseño y rendimiento de los ciclos optimizados para cada fluido (Fuente: Elaboración Propia)

Proceso	Ciclo	Fluido	P _{max} (bar)	T _{max} (°C)	P _{min} (bar)	T _{min} (°C)	η_E aceite (%)	η_V aceite (%)	PES (%)	NUT _{evap} (-)	PP _{evap} (°C)	NUT _{reg} (-)	PP _{reg} (°C)	NUT _{cond} (-)	PP _{cond} (°C)
BASICO	HMDSO	18	240.4	1.02	100	11.08	88.20	22.54	1.6	53.5	-	-	1.9	17.8	
						17.34	82.66	29.38	1.3	50.4	9.8	11.0	1.5	8.1	
BASICO	D4	8	279.7	0.13	110	11.69	88.31	22.40	3.9	11.3	-	-	1.8	31.8	
						19.99	80.02	32.23	6.8	5.0	8.4	20.0	0.8	19.9	
BASICO	TOLUENO	23	272.9	1.00	110	17.14	82.86	29.15	4.3	10.8	-	-	1.5	22.9	
						20.86	79.14	33.13	4.6	6.7	9.9	8.5	1.0	16.2	
BASICO	ISOPENTANO	30	179.6	7.2	100	9.72	90.27	19.62	0.6	106.1	-	-	1.3	9.9	
						10.76	89.24	21.11	0.6	104.5	3.3	5.0	1.6	6.83	
BASICO	HMDSO	30	340.0	1.02	100	11.50	88.51	22.14	7.5	10.0	-	-	2.4	24.6	
						22.62	77.37	34.86	11.1	18.5	12.4	22.0	1.4	10.6	
BASICO	D4	18	340	0.13	110	12.93	88.08	22.73	7.8	10.0	-	-	1.9	34	
						21.82	78.18	34.08	11.2	18.5	9.6	22.0	0.8	20.5	
BASICO	TOLUENO	40	340.0	1.00	110	18.51	81.49	30.67	6.5	10.0	-	-	1.8	25.4	
						23.54	76.46	35.73	4.5	10.0	11.6	10.0	0.9	16.8	
BASICO	ISOPENTANO	40	340	7.21	100	9.67	90.31	19.58	7.5	10.0	-	-	2.4	24.6	
						20.70	79.30	32.97	7.5	10.0	10.1	15.0	1.3	9.3	

Los resultados obtenidos son comparables al análisis presentado por Algieri y Morrone [ALG12] en el que estudian el comportamiento del ciclohexano, el decano y el tolueno para su aplicación en ciclos ORC con biomasa. El artículo presenta valores de rendimiento eléctrico (considerando el aporte de calor en el evaporador) para el tolueno de 17.98% para el ciclo básico y de 22.24% para el ciclo con regenerador. Los rendimientos son algo mayores a los obtenidos en el presente estudio debido a que la temperatura de condensación es 100°C, en lugar de 110°C.

Los rendimientos eléctricos obtenidos para ciclo con regeneración igualmente están dentro del rango indicado por Y. Huang et al. [HUA13], ya que su trabajo concluye que los sistemas de cogeneración/trigeneración en los que la ratio de calor/electricidad está entre 4.5 y 6.7, son beneficiosos para el sector residencial. Estas ratios corresponden a rendimientos entre el 15 - 22.2%. El valor obtenido en el caso del isopentano es algo menor.

En las *Figura 4.3.13* se han representado los resultados para cada ciclo optimizado. Como ya se comentó, la ganancia por incluir regenerador es significativa tanto en ciclos subcríticos como supercrítico, salvo para el isopentano en ciclo subcrítico, debido a la alta presión en el condensador y por tanto la menor relación de expansión en la turbina.

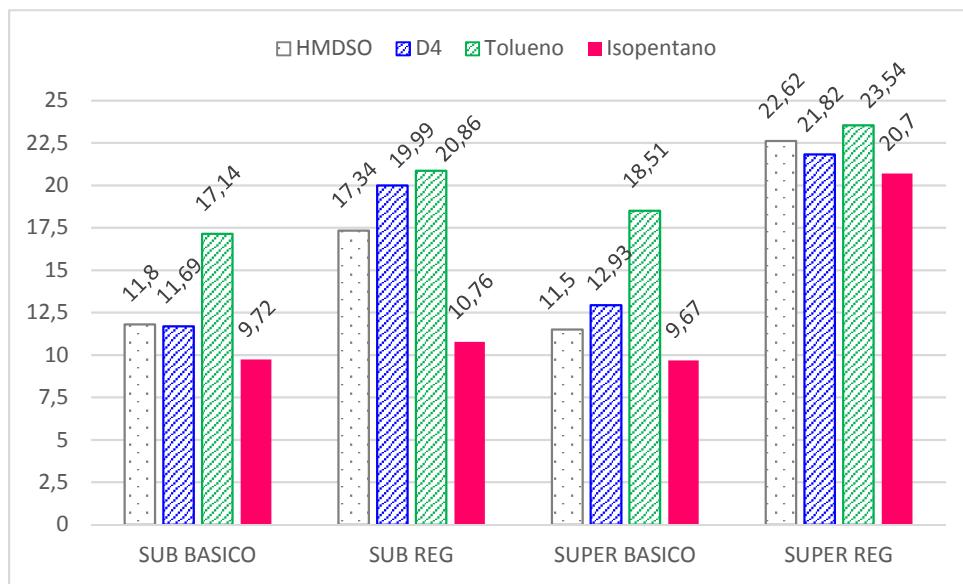


Figura 4.3.13. Comparación del rendimiento de los ciclos optimizados (Fuente: Elaboración Propia)

Se desprende del estudio que la ganancia por emplear regeneración siempre es más elevada en los ciclos supercríticos, que a su vez son los que presentan un mayor rendimiento, siendo además bastante insensible a la presión del evaporador. En cuanto a los fluidos, el mejor es el tolueno, pero dados sus problemas de toxicidad se prefiere escoger el HMDSO, pues, aunque el D4 presenta una eficiencia algo mayor no se logra con él condensar por encima de 1 bar absoluto.

Por lo tanto, se selecciona el **HMDSO trabajando en ciclo con regenerador** como diseño base, y el **proceso subcrítico** ya que, aunque se obtiene un rendimiento ligeramente menor que con el supercrítico, las presiones de trabajo son menores y permiten menor coste de la planta por equipos más sencillos y de menor mantenimiento.

El diagrama T-s del HMDSO con los puntos de trabajo de cada equipo se puede ver en la *Figura 4.3.14*. Se han representado las temperaturas a la entrada y salida de cada equipo y las presiones de trabajo del ciclo, por debajo del punto crítico y superiores a la atmosférica.

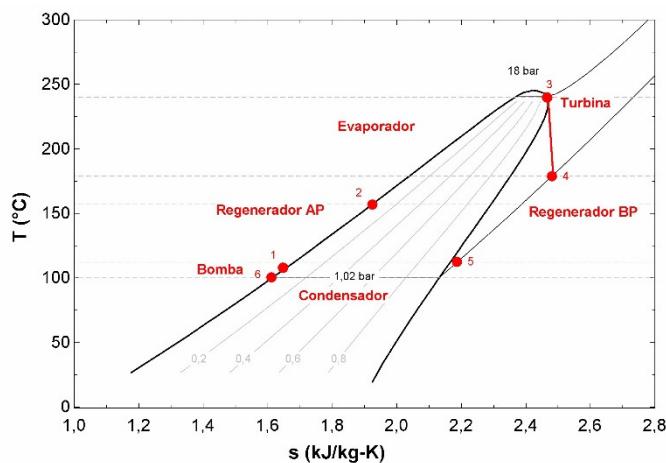


Figura 4.3.14. Diagrama T-s ciclo óptimo – subcrítico regenerativo con HMDSO
(Fuente: Elaboración Propia)

En la *Tabla 4.1.4* están recogidos los parámetros de diseño del ciclo regenerativo optimizado para proceso subcrítico y supercrítico con HMDSO.

Tabla 4.3.2. Parámetros del ciclo optimizado - Ciclo Subcrítico Regenerativo con HMDSO.
Subíndice “e” indica entrada y “s” salida. (Fuente: Elaboración Propia)

VARIABLES	UNIDADES	SUBCRITICO	SUPERCRÍTICO
		CON REGENERADOR	CON REGENERADOR
EVAPORADOR	T _e	°C	157.4
	T _s	°C	240.4
	P	bar	18
	NUT	-	1.3
	Q _{evap}	kW	5560
TURBINA	T _e	°C	240.4
	T _s	°C	179
	P	bar	18
	W _{turbina}	kW	1035
BOMBA	T _e	°C	100
	T _s	°C	101.6
	P	bar	18
	W _{bomba}	kW	70.84
CONDENSADOR	T _e	°C	112.6
	T _s	°C	100
	P	bar	1.02
	NUT	-	1.5
	Q _{cond}	kW	4596
REGENERADEDOR	ALTA PRESIÓN	T _e	101.6
		T _s	157.4
		P	18
	BAJA PRESIÓN	T _e	179
		T _s	112.6
		P	1.02
	NTU	-	9.8
	Q _{reg}	kW	2613
	5223		

Tabla 4.1.4. Parámetros del ciclo optimizado - Ciclo Subcrítico Regenerativo con HMDSO
(Fuente: Elaboración Propia)

VARIABLES	UNIDADES	SUBCRITICO CON REGENERADOR	SUPERCRÍTICO CON REGENERADOR
W _{NETO}	kW	970.8	1258
Rendimiento Eléctrico η (Aceite Térmico)	%	17,34	22.62
Rendimiento Eléctrico η (Biomasa)	%	14.45	18.87
Rendimiento Térmico η (Biomasa)	%	68.94	64.53
PES	%	29.58	34.86

Una vez escogido el fluido de trabajo y la configuración del ciclo, se ha procedido a completar el estudio con el análisis exergético para identificar las principales fuentes de pérdidas exergéticas. En la *Figura 4.3.15* se ha representado la irreversibilidad total frente a la presión de entrada a la turbina. Se puede ver que la irreversibilidad se reduce al aumentar la presión de entrada a la turbina, siendo más notable el descenso en los procesos subcríticos mientras que en los supercríticos se mantiene casi constante. Igualmente se reduce significativamente la irreversibilidad del ciclo con el uso del regenerador en ambos procesos. Esta conclusión es coherente con los resultados obtenidos para el rendimiento del ciclo.

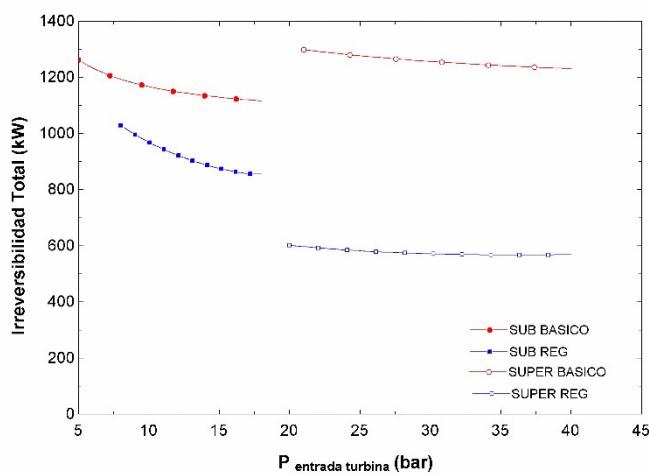


Figura 4.3.15. Variación Irreversibilidad total con la presión de entrada a la turbina con HMDSO
(Fuente: Elaboración Propia)

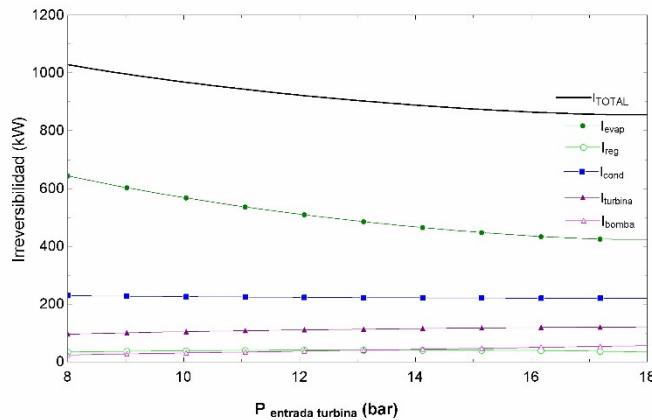


Figura 4.3.16. Variación Irreversibilidad de cada equipo con la presión de entrada a la turbina con HMDSO (Fuente: Elaboración Propia)

La mayor contribución a la irreversibilidad del ciclo proviene de la transferencia de calor en los intercambiadores. En la *Figura 4.3.16* se ha representado la irreversibilidad asociada a cada componente del ciclo la mayor aportación se debe al evaporador y, por tanto, su valor se reduce con el aumento de la presión de entrada a la turbina.

Si se representan las irreversibilidades de cada equipo antes y después de incluir el regenerador se comprueba una vez más la mejora de rendimiento asociada a la reducción de irreversibilidades en los principales equipos, evaporador y condensador, ver *Figura 4.3.17*.

En el evaporador al llegar el fluido orgánico a mayor temperatura se produce un mayor acercamiento a la temperatura del aceite térmico; en el condensador al emplear regeneración la temperatura de entrada es muy similar a la de condensación.

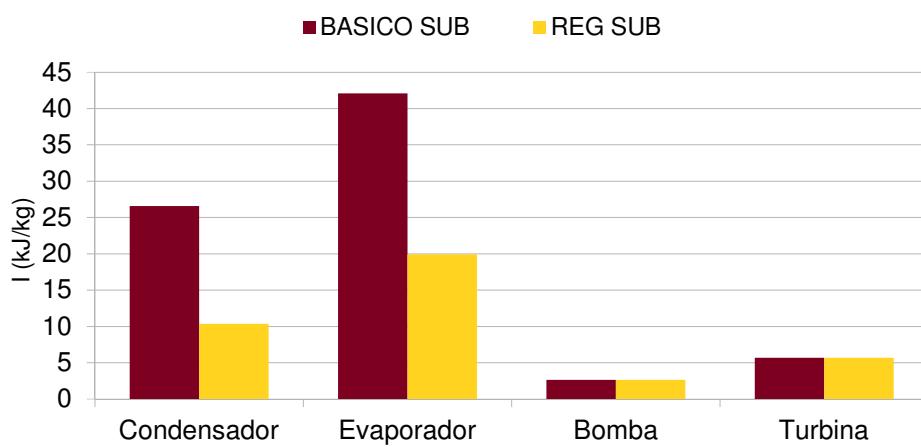


Figura 4.3.17. Variación Irreversibilidad equipos según proceso subcrítico y supercrítico con HMDSO (Fuente: Elaboración Propia)

Por último, la *Figura 4.3.18* muestra la relación entre el mínimo acercamiento (*pinch point*) y la irreversibilidad en el regenerador.

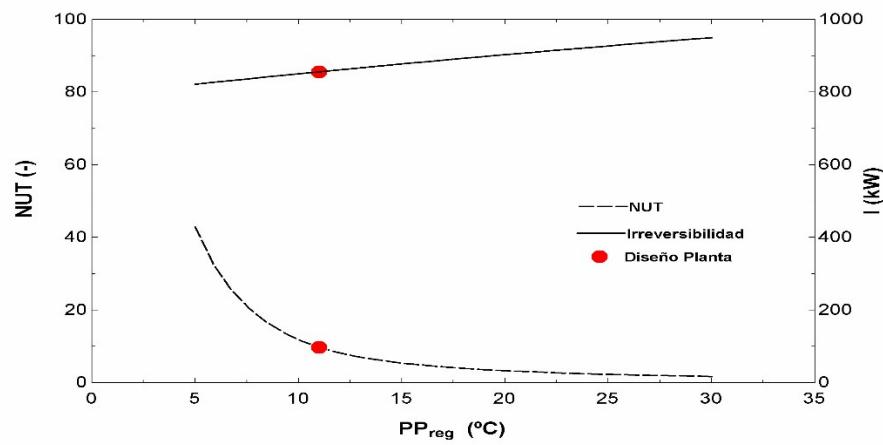


Figura 4.3.18. Variación Irreversibilidad con pinch point en el regenerador según proceso subcrítico con HMDSO (Fuente: Elaboración Propia)

4.4 RESULTADOS CARGA PARCIAL

La demanda de calor útil no es constante, ya que satisfará las necesidades de la red de distrito, tanto de calefacción en invierno, como de refrigeración en verano, junto con la demanda de ACS anual.

El ajuste de la carga mediante una válvula de tres vías en el lado de la demanda se ha desarrollado en el capítulo 3 de Metodología. En la *Tabla 4.4.1* están recogidos los coeficientes de ajuste de las curvas de rendimiento eléctrico y rendimiento térmico para su modelado. Los rendimientos en función de la demanda relativa desarrollados a partir de las ecuaciones 3.1.27 y 3.1.28 aparecen en las ecuaciones 4.4.1 y 4.4.2.:

$$\eta_E = \sum_{i=0}^3 (\omega_i \cdot \phi^i) = \omega_0 + \omega_1 \cdot \phi + \omega_2 \cdot \phi^2 + \omega_3 \cdot \phi^3 \quad (4.4.1)$$

$$\eta_V = \sum_{i=0}^3 (\theta_i \cdot \phi^i) = \theta_0 + \theta_1 \cdot \phi + \theta_2 \cdot \phi^2 + \theta_3 \cdot \phi^3 \quad (4.4.2)$$

Tabla 4.4.1. Coeficientes de ajuste del rendimiento en función de la carga (Fuente: Elaboración Propia)

	i			
	0	1	2	3
ω_i	0,0464	0,22648	-0,17490	0,05015
θ_i	0,80360	-0,22648	0,17490	-0,05015

En la *Figura 4.4.1* se muestra el efecto de la demanda relativa en el valor del rendimiento. Se puede ver que, a mínima carga (40% de demanda relativa), la reducción del rendimiento eléctrico es casi del 30% mientras que la ganancia en rendimiento térmico no llega al 6%. Estos valores están en consonancia con los resultados presentados por Stoppato [STO12], en el que muestra la variación de los rendimientos según valores reales en función de la carga.

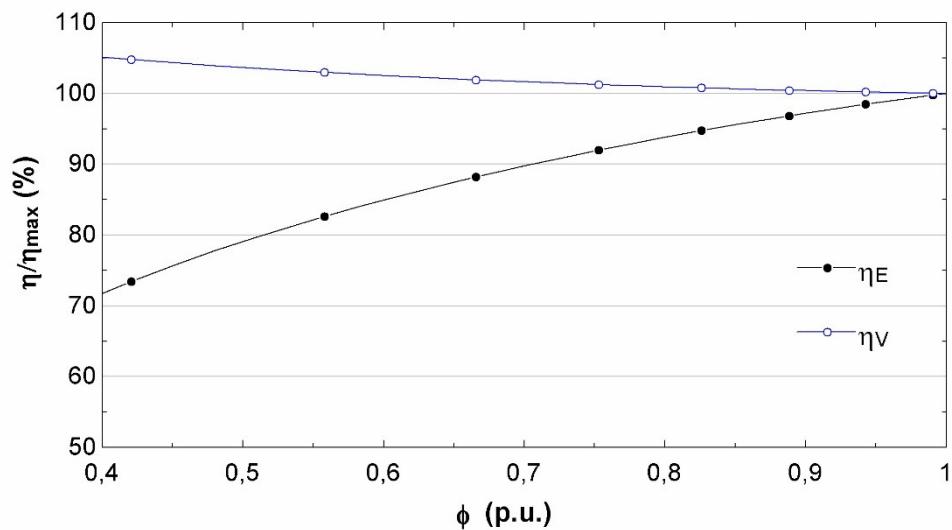


Figura 4.4.1. Variación del rendimiento fuera del punto nominal (Fuente: Elaboración Propia)

La Figura 4.4.2 muestra el efecto del sistema de control fuera del punto nominal en las temperaturas del aceite a la salida del evaporador y del agua a la entrada del condensador. La tendencia entre ambas temperaturas es opuesta ya que el flujo másico del agua se mantiene constante en el condensador, mientras que la carga parcial de la planta supone una reducción del flujo másico del aceite.

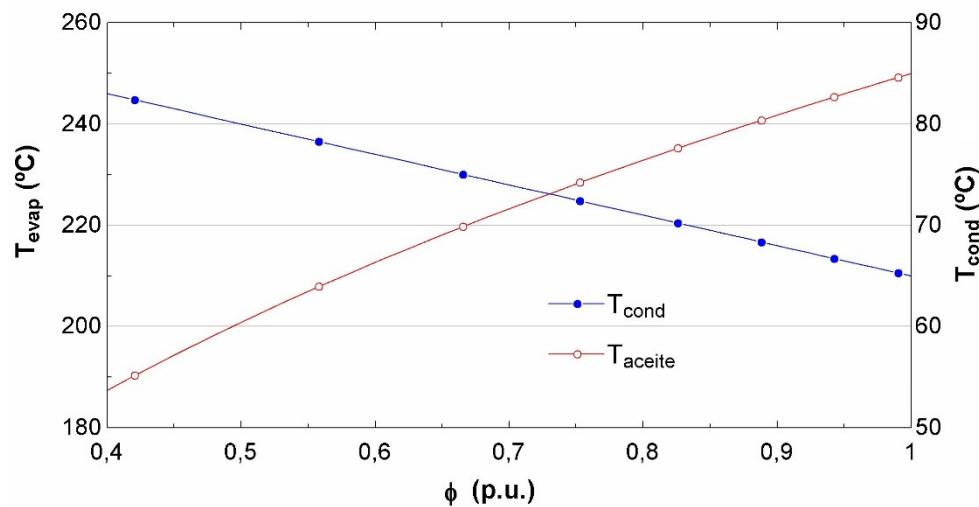
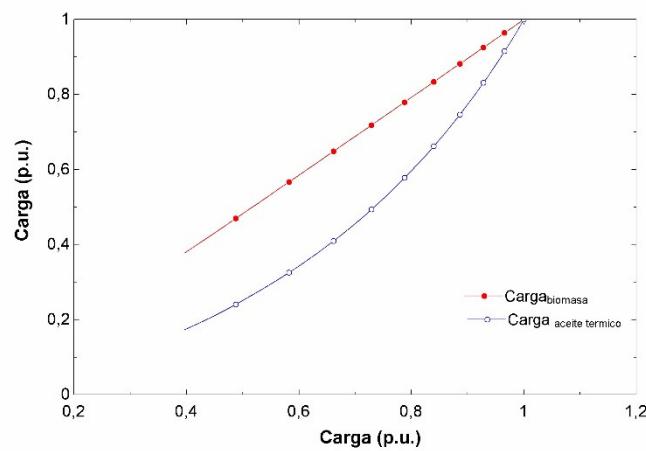


Figura 4.4.2 Variación de las temperaturas aceite y agua fuera del punto nominal (Fuente: Elaboración Propia)

Por último, en la *Figura 4.4.3* puede verse que la variación de la carga desde el lado de biomasa es proporcional a la variación de carga en el ciclo, con una pequeña variación debida al alto rendimiento de la caldera. En cuanto a la variación de la carga desde el lado del aceite, es significativa ya que el flujo másico del aceite varía junto con la temperatura de salida del mismo del evaporador que no ha sido fijada.



*Figura 4.4.3. Variación de las temperaturas aceite y agua fuera del punto nominal
Elaboración Propia*

(Fuente:

5 CAPITULO 5. VIABILIDAD DEL PROYECTO

5.1 CÁLCULO DE LA DEMANDA ENERGÉTICA

5.1.1 Introducción

La rentabilidad de las plantas de cogeneración depende del conocimiento de la previsión de demanda de calor útil. La industrias o sector terciario con sus horarios fijos permiten adaptarse fácilmente a una demanda más o menos constante durante las horas de funcionamiento. El sector residencial, por el contrario, se caracteriza por una demanda valle anual constante, principalmente ACS, y unos picos de calefacción o refrigeración dependiendo de la época del año.

El correcto dimensionado de la planta de cogeneración con ciclo ORC permite en modo de seguimiento de demanda térmica (*heat-lead*) operar el máximo número de horas posible sin disipar calor y, por tanto, maximizando la eficiencia energética. Obernberger et al [OBE04] en su análisis muestra que la estrategia de control para satisfacer la demanda valle de energía térmica permite trabajar más de 5000 horas al año (ver *Figura 5.1.1*). El resto de demanda se cubre con otras fuentes de calor o electricidad.

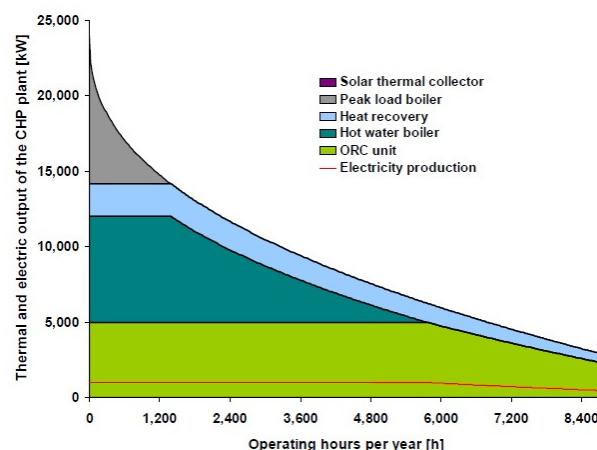


Figura 5.1.1. Curva de demanda de la planta de Lienz y producción energética (Fuente: [OBE04])

Para obtener el perfil de demanda energética de las poblaciones de la España peninsular se ha seguido la metodología expuesta en el capítulo tres con las bases de datos de temperatura y grados-día proporcionados por el CTE. A partir del perfil anual se ha elaborado la curva monótona para el posterior análisis de rentabilidad para redes de distrito de 10.000 y 20.000

usuarios. Las valores de población proporcionados por el INE, indican que las poblaciones rurales presentan una distribución de 80% viviendas unifamiliares y 20% en bloque, mientras que en las ciudades la distribución es básicamente viviendas en bloque.

5.1.2 Resultados

La demanda térmica horaria, considerando la demanda térmica continua anual de calefacción durante los meses de octubre a marzo y de refrigeración los meses de abril a septiembre, para una ciudad como Cádiz que pertenece a la zona climática A3, presenta un perfil como el mostrado en la *Figura 5.1.2*. El detalle de un día de un mes de calefacción, ver *Figura 5.1.3*, muestra la mejora de la metodología de cálculo desarrollada mediante la cual se tiene en cuenta el aporte térmico de la radiación, no tan solo los grados días, ya que para un día como el dos de diciembre, la temperatura no supera los 20°C, pero las horas centrales del día no requieren de calefacción.

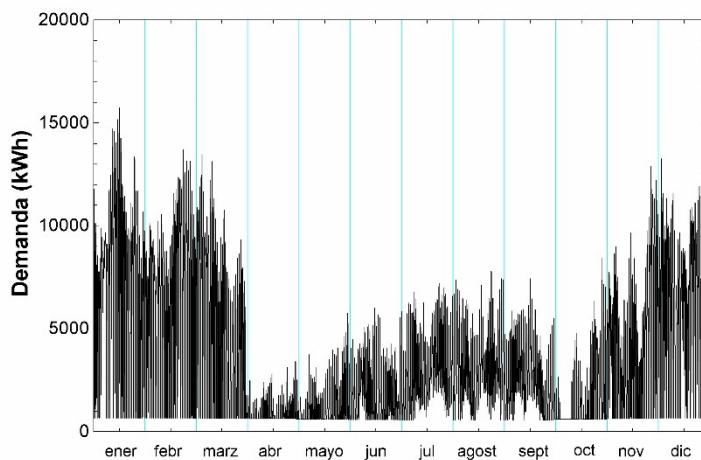


Figura 5.1.2. Perfil demanda térmica anual Cádiz 10.000 hab (Fuente: Elaboración Propia)

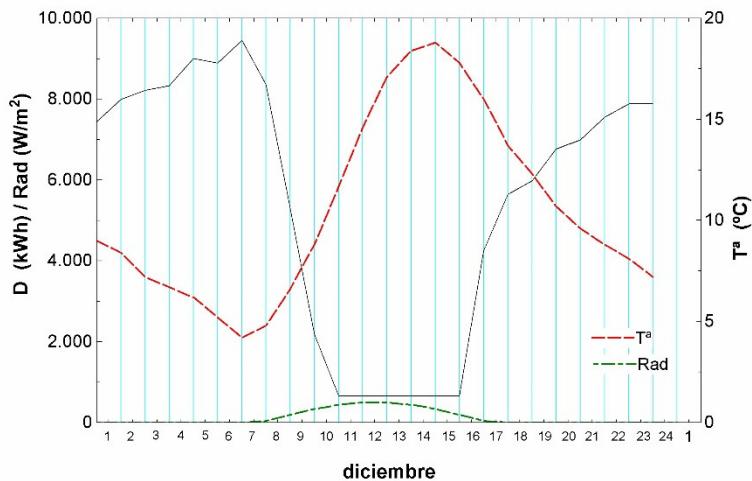


Figura 5.1.3. Perfil demanda térmica Cádiz 10.000 hab - 2 de diciembre (Fuente: Elaboración Propia)

El perfil para un día de un mes de refrigeración, *Figura 5.1.4*, muestra la demanda térmica inversa, durante las horas centrales del día, la temperatura y la radiación son muy altas y por tanto también lo es la demanda de refrigeración, aunque resulta menor que la demanda de calefacción. Las horas de sol aumentan significativamente en verano y con ellas la radiación.

La demanda térmica mínima constante obtenida, tanto en meses de calefacción como refrigeración, corresponde al ACS del edificio que se ha considerado aporte constante con almacenamiento térmico para evitar las puntas de demanda.

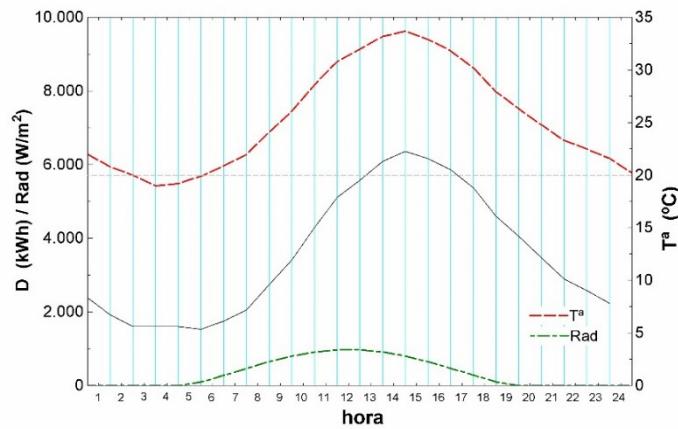


Figura 5.1.4. Perfil demanda térmica Cádiz 10.000 hab - 2 de julio (Fuente: Elaboración Propia)

Si se representa la curva de demanda mensual de poblaciones de cada una de las severidades climáticas de invierno, ver *Figura 5.1.5*, se aprecian los inviernos suaves de las poblaciones con letra A y B, mientras que las poblaciones con letra D y E presentan inviernos duros. Las

curvas corresponden a Cádiz para SCI A, Sevilla para SCI B, Granada para SCI C, Guadalajara para SCI D y Burgos para SCI E.

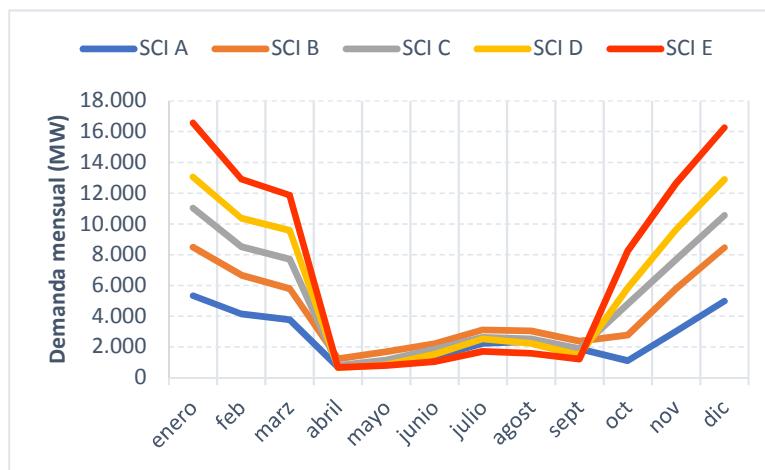


Figura 5.1.5. Demanda térmica mensual 10.000 hab (Fuente: Elaboración Propia)

En el capítulo 3 de metodología, en la *Tabla 3.2.3* y en la *Figura 5.1.6* se muestran las doce zonas climáticas de España que corresponden a las combinaciones posibles, cinco severidades climáticas de invierno (A, B, C, D y E) y dentro de ellas cuatro severidades climáticas de verano (1, 2, 3 y 4).

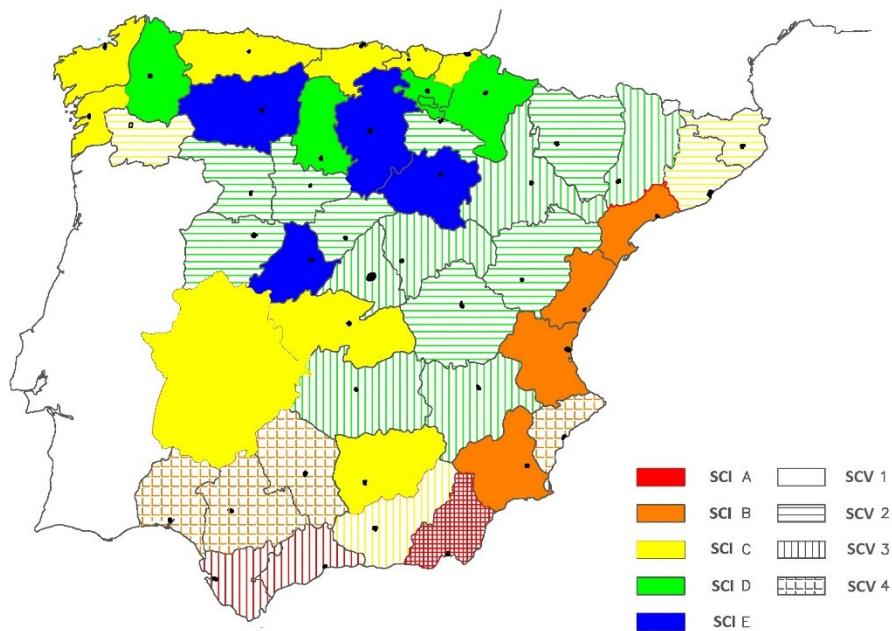


Figura 5.1.6. Zonas climáticas según capital de provincia (Fuente: Elaboración Propia)

La única zona climática de invierno en la que están presentes las cuatro severidades climáticas de verano es la C, habiéndose representado en la *Figura 5.1.7* las curvas de

demanda mensual en los meses de verano para esos cuatro casos. La demanda térmica aumenta con el número de severidad climática de verano, la zona 1 presenta un verano muy suave, mientras que las zonas 3 y 4 veranos muy calurosos. Como ya se comentó anteriormente, la demanda de refrigeración en cualquier zona climática es significativamente inferior a la demanda de calefacción. Las curvas corresponden a La Coruña para SCV 1, Gerona para SCV 2, Granada para SCV 3 y Badajoz para SCV 4.

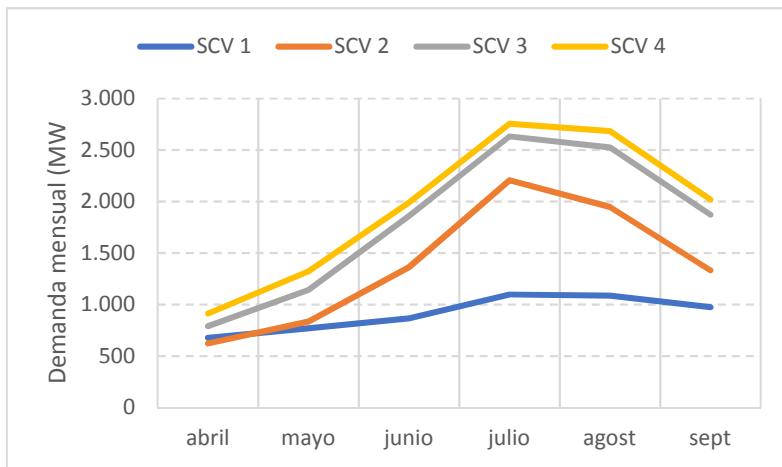


Figura 5.1.7. Demanda térmica mensual 10.000 hab – SCI C (Fuente: Elaboración Propia)

Selección poblaciones estudio

Como se ha comentado anteriormente, el número aproximado de usuarios de la instalación será de 10.000, por lo que para ello se ha buscado poblaciones de más de 15.000 habitantes ya que no es factible que toda la población sea usuaria. Por ello, mediante la información pública del INE, se ha llevado a cabo un listado de todas las poblaciones mayores de 15.000 habitantes en la península y se han clasificado de acuerdo la zona climática a la que pertenecen.

Para simplificar el cálculo, se ha seguido las indicaciones dadas por el CTE para obtener la zona climática de la localidad en función de su capital de provincia y su altitud al nivel del mar, Apéndice B documento HE [CTE-HE13]. En primer lugar, se han clasificado todas las capitales de provincia mediante la metodología desarrollada y se ha comprobado que corresponden con las zonas climáticas del documento HE, ver *Tabla 5.1.1*.

Tabla 5.1.1. Clasificación de todas las capitales de provincia según zona climática
(Fuente: Elaboración Propia)

	SCI A	SCI B	SCI C	SCI D	SCI E
SCV 4	Almería	Alicante Córdoba Huelva Sevilla	Badajoz Jaén Cáceres Toledo		
SCV 3	Málaga Cádiz	Castellón Murcia Tarragona Valencia	Granada	Ciudad Real Albacete Guadalajara Lérida Madrid Zaragoza	
SCV 2			Barcelona Gerona Orense	Cuenca Huesca Logroño Salamanca Segovia Teruel Valladolid Zamora	
SCV 1			Bilbao Coruña Pontevedra Santander San Sebastián	Lugo Palencia Pamplona Vitoria	Ávila Burgos León Soria

Las zonas climáticas A y B, con inviernos suaves y veranos calurosos, están como cabía esperar, en la costa mediterránea, Andalucía y Levante. Las zonas climáticas D y E, con veranos suaves e inviernos duros, corresponden a poblaciones del interior de la península y zonas de alta montaña, en su mayoría capitales de provincia ya que en el interior las poblaciones rurales son pequeñas.

La severidad climática C, está más distribuida en función de la severidad climática de verano, ya que como se comentó es la única en la que están presentes las cuatro zonas, y, por tanto, aunque la demanda de calefacción es similar en todas ellas, la demanda de refrigeración varía según sea población en costa (veranos más suaves), o población en el interior (veranos más calurosos).

En la *Figura 5.1.8* se han muestran todas las poblaciones mayores de 15.000 habitantes clasificadas según su zona climática. Puede observarse que la mayoría de las poblaciones mayores de 15.000 habitantes no capitales de provincia están en la costa.

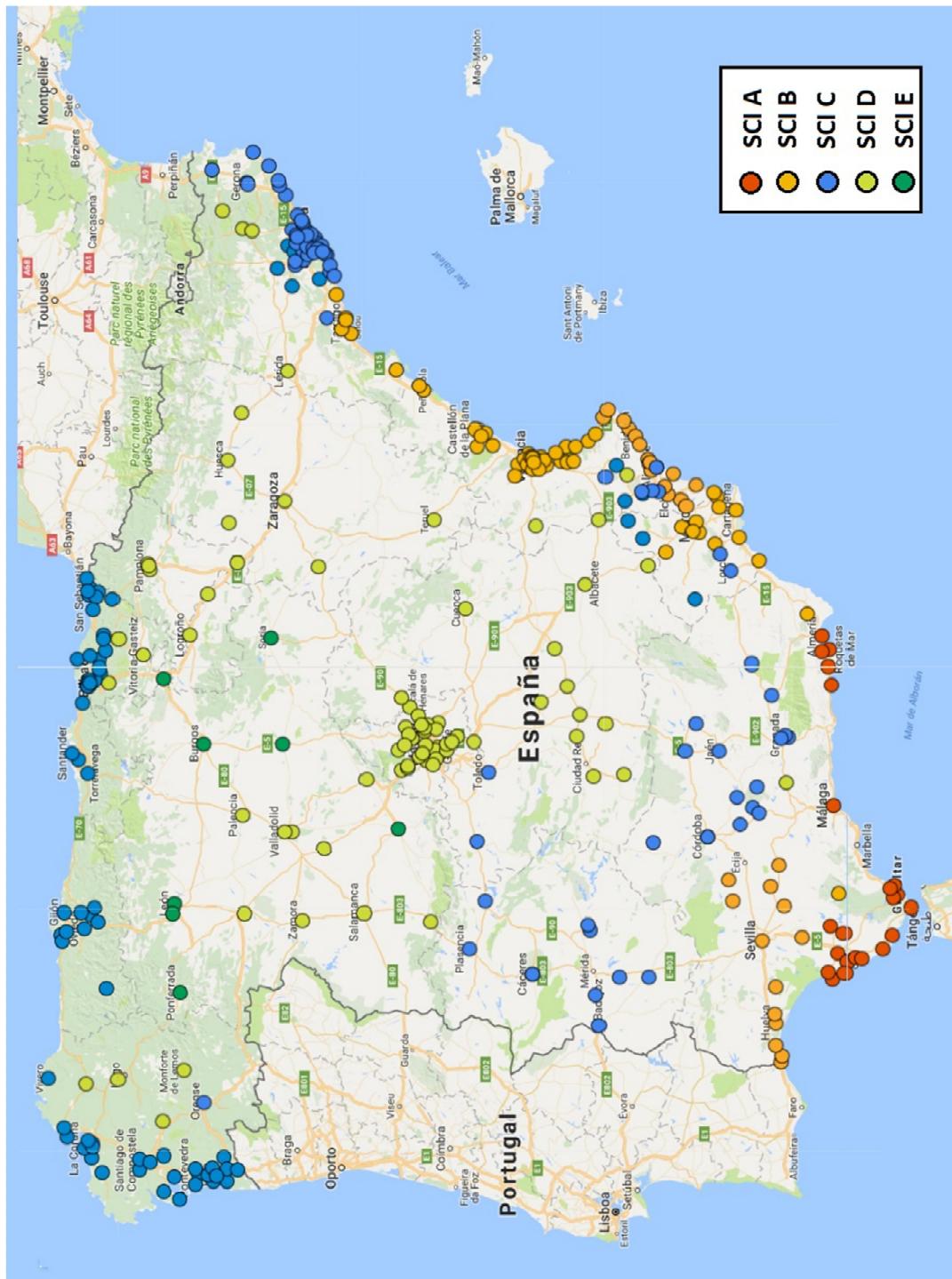


Figura 5.1.8. Distribución de las poblaciones mayores de 15.000 habitantes según zona climática (Fuente: Elaboración Propia)

Curvas monótonas de demanda

Una vez obtenido el perfil de demanda horaria de las localidades de interés, se ha procedido a componer la curva monótona de demanda de cada una mediante la ordenación de las demandas horarias en orden decreciente.

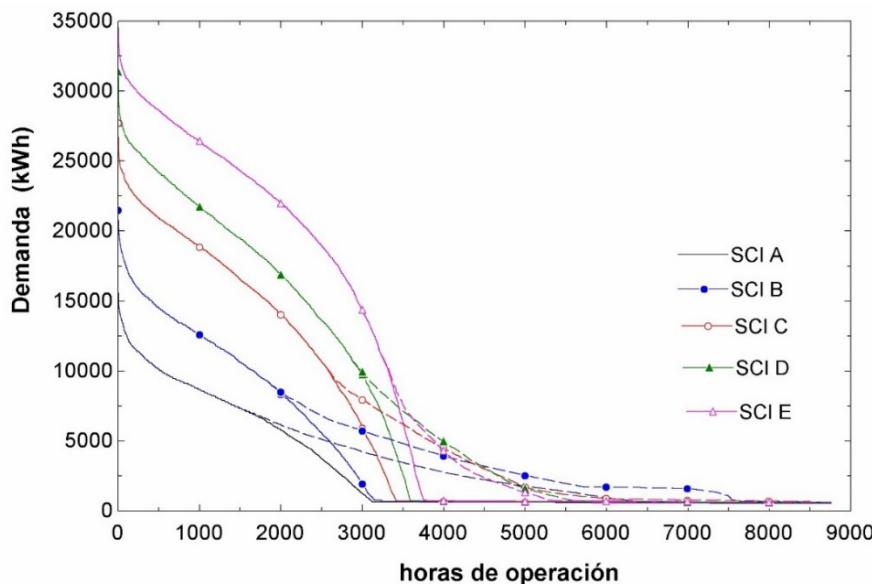


Figura 5.1.9. Curvas monótonas 10.000 hab. En línea continua se muestran las curvas en modo CHP y en discontinua en modo CCHP (Fuente: Elaboración Propia)

Se han elaborado dos curvas, la de demanda en modo CHP que está compuesta por la demanda de calefacción y ACS anual, y la de demanda en modo CCHP que está compuesta por la demanda de calefacción, demanda de refrigeración y ACS anual. En la *Figura 5.1.9* están representadas las curvas monótonas de las mismas ciudades que en la *Figura 5.1.5*, con línea continua la demanda en CHP y en línea discontinua la demanda en CCHP. Las ciudades con severidad climática D y E mantienen una alta demanda durante más de 3000 horas en modo CHP, pero en CCHP aumentan unas 1000 horas de funcionamiento con baja demanda.

El perfil de demanda en CHP obtenido es similar al obtenido con medidas reales por Noussan et al. [NOU14] para una población de 15.000 habitantes en Italia.

Las ciudades con severidad climática A y B presentan una baja demanda en modo CHP con escasas 3.000 horas de operación, mientras que en modo CCHP presentan una demanda casi continua de 5.000 horas de operación.

Si se analizan más en detalle las monótonas de la zona C en función de la severidad climática

de verano, se observa la similitud de la demanda en modo CHP (misma severidad climática de invierno) y en modo CCHP (distinta severidad climática de verano) la demanda menor corresponde a la SCV 1 y la demanda máxima a la SCV 4. En la *Figura 5.1.10* están representadas las curvas monótonas de las mismas ciudades que la *Figura 5.1.7*.

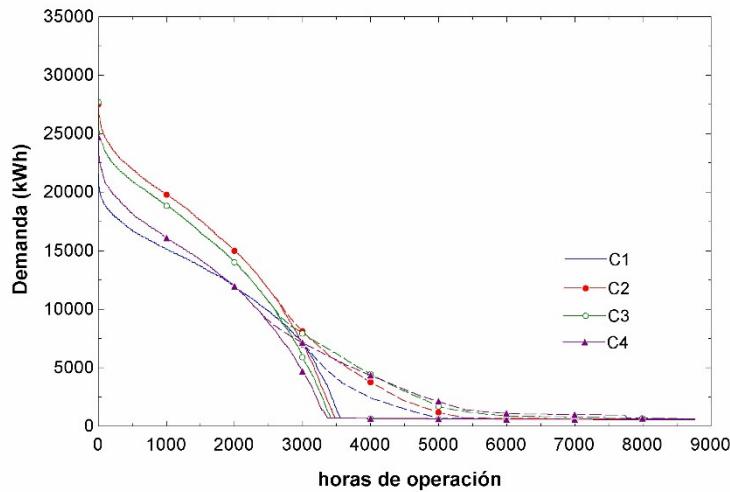


Figura 5.1.10. Curvas monótonas 10.000 hab SCI C. La línea continua corresponde al modo CHP y la línea discontinua al modo CCHP. (Fuente: Elaboración Propia)

En la curva de demanda en verano representado en la *Figura 5.1.11* se aprecia que la demanda de verano en zona climática C1 es la menor y la demanda de verano en zona climática C4 la mayor. La demanda en modo CCHP en zona climática C4 es superior a la C3, aunque la curva parece estar por debajo de C3, esto se debe a que la demanda en C4 es algo inferior en modo CHP.

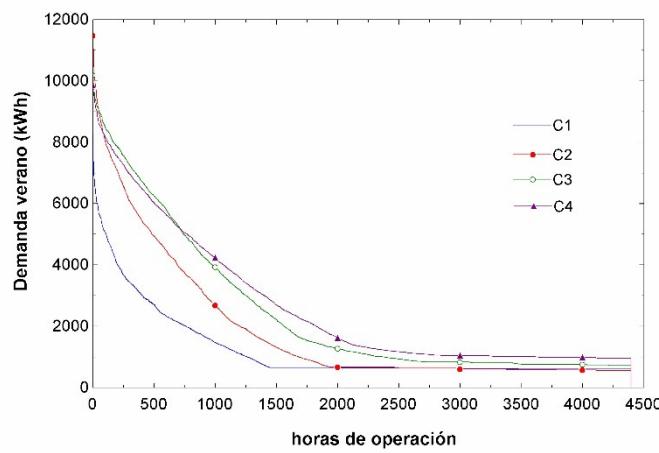


Figura 5.1.11. Curvas monótonas 10.000 hab SCI C – demanda verano (Fuente: Elaboración Propia)

5.2 ANÁLISIS BIOMASA DISPONIBLE

5.2.1 Introducción

El análisis de la biomasa disponible se ha llevado a cabo en dos fases. En la primera se han definido los valores límites de demanda de energía primaria a partir de la demanda máxima de energía primaria según severidad climática de invierno. El análisis en esta primera fase permite a grosso modo asegurar la disponibilidad de biomasa necesaria si los valores de recursos disponibles superan el valor máximo de demanda según severidad climática de invierno.

En la segunda fase, una vez llevado a cabo el análisis económico de cada planta, se ha ajustado el valor de los recursos disponibles y coste de los mismos con el valor real de demanda de energía primaria para cada ciclo optimizado en modo CHP para 10.000 usuarios.

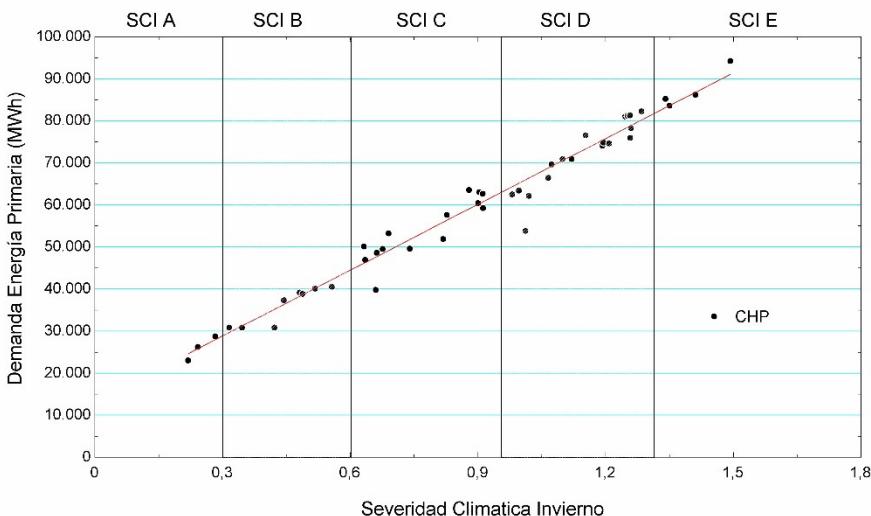


Figura 5.2.1. Límites de demanda de energía primaria según severidad climática
(Fuente: Elaboración Propia)

Los límites de demanda de energía primaria se han estimado a partir de las curvas de tendencia obtenidas a partir del análisis de rentabilidad de plantas ubicadas en las capitales de provincia. Se ha representado los valores obtenidos de demanda según severidad climática de invierno, ver *Figura 5.2.1* y se ha escogido como valores límite de demanda los recogidos en la *Tabla 5.2.1*.

Tabla 5.2.1. Valores límite de demanda según severidad climática (MWh) (Fuente: Elaboración Propia)

A	B	C	D	E
45.000	55.000	70.000	80.000	90.000

Mediante el programa BIORAISE se obtiene la biomasa disponible por tipo de recursos,

para los tres radios escogidos; 15 km, 30km y 60 km, para cada una de las poblaciones mayores de 15.000 habitantes. La base de datos creada proporciona de manera automática de información sobre si los recursos disponibles son menores que la demanda de energía primaria y o mayores y cuántas veces mayor.

De esta manera se asegura disponibilidad para poblaciones cercanas que comparten recursos o posible uso actual de parte de la biomasa analizada.

Para el cálculo del coste medio de transporte de la biomasa se ha considerado el coste del combustible 1,5 €/l para asumir posibles fluctuaciones del precio, como el pico alcanzado en el año 2013 en el que se superó 1,4 €/l tanto para gasóleo de automoción como para gasolina 95. En la *Tabla 5.2.2* puede verse la evolución del precio de los combustibles [MINETAD17].

Tabla 5.2.2. Precios de carburantes y combustibles (€/l) (Fuente: [MINETAD17])

	Precios Medios Nacionales		Diferencias entre provincias			
	Gasolina 95	Gasóleo	Gasolina 95		Gasóleo	
			Máximo	Mínimo	Máximo	Mínimo
2011	1,318	1,267	1,409	1,114	1,351	1,050
2012	1,425	1,365	1,442	1,376	1,387	1,316
2013	1,433	1,361	1,469	1,378	1,406	1,305
2014	1,383	1,303	1,433	1,336	1,364	1,249
2015	1,228	1,114	1,297	1,183	1,175	1,064

5.2.2 Resultados

La *Tabla 5.2.3* recoge los cuatro recursos más abundantes para cada ciudad de más de 15.000 habitantes con severidad climática de invierno E y el coste de cada recurso. Las celdas coloreadas indican recursos disponibles más de tres veces superior a la demanda límite de zona (verde), más de dos veces superior a la demanda (naranja) y superior a la demanda, pero inferior a dos veces (amarillo). Las celdas no coloreadas están por debajo del límite de zona. El segundo análisis se lleva a cabo con el valor exacto de demanda de energía primaria para cada población y se valida la biomasa disponible. Como puede verse, para un radio de 60 km hay disponibilidad de recursos suficientes para varias poblaciones en la misma área incluso con un solo tipo de biomasa. Para radio de 30 km, en algunas poblaciones con un solo recurso no sería posible, habría que considerar dos tipos distintos, y para 15 km no hay suficiente biomasa para permitir el autoabastecimiento de una planta de cogeneración.

Tabla 5.2.3. Biomasa disponible poblaciones mayores de 15.000 habitantes SCI E (Fuente: Elaboración Propia a partir de BIORAISE)

		R=60 km			R=30 km			R=15 km		
		Recurso	Recursos disponibles (MWh/año)	Coste medio (€/MWh)	Recurso	Recursos disponibles (MWh/año)	Coste medio (€/MWh)	Recurso	Recursos disponibles (MWh/año)	Coste medio (€/MWh)
AVILA	Secano	901.968	8,81	Secano	208.764	7,41	Secano	26.855	6,40	
	Coníferas	139.890	16,17	Frondosas	31.946	13,99	Frondosas	12.538	13,02	
	Frondosas	120.671	16,15	Matorral	13.300	8,87				
	Matorral	66.433	10,22	Coníferas	4.834	14,81				
ARANDA DE DUERO	Secano	1.593.749	7,31	Secano	321.093	7,17	Regadío	135.957	3,36	
	Regadío	796.990	3,83	Regadío	305.751	3,58	Secano	57.963	6,78	
	Coníferas	155.937	14,05	Coníferas	39.023	13,22	Mezcla conífrond	7.886	12,13	
	Frondosas	121.817	13,71	Mezcla conífrond	25.652	13,20	Coníferas	6.690	11,13	
BURGOS	Secano	1.378.448	7,04	Secano	453.569	6,95	Secano	132.816	6,58	
	Frondosas	332.023	14,82	Regadío	97.025	3,52	Ind madera	35.434	8,91	
	Regadío	206.891	3,62	Frondosas	47.247	13,74	Regadío	32.206	3,28	
	Coníferas	95.950	15,28	Ind madera	42.478	8,99	Ind madera	4.261	9,14	
MIRANDA DE EBRO	Secano	1.497.891	7,44	Secano	510.353	7,19	Secano	135.512	6,92	
	Frondosas	445.490	16,63	Frondosas	65.458	15,59	Regadío	20.467	5,90	
	Ind madera	226.031	9,41	Ind madera	33.865	8,91	Frondosas	9.105	11,38	
	Coníferas	193.089	15,55	Coníferas	27.575	15,30	Ind madera	4.326	8,79	
SORIA	Secano	960.021	7,25	Secano	276.764	7,13	Secano	78.450	6,75	
	Coníferas	399.019	15,49	Mezcla conífrond	75.248	15,36	Ind madera	25.878	7,85	
	Frondosas	240.794	15,60	Frondosas	58.161	15,03	Frondosas	15.754	14,29	
	Matorral	228.889	9,76	Coníferas	45.788	15,20	Matorral	14.085	8,81	
PONFERRADA	Frondosas	303.426	16,91	Ind madera	82.632	9,01				
	Matorral	263.341	10,68	Frondosas	70.091	16,06				
	Coníferas	161.042	15,63	Matorral	68.263	10,02				
	Ind madera	127.261	9,35	Coníferas	39.935	15,56				
LEON	Regadío	1.439.067	3,84	Regadío	305.343	3,83	Secano	95.608	6,59	
	Secano	852.188	7,09	Secano	246.968	6,72	Regadío	52.335	3,36	
	Frondosas	298.305	15,39	Frondosas	53.452	14,24	Ind madera	35.041	8,77	
	Ind madera	154.600	8,93	Ind madera	51.233	8,83	(Corteza)	4.404	8,65	

El valor de biomasa disponible total junto con su coste medio calculado como la media ponderada de los dos recursos más abundantes de menor precio, es el mostrado en la *Tabla 5.2.4*. Resulta un precio inferior a 10€/MWh tanto para un radio de 60 km como para radio de 30 km. Como ya se ha comentado, para un radio de 15 km algunas poblaciones no disponen de biomasa residual, o los recursos disponibles están cercanos a la demanda de la planta, por lo que no se han considerado para evitar posibles competencias con otros consumidores.

Tabla 5.2.4. Biomasa disponible poblaciones mayores de 15.000 habitantes SCI E (Fuente: Elaboración Propia a partir de BIORAISE)

	R=60 km		R=30 km		R=15 km	
	Recursos disponibles (MWh/año)	Coste medio (€/MWh)	Recursos disponibles (MWh/año)	Coste medio (€/MWh)	Recursos disponibles (MWh/año)	Coste medio (€/MWh)
AVILA	968.401	8,90	222.064	7,50		
ARANDA DE DUERO	2.390.739	6,15	626.843	5,42	193.920	4,38
BURGOS	1.585.339	6,59	550.594	6,35	168.251	7,07
MIRANDA DE EBRO	1.723.922	7,70	544.217	7,30	144.617	7,20
SORIA	1.188.910	7,74	352.012	8,89	104.329	7,03
PONFERRADA	390.603	10,25	150.896	9,47	147.994	5,45
LEON	2.291.255	5,05	552.311	5,13		

El efecto de ampliar el radio de recolección puede verse en el detalle de costes medios por recurso para una ciudad como Bailén (provincia de Jaén) con severidad climática de invierno C, *Tabla 5.2.5*. La población se caracteriza por una abundancia de campos de cultivo, tanto de secano como de regadío, y una orografía suave, lo que permite costes medio de recolección y transporte bajos. El aumento del radio de recolección para estos recursos no supone un incremento en los costes de recolección, pero sí de transporte debido al consumo de combustible. No obstante, BIORAISE considera que los recursos han sido compactados en pacas, por lo que recursos con baja densidad, como pajas o tallos aumentan su densidad y no ven penalizado su coste.

Cabe destacar la abundancia de recursos procedentes de la industria olivera, aunque con un coste alto.

Los recursos de residuos forestales no son destacables, con costes medios de recolección significativamente mayores a los recursos de residuos agrícolas. El coste medio de transporte para radios mayores se reduce al aumentar la biomasa disponible.

Tabla 5.2.5. Biomasa disponible y costes desglosados por distancia para Bailén (Jaén) – SCI C (Fuente: Elaboración Propia a partir de BIORAISE)

% humedad	R=60 km			R=30 km			R=15 km		
	Recursos disponibles (MWh/año)	Coste medio recolección (€/Mwh)	Coste medio transporte (€/Mwh)	Recursos disponibles (MWh/año)	Coste medio recolección (€/Mwh)	Coste medio transporte (€/Mwh)	Recursos disponibles (MWh/año)	Coste medio recolección (€/Mwh)	Coste medio transporte (€/Mwh)
Secano	20,00	289.067	5,83	1,94	116.590	5,86	1,83	21.340	4,89
Regadio	30,00	290.898	2,70	1,90	150.235	2,70	1,88	26.607	2,70
Víñedo	30,00	2.847	8,13	1,38	2.251	8,13	1,00	2.363	7,75
Frutales	30,00	5.759	6,82	2,19	349	6,62	2,34		0,95
Olivar	30,00	2.105.347	8,13	1,83	519.197	7,63	1,56	173.981	
Dehesas con cultivo anual	20,00	3.915	7,45	1,30				8,62	1,42
Dehesas	20,00	19.448	5,95	2,77	5.299	6,04	2,85	637	4,76
Frondosas	40,00	17.274	10,64	3,24	1.625	8,91	3,50		
Coníferas	40,00	57.439	10,01	2,61	2.091	8,08	3,49	177	7,59
Mezcla coníferas frondosas	40,00	2.304	18,54	3,71					1,85
Matonal	20,00	20.438	4,45	2,83	4.473	5,69	3,35	497	3,60
Industria de la madera	20,00	38.621	7,29	1,17	22.601	8,04	0,76		1,77
Industria aceite oliva (hueso)	13,00	392.935	13,60	1,49	87.479	13,32	1,37	24.500	13,42
Industria aceite oliva (orujillo)	10,00	437.862	9,74	1,39	139.446	9,74	1,03	35.326	9,74

La caracterización de cada provincia de la península por su capital según la *Tabla 5.1.1*, permite obtener un mapa de disponibilidad de recursos comparados con la demanda del ciclo optimizado en modo CHP para 10.000 usuarios. En la *Figura 5.2.2*, puede verse que en la mayoría de las localidades localizadas en provincias con un sector primario significativo, la biomasa disponible permite la instalación de la planta de cogeneración sin problemas a priori de competencia con otros usuarios.

En cambio, en provincias como Madrid y Guadalajara o Barcelona, por su alta densidad de población, los recursos procedentes de residuos agrícolas o forestales son menores. Las poblaciones de más de 15.000 habitantes en la costa cantábrica se encuentran junto al mar por lo que se reduce el área de recolección real casi un 50% y la biomasa disponible es forestal que no suele estar cerca de la costa.

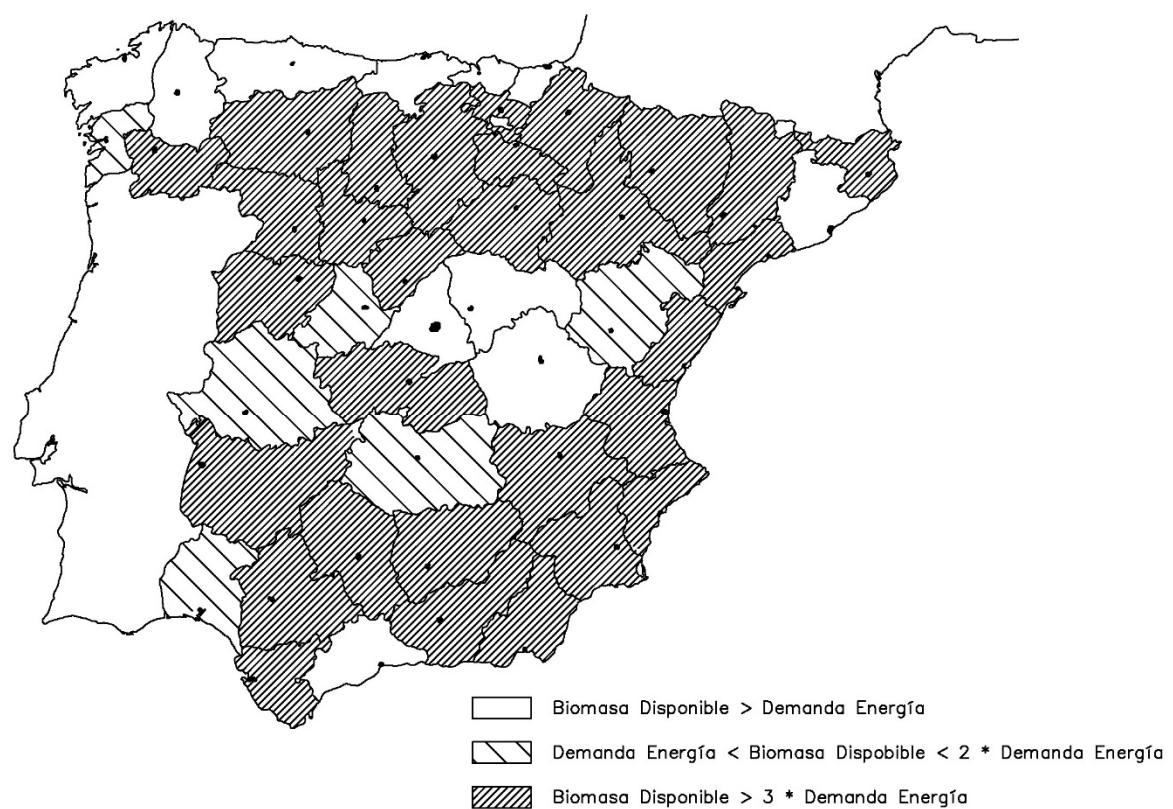


Figura 5.2.2. Biomasa disponible con radio de 30 km – 10.000 usuarios. (Fuente: Elaboración Propia)

La *Figura 5.2.3.* presenta el coste medio de los dos recursos más abundantes para cada localidad. Costes menores de 8 €/MWh se corresponden con biomasa procedente de residuos agrícolas en terrenos no montañosos, que permite reducir los costes de recolecta mediante

técnicas automáticas y de transporte. Por el contrario, costes mayores de 12 €/MWh están asociados a biomasa procedente de residuos forestales en los que el coste de recolección es mayor por la dificultad inherente al proceso (recolección, pendientes abruptas y trabajo manual en la mayoría de los casos) y costes mayores de trasnporte por la orografía del terreno.

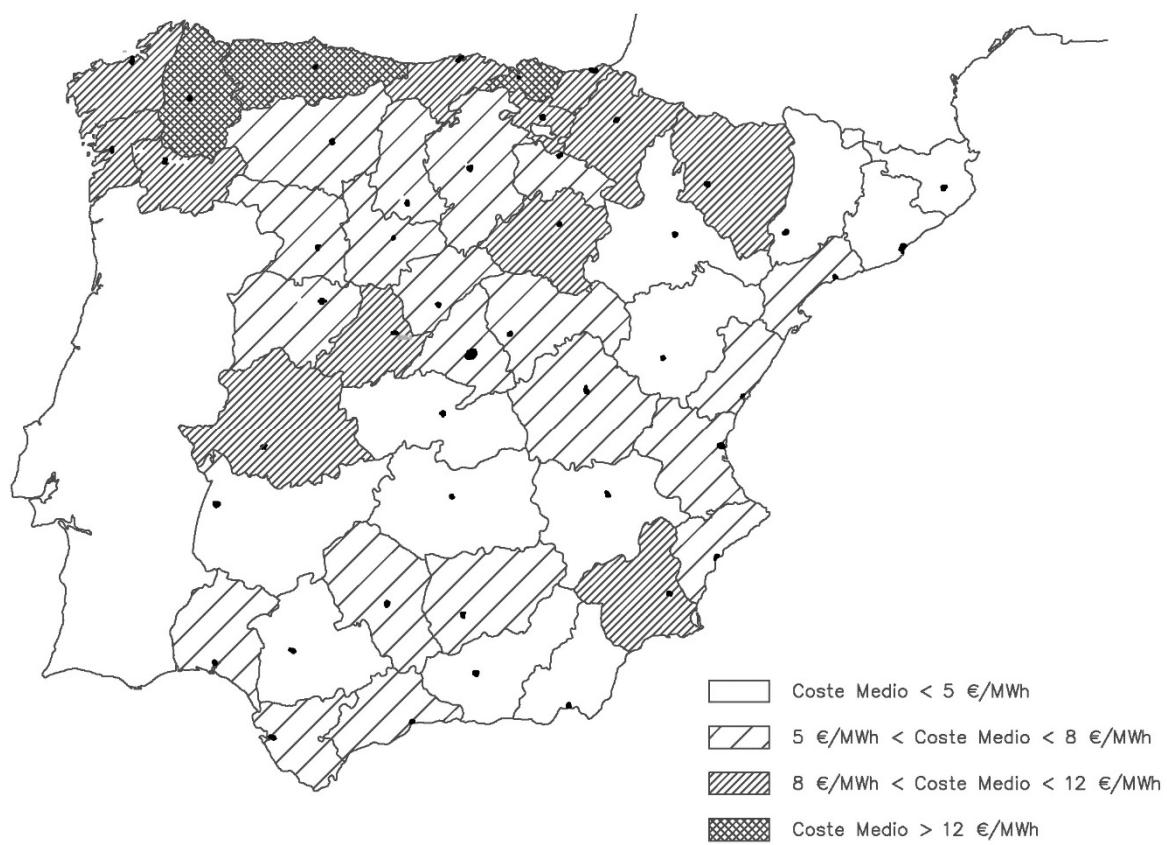


Figura 5.2.3. Coste medio biomasa disponible con radio de 30 km – 10.000 usuarios.
(Fuente: Elaboración Propia)

Como se puede observar en la *Tabla 5.2.3* y *Tabla 5.2.5* el coste medio para biomasa procedente de industrias madereras, aceite o frutos secos es muy alto ya que el coste proporcionado por BIORAISE es el de venta al mercado, no de biomasa residual. En muchas localidades hay abundancia de este recurso, pero también de otros a menor coste, por lo que se opta por los segundos para no penalizar la rentabilidad de la planta.

5.3 ANÁLISIS DE RENTABILIDAD

5.3.1 Introducción

En las publicaciones se encuentran numerosos estudios llevados a cabo en países de la Unión Europea para analizar la viabilidad de proyectos de cogeneración con biomasa y ciclos ORC en redes de distrito.

Bini et al [BIN10] llevan a cabo una revisión de ciclos ORC en plantas de biomasa en diferentes aplicaciones. Los supuestos de partida del estudio consideran un precio medio de la biomasa de 10€/MW_t con una humedad del 40%, una temperatura de salida del agua caliente de 90°C y las horas de operación se consideran por encima de las 5000 horas anuales. El artículo hace referencia a la planta en operación desde el 2007 en Ostrow Wielkopolski (Polonia) que da servicio a una red de distrito existente. Un 90% del calor producido se suministra a particulares, y el resto a industria. La planta consta de una unidad ORC de 1,5 MW_e y se consigue un rendimiento eléctrico del 16,7%.

El análisis realizado por M. Noussan et al [NOU14], dentro del marco de incentivos de Italia, busca obtener la configuración óptima de un ciclo ORC por combustión de biomasa dentro de una red de distrito existente desde dos criterios, el energético y el económico. El estudio concluye que la instalación del sistema de acumulación de calor mejora unos 8 puntos el rendimiento de la instalación, así como el PES de la planta. En la *Figura 5.3.1* se muestra la relación obtenida del precio de biomasa y el periodo de retorno de la inversión. Precios de biomasa autoproducida, por debajo de los 10€/MW_t permiten periodos inferiores a los 10 años.

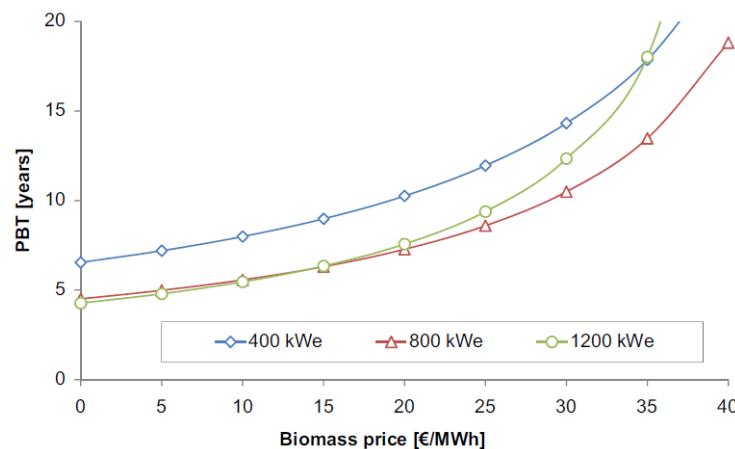


Figura 5.3.1. Periodo de retorno de la inversión según precio de la biomasa (precio de venta de la electricidad: 75 €/MW_e, precio de venta calor: 90€/MW_t, tamaño del acumulador: 100m³/MW_t)
(Fuente: [NOU14])

En Suecia, un estudio similar es llevado a cabo por A. Gebremedhin [GEB14], analiza el efecto del uso de combustión con biomasa y sus incentivos, junto con los costes de emisión de CO₂. Los resultados muestran que precios de biomasa superiores a 10€/MW_t hacen que no sea viable la instalación, mientras que para precios inferiores es necesaria una política de incentivos por coste de emisión para que sea interesante la inversión. En la *Figura 5.3.2* se recogen los resultados del estudio.

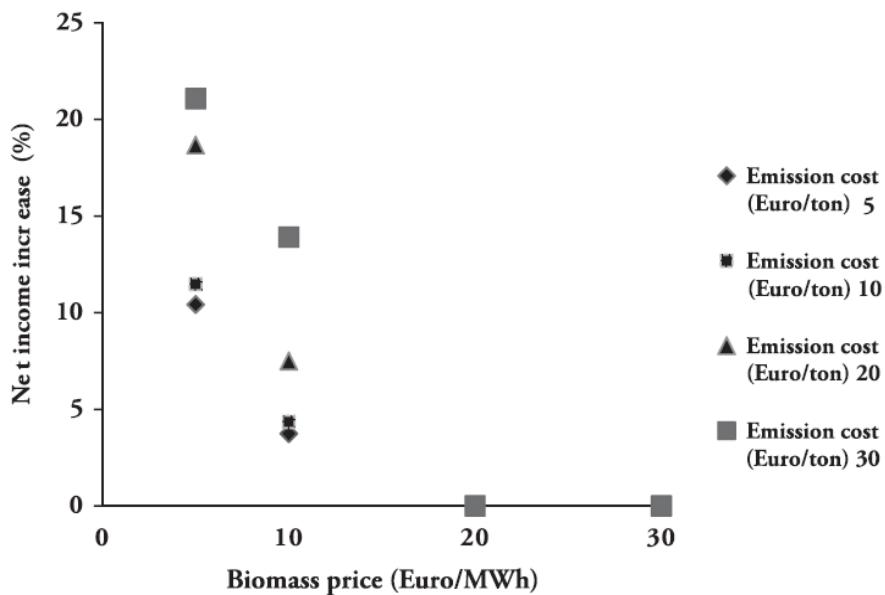


Figura 5.3.2. Ingresos netos según precio de biomasa y coste de emisión de CO₂ (Fuente: [GEB14])

5.3.2 Resultados

El estudio de viabilidad se ha llevado a cabo considerando el hexametildisiloxano (HMDSO) como fluido de trabajo en ciclo ORC con regeneración y un rendimiento de la caldera de biomasa del 85%.

En el primer análisis llevado a cabo, se ha analizado económicamente el efecto del factor de escala y tipo de proceso del ciclo ORC, subcrítico y supercrítico para distintos precios de biomasa. Para ello se ha escogido dos tamaños de planta, 1 MW_e y 2 MW_e, que corresponden a tamaños dentro del rango de ciclos disponibles comercialmente.

En la *Tabla 4.4.1*, están recogidos los parámetros de diseño comparados con los valores de la planta de Lienz [OBE03] según valores obtenidos presentados en la *Tabla 5.3.1*:

Tabla 5.3.1. Parámetros de diseño ciclo ORC regenerativo– fluido de trabajo HMDSO
(Fuente: Elaboración Propia a partir de Tabla 4.1.3)

Parámetro	Tabla 4.1.3		Lienz
	Subcrítico	Supercrítico	Subcrítico
Rendimiento eléctrico	$\eta_E _{aceite}$	17.34%	22.62%
	$\eta_E _{biomasa}$	14.74%	14.5%
Rendimiento térmico	$\eta_V _{aceite}$	82.66%	77.37%
	$\eta_V _{biomasa}$	70.43%	75%
Pérdidas	-	-	10%
Presión máxima (evaporador)	P _{evap}	18 bar	30 bar
Presión mínima (condensador)	P _{cond}	1.02 bar	1.02 bar

Dada la similitud entre los resultados obtenidos en el diseño del ciclo y la planta real, para el caso base se ha considerado planta con ciclo ORC subcrítico de 1 MW_e, y por tanto las hipótesis económicas tomadas han sido los valores reales del proyecto de la planta de Lienz escalados al año 2013, conforme a lo indicado en el capítulo de Metodología.

Para tener en cuenta las pérdidas de la planta y dada la similitud con los valores obtenidos en el análisis del ciclo, se ha tomado el rendimiento de la planta de Lienz como rendimiento ciclo subcrítico ($\eta_E|_{biomasa,sub} = 14.5\%$) y las pérdidas reales que suponen un 10.5%.

Mediante el factor de corrección (α) entre el rendimiento subcrítico obtenido y el de la planta de Lienz, se ha calculado el rendimiento eléctrico equivalente de ciclo supercrítico para la instalación de Lienz según la ecuación (4.4.3).

$$\alpha = \frac{\eta_E^{biomasa,sub}}{\eta_E^{sub}|_{biomasa}} = \frac{14.5}{17.34} = 0.836 \quad (4.4.1)$$

$$\alpha = \frac{\eta_E^{biomasa,super}}{\eta_E^{sup}|_{biomasa}} = \frac{\eta_E^{biomasa,super}}{22.62} = 0.836 \quad (4.4.2)$$

$$\eta_E^{biomasa,super} = 18.92\% \quad (4.4.3)$$

Y por tanto el rendimiento térmico se obtiene a partir del eléctrico y las pérdidas reales de la planta según la ecuación (4.4.4).

$$\eta_V^{biomasa,super} = 100 - 10 - \eta_E^{biomasa,super} = 70.58\% \quad (4.4.4)$$

Los costes de inversión para la planta subcrítica de 2 MW_e se han ajustado mediante factor de escala, y los costes de inversión para ambas plantas con ciclos supercrítico, se han ajustado con un factor de escala de 0.6 según la metodología propuesta por *El-Sayed [SAY03]*. En la *Tabla 5.3.2* se recogen los costes de inversión considerados para cada opción.

Tabla 5.3.2. Costes de inversión (Fuente: Elaboración Propia)

Potencia Eléctrica (MW_e)	Ciclo	Coste de inversión (€)
1	Subcrítico	7,609,155.69
	Supercrítico	7,023,551.9
2	Subcrítico	11,533,323.3
	Supercrítico	10,645,713.98

Los costes de operación se han tomado de la planta de Lienz y han sido escalados al 2013 igualmente.

Con las hipótesis anteriormente citadas se ha obtenido la tasa interna de rentabilidad (TIR) en función de las horas al año de funcionamiento de la planta y del coste de la biomasa. En

las figuras 5.3.3 y 5.3.4 puede verse las curvas de rentabilidad para cada tipo de planta según el tamaño considerando los valores mínimo y máximo de precio de biomasa.

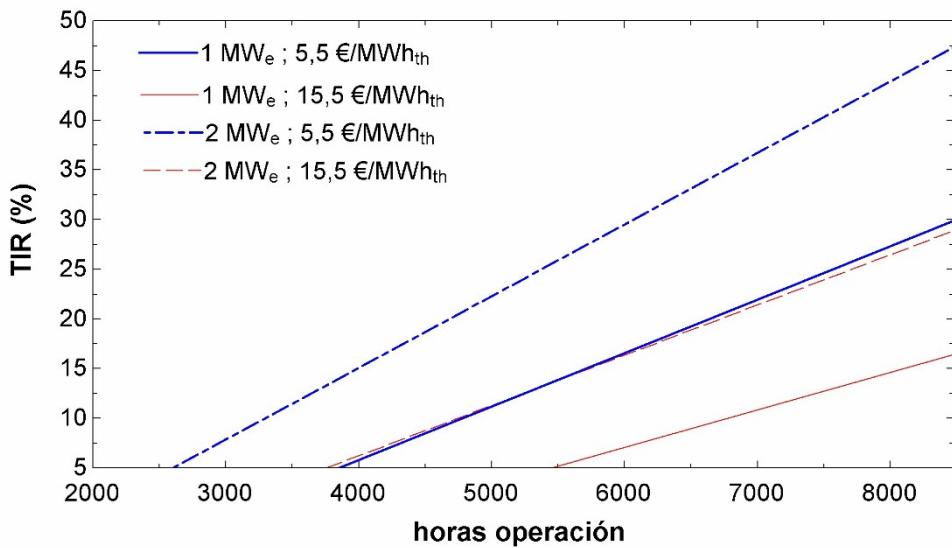


Figura 5.3.3. Tasa Interna de Rentabilidad ciclo subcrítico con HMDSO para dos costes de combustible
(Fuente: Elaboración Propia)

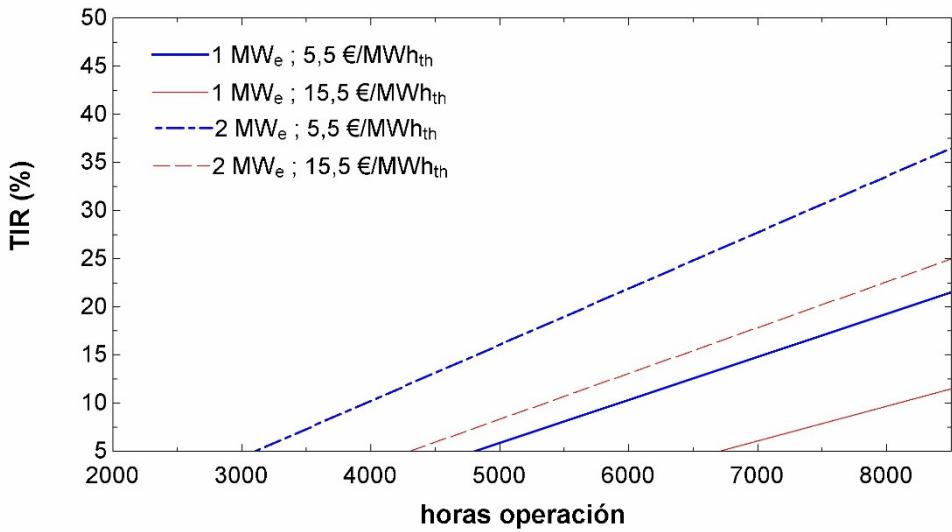


Figura 5.3.4. Tasa Interna de Rentabilidad ciclo supercrítico con HMDSO para dos costes de combustible
(Fuente: Elaboración Propia)

Para biomasa de menor coste se alcanza la viabilidad económica con menos horas de operación, tanto en procesos subcríticos como supercríticos, y se llega a unas rentabilidades excepcionales si las horas de uso son elevadas. En ambos procesos, la rentabilidad para tamaño de 1 MWh_t y coste barato es el mismo que para tamaño 2 MWh_t y coste caro de la biomasa, por tanto, el factor escala M compensa un coste alto de biomasa.

En cuanto a las horas de funcionamiento, puede verse que los ciclos más viables, los subcríticos, para planta de 2 MWh_t y coste de biomasa 5,5 €/MWh_t, se alcanza un 5% de rentabilidad con tan solo 2.750 horas de operación, mientras que, en el caso opuesto, planta de 1 MWh_t y coste de biomasa 15,5 €/MWh_t, se alcanza un 5% de rentabilidad con el doble de horas, 5.500. El caso intermedio, planta de 1 MWh_t y coste de biomasa 5,5 €/MWh_t, o planta de 2 MWh_t y coste de biomasa 15,5 €/MWh_t, se alcanza un 5% de rentabilidad con unas 3.700 horas de operación.

Los procesos supercríticos presentan unas rentabilidades menores como puede verse en la *Figura 5.3.3* ya que el aumento del rendimiento eléctrico conlleva una reducción del rendimiento térmico, ver *Tabla 4.4.1*, y por tanto una menor producción térmica y reducción de los ingresos. En la *Tabla 5.3.3* puede verse en detalle el flujo de caja para el primer año para cada ciclo.

Tabla 5.3.3. Flujo de caja para cada tipo de ciclo analizado (Fuente: Elaboración Propia)

Potencia (MW _e)	Ciclo	Electr. (k€)	Calor (k€)	Biomasa (k€)		M&O+ADMS (k€)	Flujo de Caja (k€)	
				5.5€/MWh _t	15.5€/MWh _t		Mín	Máx
1	Sub	300	1.862	278	783	310	1.574	1.069
	Super		1.344	213	600		1.121	734
2	Sub	600	3.724	555	1565	310	3.459	2.449
	Super		2.856	426	1200		2.720	1946

Los resultados obtenidos están en la línea del análisis técnico y económico llevado a cabo por Rentizelas et al [REN09] entre plantas de cogeneración con biomasa y ORC y plantas de gasificación ya que el estudio concluye que los ciclos ORC basan su viabilidad en la producción térmica, como se ha podido comprobar en la comparación entre ciclo subcrítico y ciclo supercrítico, así como con los parámetros de operación de la planta instalada en Ostrow Wielkopolski [BIN10].

Análisis preliminar

El análisis inicial realizado pone de manifiesto la viabilidad de la tecnología ORC aplicable a la cogeneración con biomasa, tanto desde un punto de vista técnico como económico. Por lo que, una vez desarrollada la metodología de cálculo de la demanda energética por localidad, se procede a analizar la rentabilidad de distintos tamaños de planta para demandas reales de calor según precios de biomasa dentro del rango de 5,5-15,5 MWh_{th}.

Las hipótesis de trabajo son en este caso los valores obtenidos en el diseño de ciclo subcrítico regenerativo con HMDSO, y los costes de inversión y operación se actualizan para distintas potencias según se ha descrito en la metodología al año del estudio.

En el análisis preliminar tiene por objetivo obtener el tamaño óptimo de planta para cada localidad según las curvas monótonas de demanda obtenidas a partir de la demanda anual, en el rango de unidades comerciales de 0,5-10 MW_e.

La primera parte del análisis considera la planta trabajando a carga completa y posteriormente se tiene en cuenta la rentabilidad trabajando a carga parcial hasta el 40%, lo que permite ampliar el número de horas de operación de la planta. Durante los meses de invierno la planta opera en modo cogeneración (CHP) y suministra calefacción y ACS a la red de distrito; en los meses de verano opera en modo trigeneración (CCHP) y suministra frío y ACS también a la red de distrito, para dos tamaños: 10.000 usuarios y 20.000 usuarios. El frío se produce con máquina de absorción de simple efecto.

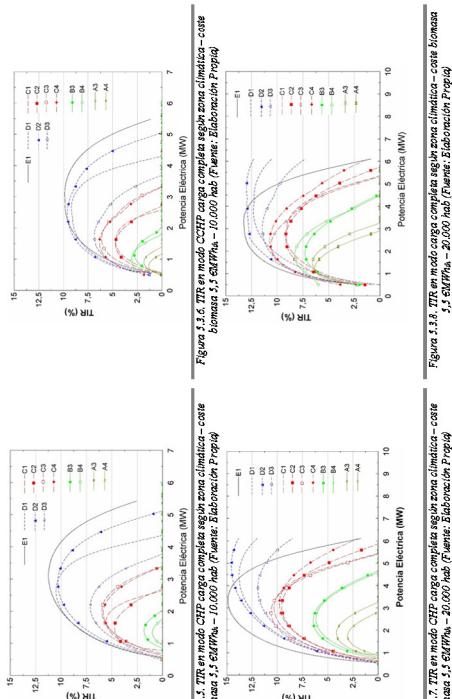
Para cubrir todas las zonas climáticas de la península se ha escogido una localidad de cada una de ellas que representará la zona climática, pueden verse en la *Tabla 5.3.4*. Se considera que la red de distrito sin pérdidas energéticas [NOU14].

Tabla 5.3.4. Localidades según zona climática seleccionadas para llevar a cabo el análisis preliminar de rentabilidad (Fuente: Elaboración Propia)

SEVERIDAD CLIMÁTICA VERANO	4	Almería	Sevilla	Cáceres		
	3	Málaga	Murcia	Granada	Ciudad Real	
	2			Barcelona	Valladolid	
	1			Coruña	Pamplona	Soria
		A	B	C	D	E

SEVERIDAD CLIMÁTICA INVIERNO

A partir de las curvas monótonas de demanda, para cada potencia eléctrica del ciclo ORC se calcula la producción de calor y electricidad, y se obtiene la TIR. El valor de TIR máximo para cada localidad determina el diseño óptimo de la planta. La metodología es similar al rectángulo máximo, pero no se maximiza la producción de calor, ya que en la rentabilidad de la planta ORC interviene también la producción de electricidad. Es decir, se emplea la curva monótona de demanda para relacionar el tamaño de la instalación con las horas de uso anuales, pero no se busca maximizar la producción térmica, sino la TIR.



3.7. TR en modo CHP para amplia región climática - constante masa 5,5 GJMPa - 20,000 h/a (Fuente: Elaboración Propia)

Figura 3.17. TR en modo CHP para amplia región climática - constante masa 5,5 GJMPa - 20,000 h/a (Fuente: Elaboración Propia)

En las figuras 5.3.5 y 5.3.6 se ha representado los valores obtenidos de TIR para cada una de las ciudades de la *Tabla 4.4.4* en carga completa considerando 10.000 usuarios. Se aprecia claramente la relación entre demanda energética y rentabilidad de la planta en modo CHP. En la *Figura 4.2.5* se podía ver según las curvas de demanda obtenidas, que las severidades climáticas de invierno D y E presentaban una mayor demanda energética, y son en las que se obtienen rentabilidades incluso mayores del 10%, mientras que el resto de zonas climáticas se quedan por debajo del 7,5%.

También se aprecia que las localidades con mayor demanda energética de calefacción permiten plantas de mayor tamaño, en torno a los 3-4 MW_e.

En carga completa, para todas las zonas climáticas el modo CCHP penaliza la rentabilidad de la planta al no tener una demanda suficiente para que entre en funcionamiento durante los meses de verano.

En las figuras 5.3.7 y 5.3.8 se ha representado los valores obtenidos de TIR para las mismas ciudades en carga completa considerando 20.000 usuarios. Como ya se comprobó en el primer análisis, el factor de escala es importante para alcanzar unos buenos resultados, llegando casi a obtener una TIR del 15% en localidades con alta demanda de calefacción, severidad climática D y E nuevamente.

Para 20.000 usuarios de la planta, la operación en modo CCHP tan solo penaliza en las localidades con severidad climática D y E, ya que la demanda de refrigeración es prácticamente nula, y la inversión reduce los beneficios. Sin embargo, el factor de escala de mayor número de usuarios conlleva unas demandas de refrigeración importantes en las localidades con severidad climática A, B y C y por tanto una mejora de la rentabilidad de que se acerca al 7,5%.

Las localidades de las zonas climáticas A3 y A4, con demanda baja de calefacción y demanda alta de refrigeración, representados los resultados en las figuras 5.3.9 y 5.3.10, muestran que la demanda en modo CCHP duplica la demanda en modo CHP, y por tanto la rentabilidad de la planta, y que el aumento de TIR se consigue con plantas de menor potencia, pero operando más horas al año.

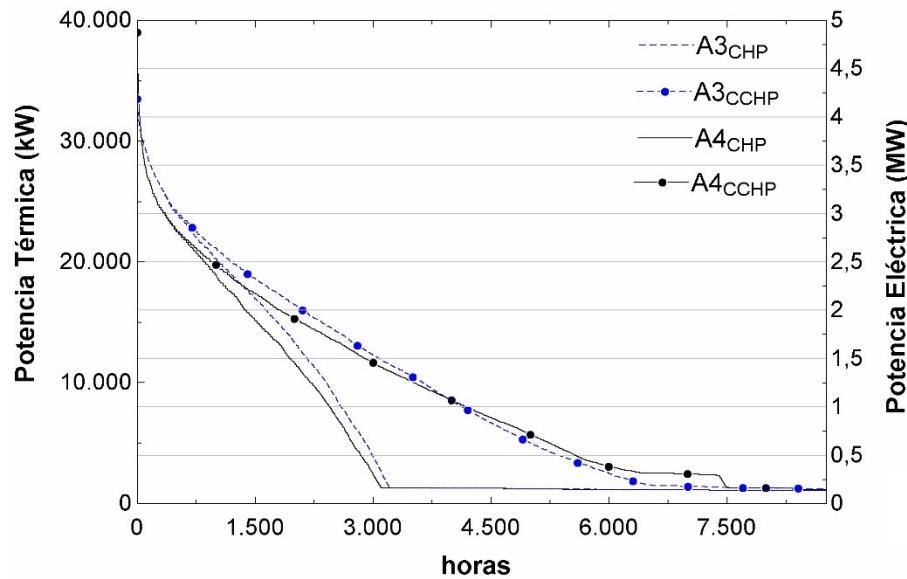


Figura 5.3.9. Curva monótona de demanda localidades A3 y A4 – 20.000 usuarios
(Fuente: Elaboración Propia)

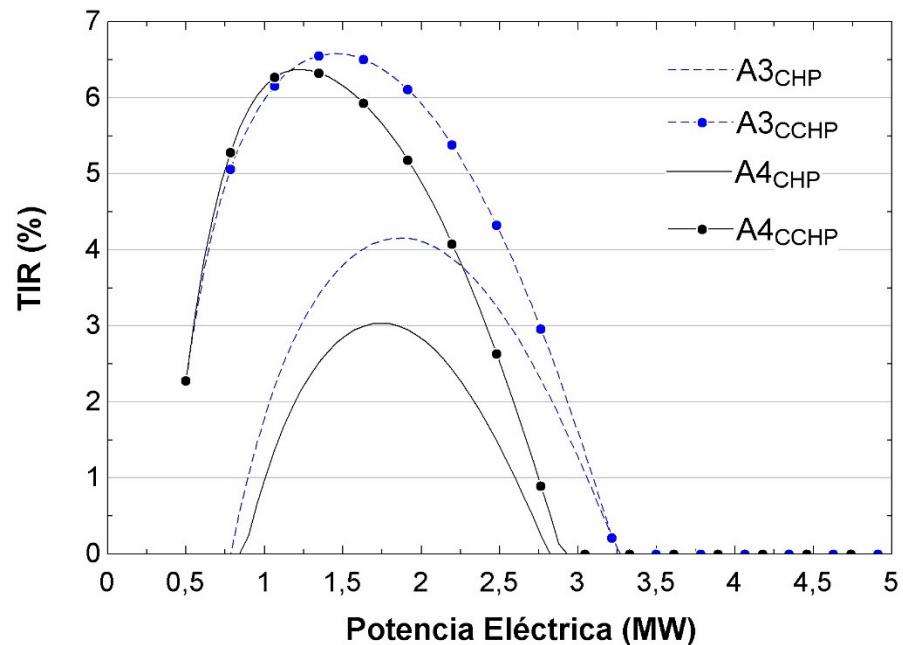


Figura 5.3.10. Análisis rentabilidad carga completa localidades A3 y A4 – 20.000 usuarios
(Fuente: Elaboración Propia)

La máxima rentabilidad en modo CHP se consigue con unidades de 2 MW_e operando unas 1.800 horas, mientras que la máxima rentabilidad en modo CCHP se consigue con unidades menores, de 1-1,5 MW_e operando entre 3.000 y 4.000 horas.

Una vez obtenidos los tamaños de planta óptimos en carga completa para cada zona climática, se procede al análisis de la rentabilidad de la planta a carga parcial. En la *Figura 5.3.11* se ha representado la ganancia o pérdida de rentabilidad de la planta en carga parcial para las localidades opuestas, E1 con alta rentabilidad a carga completa y A4 con rentabilidad muy baja a carga completa.

El eje de abscisas se ha representado la carga, de modo que 100% representa la potencia nominal, y por tanto los resultados de la TIR corresponden a carga completa, y 40% representa los valores obtenidos de TIR al operar la planta desde el 100% hasta el 40% de carga nominal.

La mejora de rendimiento al operar en carga parcial es notable en ambas localidades, a carga parcial mejora casi 3 puntos la TIR, y la zona climática A4 en carga parcial supera el 7%.

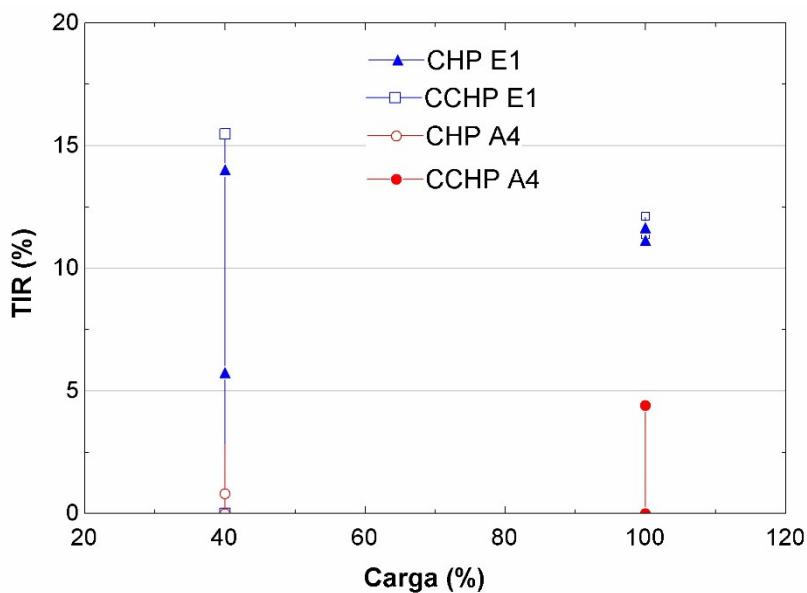
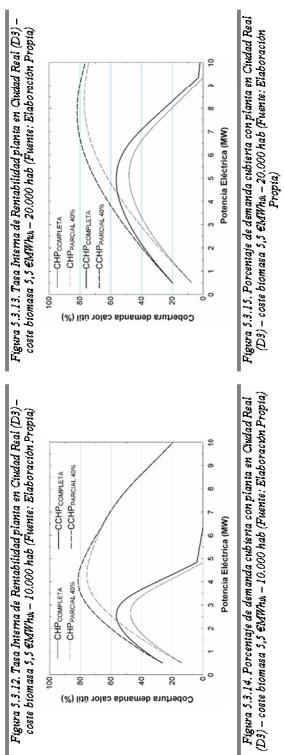
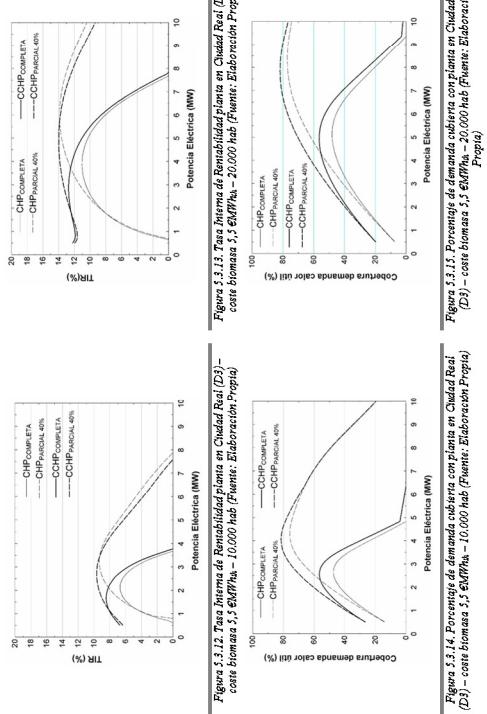


Figura 5.3.11. Análisis rentabilidad carga parcial localidades E1 y A4 – 10.000 usuarios
(Fuente: Elaboración Propia)

Se ha llevado a cabo un análisis más detallado para una localidad D3, con inviernos duros y verano fuerte, situada en la provincia de Ciudad Real, para observar el efecto de trabajar en modo CHP o CCHP, y a diferentes cargas. Los resultados obtenidos de la rentabilidad están representados en las figuras 5.3.12 y 5.3.13, y la demanda térmica satisfecha con la unidad ORC en las figuras a 5.3.14 y 5.3.15.



En las figuras 5.3.12 y 5.3.13 puede verse que el aumento de rentabilidad al incluir refrigeración (modo CCHP) se consigue con plantas de menor tamaño tanto a carga completa como a carga parcial. En modo CCHP se alcanza valores de TIR próximos a 8% trabajando en carga completa para 10.000 usuarios y próximos a 12% para 20.000 usuarios. Como ya se había comentado anteriormente, el factor de escala permite una mejora significativa.

La mejora de rentabilidad al trabajar a carga parcial se consigue con potencias mayores por los ingresos por producción térmica como puede verse en las figuras 5.3.14 y 5.3.15 con el aumento de cobertura de demanda. Puede verse que el máximo de cobertura de demanda de calor útil no coincide con el máximo de rentabilidad de la planta, aunque están próximos. La cobertura de demanda de calor útil en carga completa no supera el 50% mientras que en carga parcial alcanza el 70%.

En la *Figura 5.3.16* se ha representado la demanda total cubierta por la planta para los tamaños de máxima rentabilidad en modo CHP a carga completa y carga parcial.

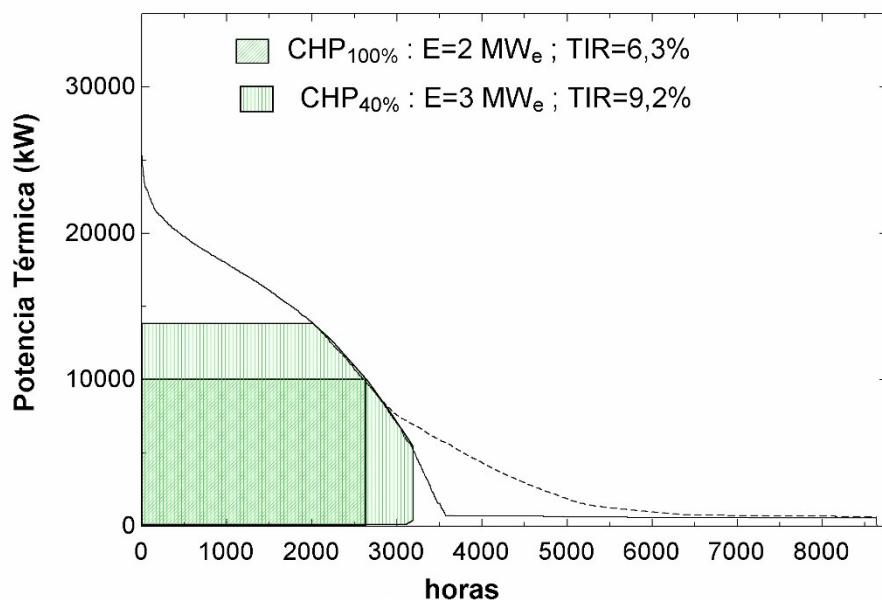


Figura 5.3.16. Solución óptima (tamaños comerciales) para una localidad en la provincia de Ciudad Real (D3) y 10.000 usuarios. (Fuente: Elaboración Propia)

Puede verse la diferencia entre el método del rectángulo máximo, en el que la solución óptima correspondería a la cobertura máxima de demanda, y el método propuesto de maximizar la tasa interna de rentabilidad trabajando en carga parcial. En la *Tabla 5.3.5* se han presentado los valores obtenidos según cada método. Mediante el método de rectángulo máximo se maximiza la demanda cubierta en modo CHP a carga completa pero no el valor

de TIR. El método propuesto maximiza el valor de TIR en modo CHP a carga parcial y se aumenta también la demanda cubierta.

Tabla 5.3.5. Diferencias entre método Rectángulo Máximo y Máxima TIR en carga parcial – Ciudad Real 10.000 usuarios (Fuente: Elaboración Propia)

	Rectángulo Máximo	Máxima TIR – Método Propuesto	Máxima TIR – Método Propuesto
	Carga=100%	Carga=100%	Carga=100% → 40%
Potencia Eléctrica CHP (MW _e)	2,6	2	3
TIR CHP (%)	5,9	6,3	9,3
Cobertura Demanda CHP (%)	47,3	43,7	67,2

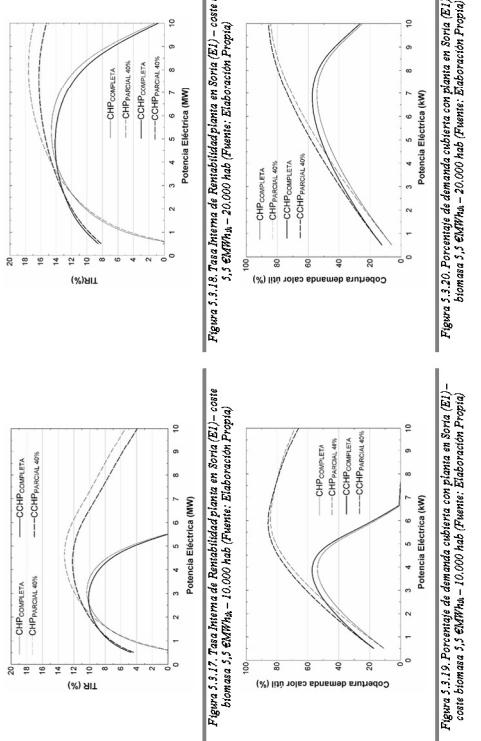
Se ha calculado también la solución óptima para una localidad en la provincia de Soria, E1 con inviernos duros y veranos suaves. Los resultados obtenidos de la rentabilidad están representados en las figuras 5.3.17 y 5.3.18, y la cobertura de demanda energética con la unidad ORC en las figuras 5.3.19 y 5.3.20.

La menor demandad energética de refrigeración se observa en la penalización en rentabilidad en modo CCHP, aunque al igual que en Ciudad Real, la solución óptima en modo CCHP es de menor tamaño que la solución óptima en modo CHP.

El factor de escala se aprecia en estas localidades igualmente, aunque en la zona climática E1 el aumento de cobertura de demanda carga completa alcanza el 50% y en carga parcial supera el 80%.

Si se comparan las soluciones óptimas para ambas localidades, puede verse que en Soria (E1), *Figura 5.3.22*, la rentabilidad se consigue con plantas de mayor tamaño tanto en CHP como en CCHP por la mayor demanda energética de calefacción, y que CCHP penaliza ya que la demanda de refrigeración es casi inexistente, mientras que en Ciudad Real (D3) *Figura 5.3.21*, al ser significativa la demanda de refrigeración, se mejora la rentabilidad de la planta en modo CCHP.

En ambas localidades, una vez más, el factor de escala permite alcanzar rentabilidades cercanas al 15%.



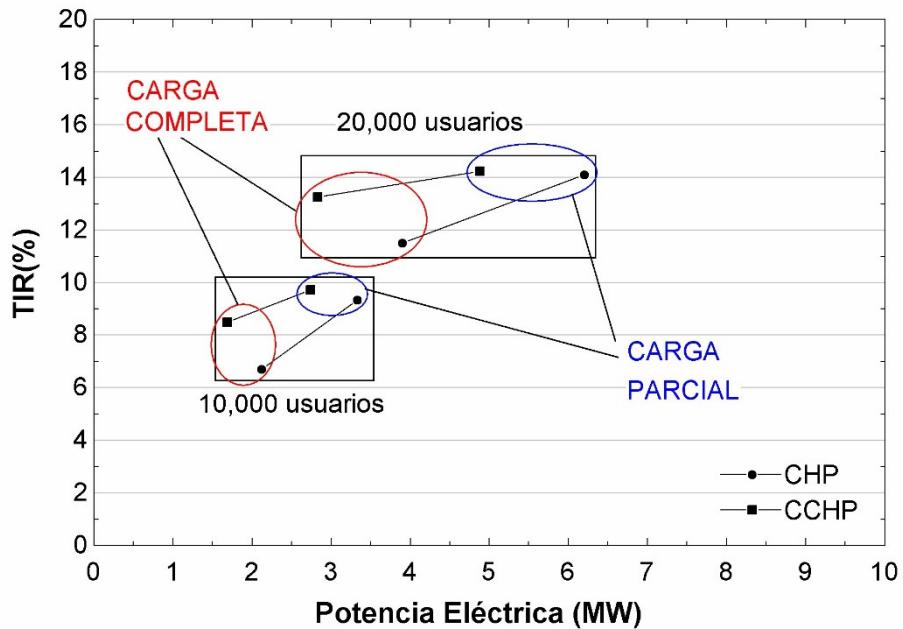


Figura 5.3.21. Solución óptima (tamaños comerciales) para una localidad en la provincia de Ciudad Real (D3) y 10.000 usuarios. (Fuente: Elaboración Propia)

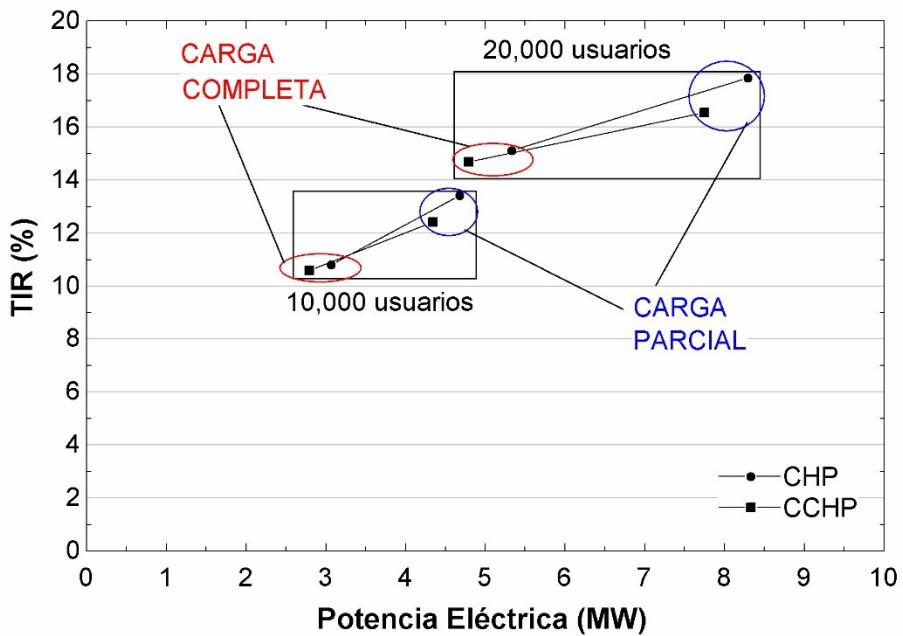


Figura 5.3.22. Solución óptima (tamaños comerciales) para una localidad en la provincia de Soria (E1) y 10.000 usuarios. (Fuente: Elaboración Propia)

Análisis final

En el análisis previo no se ha tenido en cuenta ni la disponibilidad del recurso ni su precio real. Para el análisis final, se ha buscado la solución óptima para una comunidad de 10.000 usuarios situada en cada provincia española considerando la demanda térmica, disponibilidad de recursos y coste de la biomasa a partir de las capitales de provincia.

Como ya se indicó anteriormente, las poblaciones objetivo de más de 15.000 habitantes por cada zona climática son o están próximas a la capital de la propia provincia, por lo que la demanda energética es similar y por la orografía y sector primario de España no pueden diferir significativamente los residuos agrícolas o forestales.

Por tanto, se ha llevado a cabo la optimización para cada una de las ciudades de la *Tabla 4.2.1* según el método de carga parcial descrito para el análisis preliminar, y como resultado se ha obtenido la *Tabla 5.3.6* con los valores de máxima TIR en modo CHP y la *Tabla 5.3.7* con los valores de máxima TIR en modo CCHP para cada localidad con el tamaño de la planta, consumo de energía primaria y el coste medio de la biomasa local.

Puede verse, que como ya se había comentado, las plantas en zonas climáticas D y E permiten tamaños mayores con rentabilidades en CHP muy buenas, próximos al 15%, mientras que el modo de operación CCHP penaliza al ser la demanda de frío muy baja.

Las plantas en zona climática C2 y C3 obtienen resultados superiores al 10% en CHP mientras que las C1 y C4 no lo alcanzan. En modo CCHP en las dos primeras no hay cambios significativos, pero sí en la C4, que supera el 10% al contrario que la C1 que penaliza y se obtienen resultados inferiores al modo CHP. Se debe a que la zona climática C4 se caracteriza por unos veranos calurosos que permiten con grupos pequeños estar operando cerca de las 5.000 horas en modo CCHP frente a las 2.800 horas de operación en modo CHP.

Las zonas climáticas A y B, con una muy baja demanda energética por unos inviernos suaves en modo CHP en la mayoría de los casos están por debajo del 5% de TIR, pero la demanda constante de frío en verano, al igual que en la zona climática C4, permite aumentar de manera notable la rentabilidad de la planta acercándose al 10% en la mayoría de los casos. Igualmente, la máxima rentabilidad se obtiene con tamaños de planta pequeños (0,5 MW_e) pero operando cerca de las 6.000 horas anuales.

Tabla 5.36. Diseño de planta máxima TIR en modo CHP. Las celdas sombreadas indican valores superiores al 10%. 10.000 usuarios(Fuente: Elaboración Propia)

Tabla 5.3.7. Diseño de planta máxima TIR en modo CCHP. Los valores en verde indican valor superior a la TIR en modo CCHP y en rojo valor inferior en modo CCHP. 10.000 usuarios (Fuente: Elaboración Propia)

En la *Figura 5.3.23* se aprecia la ganancia en modo CCHP con respecto al valor obtenido para la misma localidad en modo CHP según las zonas climáticas. En las zonas climáticas A y B con veranos calurosos hay una ganancia de hasta el 200%, por el contrario, como ya se había comentado, en las zonas climáticas D y E con veranos suaves no es viable el modo de operación en trigeneración.

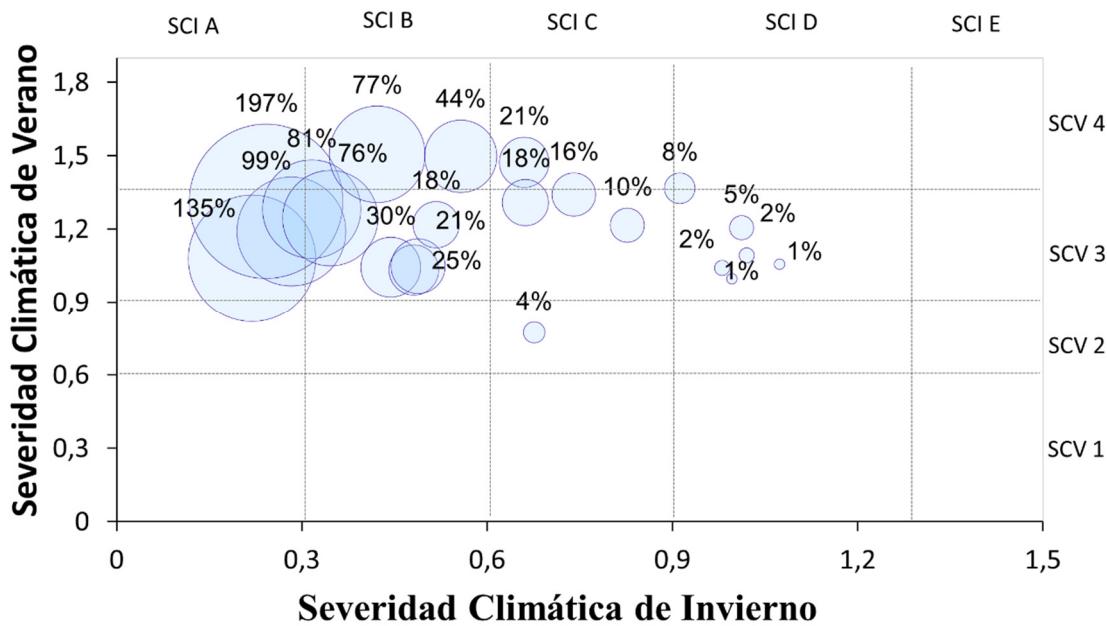


Figura 5.3. 23. Ganancia relativa de rentabilidad en modo CCHP frente CHP.
(Fuente: Elaboración Propia)

La relativa ganancia en las zonas climáticas con demanda de refrigeración también se debe en parte a la máquina de absorción de simple efecto ($COP=0,63$) seleccionada en el diseño de la planta, que, por cada kW de frío demandado, precisa 1,6 kW de calor útil en el condensador del ciclo ORC. Como la demanda de frío siempre es menor que la de calefacción, la máquina de simple efecto permite ampliar las horas de operación de la unidad ORC con un aumento del 60% de la demanda de refrigeración.

En la *Figura 5.3.24* están representados los tamaños de las plantas para máxima TIR tanto en modo de operación CHP como CCHP para todas las localidades analizadas. Se aprecia que en las localidades con severidades climáticas de invierno (SCI) A y B los tamaños de planta son pequeños, menores en modo CCHP que en CHP. En el resto de zonas los tamaños de planta son mayores y no hay gran diferencia entre ambos modos de operación.

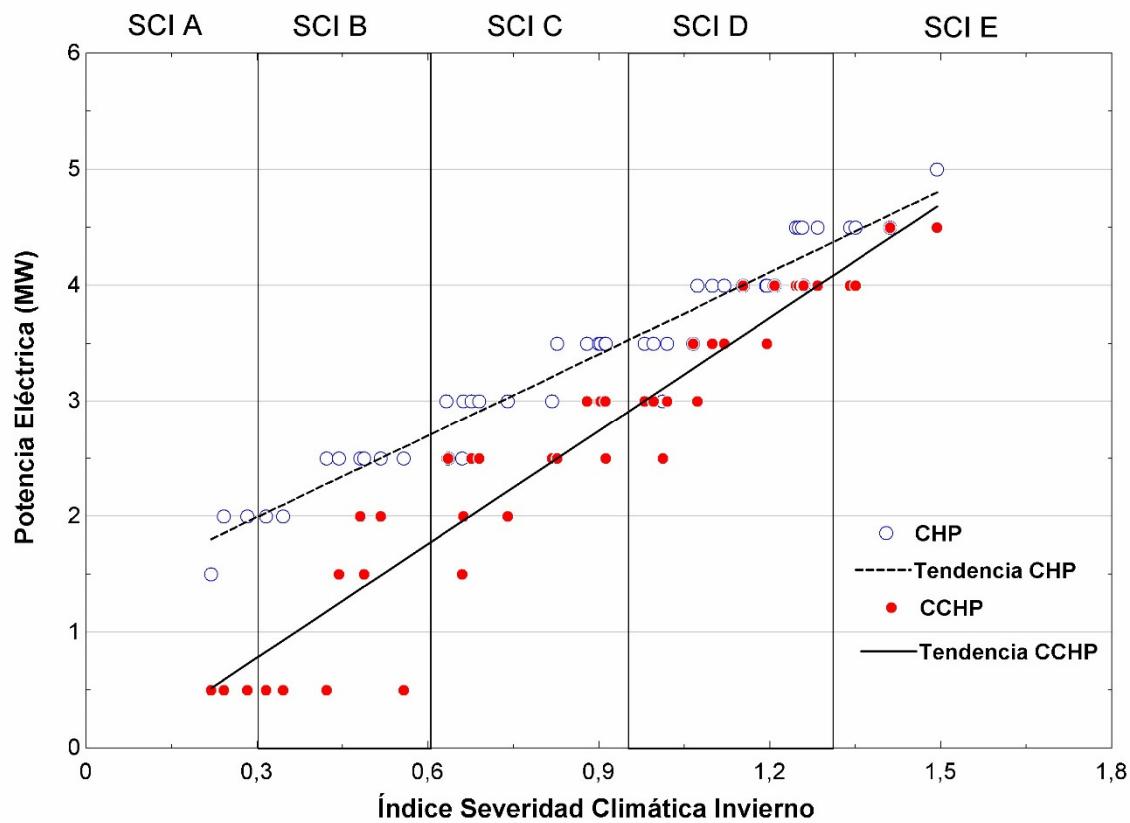


Figura 5.3.24. Tamaños de plantas con máxima TIR según severidad climática de invierno para cada una de las localidades analizadas. (Fuente: Elaboración Propia)

La Figura 5.3.25 muestra la rentabilidad en modo CHP y modo CCHP según el tamaño de planta de manera que se observa una vez más que en modo CHP se obtiene valores de TIR altos con plantas de más de 3 MW_e, mientras que en modo CCHP se mantienen las mismas potencias, pero el valor de la TIR disminuye. Por el contrario, en modo CCHP plantas de pequeño tamaño, menores a 2 MW_e consiguen rentabilidades en torno al 10% mientras que en modo CHP los tamaños de planta pequeños no llegan al 5%.

La tendencia de ambas curvas se invierte para potencias cercanas a los 3MW_e, plantas menores en modo CHP con rentabilidades bajas mientras que en modo CCHP rentabilidades altas, y por encima de los 3 MW_e plantas de mayor tamaño en modo CHP alcanzan muy buenos valores de TIR mientras que en modo CCHP se reducen.

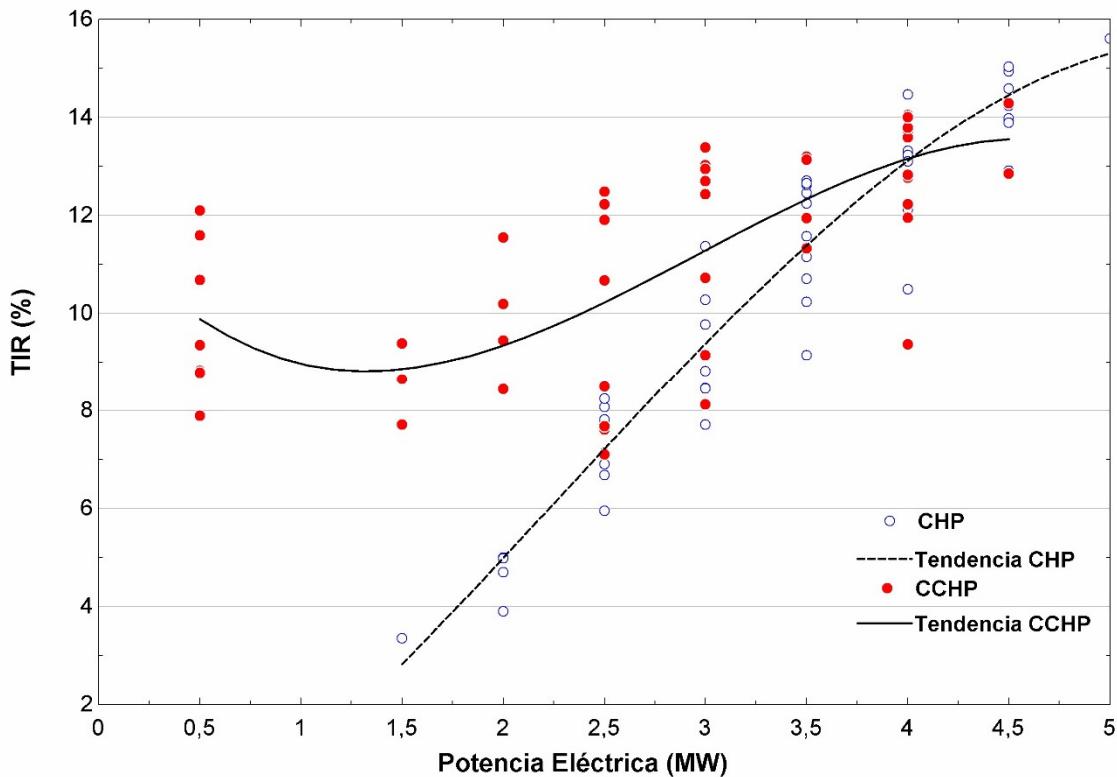


Figura 5.3.25. Rentabilidad según tamaño de planta para cada una de las localidades analizadas.
(Fuente: Elaboración Propia)

Por último, para resumir los resultados obtenidos y presentados en la *Tabla 5.3.6* y la *Tabla 5.3.7*. Se puede ver en la *Figura 5.3.26* que la rentabilidad en modo CHP, según zona climática sobre el mapa de España peninsular, aumenta con la severidad climática de invierno, alcanzándose en zonas climáticas D y E valores superiores al 10%.

En la *Figura 5.3.27* está representada la rentabilidad en modo CCHP, según zona climática igualmente sobre el mapa de España peninsular. Se observa que en las zonas climáticas A y B y en algunas de la C la ganancia con respecto a modo CHP es notable, mientras que en zona E penaliza negativamente, y en la D se mantiene, por lo que tampoco interesa.

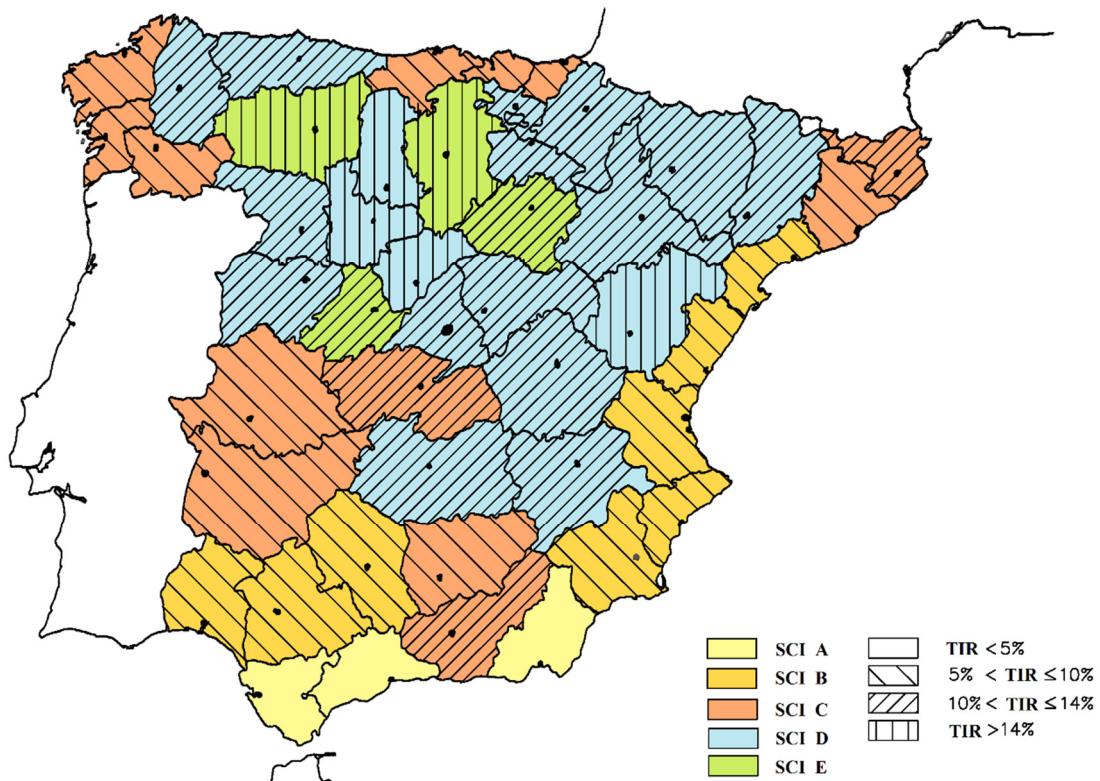


Figura 5.3 26. Mapa de rentabilidad en modo CHP según zona climática y provincias en la España peninsular (Fuente: Elaboración Propia)

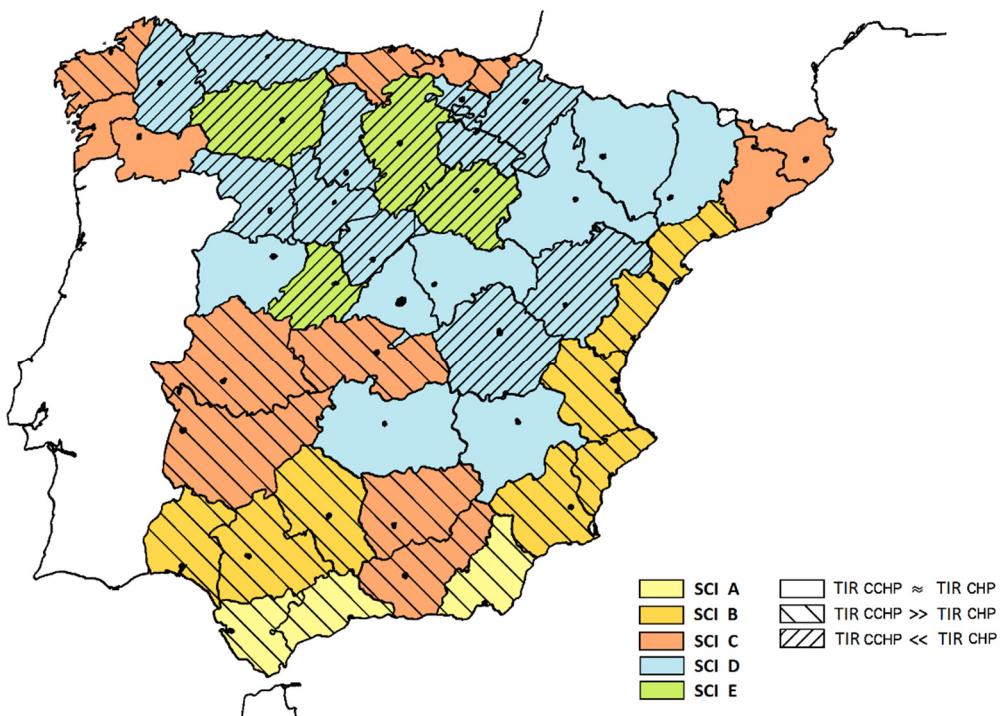


Figura 5.3 27. Mapa de rentabilidad en modo CCHP según zona climática y provincias en la España peninsular (Fuente: Elaboración Propia))

5.4 SOSTENIBILIDAD AMBIENTAL

Ahorro de energía primaria (PES)

El ahorro de energía primaria según la severidad climática de invierno y modo de operación, CHP o CCHP, puede verse en la *Figura 5.4.1*. Los valores obtenidos para todas las localidades en modo CHP son similares, en torno al 38%, mientras que en modo CCHP, en algunas localidades con alta demanda de frío, el ahorro de energía primaria no supera el 10%, perdiendo por tanto el calificativo de “cogeneración de alta eficiencia”.

La reducción del ahorro de energía primaria en modo CCHP se debe a la tecnología escogida para producción de frío, la máquina de absorción de simple efecto, ya que la referencia corresponde a máquina de absorción de doble efecto por normativa de eficiencia de las instalaciones en viviendas. Como se comentó anteriormente, la demanda de energía primaria en una máquina de absorción de simple efecto es un 60% superior al calor útil suministrado, mientras que la demanda de energía primaria para doble efecto es similar al calor útil suministrado.

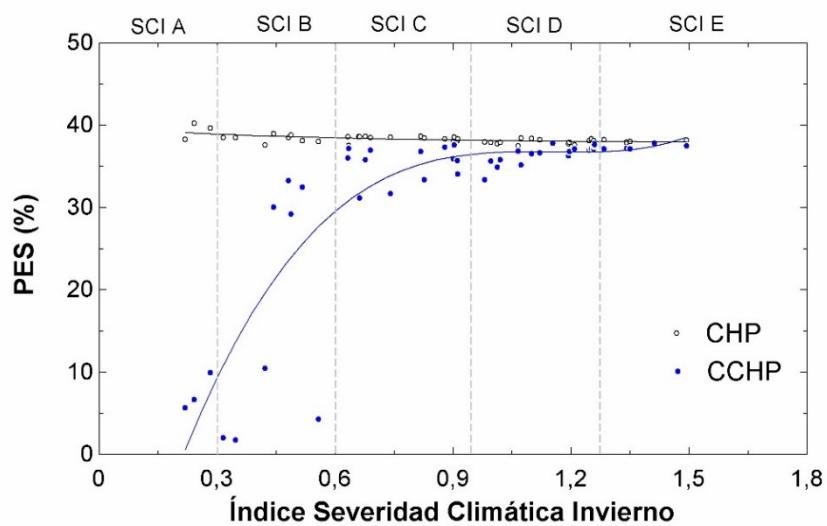


Figura 5.4.1. Ahorro de energía primaria según severidad climática de invierno para cada localidad.

Cada punto corresponde a la unidad ORC según diseño optimizado para máxima TIR (Fuente: Elaboración Propia)

La misma tendencia se observa con respecto al tamaño de la planta (potencia eléctrica de la unidad de ORC), ver *Figura 5.4.2*, porque las plantas seleccionadas de pequeña potencia corresponden a las localidades ubicadas en zonas climáticas con alta demanda de refrigeración.

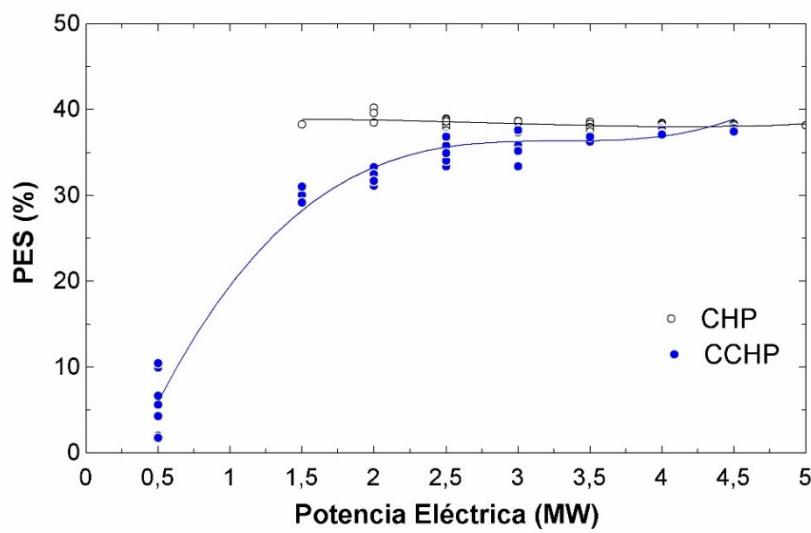


Figura 5.4.2. Ahorro de energía primaria según tamaño de planta para cada localidad. Cada punto corresponde a la unidad ORC según diseño optimizado para máxima TIR (Fuente: Elaboración Propia)

El efecto real del tamaño de la unidad ORC en el ahorro de energía primaria puede verse en las figuras 5.4.3 y 5.4.4, en las que se ha representado tanto el PES como la TIR de la planta en función de la potencia operando en carga parcial hasta el 40% en ambos modos para severidades climáticas A y B. La tendencia de ambas variables no es igual, la PES aumenta directamente con el tamaño, pero la TIR alcanza un punto máximo y a partir de éste, si el tamaño aumenta la rentabilidad de la planta disminuye.

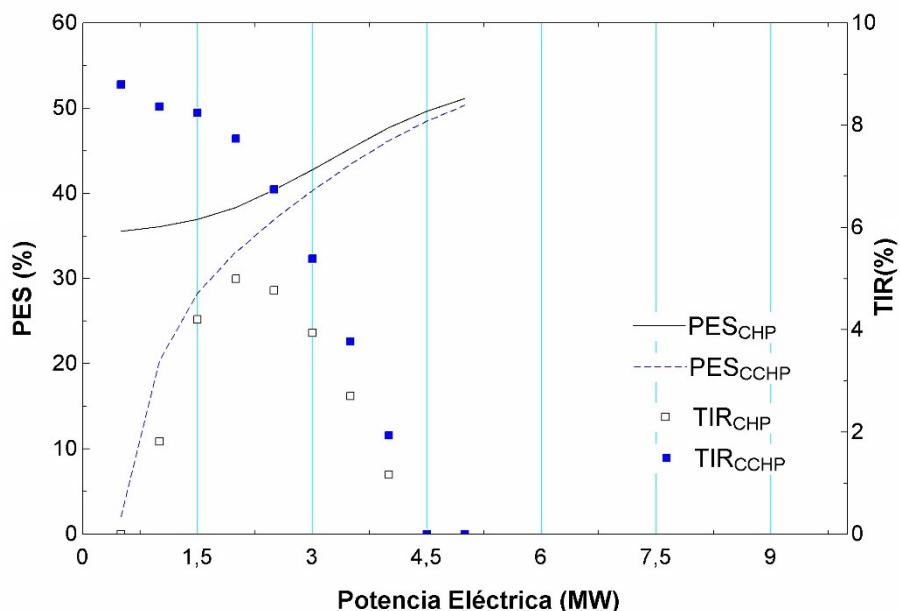


Figura 5.4.3. Ahorro de energía primaria según tamaño de planta localidad SCI B. Cada punto corresponde a la unidad ORC según diseño optimizado para máxima TIR (Fuente: Elaboración Propia)

En la zona climática B, el PES en modo CCHP es inferior para todas las potencias analizadas por la demanda superior de refrigeración, al contrario que en la zona climática E, que a partir de un valor alto de potencia eléctrica se cambia la tendencia y el PES en modo CCHP es superior al modo CHP, debido a que la producción de refrigeración no es significativa frente a la producción de calor.

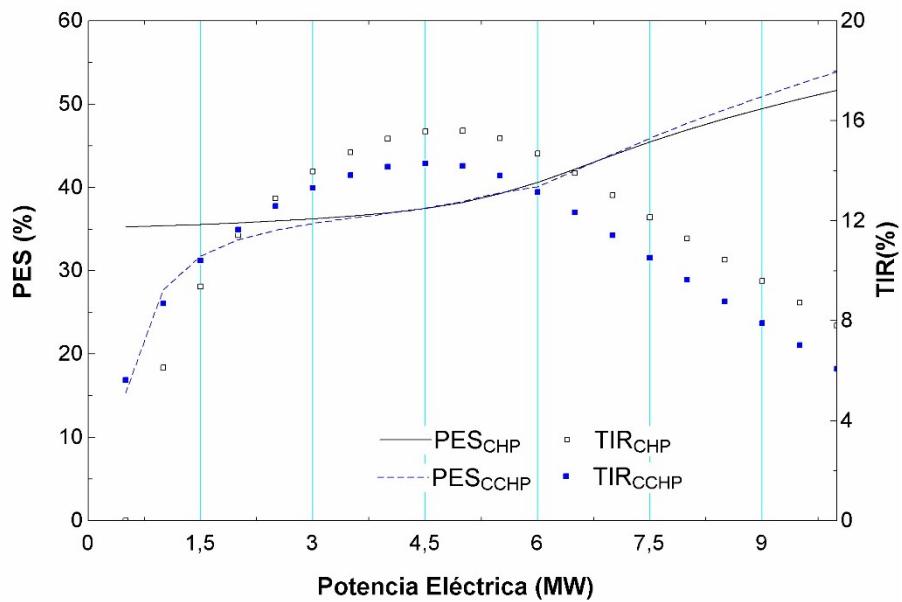


Figura 5.4.4. Ahorro de energía primaria según tamaño de planta localidad SCI B. Cada punto corresponde a la unidad ORC según diseño optimizado para máxima TIR (Fuente: Elaboración Propia)

Emisiones de CO₂ evitadas.

El CO₂ evitado según la ubicación de la planta, ver *Figura 5.4.5*, muestra la misma tendencia que el ahorro de energía primaria. Las plantas en zonas climáticas con alta demanda de refrigeración consiguen valores inferiores de reducción de emisiones en modo CCHP. No obstante, los resultados obtenidos son siempre superiores a 1.000 g/kWh_e, emisiones típica de una planta de generación de carbón [6.1.9].

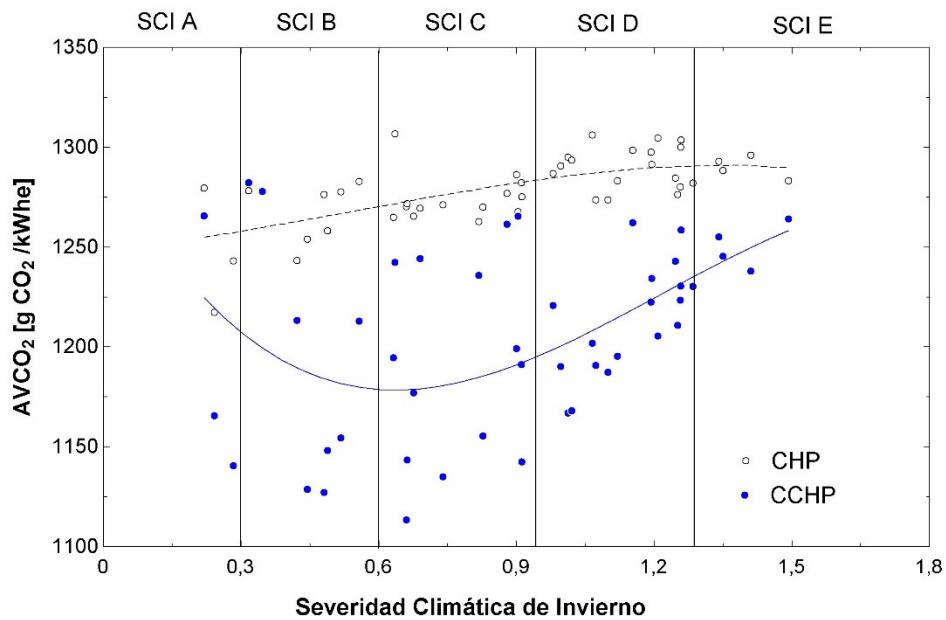


Figura 5.4.5. Emisiones de CO₂ (AVCO₂) evitadas para cada localidad según severidad climática de invierno. Cada punto corresponde a la unidad ORC según diseño optimizado para máxima TIR.
(Fuente: Elaboración Propia)

Los valores de CO₂ evitado según el tamaño de la unidad ORC, ver *Figura 5.4.6*, resultan en cierto modo constantes en modo CHP para cualquier tamaño de planta. En modo CCHP los valores de CO₂ varían significativamente para mismos tamaños de planta ya que dependen de la demanda.

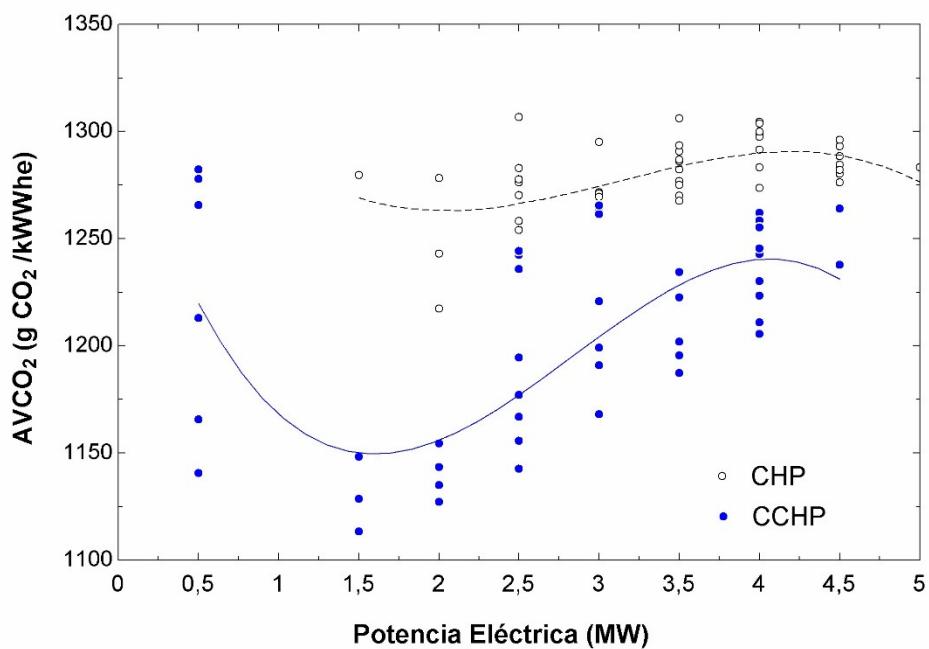


Figura 5.4 6. Emisiones de CO₂ (AVCO₂) evitadas para cada localidad según tamaño de planta. Cada punto corresponde a la unidad ORC según diseño optimizado para máxima TIR.
(Fuente: Elaboración Propia)

6 CAPITULO 6. CONCLUSIONES

6.1 CONCLUSIONES

El trabajo presente se ha desarrollado siguiendo las directrices marcadas por el *Plan de Energías Renovables* y las políticas de reducción de gases de efecto invernadero y aumento de la eficiencia para cumplir el *Protocolo de Kyoto*.

El fin de la tesis es el análisis de la viabilidad técnica y económica de una planta de cogeneración mediante ciclo ORC y caldera de biomasa, procedente de residuos agrícolas o forestales locales, instalada en poblaciones rurales de la península ibérica con red de distrito.

La gestión de la instalación se concibe a través de una Empresa de Servicios Energéticos cuyo modelo de negocio se basa en conseguir un ahorro de costes a los usuarios con respecto al sistema existente, bien basado en combustibles fósiles, bien mediante equipos eléctricos. La producción eléctrica se vende a precio de mercado a los usuarios de la red de distrito o al pool, y la energía térmica se vende a los usuarios a un precio inferior a los combustibles envasados. No se considera ningún tipo de prima o subsidio.

En la primera fase se analiza la viabilidad técnica del ciclo ORC comparando los resultados de rendimiento y ahorro de energía primaria en ciclos básicos o con regeneración y procesos subcríticos y supercríticos, y la viabilidad económica comparando los valores de rentabilidad según tamaño de planta y horas de operación.

Para llevar a cabo el trabajo se ha llevado a cabo una exploración sobre el comportamiento de varios fluidos orgánicos comerciales en las distintas configuraciones de ciclos ORC para definir el ciclo óptimo en carga completa y modo CHP.

Se propone el HMDSO (hexametildisiloxano) como fluido de trabajo por sus buenas propiedades, así como baja toxicidad e inflamabilidad. El HMDSO permite diseñar un ciclo con presión máxima inferior a los 20 bar, y presión mínima en el condensador superior a la atmosférica, lo que conlleva equipos más compactos y económicos, y se evita instalar un desaireador.

El ciclo óptimo consiste en un proceso subcrítico con regenerador, que permite aprovecha la alta temperatura a la salida del expansor para precalentar el fluido a la entrada del evaporador. El análisis económico preliminar muestra que la rentabilidad de los ciclos supercríticos es menor ya que el aumento del rendimiento eléctrico, y por tanto venta de energía eléctrica, no compensa la reducción de calor útil y por tanto una reducción de los ingresos por producción térmica (téngase en cuenta que el proceso se dirige al sector comercial).

El análisis del efecto de distintos precios de biomasa muestra que el factor de escala es clave para compensar el sobrecoste de la materia prima. Plantas de mayor tamaño y menor precio de la biomasa alcanzan altas rentabilidades con menores horas de operación.

En cuanto al ahorro de energía primaria, el ciclo seleccionado supera claramente el 30%, valor muy elevado teniendo en cuenta que la cogeneración se considera de alta eficiencia cuando supera el 10% en plantas de más de 1 MW_e.

Los resultados obtenidos en la primera fase permiten continuar con un diseño más detallado de la planta según la demanda energética real. Para ello se parte de las pautas indicadas por el Código Técnico de Edificación y documentos publicados por el IDAE para la obtención de la demanda energética en función de las zonas climáticas a partir de los grados-día y la radiación de todas las localidades de más de 15.000 habitantes en la península que permiten abastecer a unos 10.000 usuarios con la planta.

El análisis de la demanda energética se lleva a cabo con la caracterización de cada zona climática mediante la capital de provincia correspondiente ya que se observa que todas las poblaciones de más de 15.000 habitantes están próximas a la capital correspondiente y según el CTE comparten zona climática. La obtención de las curvas de demanda anuales que incluyen calefacción, refrigeración y ACS, muestran que las zonas climáticas A y B con inviernos suaves y veranos calurosos presentan una baja demanda en cierto modo constante a lo largo del año, mientras que las zonas climáticas D y E con inviernos duros y veranos suaves presentan una alta demanda de calefacción, pero una demanda de refrigeración muy baja y durante poco tiempo. La zona climática C varía significativamente entre localidades ya que es la única en la que están representadas todas las severidades climáticas de verano. La demanda de calefacción de las zonas climáticas D y E duplica la de las zonas A y B.

El estudio se completa con el análisis a carga parcial de la planta con el fin de ampliar las horas de funcionamiento, tanto en modo CHP como en modo CCHP.

El análisis de rentabilidad en carga completa para 10.000 usuarios muestra que en las localidades en zonas climáticas A y B con baja demanda la planta no es rentable ni en modo CHP ni CCHP ya que la TIR obtenida no alcanza el 5%, mientras que en las zonas climáticas D y E, en modo CHP se alcanzan valores de TIR superiores al 10% y el modo CCHP penaliza, reduciendo la rentabilidad de la planta ya que los ingresos por producción de frío debido a la baja demanda de refrigeración no compensan el sobrecoste de la inversión.

El análisis de rentabilidad en carga parcial muestra una notable mejora de la TIR en todas las zonas climáticas en modo CHP, en las zonas A y B mediante unidades de pequeño tamaño, y en zonas climáticas D y E mediante unidades de mayor tamaño, operando más horas anuales en todos los casos. El modo CCHP se comporta de forma análoga a como lo hacía en plena carga: en zonas climáticas con demanda de frío en verano la rentabilidad crece significativamente, mientras que en zonas climáticas con baja demanda de frío penaliza.

Tamaños de poblaciones mayores muestran una mayor independencia de la rentabilidad de la planta frente el tamaño de la misma y por tanto una mayor robustez frente a posibles variaciones de las hipótesis económicas de trabajo.

Finalmente se incorpora al estudio la disponibilidad de biomasa local y el precio real de la misma procedente de residuos agrícolas y forestales cercanos a las posibles implantaciones de las plantas.

El análisis a partir de la herramienta BIORAISE muestra que en todas las localidades susceptibles de instalar una unidad ORC con caldera de biomasa, la biomasa disponible en un radio de 30km y 60 km es superior a la requerida por la planta de máxima rentabilidad tanto en modo CHP como CCHP, en la mayoría más de tres veces superior. Se ha escogido un radio de disponibilidad de 30 km para reducir la posible competencia con otros consumidores de poblaciones cercanas.

Los resultados obtenidos muestran un precio medio de la biomasa disponible inferior a 8€/MWh_t en la mayoría de las localidades, debido al fuerte sector agrícola en la península que permite residuos de poda y cereales a bajo coste. En las localidades de la cordillera

cantábrica el precio medio supera incluso los 12€/MWh_t ya que todas las poblaciones están muy próximas a la costa y por tanto se reduce el área de recolección, y es zona montañosa, por lo que la biomasa disponible procede mayormente de residuos forestales de mayor coste. La tendencia es la opuesta a Europa en la que la mayoría de las plantas utilizan biomasa procedente de la industria maderera por ser el sector más abundante y por tanto más económico.

A la vista de los resultados se desprende que la aplicación de cogeneración con tecnología ORC y caldera de biomasa es viable técnica y económicamente en redes de distrito y con biomasa procedente de residuos agrícolas y forestales.

Lo más importante del modelo de gestión analizado es que la viabilidad económica se logra a precios de mercado, sin necesidad de subsidios ni primas, salvo que se ha considerado la red de distrito ya existente, aunque los valores de ahorro de energía primaria permitirían calificar la instalación como cogeneración de alta eficiencia, con lo que se podría acceder a algún tipo de bonificación que mejoraría los resultados significativamente.

Cada año son más las instalaciones de biomasa en marcha en numerosos municipios españoles, para la sustitución de combustibles fósiles por biomasa o instalación de nuevas calderas de biomasa acogiéndose a los planes de fomento del ahorro energético y aumento de la eficiencia, aunque en pocos casos cogeneración con ORC.

Es por tanto un mercado sin explotar con muy buenos resultados previsibles tanto económicos como ambientales.

Económicos reduciendo la dependencia energética de combustibles fósiles y con el fomento de la economía local mediante la valorización de la biomasa de residuos agrícolas y forestales y aumento de los puestos de trabajos asociados a la recolecta y limpia.

Ambientales mediante la reducción de los gases de efecto invernadero al sustituir combustibles fósiles por biomasa y aumento del ahorro energético.

Y, por último, pero no menos importante, sostenible al dar uso a la biomasa procedente de residuos agrícolas que en caso contrario se quemaría sin más, y para mantener limpios los bosques reduciendo el riesgo de incendio.

6.2 APORTEACIONES

La aportación principal de esta tesis es justificar la viabilidad tanto técnica como económica para la instalación de una planta de cogeneración con ORC y caldera de biomasa en cualquier localidad de más de 15.000 habitantes en la península.

Para ello se ha desarrollado una nueva metodología de cálculo de demanda energética horaria según parámetros meteorológicos de la localidad de la ubicación de la vivienda. La metodología propia permite a partir de datos de libre acceso de temperatura y radiación, calcular la demanda de toda la población y obtener el perfil horario anual. Esta metodología evita, por tanto, emplear códigos de simulación de viviendas tipo con detalles constructivos, poco adecuados para un tratamiento global del conjunto de la población.

El método desarrollado ha sido validado por los valores presentados por los organismos públicos.

La otra gran aportación es la obtención del mapa de biomasa disponible en MWh_t ya que la bibliografía existente aporta datos de cantidad de materia seca o húmeda, pero no en energía disponible y coste de la misma. Los valores se proporcionan considerando porcentajes de humedad reales.

La calidad de la contribución del trabajo desarrollado está en parte avalada por la publicación de dos artículos y un tercero aprobado para publicación en revistas con alto factor de impacto (todas del primer cuartil en el año de publicación del artículo):

- ***Renewable Energy 66 (2014) 707-713*** Impact factor: 3.476 (Q1) (2014): “Techno-economic feasibility assessment of a biomass cogeneration plant based on an Organic Rankine Cycle”
- ***Energy 88 (2015) 935-945*** Impact factor: 4.292 (Q1) (2015): “Size optimization of a biomass-fired cogeneration plant (CHP/CCHP) based on Organic Rankine Cycle for a cooling/heating district network in Spain.”
- ***Aprobado para publicación - Energy*** Impact factor: 4.292 (Q1) (2015): “Feasibility assessment of an Organic Rankine Cycle (ORC) cogeneration plant (CHP/CCHP) fueled by biomass for a district network in mainland Spain”

6.3 TRABAJO FUTURO

El trabajo desarrollado pone de manifiesto la viabilidad de la tecnología ORC aplicable a la cogeneración mediante ciclos de cola con biomasa procedente de residuos agrícolas y forestales, tanto desde un punto de vista técnico como económico.

En el lado técnico existen experiencias comerciales y equipos disponibles, habiendo aún un margen de mejora de las prestaciones abierto a la investigación como es el estudio de nuevos fluidos orgánicos o la consideración de diferentes estrategias de operación del sistema, incluyendo el almacenamiento de energía.

Así, posibles líneas de investigación en el futuro serían:

- Análisis detallado de la demanda de poblaciones concretas y el diseño del ciclo óptimo y modo de operación particularizado. Para este trabajo se tendría en cuenta los consumidores adicionales de biomasa local de la zona.
- Estudio de los planes de ayudas tipo *Proyecto Clima* y análisis de rentabilidad con las nuevas hipótesis económicas.
- Ampliación del aprovechamiento del calor útil incluyendo sector terciario, centros comerciales, lugares de pública concurrencia, etc. que presentan una demanda constante a lo largo del año y del día.
- Aplicación de la herramienta de cálculo de la demanda a otros proyectos de previsión de consumo.

7 CAPITULO 7. BIBLIOGRAFÍA

- AER11 Guía Básica de Redes de Distrito de Calor y Frío. Abril 2011.
http://www.adhac.es/Priv/ClientsImages/AsociacionPerso6_1310554804.pdf marzo 2017
- AER16 Presentación censo de redes octubre 2016.
http://www.adhac.es/Priv/ClientsImages/AsociacionPerso8_1479209090.pdf marzo 2017
- AER17 Asociación de Empresas de Redes de Calor y Frío. <http://www.adhac.es/> marzo 2017
- ALG12 A. Algieri, P. Morrone, Comparative energetic analysis of high temperature subcritical and transcritical Organic Rankine Cycle (ORC). A biomass application in the Sibari district, *Applied Thermal Engineering*, 36 (2012) 236-244
- AND08 Potencial energético de la biomasa residual agrícola y ganadera en Andalucía. 2008.
<http://www.juntadeandalucia.es/agriculturaypesca/portal/export/sites/default/comun/galerias/galeriaDescargas/cap/servicioestadisticas/Estudios-e-informes/historico/metodologia-y-documentos-de-apoyo/biomasa.pdf>
- ARA12 N. Aranda, J.I. Linares, N. McGlashan, “Organic Rankine Cycles in cascade for medium size biomass power plants: A techno-economic feasibility analysis”, IEA Bioenergy Conference 2012 , Vol. 3, pag 147-148, November 13-15, 2012
- AVB11 Nueva curva de corrección del rendimiento con el factor de carga parcial para calderas de biomasa. CEE-DR-008/11. <http://www.esengrupo.com/uploads/descargas/archivo/Curva Carga Parcial Calderas Biomasa.pdf>
- AVB12 Más bioenergía, menos combustibles fósiles. <http://www.avebiom.org/es/noticias/News/show/mas-bioenergia-menos-combustibles-fosiles-543> noviembre 2012
- AVB17 AVEBIOM. <http://www.avebiom.org/es/> febrero 2017
- BAS10 E. Báscones Palacios. “ORC. Proyecto BIOCOP. Un ejemplo de generación a pequeña escala” The bioenergy international. España, ISSN 2254-0903, N°. 8, 2010, pág.16
- BEJ96 Bejan, A. Tsatsronis, G. Moran, M. Thermal Design & Optimization. New York, 1996. 542 p. (Ed. Wiley – Interscience).
- BIN10 Bini R., Di Prima M., Guercio A., Organic Rankine Cycle (ORC) in biomass plants: an overview on different applications, TURBODEN (paper 10A02943), 2010.
www.turboden.eu/en/public/downloads/10A02943_paper_marco.pdf , 2015
- BIOMASUD17 BIOMASUD. <http://biomasud.eu> febrero 2017
- BIORAISE17 BIORAISE.. <http://bioraise.ciemat.es/Bioraise/>. Febrero 2017.
- BOE87 Boehm RF. Design analysis of thermal systems. Wiley; 1987.
- BOM09 P. Bombarda, C. Invernizzi, C. Pietra, “Heat recovery from Diesel engines: a thermodynamic comparison between Kalina and ORC cycles”, *Applied Thermal Engineering* 30 2-3 (2009) 212
- BOR13 A.Borsukiewicz-Gozdur, “Pumping work in the organic Rankine cycle ”*Applied Thermal Engineering* 51 (2013) 781-786
- BOU11 E. Bou Lawz Ksayer, “Design of an ORC system operating with solar heat and producing sanitary hot water”*Energy Procedia* 6 (2011) 389-395
- CAM13 C.E. Campos Rodríguez, J.C. Escobar Palacio, O.J. Venturini, E.E. Silva Lora, V.M. Cobas, D. Marques dos Santos, F.R. Lofrano Dotto, V. Gianluca, “Exergetic and Economic Comparison of ORC and Kalina cycle for Low Temperature Enhanced Geothermal System in Brazil” *Applied Thermal Engineering* 52 (2013) 109-119
- CEN98 Cengel YA. Heat transfer. A practical approach. Boston: McGraw-Hill; 1998.
- CER12 E. Cerdá. Energía obtenida a partir de biomasa http://www.revistasice.com/CachePDF/CICE_83_117-140_78E2E154C2BB213409D09C083013930C.pdf
- CHA09 R. Chacartegui, D. Sánchez, J.M. Muñoz, T. Sánchez, “Alternative ORC bottoming cycles FOR combined cycle power plants”, *Applied Energy* 86 (2009) 2162-2170
- CHE10 H. Chen, D.Y. Goswami, E. Stefanakos, “A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 14 (2010) 3059-3067.
- CHRSG04 Esteban L, Ciria P, Maletta E, García R and Carrasco J. Biomass Resources and Costs in Spain and Southern EU Countries. Clean Hydrogen-rich Synthesis Gas. Contract No: SES6-CT-2004-502587.

- CORINE85 CORINE Land Cover. <http://land.copernicus.eu/pan-european/corine-land-cover> Febrero 2017
- CTE-HE08 Código Técnico de Edificación. Documento Básico HE. Ahorro de Energía (2008) http://www.codigotecnico.org/images/stories/pdf/ahorroEnergia/historico/DBHE_200801.pdf
- CTE-HE13 Orden FOM/1635/2013, de 10 de septiembre, por la que se actualiza el Documento Básico DB-HE "Ahorro de Energía", del Código Técnico de la Edificación, aprobado por Real Decreto 314/2006, de 17 de marzo https://www.boe.es/diario_boe/txt.php?id=BOE-A-2013-9511
- CTE-HE15 Documento descriptivo climas de referencia <http://www.codigotecnico.org/images/stories/pdf/ahorroEnergia/20150723-DOC-DB-HE-0-Climas%20de%20referencia.pdf>
- DAI09 Y. Dai, J. Wang, L. Gao, "Parametric optimization and comparative study of organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery", Energy Conversion and Management 50 (2009) 576-582
- DCE088_17 Dictamen del Comité Europeo de las Regiones – Estrategia de la UE relativa a la calefacción y la refrigeración. 2017/C 088/17.
- DCE32/06 DIRECTIVA 2006/32/CE DEL PARLAMENTO EUROPEO Y DEL CONSEJO de 5 de abril de 2006 sobre la eficiencia del uso final de la energía y los servicios energéticos. <https://www.boe.es/doue/2006/114/L00064-00085.pdf>
- DCE8/04_a DIRECTIVA 2004/8/CE DEL PARLAMENTO EUROPEO Y DEL CONSEJO de 11 de febrero de 2004 relativa al fomento de la cogeneración sobre la base de la demanda de calor útil en el mercado interior de la energía y por la que se modifica la Directiva 92/42/CEE. <https://www.boe.es/doue/2004/052/L00050-00060.pdf>
- DCE8/04_b Decisión de la Comisión, de 21 de diciembre de 2006, por la que se establecen valores de referencia de la eficiencia armonizados para la producción por separado de electricidad y calor de conformidad con lo dispuesto en la Directiva 2004/8/CE del Parlamento Europeo y el Consejo [notificada con el número C(2006) 6817]. <https://www.boe.es/buscar/doc.php?id=DOUE-L-2007-80140>
- DCE8/04_c Decisión de Ejecución de la Comisión de 19 de diciembre de 2011 por la que se establecen valores de referencia de la eficiencia armonizados para la producción por separado de calor y electricidad, de conformidad con lo dispuesto en la Directiva 2004/8/CE del Parlamento Europeo y el Consejo, y por la que se deroga la Decisión 2007/74/CE de la Comisión. <https://www.boe.es/doue/2011/343/L00091-00096.pdf>
- DEL07 A.M. Delgado-Torres, L.García-Rodríguez, "Double cascade organic Rankine cycle for solar-driven reverse osmosis desalination", Desalination 216 (2007) 306–313
- DES09 N. Desai, S. Bandyopadhyay, "Process integration of organic Rankine cycle", Energy 34 (2009) 1674-1686
- DIS17 Districlima, <http://www.districlima.com/es> marzo 2017
- DUE31/10 Directiva 2010/31/UE relativa a la eficiencia energética de los edificios. <https://www.boe.es/doue/2010/153/L00013-00035.pdf>
- ECO17 Red de Ecoenergies. <http://www.ecoenergies.cat/es/la-red/la-red/la-red-de-ecoenergies> marzo 2017
- EED17 EES
- ERATIC17 Eratic SA. Calderas industriales de Biomasa. <http://innergy-hi.com/productos-y-servicios/calderas-biomasa/> febrero 2017
- ERH11a T. Erhart, U. Eicker, D. Infield, "Part-load characteristics of Organic-Rankine-Cycles" 2nd European Conference on Polygeneration – 30th March-1st April, 2011– Tarragona, Spain
- ERH11b T. Erhart, R. Strzalka, U. Eicker, D. Infield, "Performance Analysis of a Biomass ORC Poly-generation System" 2nd European Conference on Polygeneration – 30th March-1st April, 2011– Tarragona, Spain
- ESI10 Supplementary Material (ESI) for Green Chemistry. The Royal Society of Chemistry 2010
- FAC09 J. Facão, A.C. Oliveira, "Analysis of energetic, design and operational criteria when choosing and adequate working fluid for small ORC system", Proceedings of the ASME 2009 International Mechanical Engineering Congress & Exposition, IMECE2009-12420
- FDC17 Fondo de Carbono. <http://www.mapama.gob.es/es/cambio-climatico/temas/fondo-carbono/> abril 2017.
- FE14 Factores de conversión de energía y emisiones CO₂. http://www.minetad.gob.es/energia/desarrollo/EficienciaEnergetica/RITE/propuestas/Documents/2014_03_03_Factores_de_emision_CO2_y_Factores_de_paso_Efinal_Eprimaria_V.pdf
- FEC17 <http://www.minetad.gob.es/energia/desarrollo/EficienciaEnergetica/RITE/Reconocidos/Reconocidos/Otros%20do>

- cumentos/Factores_emision_CO2.pdf
- GAR13 P. Garg, P. Kumar, K. Srinivasan, P. Dutta, Evaluation of isopentane, R-245fa and their mixtures as working fluids for organic Rankine cycles, *Applied Thermal Engineering*, 51 (2013) 292-300.
- GEB14 Gebremedhin Alemayehu. Optimal utilization of heat demand in district heating system. A case study. *Renewable and Sustainable Energy Review* 30 (2014) 230-236.
- GEI17 Objetivos de reducción de emisiones de gases de efecto invernadero. <http://www.mapama.gob.es/es/cambio-climatico/temas/mitigacion-politicas-y-medidas/objetivos.aspx> abril 2017
- GOM04 Grados-día en construcción. M. Gómez Pérez. 2003. ISSN 0213-3849
http://repositorio.aemet.es/bitstream/20.500.11765/2117/1/gradosdia_cal2004.pdf
- GUO11 T. Guo, H.X. Wang, S.J. Zhang, "Fluids and parameters optimization for a novel cogeneration system driven by low-temperature geothermal sources" *Energy* 36 (2011) 2639e2649
- HOG10 M. Hogan, J. Otterstedt, R. Morin, J. Wilde. Opportunity and economics Biomass for heat and power. 2010. European Climate Foundation
- HUA13 Y. Huang, et al., A techno-economic assessment of biomass fuelled trigeneration system integrated with organic Rankine cycle, *Applied Thermal Engineering* 53 (2013) 325-331
- HUA13 Y. Huang, Y.D. Wang, S. Rezvani, D.R. McIlveen-Wright, M. Anderson, J. Mondol, A. Zacharopolous, N.J. Hewitt. A techno-economic assessment of biomass fuelled trigeneration system integrated with organic Rankine cycle. *Applied Thermal Engineering* 53 (2013) 325-331
- HULC Herramienta unificada LIDER-CALENER (HULC) versión 1.0.1558.1124
<http://www.codigotecnico.org/index.php/menu-recursos/menu-aplicaciones/282-herramienta-unificada-lider-calener>
- HUN11 T.C. Hung, S.K. Wang, C.H. Kuo, B.S. Pei, K.F. Tsai, " A study of working fluids on system efficiency of an ORC using low-grade energy sources", *Energy* 35(2010) 1403-1411
- HUSTS17 Sistemas de combustible sólido alternativos. Hurst – Boilers & Welding Co.
https://www.hurstboiler.com/biomass_boiler_systems febrero 2017
- IDAE_ACS10 Agua Caliente Sanitaria. Ahorro y Eficiencia Energéticas en Climatización nº 8. IDAE. Madrid , 2010.
- IDAE_BIO07 Manuales de energías renovables. Volumen 2. "Energía de la biomasa". MITC, IDAE. 2007 ISBN:978-84-96680-15-9
- IDAE_BIO08 Energía de la Biomasa. Industria. Mayo 2008. ISBN: 978-84-96680-31-9
http://www.idae.es/uploads/documentos/documentos_10980_Biomasa_industria_A2008_A_402485e2.pdf
- IDAE_CE303 Guía de recomendaciones de eficiencia energética; certificación de edificios existentes CE3. IDAE.
http://www.minetad.gob.es/energia/desarrollo/EficienciaEnergetica/CertificacionEnergetica/DocumentosReconocidos/Documents/Guia_recomendaciones_CE3_03.pdf marzo 2017
- IDAE_CEE_11 Escala de calificación energética. Edificios existentes. Calificación de eficiencia energética de edificios nº 13. IDAE. Madrid, 2011
- IDAE_CEN_09 Escala de calificación energética. Edificios de nueva construcción. Calificación de eficiencia energética de edificios nº 7. IDAE. Madrid, 2009
- IDAE_CLIM10 Guía Técnica. Condiciones climáticas exteriores de proyecto. Ahorro y Eficiencia Energética en Climatización nº12. ISBN: 978-84-96680-56-2. 2010
- IDAE_COMB16 INFORME DE PRECIOS ENERGÉTICOS: COMBUSTIBLES Y CARBURANTES. Datos a 20 de diciembre de 2016
http://www.idae.es/uploads/documentos/documentos_Combustibles_y_carburantes_diciembre_2016_dd1c2196.pdf
- IDAE_PE16 IDAE. Informe de precios energéticos regulados enero 2016.
http://www.idae.es/uploads/documentos/documentos_Tarifas_Reguladas_ene_2016_a197c904.pdf
- IDAE_PES08 Guía Técnica para la medida y determinación del calor útil, de la electricidad y del ahorro de energía primaria de cogeneración de alta eficiencia. IDAE abril 2008.
http://www.idae.es/uploads/documentos/documentos_guia_calculo_calor_util_hchp-echp-pes_c24e48c1.pdf
- IEA12 Technology Roadmaps. Bioenergy for Heat and Power. International Energy Agency (IEA) 2012.
http://www.iea.org/publications/freepublications/publication/2012_Bioenergy_Roadmap_2nd_Edition_WEB.pdf
- INC99 F.P. Incropera, D.P. DeWitt, "Fundamentos de transferencia de calor", 4º Ed, PRENTICE HALL.

- INE17 Instituto Nacional de Estadística. <http://www.ine.es>
<http://www.ine.es/censos2011/tablas/Inicio.do>
- INSHT17 Límites de Exposición Profesional para Agentes Químicos en España 2017. Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo. http://www.insht.es/InshtWeb/Contenidos/Documentacion/LEP_VALORES_LIMITE/Valores limite/Limites2016/LEP 2017.pdf marzo 2017.
- KAL12 C. Kalra, J. Zia, J. Jackson, A. L. Laursen, H. Chen, A. Hardy, K. Myers “High-Potential Power Cycles & Working Fluids for Next-Generation Binary Supercritical Organic Rankine Cycle for Enhanced Geothermal Systems” PROCEEDINGS, Thirty-Seventh Workshop on Geothermal Reservoir Engineering, Stanford University, Stanford, California, January 30 - February 1, 2012, SGP-TR-194
- KAR08 S. Karella, A. Schuster, “Supercritical Fluid Parameters in Organic Rankine Cycle Applications”, Int. J. of Thermodynamics, Vol. 11 (No.3) ,pp.101-108, September 2008. ISNN 1301-9724
- KHE10 M. Khennich, N. Galanis, “Performance Limits of Power Cycles Using Low Temperature Heat Sources”, Recent Advances in Energy and Environment, ISSN: 1790-5095, ISBN: 978-960-474-159-5
- L38/99 Ley 38/1999, de 5 de noviembre, de Ordenación de la Edificación.
<https://www.boe.es/buscar/doc.php?id=BOE-A-1999-21567>
- LAM84 J.P. Lamb. Performance characteristics of organic Rankine cycles. 1984, International Journal of Ambient Energy 5 (1984) 3-12
- LIN13 J. I. Linares. “COGENERACIÓN. Módulo: Energías Renovables . Cogeneración Sector Edificatorio”. (2013)
- LIU11 H. Liu, Y. Shao, J. Li, “A biomass-fired micro-scale CHP system with organic Rankine cycle (ORC) e Thermodynamic modeling studies” biomass and bioenergy 35 (2011) 3985-3994
- LUN12 Henrik Öhman,Per Lundqvist, “Comparison and analysis of performance using Low Temperature Power Cycles” Applied Thermal Engineering (2012) <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.11.024>
- MAG08a P. Mago, L.M. Chamra, K.Srinivasan, C. Somayaji, “An examination of regenerative organic Rankine cycles using dry fluids”, Applied Thermal Engineering 28 (2008) 998-1007
- MAG08b P.J. Mago, K.K. Srinivasan, L.M. Chamra, C. Somayaji, “An examination of exergy destruction in organic Rankine cycle”, Int. J. Energy Res. 2008; 32:926-298.
- MAIZ01 V. Maizza, A. Maizza, “Unconventional working fluids in organic Rankine-cycles for waste energy recovery systems”, Applied Thermal Engineering 21(2001) 381-390.
- MAPAMA12 Producción y consumos sostenibles y residuos agrarios. 2012. http://www.mapama.gob.es/es/calidad-y-evaluacion-ambiental/publicaciones/Residuos_agrarios_tcm7-232332.pdf
- MAR13 D. Maraver, A. Sin, F. Sebastián, J.Royo. Environmental assessment of CCHP (combined cooling heating and power) systems based on biomass combustion in comparison to conventional generation. Energy 57 (2013) 17-23
- MET17 METEONORM. <http://www.meteonorm.com/en/> Febrero 2017
- MIK09 J. Mikielewicz,M. Piwowarski, K. Kosowski, “Design analysis of turbines for co-generating micro-power plant working in accordance with organic Rankine’s cycle” POLISH MARITIME RESEARCH, Special issue 2009/S1; pp. 34-3810.2478/v10012-008-0042-4
- MIK10 D. Mikielewicz, J. Mikielewicz, “A thermodynamic criterion for selection of working fluid for subcritical and supercritical domestic micro CHP” Applied Thermal Engineering 30 (2010) 2357-2362
- MINETAD17 Informe anual precio combustibles Ministerio de Energía, Turismo y Agenda Digital.
<http://www.minetad.gob.es/energia/petroleo/Precios/Informes/InformesMensuales/Paginas/IndexInformesMensual.es.aspx> marzo 2017.
- MOR04 M.J. Moran, H.N. Shapiro : Fundamentos de termodinámica técnica. Ed. Reverté, S.A.
- NOU14 M. Noussan, G. C. Abdin, A. Poggio, R. Roberto. Biomass-fired CHP and heat storage system simulations in existing district heating systems Applied Thermal Engineering 71 (2014) 729-735
- NOVA17 Nova Energía. Plantas de Biomasa. <http://www.biobestenergy.com/archivos/1358337844.pdf>
- OBE02 I. Obernberger, P. Thonhofer, E. Reisenhofer, “Description and evaluation of the new 1,000 kW_{el} Organic Rankine Cycle process integrated in the biomass Plant in Lienz, Austria”, Euroheat & Power, Volume 10/2002
- OBE03 I. Obernberger, H. Carlsen, F. Biedermann. State-of-the-art and future development regarding small-scale biomass CHP systems with a special focus on ORC and Stirling engine technologies. International Nordic Bioenergy 2003 Conference.

- OBE04 I. Obernberger. Techni-economic evaluation of selected decentralised CHP applications base don biomass combustión in IEA partner countries final reoprt. 2004.
- OBE08 Obernbergen I, Thek G. Combustion and gasification of solid biomass for heat and power production in Europe-State-of-the-art and relevant future developments. In: Proc. of the 8th Conference on Industrial Furnaces and Boilers (keynote lecture) April 2008. Vilamoura, Portugal.
- OMIE16 OMI-Polo Español S.A. (OMIE). Mercado de casación 2016. <http://www.omie.es/files/flash/ResultadosMercado.swf>
- ORCMAP ORC World Map. <http://orc-world-map.org/analysis.html> marzo 2017.
- OSE16 Cambios de ocupación del suelo en España. Implicaciones para la sostenibilidad. <http://www.observatoriosostenibilidad.com/2016/11/23/que-hacemos-2/>
- PAE08 Plan de Acción según Estrategia Española de Ahorro y Eficiencia Energética (E4) 2008-2020 http://www.mapama.gob.es/es/cambio-climatico/legislacion/documentacion/plan_accion_2008_2012_tcm7-12597.pdf
- PAE11 Documento Plan de Acción de Ahorro y Eficiencia Energética 2011-2020 http://www.minetad.gob.es/energia/es-ES/Novedades/Paginas/PAAEE_2011_2020.aspx
- PAN12 L. Pan, H. Wang, W. Shi, "Performance analysis in near-critical conditions of organic Rankine cycle" Energy 37 (2012) 281-286
- PAP10 A. Papadopoulos, M. Stijepovic, "On the systematic design and selection of optimal working fluids for Organic Rankine Cycles", Applied Thermal Engineering 30 (2010) 760-769
- PAT06 Patnode AM. Simulation and performance evaluation of parabolic trough solar power plants. USA: University of Wisconsin-Madison; 2006 [MSc Dissertation]
- PCF17 Proyecto Cityfied. <http://es.cityfied.eu/> marzo 2017.
- PER11 Plan de Energías Renovables (PER) 2011-2020, aprobado por Acuerdo del Consejo de Ministros de 11 de noviembre de 2011
- PRB17 Proyecto Bricker. <http://www.bricker-project.com/> marzo 2017
- PRC17 Proyectos Clima. <http://www.mapama.gob.es/es/cambio-climatico/temas/proyectos-clima/convocatorias-proyectos-seleccionados/> abril 2017
- PSD17 Sectores difusos. Situación actual y objetivos <http://www.mapama.gob.es/es/cambio-climatico/temas/mitigacion-politicas-y-medidas/definicion-difusos.aspx#para1> abril 2017
- QIU12 G.Qiu, "Selection of working fluids for micro-CHP systems with ORC" Renewable Energy 48 (2012) 565-570
- QUO09 S. Quoilin, V. Lemort, "Technological and Economical Survey of Organic Rankine Cycle Systems", 5th EUROPEAN CONFERENCE – ECONOMICS AND MANAGEMENT OF ENERGY IN INDUSTRY, Vilamoura Algarve, Portugal, 14-17 April 2009.
- QUO10 S. Quoilin, S. Declaye, V. Lermont, "Expansion machine and fluid selection for the organic Rankine cycle", 7th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics 19-21 July 2010, Antalya, Turkey, HEFAT 2010
- QUO11 S. Quoilin, M. Orosz, H. Hemond, V. Lemort, "Performance and design optimization of a low-cost solar organic Rankine cycle for remote power generation" Solar Energy Volume 85, Issue 5, May 2011, Pages 955-966
- QUO13 Quoilin S, Broek M, Declaye S, Dewallef P, Lemort V. Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems. Renewable Sustainable Energy Review 22 (2013) 168-186.
- RD314/06 Real Decreto 314/2006, de 17 de marzo, por el que se aprueba el Código Técnico de la Edificación. <https://www.boe.es/buscar/doc.php?id=BOE-A-2006-5515>
- RD661/07 Real Decreto 661/2007, de 25 de mayo, por el que se regula la actividad de producción de energía eléctrica en régimen especial. <https://www.boe.es/buscar/doc.php?id=BOE-A-2007-10556>
- REN09 A. Rentizelas, S. Karella, E. Kakaras, I. Tatsiopoulos. Comparative techno-economic analysis of ORC and gasification for bioenergy applications. Energy Conversion and Management 50 (2009) 674-681
- RES15 Artese, G. Schenone, V. Bartolelli, ITABIA Adaptado a la realidad española por CECU. "Calderas de biomasa para sistemas de calefacción doméstica **Proyecto RES & RUE Disseminatio**". <http://cecu.es/campanas/medio ambiente/res&rue/htm/dossier/5 biomasa.htm>
- RITE07 Real Decreto 1027/2007, de 20 de julio, por el que se aprueba el Reglamento de Instalaciones Térmicas en los

- Edificios.. <https://www.boe.es/buscar/doc.php?id=BOE-A-2007-15820>
- RITE10 Directiva 2010/31/UE del Parlamento Europeo y del Consejo del 19 de mayo de 2010 relativa a la eficiencia energética de los edificios. http://www.idae.es/uploads/documentos/documentos_Directiva_2010-31_UE_EE_en_edificios_Refundicion_d3ee0458.pdf
- RNK17 Rank – Proyectos en España. <http://www.rankweb.es/index.php?ap=77> marzo 2017.
- RUV17 Red de calor de la universidad de Valladolid. <http://calorsostenible.es/uva.php#> marzo 2017
- SAF12 Atlas de Radiación Solar en España utilizando datos del SAF de Clima de EUMETSAT http://www.aemet.es/documentos/es/serviciosclimaticos/datosclimatologicos/atlas_radiacion_solar/atlas_de_radiacion_24042012.pdf
- SAL12 B. Saleh, G. Koglauer, M. Wendland, J. Fischer, "Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles", Energy 32 (2007) 1210-1221
- SAY03 El-Sayed YM. The thermoeconomics of energy conversions. Amsterdam. Elsevier. 2003.
- SCH10 A. Schuster, S. Karella, R. Aumann, "Efficiency optimization potential in supercritical Organic Rankine Cycles", Energy 35 (2010) 1033-1039
- SILVP13 Promoción del uso sostenible de la biomasa forestal para fines energéticos en el Norte de Portugal y sur de Galicia. Proyecto Silvaplus. Asociación Forestal de Galicia y FORESTIS-Associação Florestal de Portugal 2013. http://www.silvaplus.com/fotos/editor2/Produtos/manualsilvaplus_es.pdf
- STI12 M.Z. Stijepovic, P. Linke, A.I. Papadopoulos, A.S. Grujic, On the role of working uid properties in Organic Rankine Cycle performance, Applied Thermal Engineering, 36 (2012) 406-413.
- STO12 A. Stoppato. Energetic and economic investigation of the operation management of an Organic Rankine Cycle cogeneration plant. Energy 41 (2012) 3-9
- STR10 R.Strzalka, R. Ulbrich, U. Eicker " Optimisation of Combustion Process in Biomass-fuelled Cogeneration Plant ", CHEMICAL ENGINEERING TRANSACTIONS Volume 21, 2010 , ISSN 1974-9791
- STR13 R. Strzalka, et al., Analysis and optimization of a cogeneration system based on biomass combustion, Applied Thermal Engineering 50 (2013) 1418–1426
- SUDOE17 Programa Interreg Sudoe. <http://www.interreg-sudoe.eu/> febrero 2017
- SUL11 F. A. Al-Sulaiman, F. Hamdullahpur, I. Dince. Performance comparison of three trigeneration systems using organic rankine cycles. Energy 36 (2011) 5741-5754
- TAP00 "Biomass fired CHP plant based on an ORC-cycle- Project: ORC-STIA-Admont", THERMIE-A-PROJECT, Contracto no: BM/120/98/AT/IT, Final publishable report period: 01/06/1998-31/12/2000
- TDN17 Turboden – Proyectos en España. <http://www.turboden.eu/en/references/references.php?country=ESP&application=0&power=all> marzo 2017
- TERMOS17 Calderas de biomasa de 100 a 20.000 kW. <http://www.termsun.com/storage/productos/catalogo/80.pdf> febrero 2017
- THERM17 <https://www.therminol.com/products/Therminol-VP1> febrero 2017.
- TMX17 Thermax. <http://www.thermaxglobal.com> marzo 2017
- UNEP17 Secretariado de Ozono. <http://ozone.unep.org/>
- VYC17 VYC. Calderas Industriales de Biomasa. <http://vycindustrial.com/es/calderas/productos/calderas-industriales-de-biomasa> febrero 2017.
- YAR09 M. Yari, (2009) "Performance analysis of the different Organic Rankine Cycles (ORCs) using dry fluids", Int. J. Exergy, Vol. 6, No. 3, pp.323-343.
- YES17 Yazaki Energy Systems INC. <http://www.yazakienergy.com/> marzo 2017

8 CAPÍTULO 8. ANEXOS

8.1 Anexo A: *Lista de símbolos*

Variables termodinámicas

C_p	Calor específico de un gas, a presión constante [kJ/kg K]
C_v	Calor específico de un gas, a volumen constante [kJ/kg K]
c	Calor específico de un líquido [kJ/kg K]
h	Entalpía por unidad de masa (específica) [kJ/kg]
h_i	Entalpía isentrópica por unidad de masa (específica) [kJ/kg]
H_v	Entalpía latente de vaporización [kJ]
p	Presión [bar]
ΔP	Incremento de presión [bar]
s	Entropía por unidad de masa [kJ/kg·K]
T	Temperatura [K]
ΔT_{\min}	Acercamiento mínimo o pinch point [$^{\circ}$]
C	Volumen por unidad de masa (específica) [m^3/kg]
\dot{W}	Potencia – trabajo por unidad de tiempo [kW]
\dot{Q}	Potencia térmica - calor por unidad de tiempo [kW]
\dot{F}	Potencia Térmica aportada en la caldera [kW]
x	Título de vapor [-]
UA	Coeficiente global de transmisión de calor [kW/K]
U	Transmitancia térmica [$W/m^2\cdot m$]
A	Área [m^2]
NUT	Número de Unidades de Transferencia [-]

Letras griegas

ρ	Densidad [kg/m^3]
μ	Relación entre flujos másicos del aceite térmico en la caldera de biomasa [-]
η	Rendimiento global de un ciclo
η_e	Rendimiento eléctrico de un ciclo
η_{th}	Rendimiento térmico de un ciclo
$\eta_{i, \text{turbina}}$	Rendimiento isentrópico de una turbina
$\eta_{i, \text{bomba}}$	Rendimiento isentrópico de una bomba
ϵ	Efectividad de un intercambiador
λ	Conductividad térmica [$W/K\cdot m$]
\dot{m}	Flujo másico [kg/s]
Φ	Carga [%]
ϕ	Demanda relativa calor útil [%]
ω_i	Coeficiente de ajuste del rendimiento eléctrico
θ_i	Coeficiente de ajuste del rendimiento térmico
γ	Tasa nominal

8.2 Anexo B: Índice de Figuras

Figura 1.1.1. Peso de la biomasa en los objetivos europeos. Cifras en TWh. (Fuente: [HOG10]) ..	14
Figura 1.1.2. Porcentaje de redes de calor y frío censadas en España según fuente de energía (Fuente: [AER16])	16
Figura 1.1.3. Tecnologías de conversión de biomasa y estado de desarrollo (Fuente: [IEA12])	17
Figura 1.1.4 Diagrama T-s de un Ciclo ORC Subcrítico Básico (Fuente: Diseño Propio)	18
Figura 1.1.5. Diagrama T-s de fluidos orgánicos secos y su temperatura de condensación a presión atmosférica (1 bar). (Fuente: EES ¹)	19
Figura 2.1. Ciclo orgánico Rankine básico (Fuente: Elaboración Propia)	24
Figura 2.2. Ciclo orgánico Rankine regenerativo. (Fuente: Elaboración Propia)	24
Figura 2.1.1. Curvas de saturación de típicas en diagramas T-s para (a) fluidos isentrópicos, (b) un fluido húmedo, y (c) un fluido seco. (Fuente: [DES09]).....	29
Figura 2.1.2. Curvas de saturación de típicas en diagramas T-s para (a) fluidos isentrópicos, (b) un fluido húmedo, y (c) un fluido seco. (Fuente: [SAL12]).....	31
Figura 2.1.3. Variación de la potencia neta de salida frente con la entrada de la turbina (Fuente: [DAI09]).....	33
Figura 2.1.4. Pérdida y destrucción de exergía en ciclos ORC subcríticos (Fuente: [SCH10]).....	35
Figura 2.1.5. Pérdida y destrucción de exergía en ciclos ORC supercríticos (Fuente: [SCH10])....	35
Figura 2.1.6. Rendimiento térmico proceso subcrítico (Fuente: [SCH10]).....	36
Figura 2.1.7. Rendimiento térmico proceso supercrítico (Fuente: [SCH10])	36
Figura 2.1.8. Pérdida y destrucción de exergía en ciclos ORC subcríticos (Fuente: [SCH10]).....	37
Figura 2.1.9. Pérdida y destrucción de exergía en ciclos ORC supercríticos (Fuente: [SCH10])....	37
Figura 2.2.1. Diagrama T-Q ORC subcrítico para aprovechamiento calor residual (Fuente: [KAR08])	41
Figura 2.2.2. Diagrama T-Q ORC supercrítico para aprovechamiento calor residual (Fuente: [KAR08])	41
Figura 2.2.3. Motor scroll (Fuente: Emerson ²)	43
Figura 2.2.4. Motor de tornillo (Fuente: OGES ³).....	43
Figura 2.2.5. Turbina IT10 (Fuente : Infinity Turbine ⁴).....	43
Figura 2.2.6. Mapa de funcionamiento de expansores scroll para diferentes aplicaciones de ciclos	

ORC según las temperaturas de evaporación (Tevap) y de condensación (Tcd). (Fuente: [QUO10])	46
Figura 2.2.7. Mapa de funcionamiento de expansores de tornillo para diferentes aplicaciones de ciclos ORC según las temperaturas de evaporación (Tevap) y de condensación (Tcd). (Fuente: [QUO10])	47
Figura 2.2.8. Mapa de funcionamiento de turbinas radiales para diferentes aplicaciones de ciclos ORC según las temperaturas de evaporación (Tevap) y de condensación (Tcd). (Fuente: [QUO10])	48
Figura 2.2.9. Mapa de funcionamiento de turbinas radiales para diferentes aplicaciones de ciclos ORC según las temperaturas de evaporación (Tevap) y de condensación (Tcd). (Fuente: [QUO10])	49
Figura 2.3.1. Diagrama de proceso de la planta de ORC-STIA-ADMONT (Fuente: [TAP00])	50
Figura 2.3.2. Demanda de calor en el área de “Scharnhauser Park” (Fuente: [OB03])	51
Figura 2.3.3. Ciclos ORC - Cogeneración con Biomasa (Fuente: [ORCMAP])	52
Figura 2.3.4. Esquema instalación proyecto BIOCOP [BAS10]	54
Figura 2.4.1. Esquema trigeneración ciclo ORC con combustión de biomasa y sistema absorción [SUL11]	56
Figura 2.4.2. Validación del modelo de máquina de absorción simple [SUL11]	57
Figura 2.5.1. Localización redes de distrito por comunidad autónoma – censo 2016 [AER16]	59
Figura 2.5.2. Tipología de clientes redes de distrito – censo 2016 [AER16]	60
Figura 2.5.3. Red de Districlima en Barcelona Forum y 22@ [DIS17]	60
Figura 2.5.4. Red de Ecoenergies en Barcelona Sur [ECO17]	62
Figura 2.5.5. Red de ciudades CityFied [PCF17]	64
Figura 3.1.1. Diagrama T-s de fluidos secos (tolueno, fluido silicónico-D4) frente al agua (Fuente: Elaboración Propia)	65
Figura 3.1.2. Ciclo Orgánico Rankine Básico	(Fuente: Elaboración Propia) 67
Figura 3.1.3. Ciclo Orgánico Rankine Regenerativo (Fuente: Elaboración Propia)	67
Figura 3.1.4. Distribución de temperatura de los intercambiadores de calor de ciclo en el caso subcrítico. De izquierda a derecha: evaporador, regenerador y condensador (Fuente: Elaboración Propia)	72
Figura 3.1.5. Ciclo Orgánico Rankine. Detalle Caldera (Fuente: Elaboración Propia)	77
Figura 3.1.6. Ciclo Orgánico Rankine. Detalle Válvula Tres Vías (Fuente: Elaboración Propia) ...	79

Figura 3.2.1. Distribución del consumo en los hogares (Fuente [PAE11])	81
Figura 3.2.2. Valores máximos demanda de calefacción (Fuente [IDEA_CEN09])	91
Figura 3.2.3. Valores mínimos y máximos de la Temperatura del agua de red de las capitales españolas (Fuente [IDAE_ACS10]).....	93
Figura 3.2.4. Zonas climáticas según valores medios de grados-día. (Fuente: [GOM04])	95
Figura 3.2.5. Isolíneas de demanda de calefacción (kWh/m ²) (Diseño propio)	96
Figura 3.2.6. Irradicación Global Media (Fuente: [SAF12]).....	96
Figura 3.2.7. Aplicación automática cálculo demanda horaria (Fuente: Elaboración Propia)	101
Figura 3.2.8. Radiación Global Diaria (Fuente [MET17]).....	103
Figura 3.2.9. Temperatura Diaria (Fuente [MET17]).....	103
Figura 3.2.10. Comparación Valores SC (3 meses invierno – 4 meses verano) obtenidos a partir de documento del IDAE [IDAE_CLIM10] y datos del METEONORM [MET17] (Fuente: Elaboración propia)	104
Figura 3.2.11. Comparación Perfil de demanda con correcciones. (Fuente: Elaboración propia) .	106
Figura 3.3.1. Distribución de las principales clases de cobertura de suelo en Europa-CLC23 (año 2000) Clasificación CLC Nivel 1. (Fuente: [OSE16])	108
Figura 3.3.2. Base fotográfica e interpretación de los recursos. Campos de regadío. (Fuente: Corine Land Cover Project [CORINE85]).....	110
Figura 3.3.3. Resultados obtenidos con BIORAISE según recursos y costes. (Fuente: [BIORAISE17])	113
Figura 3.3.4. Resultados obtenidos con BIORAISE según contenido energético. (Fuente:[BIORAISE17])	113
Figura 3.3.5. Coste medio de transporte para radio de 60 km (Burgos) (Fuente:[BIORAISE17]) .	115
Figura 3.4.1. Precio final anual de la demanda nacional – 2016 (Fuente:[OMIE17])	116
Figura 3.4.2. Análisis rentabilidad mediante método del Rectángulo Máximo en Carga Completa (Fuente: Elaboración Propia)	122
Figura 3.4.3. Análisis rentabilidad carga completa - producción calefacción y producción refrigeración. (Fuente: Elaboración Propia)	123
Figura 3.4.4. Análisis rentabilidad carga parcial - producción calefacción y producción refrigeración. (Fuente: Elaboración Propia)	124
Figura 3.4.5. Análisis rentabilidad carga completa – carga parcial (Fuente: Elaboración Propia)	124
Figura 4.1.1. Diagrama T-s de los fluidos escogidos (Fuente: Elaboración Propia)	131

Figura 4.2.1. Rango de temperaturas Therminol VP1. (Fuente: [THERM17]).....	135
Figura 4.3.1. Curva de corrientes en evaporador ciclo subcrítico Elaboración Propia).....	(Fuente: 136
Figura 4.3.2. Curva de corrientes en evaporador ciclo supercrítico Elaboración Propia).....	(Fuente: 137
Figura 4.3.3. Gráfico NUT frente pinch point ciclo subcrítico. Elaboración Propia).....	(Fuente: 138
Figura 4.3.4. Gráfico NUT frente pinch point ciclo supercrítico. Elaboración Propia).....	(Fuente: 138
Figura 4.3.5. Curva de corrientes en evaporador ciclo subcrítico Elaboración Propia).....	(Fuente: 139
Figura 4.3.6. Curva de corrientes en condensador ciclo subcrítico (Fuente: Elaboración Propia). 140	
Figura 4.3.7. Curva de corrientes en regenerador con Tolueno Elaboración Propia).....	(Fuente: 141
Figura 4.3.8. Variación del rendimiento con la presión de entrada a la turbina en ciclo subcrítico básico (Fuente: Elaboración Propia).....	143
Figura 4.3.9. Variación del rendimiento con la presión de entrada a la turbina en ciclo subcrítico regenerativo (Fuente: Elaboración Propia).....	143
Figura 4.3.10. Variación del rendimiento con la presión de entrada a la turbina en ciclo supercrítico básico (Fuente: Elaboración Propia)	143
Figura 4.3.11. Variación del rendimiento con la presión de entrada a la turbina en ciclo supercrítico regenerativo (Fuente: Elaboración Propia).....	143
Figura 4.3.12. Gráfico flujo másico (m) frente Presión de entrada a la turbina ciclo subcrítico. Línea continua representa el ciclo básico y línea discontinua el ciclo con regenerador (Fuente: Elaboración Propia).....	145
Figura 4.3.13. Comparación del rendimiento de los ciclos optimizados (Fuente: Elaboración Propia	148
Figura 4.3.14. Diagrama T-s ciclo óptimo – subcrítico regenerativo con HMDSO (Fuente: Elaboración Propia).....	149
Figura 4.3.15. Variación Irreversibilidad total con la presión de entrada a la turbina con HMDSO (Fuente: Elaboración Propia).....	151
Figura 4.3.16. Variación Irreversibilidad de cada equipo con la presión de entrada a la turbina con HMDSO (Fuente: Elaboración Propia)	152
Figura 4.3.17. Variación Irreversibilidad equipos según proceso subcrítico y supercrítico con HMDSO (Fuente: Elaboración Propia)	152
Figura 4.3.18. Variación Irreversibilidad con pinch point en el regenerador según proceso subcrítico	

con HMDSO (Fuente: Elaboración Propia)	153
Figura 4.4.1. Variación del rendimiento fuera del punto nominal (Fuente: Elaboración Propia)....	155
Figura 4.4.2 Variación de las temperaturas aceite y agua fuera del punto nominal (Fuente: Elaboración Propia)	155
Figura 4.4.3. Variación de las temperaturas aceite y agua fuera del punto nominal (Fuente: Elaboración Propia)	156
Figura 5.1.1. Curva de demanda de la planta de Lienz y producción energética (Fuente: [OBE04])	157
Figura 5.1.2. Perfil demanda térmica anual Cádiz 10.000 hab (Fuente: Elaboración Propia)	158
Figura 5.1.3. Perfil demanda térmica Cádiz 10.000 hab - 2 de diciembre (Fuente: Elaboración Propia).....	159
Figura 5.1.4. Perfil demanda térmica Cádiz 10.000 hab - 2 de julio (Fuente: Elaboración Propia)159	
Figura 5.1.5. Demanda térmica mensual 10.000 hab (Fuente: Elaboración Propia).....	160
Figura 5.1.6. Zonas climáticas según capital de provincia (Fuente: Elaboración Propia)	160
Figura 5.1.7. Demanda térmica mensual 10.000 hab – SCI C (Fuente: Elaboración Propia).....	161
Figura 5.1.8. Distribución de las poblaciones mayores de 15.000 habitantes según zona climática (Fuente: Elaboración Propia)	163
Figura 5.1.9. Curvas monótonas 10.000 hab. En línea continua se muestran las curvas en modo CHP y en discontinua en modo CCHP (Fuente: Elaboración Propia).....	164
Figura 5.1.10. Curvas monótonas 10.000 hab SCI C. La línea continua corresponde al modo CHP y la línea discontinua al modo CCHP. (Fuente: Elaboración Propia).....	165
Figura 5.1.11. Curvas monótonas 10.000 hab SCI C – demanda verano (Fuente: Elaboración Propia).....	165
Figura 5.2.1. Límites de demanda de energía primaria según severidad climática (Fuente: Elaboración Propia)	166
Figura 5.2.2. Biomasa disponible con radio de 30 km – 10.000 usuarios. (Fuente: Elaboración Propia).....	171
Figura 5.2.3. Coste medio biomasa disponible con radio de 30 km – 10.000 usuarios. (Fuente: Elaboración Propia)	172
Figura 5.3.1. Periodo de retorno de la inversión según precio de la biomasa (precio de venta de la electricidad: 75 €/MW _e , precio de venta calor: 90€/MW _t , tamaño del acumulador: 100m ³ /MW _t) (Fuente: [NOU14]).....	174
Figura 5.3.2. Ingresos netos según precio de biomasa y coste de emisión de CO ₂ (Fuente: [GEB14])	174
Figura 5.3.3. Tasa Interna de Rentabilidad ciclo subcrítico con HMDSO para dos costes de	

combustible (Fuente: Elaboración Propia)	177
Figura 5.3.4. Tasa Interna de Rentabilidad ciclo supercrítico con HMDSO para dos costes de combustible (Fuente: Elaboración Propia)	177
Figura 5.3.9. Curva monótona de demanda localidades A3 y A4 – 20.000 usuarios (Fuente: Elaboración Propia).....	184
Figura 5.3.10. Análisis rentabilidad carga completa localidades A3 y A4 – 20.000 usuarios (Fuente: Elaboración Propia).....	184
Figura 5.3.11. Análisis rentabilidad carga parcial localidades E1 y A4 – 10.000 usuarios (Fuente: Elaboración Propia).....	185
Figura 5.3.16. Solución óptima (tamaños comerciales) para una localidad en la provincia de Ciudad Real (D3) y 10.000 usuarios. (Fuente: Elaboración Propia)	189
Figura 5.3.21. Solución óptima (tamaños comerciales) para una localidad en la provincia de Ciudad Real (D3) y 10.000 usuarios. (Fuente: Elaboración Propia).....	193
Figura 5.3.22. Solución óptima (tamaños comerciales) para una localidad en la provincia de Soria (E1) y 10.000 usuarios. (Fuente: Elaboración Propia)	193
Figura 5.3. 23. Ganancia relativa de rentabilidad en modo CCHP frente CHP. (Fuente: Elaboración Propia).....	199
Figura 5.3 24. Tamaños de plantas con máxima TIR según severidad climática de invierno para cada una de las localidades analizadas. (Fuente: Elaboración Propia).....	200
Figura 5.3 25. Rentabilidad según tamaño de planta para cada una de las localidades analizadas. (Fuente: Elaboración Propia).....	201
Figura 5.3 26. Mapa de rentabilidad en modo CHP según zona climática y provincias en la España peninsular (Fuente: Elaboración Propia)	202
Figura 5.3 27. Mapa de rentabilidad en modo CCHP según zona climática y provincias en la España peninsular (Fuente: Elaboración Propia)	202
Figura 5.4 1. Ahorro de energía primaria según severidad climática de invierno para cada localidad. Cada punto corresponde a la unidad ORC según diseño optimizado para máxima TIR (Fuente: Elaboración Propia).....	203
Figura 5.4 2. Ahorro de energía primaria según tamaño de planta para cada localidad. Cada punto corresponde a la unidad ORC según diseño optimizado para máxima TIR (Fuente: Elaboración Propia)	204
Figura 5.4 3. Ahorro de energía primaria según tamaño de planta localidad SCI B. Cada punto corresponde a la unidad ORC según diseño optimizado para máxima TIR (Fuente: Elaboración Propia)	205
Figura 5.4 4. Ahorro de energía primaria según tamaño de planta localidad SCI B. Cada punto corresponde a la unidad ORC según diseño optimizado para máxima TIR (Fuente: Elaboración Propia)	205

Figura 5.4 5. Emisiones de CO₂ (AVCO₂) evitadas para cada localidad según severidad climática de invierno. Cada punto corresponde a la unidad ORC según diseño optimizado para máxima TIR. (Fuente: Elaboración Propia) 206

Figura 5.4 6. Emisiones de CO₂ (AVCO₂) evitadas para cada localidad según tamaño de planta. Cada punto corresponde a la unidad ORC según diseño optimizado para máxima TIR. (Fuente: Elaboración Propia) 207

8.3 Anexo C: Índice de Tablas

Tabla 2.1.1 ASHRAE 34 Clasificación de grupos de seguridad (Fuente: [FAC09]).....	26
Tabla 2.1.2. Características de los fluidos de trabajo de ORC (Fuente: [PAP10])	27
Tabla 2.1.3. Estabilidad relativa comparada con Tolueno a 398.9 °C (Fuente: [FAC09]).....	28
Tabla 2.1.4. Tabla resumen comparación diversos fluidos (Fuente: [QUO09])	39
Tabla 2.2.1. Rendimientos del ciclo ORC según proceso subcrítico o supercrítico (Fuente: [KAR08])	42
Tabla 2.2.2. Propiedades de los fluidos en distintos puntos del ciclo ORC (Fuente: [CHA09]).....	44
Tabla 2.2.3. Rango de potencia eléctrica optimo (Fuente: [MIK09]).....	48
Tabla 2.3.1. Objetivos del PER 2011-2020 en el sector generación y en el sector calefacción y refrigeración. (Fuente: [PER11]).....	53
Tabla 2.3.2. Plantas cogeneración con biomasa y ciclo ORC en España. (Fuente: [TDN17][RNK17])	55
Tabla 2.4.1 Características máquinas de absorción (Fuente: [YES17][TMX17]).....	57
Tabla 2.5.1 Instalación Redes de Calor y Frío en España (Fuente: [AER17]).....	58
Tabla 3.2.1 – Intervalos de severidad climática de invierno en las diferentes zonas climáticas (A-E) (Fuente: [CTE-HE08])	83
Tabla 3.2.2 - Intervalos de severidad climática de verano en las diferentes zonas climáticas (1-4) (Fuente: [CTE-HE08])	83
Tabla 3.2.3. Zonas Climáticas en España (Fuente [CTE-HE08]).....	83
Tabla 3.2.4. Coeficientes correlación severidad climática invierno (Fuente: [CTE-HE08]).....	85
Tabla 3.2.5. Coeficientes correlación severidad climática verano. (Fuente: [CTE-HE08])	85
Tabla 3.2.6. Demanda de referencia para viviendas unifamiliares y bloques de viviendas. (Fuente: [IDAE_CEE_11]).....	87
Tabla 3.2.7. Coeficientes de correlación para la demanda de calefacción de referencia a partir de la severidad climática invierno en edificios destinados a viviendas. (Fuente: [IDAE_CEE_11])	89
Tabla 3.2.8. Coeficientes de correlación para la demanda de refrigeración de referencia a partir de la severidad climática de verano en edificios destinados a viviendas (Fuente: [IDAE_CEE_11])	89
Tabla 3.2.9. Valor base y factor corrector por superficie de la demanda energética de calefacción. (Fuente: [CTE-HE13])	90

Tabla 3.2.10. Consumo diario de ACS (Cd) según usos. (Fuente: [CTE-HE08])	91
Tabla 3.2.11. Número de personas en aplicaciones residenciales. (Fuente: [CTE-HE08])	92
Tabla 3.2.12. Número de personas en aplicaciones residenciales. (Fuente: [CTE-HE13]).....	92
Tabla 3.2.13. Valor del factor de centralización. (Fuente: [CTE-HE13]).....	92
Tabla 3.2.14. Distribución de viviendas por tipo. (Fuente: Elaboración Propia según datos INE) 100	
Tabla 3.2.15. Primera selección de ciudades.....	103
Tabla 3.2.16. Desviación frente al cálculo horario a partir de 3 meses de invierno y 4 meses de verano (Fuente: Elaboración Propia).....	107
Tabla 3.3.1. Nomenclatura de las categorías del proyecto Corine Land Cover. (Fuente: [CORINE85])	111
Tabla 3.3.2. Porcentaje de humedad según categorías del proyecto Corine Land Cover. (Fuente: Elaboración propia).....	114
Tabla 3.4.1. Costes de inversión planta ORC (año 2002) (Fuente: [OBE12])	117
Tabla 3.4.2. Coeficientes aCOP y bCOP para los ciclos analizados (Fuente: [BOE87])	119
Tabla 3.4.3. Costes de operación. Precio de biomasa varía desde biomasa residual a precio de mercado (Fuente: Elaboración Propia).....	120
Tabla 3.5.1. Valores de referencia de la eficiencia armonizados para la producción por separado de electricidad. (Fuente: [DCE8/04_c])	128
Tabla 3.5.2. Valores de referencia de la eficiencia armonizados para la producción por separado de calor. (Fuente: [DCE8/04_c])	128
Tabla 4.2.1. Ciclos analizados (Fuente: Elaboración Propia).....	132
Tabla 4.2.2. Valores ODP e índice GWP (Fuente: ESI10)	133
Tabla 4.3.2. Parámetros del ciclo optimizado - Ciclo Subcrítico Regenerativo con HMDSO. Subíndice “e” indica entrada y “s” salida. (Fuente: Elaboración Propia)	150
Tabla 4.4.1. Parámetros del ciclo optimizado - Ciclo Subcrítico Regenerativo con HMDSO (Fuente: Elaboración Propia).....	151
Tabla 4.4.1. Coeficientes de ajuste del rendimiento en función de la carga (Fuente: Elaboración Propia)	154
Tabla 5.1.1. Clasificación de todas las capitales de provincia según zona climática (Fuente: Elaboración Propia).....	161
Tabla 5.2.1. Valores límite de demanda según severidad climática (MWh) (Fuente: Elaboración Propia)	166
Tabla 5.2.2. Precios de carburantes y combustibles (€/l) (Fuente: [MINETAD17])	167

Tabla 5.2.3. Biomasa disponible poblaciones mayores de 15.000 habitantes SCI E (Fuente: Elaboración Propia a partir de BIORAISE)	168
Tabla 5.2.4. Biomasa disponible poblaciones mayores de 15.000 habitantes SCI E (Fuente: Elaboración Propia a partir de BIORAISE)	169
Tabla 5.2.5. Biomasa disponible y costes desglosados por distancia para Bailén (Jaén) – SCI C (Fuente: Elaboración Propia a partir de BIORAISE)	170
Tabla 5.3.1. Parámetros de diseño ciclo ORC regenerativo– fluido de trabajo HMDSO (Fuente: Elaboración Propia a partir de Tabla 4.1.3).....	175
Tabla 5.3.2. Costes de inversión (Fuente: Elaboración Propia)	176
Tabla 5.3.3. Flujo de caja para cada tipo de ciclo analizado (Fuente: Elaboración Propia)	178
Tabla 5.3.4. Localidades según zona climática seleccionadas para llevar a cabo el análisis preliminar de rentabilidad (Fuente: Elaboración Propia)	179
Tabla 5.3.5. Diferencias entre método Rectángulo Máximo y Máxima TIR en carga parcial – Ciudad Real 10.000 usuarios (Fuente: Elaboración Propia)	190

8.4 Anexo D: Análisis de biomasa disponible

ZONA CLIMÁTICA A3/4-B3/4-C2		R=60 km			R=30 km			R=15 km		
		Recurso	Recursos disponibles (Mwh/año)	Coste medio (€/Mwh)	Recurso	Recursos disponibles (Mwh/año)	Coste medio (€/Mwh)	Recurso	Recursos disponibles (Mwh/año)	Coste medio (€/Mwh)
SANT FELIU DE GUIXOLS	1º	Secano	347.082	6,66	Secano	109.476	6,74	Regadío	17.668	2,77
	2º	Regadío	327.885	3,06	Regadío	43.366	3,09	Secano	10.916	6,95
	3º	Industria de la madera	178.667	9,49	Frondosas	23.886	16,28	Frondosas	6.140	17,92
	4º	Frondosas	125.804	15,31	Industria de la madera	23.756	10,23	Matorral	3.961	10,26
BARCELONA	1º	Viñedo	223.177	10,16	Industria de la madera	120.591	8,70	Industria de la madera	76.239	8,36
	2º	Regadío	220.604	2,91	Regadío	98.494	2,97	Regadío Destilerías (granilla uva)	21.546	3,41
	3º	BARCELONA	180.804	6,66	BARCELONA	54.897	6,66	la madera (otros)	11.128	37,73
	4º	Coníferas	162.555	11,80	Coníferas	24.744	10,89	la madera (otros)	9.976	1,32
TARRAGONA	1º	Frutales	475.086	8,62	Frutales	390.011	7,79	Frutales	136.491	7,53
	2º	Viñedo	257.266	9,82	Viñedo	53.373	9,39	Industria de la madera	27.071	9,18
	3º	Coníferas	103.382	11,94	Industria de la madera	29.493	8,97	Regadío	7.801	2,92
	4º	Matorral	79.254	8,59	Regadío	12.384	#N/D	Secano	4.389	6,41
VINARÒS	1º	Arroz (Paja)	508.302	6,92	Frutales	146.880	7,82	Frutales	100.553	7,99
	2º	Olivar	418.286	9,73	Olivar	50.569	9,38	la madera (otros)	3.548	1,10
	3º	Frutales	402.742	8,40	Arroz (Paja)	9.563	5,85	Industria de la madera	2.069	7,43
	4º	Coníferas	93.780	13,60	Industria de la madera (otros subprod)	5.772	1,00	Olivar	1.662	8,65
CASTELLÓN DE LA PLANA	1º	Frutales	1.541.844	8,36	Frutales	924.601	7,44	Frutales	417.699	7,84
	2º	Coníferas	82.747	11,70	Industria de la madera	37.159	5,68	Industria de la madera	22.855	5,13
	3º	Matorral	80.596	9,17	Matorral	9.910	8,20	la madera (otros)	2.488	1,07
	4º	Industria de la madera	64.508	6,36	Industria de la madera (otros subprod)	4.611	1,16	Coníferas	252	8,62
VALENCIA	1º	Frutales	1.995.528	8,44	Frutales	762.126	8,26	Frutales	208.074	7,48
	2º	Arroz (Paja)	452.675	5,48	Arroz (Paja)	232.635	4,91	Arroz (Paja)	64.827	4,94
	3º	Industria de la madera	124.058	7,37	Industria de la madera	49.177	6,66	Industria de la madera	17.543	7,17
	4º	Viñedo	91.874	10,13	Industria de la madera (otros)	22.493	1,11	la madera (otros)	15.721	0,91
JAVEA	1º	Frutales	684.634	8,73	Frutales	210.450	8,38	Frutales	99.138	7,46
	2º	Viñedo	24.952	10,07	Viñedo	24.551	9,68	Viñedo	11.429	10,19
	3º	Industria de la madera	16.683	5,56	Matorral	4.577	8,02	la madera (otros)	1.388	1,10
	4º	Matorral	16.594	9,07	Industria de la madera (otros)	2.256	1,36	Matorral	709	4,91
ALICANTE	1º	Frutales	852.499	7,94		206.442	7,66	Frutales	89.894	7,21
	2º	Viñedo	179.580	9,25	#N/D	77.410	18,53	Industria de la madera (otros subprod)	1.837	0,87
	3º	#N/D	68.457	20,95		47.357	9,30	Industria de la madera	1.409	4,31
	4º	Industria de la madera	35.567	6,39	Industria de la madera	8.067	6,93	Regadío	810	6,00

ZONA CLIMÁTICA A3/4-B3/4-C2		R=60 km			R=30 km			R=15 km		
		Recurso	Recursos disponibles (Mwh/año)	Coste medio (€/Mwh)	Recurso	Recursos disponibles (Mwh/año)	Coste medio (€/Mwh)	Recurso	Recursos disponibles (Mwh/año)	Coste medio (€/Mwh)
MURCIA	1º	Frutales	1.070.089	8,53	Frutales	479.560	8,20	Frutales	140.496	7,32
	2º	Industria de la madera	237.774	8,69	Industria de la madera	189.951	9,00	Industria de la madera	139.638	9,03
	3º	Regadío	104.213	5,39	oras (cáscara)	82.465	18,15	oras (cáscara)	69.360	20,04
	4º		89.883	20,28	cultivo	29.430	8,55	la madera	17.043	9,19
ALMERÍA	1º	Regadío	434.643	4,21	Regadío	224.054	3,95	Regadío	169.217	3,96
	2º	Frutales	138.681	8,53	Industria de la madera	42.405	8,22	Industria de la madera	36.230	8,49
	3º	Coníferas	97.736	17,57	Coníferas	18.375	18,05	Industria de la madera (Corteza)	3.913	9,07
	4º	Viñedo	45.319	9,85	Matorral	4.420	10,41	Viñedo	2.189	8,90
MÁLAGA	1º	Olivar	354.629	9,32	Regadío	84.852	3,96	Regadío	41.858	3,82
	2º	Regadío	312.962	4,22	Olivar	44.690	9,73	Olivar	17.334	10,08
	3º	Secano	233.233	7,68	Frutales	36.556	7,83	Frutales	6.780	7,30
	4º	Frutales	115.102	8,47	Secano	25.882	7,85	Industria de la madera (otros subprod)	1.750	1,02
ALGECIRAS	1º	Frondosas	269.185	16,20	Frondosas	96.904	16,35	Frondosas	22.013	15,18
	2º	Regadío	200.692	5,46	Regadío	53.846	4,29	Regadío	18.242	3,55
	3º	Secano	77.458	7,75	Industria de la madera	5.525	8,55	Industria de la madera	5.512	8,57
	4º	Industria de la madera	16.272	8,92	Secano	4.435	7,57	Secano	1.263	7,08
CÁDIZ	1º	Secano	663.631	7,67	Secano	207.808	7,41	Secano	42.250	7,31
	2º	Regadío	466.203	4,34	Regadío	124.034	3,98	Regadío	22.192	3,91
	3º	Viñedo	147.702	9,63	Viñedo	97.025	9,43	Viñedo	20.677	9,31
	4º	Industria de la madera	13.344	5,80	Industria de la madera	10.639	5,69	Industria de la madera	1.557	4,79
SEVILLA	1º	Regadío	1.346.655	3,97	Regadío	588.172	3,74	Regadío	160.518	3,84
	2º	Secano	861.065	7,72	Olivar	211.731	9,68	Olivar	62.897	9,51
	3º	Olivar	471.808	9,53	Secano	207.835	7,85	Secano	45.474	6,42
	4º	Industria de la madera	43.568	8,18	Industria de la madera	24.390	8,03	Industria de la madera	21.920	8,34
CÓRDOBA	1º	Olivar	1.184.780	10,29	Secano	305.738	6,37	Regadío	125.238	9,36
	2º	Secano	837.387	7,95	Regadío	266.131	9,50	Secano	75.123	5,90
	3º	Regadío	821.962	4,37	Olivar	44.184	10,16	Olivar	5.694	9,52
	4º	iNDustria aceite de oliva (orujillo)	219.396	10,77	Frondosas	6.562	16,70	Industria de la madera	2.709	4,99
HUELVA	1º	Secano	164.943	7,18	Regadío	91.520	3,73	Regadío	42.912	3,95
	2º	Frondosas	160.440	10,00	Secano	64.745	6,99	Secano	30.297	6,15
	3º	Regadío	145.882	4,36	Frondosas	28.843	9,87	Industria de la madera	5.089	8,25
	4º	Viñedo	71.904	9,22	Frutales	12.952	7,89	Frutales	3.251	7,17

ZONA CLIMÁTICA C1		R=60 km			R=30 km			R=15 km		
		Recurso	Recursos disponibles (Mwh/año)	Coste medio (€/Mwh)	Recurso	Recursos disponibles (Mwh/año)	Coste medio (€/Mwh)	Recurso	Recursos disponibles (Mwh/año)	Coste medio (€/Mwh)
BILBAO	1º	Coníferas	717.264	15,92	Industria de la madera	299.510	9,21	Coníferas	48.626	17,80
	2º	Industria de la madera	456.872	9,03	Coníferas	275.726	16,13	Industria de la madera	47.050	8,92
	3º	Frondosas	291.225	12,41	Mezcla coníferas frondosas	43.062	17,24	Mezcla coníferas frondosas	15.199	17,73
	4º	Mezcla coníferas frondosas	133.341	15,87	Frondosas	38.073	18,01	Frondosas	11.272	18,41
EIBAR	1º	Coníferas	914.016	15,57	Coníferas	440.641	9,04	Coníferas	134.982	15,37
	2º	Industria de la madera	618.064	9,33	Industria de la madera	199.758	9,45	Industria de la madera	88.825	9,31
	3º	Frondosas	356.735	17,92	Frondosas	51.231	14,94	Industria de la madera (Corteza)	10.966	9,27
	3º	Mezcla coníferas frondosas	103.619	16,72	Mezcla coníferas frondosas	28.918	14,89	Frondosas	9.514	18,58
SAN SEBASTIAN	1º	Frondosas	469.584	19,11	Coníferas	132.820	11,60	Industria de la madera	62.222	9,04
	2º	Coníferas	447.804	15,87	Industria de la madera	100.785	9,32	Frondosas	61.401	16,15
	3º	Industria de la madera	335.104	9,48	Frondosas	67.700	15,40	Coníferas	26.707	17,29
	4º	Secano	82.518	7,37	Industria de la madera (Corteza)	12.174	9,56	Industria de la madera (Corteza)	7.565	9,24
SANTANDER	1º	Frondosas	267.065	17,51	Industria de la madera	72.137	8,55	Industria de la madera	33.572	8,60
	2º	Industria de la madera	230.681	9,44	Frondosas	43.120	16,71	Frondosas	5.508	14,84
	3º	Coníferas	156.306	16,39	Coníferas	7.335	16,25	Industria de la madera (Corteza)	2.698	9,50
	4º	Industria de la madera (Corteza)	26.783	9,74	Industria de la madera (Corteza)	6.867	9,69	Industria de la madera (otros subprod)	2.306	0,87
OVIEDO	1º	Frondosas	466.248	16,64	Frondosas	139.807	15,99	Frondosas	29.478	15,77
	2º	Industria de la madera	140.873	8,88	Industria de la madera	78.984	8,68	Matorral	3.133	9,03
	3º	Matorral	63.505	10,66	Matorral	20.633	10,53	Industria de la madera	2.782	7,69
	4º	Mezcla coníferas frondosas	45.920	14,90	Mezcla coníferas frondosas	17.518	14,16	Industria de la madera (otros subprod)	1.085	0,86
CANGAS DE NARCEA	1º	Frondosas	336.389	17,79	Frondosas	90.271	17,13	Matorral	20.940	10,63
	2º	Matorral	212.713	11,43	Matorral	75.776	10,97	Frondosas	14.014	16,08
	3º	Coníferas	100.973	13,09	Coníferas	12.434	12,97	Coníferas	5.175	13,27
	4º	Industria de la madera	85.612	9,43	Mezcla coníferas frondosas	11.262	14,57	Industria de la madera	2.779	9,14
CORUÑA	1º	Mezcla coníferas frondosas	364.456	13,76	Industria de la madera	109.441	8,76	Industria de la madera	49.001	8,71
	2º	Industria de la madera	271.147	9,02	Mezcla coníferas frondosas	95.710	13,63	Mezcla coníferas frondosas	26.530	13,57
	3º	Matorral	219.415	9,63	Matorral	31.634	10,38	Matorral	8.715	8,96
	4º	Coníferas	76.050	9,80	Industria de la madera (Corteza)	13.043	8,98	Industria de la madera (otros subprod)	5.337	1,09

ZONA CLIMÁTICA C1		R=60 km			R=30 km			R=15 km		
		Recurso	Recursos disponibles (Mwh/año)	Coste medio (€/Mwh)	Recurso	Recursos disponibles (Mwh/año)	Coste medio (€/Mwh)	Recurso	Recursos disponibles (Mwh/año)	Coste medio (€/Mwh)
SANTIAGO DE COMPOSTELA	1º	Mezcla coníferas frondosas	960.652	13,73	Mezcla coníferas frondosas	392.656	13,56	Mezcla coníferas frondosas	90.111	8,83
	2º	Industria de la madera	352.678	9,16	Industria de la madera	120.265	9,06	Industria de la madera	59.077	9,06
	3º	Matorral	291.446	9,27	Matorral	51.882	8,92	Matorral	13.986	13,05
	4º	Frondosas	59.305	14,75	Industria de la madera (Corteza)	14.696	9,23	Industria de la madera (Corteza)	7.217	9,23
PONTEVEDRA	1º	Mezcla coníferas frondosas	690.011	14,54	Mezcla coníferas frondosas	186.581	14,84	Mezcla coníferas frondosas	55.935	13,83
	2º	Industria de la madera	492.293	9,45	Industria de la madera	102.746	9,49	Matorral	22.752	8,88
	3º	Matorral	137.135	8,72	Matorral	62.244	9,32	Industria de la madera	18.940	8,87
	4º	Frondosas	117.486	14,63	Frondosas	22.419	15,22	Industria de la madera (Corteza)	2.261	9,13
BOIRO	1º	Mezcla coníferas frondosas	664.373	14,44	Mezcla coníferas frondosas	195.828	14,13	Mezcla coníferas frondosas	52.717	14,09
	2º	Industria de la madera	255.232	9,20	Industria de la madera	111.430	8,79	Industria de la madera	9.328	8,58
	3º	Matorral	95.194	8,69	Matorral	14.952	9,39	Matorral	5.628	9,10
	4º	Frondosas	37.509	10,02	Industria de la madera (Corteza)	12.956	9,06	Industria de la madera (Corteza)	1.130	8,83
VIVEIRO	1º	Mezcla coníferas frondosas	221.130	14,70	Mezcla coníferas frondosas	133.373	14,21	Mezcla coníferas frondosas	64.687	14,09
	2º	Industria de la madera (otros subprod)	216.442	1,87	Industria de la madera	91.168	9,44	Industria de la madera	29.183	8,85
	3º	Frondosas	209.159	15,68	Frondosas	52.172	16,10	Frondosas	10.557	14,81
	4º	Matorral	162.128	9,72	Coníferas	29.702	10,49	Matorral	5.091	10,33
ALCOY	1º	Frutales	1.175.808	9,10	Frutales	173.085	9,23	Frutales	26.299	7,35
	2º	Viñedo	161.881	10,14	Matorral	29.383	8,81	Coníferas	11.626	12,46
	3º	Industria de la madera	98.742	8,84	Coníferas	28.238	11,74	Matorral	11.170	9,51
	4º	Descascaradora (cáscara de almendra)	74.719	20,08	Descascaradora (cáscara de almendra)	26.417	18,46	Mezcla coníferas frondosas	6.040	14,23
YECLA	1º	Viñedo	570.507	10,18	Viñedo	251.472	10,07	Viñedo	55.750	9,54
	2º	Frutales	417.528	8,51	Frutales	71.885	8,44	Frutales	32.049	7,46
	3º	Secano	189.638	6,72	Secano	10.066	6,86	Industria de la madera	7.297	1,43
	4º	Regadío	173.047	3,86	Industria de la madera (otros subprod)	7.243	1,59	Matorral	1.900	6,35
CARAVACA	1º	Secano	612.059	6,52	Secano	187.840	6,39	Regadío	72.762	2,85
	2º	Regadío	492.000	3,24	Regadío	175.532	3,16	Secano	55.245	5,54
	3º	Viñedo	192.838	9,83	Viñedo	27.759	10,24	Viñedo	2.173	9,12
	4º	Olivar	103.463	9,76	Olivar	23.864	9,88	Olivar	1.367	9,39
IGUALADA	1º	Secano	401.892	7,54	Viñedo	197.280	10,75	Viñedo	72.777	9,85
	2º	Viñedo	353.633	9,87	Industria de la madera	86.644	7,79	Coníferas	22.125	12,52
	3º	Industria de la madera	279.559	9,68	Coníferas	69.937	10,89	Secano	6.652	6,78
	4º	Coníferas	267.069	13,05	Regadío	56.931	3,38	Matorral	6.632	7,95

ZONA CLIMÁTICA C3-C4		R=60 km			R=30 km			R=15 km		
		Recurso	Recursos disponibles (Mwh/año)	Coste medio (€/Mwh)	Recurso	Recursos disponibles (Mwh/año)	Coste medio (€/Mwh)	Recurso	Recursos disponibles (Mwh/año)	Coste medio (€/Mwh)
CORDOBA	1º	Olivar	1.130.925	10,22	Secano	267.474	7,50	Regadío	117.625	4,18
	2º	Secano	812.930	7,69	Regadío	248.553	4,15	Secano	56.010	7,36
	3º	Regadío	741.602	4,39	Olivar	55.151	10,40	Olivar	6.038	9,09
	4º	Descascaradora (cáscara de almendra)	219.396	10,97	Frondosas	6.830	13,16	Industria de la madera	2.709	5,44
MONTILLA	1º	Olivar	2.026.581	10,16	Olivar	452.175	10,15	Olivar	89.009	9,79
	2º	Secano	1.080.726	7,66	Secano	321.119	7,65	Viñedo	81.848	9,49
	3º	Regadío	639.676	4,15	Viñedo	111.594	9,86	Viñedo	81.848	9,49
BAENA	1º	Olivar	2.978.523	10,42	Olivar	908.110	9,31	Olivar	233.061	10,26
	2º	Secano	743.965	8,04	Secano	173.010	7,62	Secano	30.693	7,49
	3º	Regadío	290.086	4,87	Viñedo	37.814	9,61	Regadío	8.923	3,93
	4º	Viñedo	124.503	10,37	Regadío	33.018	#N/D	Matorral	2.899	11,19
LUCENA	1º	Olivar	2.543.663	11,20	Olivar	923.695	10,70	Olivar	297.678	9,36
	2º	Secano	888.613	8,90	Viñedo	104.064	10,72	Viñedo	25.386	9,01
	3º	Regadío	354.387	5,63	Secano	58.187	8,41	Secano	9.192	7,62
	4º	Viñedo	126.125	10,23	Regadío	32.610	5,57	Regadío	7.950	4,70
GRANADA	1º	Olivar	788.003	9,95	Regadío	308.720	3,87	Regadío	149.144	3,62
	2º	Regadío	633.347	4,17	Olivar	190.436	10,23	Olivar	60.340	9,27
	3º	Secano	574.886	7,73	Secano	120.487	#N/D	Secano	21.098	7,11
	4º	Coníferas	197.549	16,56	Coníferas	71.209	16,68	Coníferas	14.212	16,73
GUADIX	1º	Secano	598.698	7,73	Secano	225.358	7,59	Regadío	74.631	3,94
	2º	Regadío	511.383	4,79	Regadío	131.739	4,25	Secano	69.368	7,43
	3º	Coníferas	331.464	17,11	Coníferas	101.302	17,06	Industria de la madera	14.508	4,95
	4º	Olivar	302.238	9,92	Frutales	34.677	8,82	Coníferas	10.806	13,77
BAZA	1º	Secano	675.108	8,11	Secano	233.045	7,84	Secano	70.067	7,44
	2º	Regadío	425.395	4,97	Regadío	106.105	4,69	Regadío	41.858	4,08
	3º	Coníferas	295.324	17,02	Matorral	50.701	2.030,41	Coníferas	10.179	16,51
	4º	Olivar	95.604	10,32	Matorral	50.701	2.030,41	Coníferas	10.179	16,51
JAÉN	1º	Olivar	3.046.649	9,30		875.313	9,19		214.011	10,10
	2º	Secano	541.021	7,54		119.023	15,25	Secano	23.382	7,26
	3º	Industria aceite oliva (hueso aceituna)	429.989	17,00	Secano	112.236	7,50	Regadío	21.740	3,88
	4º	Regadío	341.312	3,90		88.840	3,76		12.494	17,53
BAILÉN	1º	Olivar	2.105.447	9,96	Olivar	519.197	9,19	Olivar	173.981	10,04
	2º	Industria aceite oliva (orujillo)	437.862	11,13	Regadío	150.235	4,58	Industria aceite oliva (orujillo)	35.326	10,93
	3º	Industria aceite oliva (hueso aceituna)	392.935	15,09	aceite oliva	139.446	10,77	Regadío	26.607	4,27
	4º	Regadío	290.898	4,60	Secano	116.590	7,70	Industria aceite oliva (hueso aceituna)	24.500	14,59
BAEZA	1º	Olivar	2.258.308	10,26	Olivar	833.533	9,55	Olivar	231.465	10,25
	2º	Secano	471.116	8,18	Industria aceite oliva (orujillo)	268.667	11,46	Industria aceite oliva (orujillo)	129.220	11,05
	3º	Industria aceite oliva (orujillo)	389.520	11,50	Industria aceite oliva (hueso aceituna)	197.830	14,98	Industria aceite oliva (hueso aceituna)	105.614	14,57
	4º	Industria aceite oliva (hueso aceituna)	362.634	17,22	Secano	139.139	7,80	Secano	30.854	7,58

ZONA CLIMÁTICA C3-C4		R=60 km			R=30 km			R=15 km		
		Recurso	Recursos disponibles (Mwh/año)	Coste medio (€/Mwh)	Recurso	Recursos disponibles (Mwh/año)	Coste medio (€/Mwh)	Recurso	Recursos disponibles (Mwh/año)	Coste medio (€/Mwh)
TOLEDO	1º	Secano	706.507	6,53	Secano	221.228	6,40	Regadío	45.584	2,73
	2º	Regadío	463.684	3,35	Regadío	190.914	3,09	Secano	36.051	5,99
	3º	Olivar	128.280	9,31	Olivar	32.628	9,89	Olivar	11.333	10,01
	4º	Viñedo	121.710	9,87	Viñedo	15.426	9,85	Matorral	2.977	7,95
TALAVERA	1º	Secano	437.892	6,50	Regadío	187.743	2,92	Regadío	132.453	2,52
	2º	Regadío	261.169	3,37	Secano	141.848	6,58	Secano	20.912	6,01
	3º	Olivar	88.201	9,93	Frondosas	17.765	12,88	Industria de la madera	15.221	2,18
	4º	Frondosas	61.207	13,44	Industria de la madera	15.346	8,59	Frondosas	1.933	10,05
CÁCERES	1º	Frondosas	357.859	14,67	Frondosas	149.571	14,66	Frondosas	67.040	14,09
	2º	Dehesas	204.339	10,35	Secano	90.771	7,17	Secano	24.539	6,55
	3º	Secano	180.390	7,18		43.759	10,25	Regadío	15.554	4,34
	4º	Matorral	72.921	8,82	Regadío	24.223	4,52	Dehesas	5.227	9,64
PLASENCIA	1º	Regadío	1.188.380	4,33	Regadío	459.217	4,52	Regadío	55.713	4,62
	2º	Frondosas	173.929	15,29		70.429	9,95	Dehesas	26.935	9,74
	3º	Dehesas	135.763	10,19	Frondosas	59.177	15,24	Frondosas	12.722	13,14
	4º	Olivar	110.393	9,58	Frutales	27.741	8,39	Matorral	7.995	6,75
NAVALMORAL DE LA MATA	1º	Regadío	570.100	4,71	Regadío	403.629	4,76	Regadío	83.378	4,41
	2º	Frondosas	159.736	15,57	Secano	37.739	7,07	Secano	8.194	6,62
	3º	Secano	154.663	6,86	Matorral	25.261	8,24	Frondosas	4.320	10,10
	4º	Dehesas	122.318	10,40	Frondosas	16.453	11,94	Dehesas	2.866	6,57
BADAJOZ	1º	Regadío	995.693	4,33	Regadío	496.444	4,52	Regadio	146.097	4,62
	2º	Secano	665.356	5,58	Secano	209.764	5,83	Secano	48.464	4,75
	3º	Olivar	135.167	9,29	Frutales	33.183	7,89	Frutales	14.176	7,48
	4º	Viñedo	132.097	9,56	Arroz (Paja)	27.117	5,27	Arroz (Paja)	12.515	4,28
ZAFRA	1º	Secano	524.339	7,03	Secano	191.094	7,90	Secano	54.434	6,92
	2º	Viñedo	236.863	9,52	Olivar	22.333	10,39	Dehesas	5.019	10,23
	3º	Regadío	90.263	4,42	aceite de oliva (hueso)	10.725	17,28	Olivar	3.799	9,71
	4º	Dehesas	63.249	7,95		6.951	9,67	Viñedo	1.993	9,94

ZONA CLIMÁTICA D1		R=60 km			R=30 km			R=15 km		
		Recurso	Recursos disponibles (Mwh/año)	Coste medio (€/Mwh)	Recurso	Recursos disponibles (Mwh/año)	Coste medio (€/Mwh)	Recurso	Recursos disponibles (Mwh/año)	Coste medio (€/Mwh)
PALENCIA	1º	Secano	2.175.832	7,29	Regadío	547.905	3,60	Regadío	198.942	3,45
	2º	Regadío	1.240.737	3,79	Secano	443.920	7,01	Secano	104.503	6,78
	3º	Matorral	42.726	7,33	Matorral	13.030	7,61	Coníferas	9.591	9,68
	4º	Frondosas	32.558	11,49	Frondosas	11.688	10,98	Frondosas	3.872	9,96
LALÍN	1º	Mezcla coníferas frondosas	539.545	14,00	Mezcla coníferas frondosas	126.881	10,30			
	2º	Industria de la madera	362.727	9,88	Industria de la madera	94.660	9,54			
	3º	Matorral	248.547	9,91	Matorral	44.247	7,89			
	4º	Frondosas	192.912	16,24	Frondosas	33.845	11,22			
LUGO	1º	Frondosas	288.550	15,01	Frondosas	122.576	14,69			
	2º	Matorral	243.350	9,48	Mezcla coníferas frondosas	66.149	13,50			
	3º	Mezcla coníferas frondosas	121.366	14,10	Matorral	37.573	9,11			
	4º	Industria de la madera	98.088	9,27	Industria de la madera	33.164	8,83			
MONFORTE DE LEMOS	1º	Matorral	342.556	10,17	Matorral	124.162	9,85			
	2º	Frondosas	269.029	16,30	Frondosas	85.839	15,82			
	3º	Industria de la madera	232.804	9,75						
	4º	Coníferas	117.960	10,64						
VILALBA	1º	Industria de la madera	355.771	9,62	Frondosas	80.348	15,25			
	2º	Frondosas	318.399	16,12	Matorral	64.927	9,54			
	3º	Mezcla coníferas frondosas	296.936	15,18	Industria de la madera	26.818	8,73			
	4º	Matorral	198.756	9,96	Coníferas	17.189	9,69			
IBI	1º	Frutales	719.066	9,59	Frutales	158.037	9,52			
	2º	Viñedo	267.962	11,17	Descascaradoras (cáscara almendra)	68.457	21,26			
	3º	Industria de la madera	94.401	8,78	Coníferas	28.656	11,16			
	4º	Descascaradoras (cáscara almendra)	68.457	21,26	Matorral	26.695	9,10			
REQUENA	1º	Viñedo	440.379	9,75	Viñedo	220.482	9,57	Viñedo	95.968	9,88
	2º	Coníferas	257.176	11,91	Coníferas	62.290	10,98	Matorral	16.337	8,69
	3º	Frutales	240.114	8,83	Matorral	61.018	9,22	Regadío	1.755	5,89
	4º	Matorral	204.029	8,90	Industria aceite oliva (hueso aceituna)	26.583	33,71	Coníferas	853	10,30
MANLLEU	1º	Secano	628.237	7,52	Secano	234.632	7,27			
	2º	Frondosas	567.951	18,34	Frondosas	185.705	18,29			
	3º	Coníferas	493.751	14,12	Coníferas	92.854	13,76			
	4º	Industria de la madera	365.653	10,16	Mezcla coníferas frondosas	80.334	15,80			
OLOT	1º	Frondosas	867.976	18,80	Frondosas	366.105	17,10			
	2º	Secano	601.662	6,79	Secano	102.083	6,71	Secano	47.533	6,40
	3º	Coníferas	329.102	14,32	Coníferas	50.505	13,40	Coníferas	6.286	13,12
	4º	Industria de la madera	198.411	9,13	Industria de la madera	46.897	9,67	Matorral	5.142	10,54
PAMPLONA	1º	Secano	1.093.882	7,41	Secano	476.191	7,21	Secano	226.766	7,02
	2º	Frondosas	801.513	18,75	Frondosas	134.893	17,84	Industria de la madera	20.098	8,33
	3º	Mezcla coníferas frondosas	180.033	16,83	Coníferas	58.059	13,57	Frondosas	7.664	16,44
	4º	Coníferas	159.745	14,26	Mezcla coníferas frondosas	37.086	16,02	Coníferas	7.012	13,06
TUDELA	1º	Regadío	1.660.913	4,04	Regadío	463.196	4,08	Regadío	168.193	3,97
	2º	Secano	852.523	7,13	Secano	233.963	7,12	Secano	99.385	6,99
	3º	Frondosas	76.357	16,56	Industria de la madera	19.051	8,06	Frutales	4.320	7,38
	4º	Coníferas	75.979	13,67	Frutales	10.673	8,06	Viñedo	1.111	9,97
VITORIA	1º	Secano	1.121.694	7,75	Secano	435.787	7,38	Secano	209.151	6,83
	2º	Coníferas	647.014	15,58	Frondosas	181.749	14,23	Frondosas	34.584	13,92
	3º	Frondosas	625.501	17,56	Coníferas	60.091	11,43	Industria de la madera	30.509	7,72
	4º	Industria de la madera	427.539	9,54	Industria de la madera	36.166	7,91	Industria de la madera (otros subprod)	1.987	3,90

ZONA CLIMÁTICA D2		R=60 km			R=30 km			R=15 km		
		Recurso	Recursos disponibles (Mwh/año)	Coste medio (€/Mwh)	Recurso	Recursos disponibles (Mwh/año)	Coste medio (€/Mwh)	Recurso	Recursos disponibles (Mwh/año)	Coste medio (€/Mwh)
LOJA	1º	Olivar	1.932.202	10,17	Secano	153.894	7,76	Olivar	138.829	8,91
	2º	Regadío	513.279	4,46	Regadío	109.999	4,35	Regadío	35.531	3,97
	3º	Secano	509.173	7,92	Industria aceite oliva (hueso aceituna)	54.240	16,33	Secano	33.434	7,27
	4º	Industria aceite oliva (hueso aceituna)	364.075	11,72	Frondosas	8.369	15,83	Industria aceite oliva (hueso aceituna)	15.070	15,43
CUENCA	1º	Secano	644.517	6,68	Secano	142.389	6,32	Secano	54.468	5,97
	2º	Coníferas	511.953	14,06	Coníferas	129.066	13,20	Industria de la madera	28.954	8,98
	3º	Matorral	349.134	9,23	Matorral	92.047	8,88			
TERUEL	1º	Regadío	448.538	3,44	Regadío	228.887	2,96	Regadío	40.383	3,13
	2º	Matorral	392.774	9,56	Secano	104.960	6,25	Secano	39.516	6,10
	3º	Secano	390.158	6,65	Matorral	86.694	9,22	Industria de la madera	21.925	9,11
	4º	Coníferas	383.935	13,50	Coníferas	82.552	13,28	Frondosas	16.188	15,27
HUESCA	1º	Regadío	1.081.693	3,41	Regadío	309.262	3,69	Secano	85.601	6,27
	2º	Secano	730.069	6,93	Secano	269.312	6,75	Regadío	80.355	3,13
	3º	Coníferas	222.326	13,97	Frondosas	18.716	18,52	Frondosas	3.044	12,09
	4º	Matorral	153.514	10,28	Coníferas	15.565	14,82	Frutales	899	8,35
BARBASTRO	1º	Regadío	1.938.418	3,79	Regadío	437.238	3,41	Regadío	139.230	3,30
	2º	Secano	462.949	6,93	Secano	117.305	6,56	Secano	17.815	6,22
	3º	Matorral	202.287	9,79	Frondosas	31.764	15,66	Industria de la madera	5.789	8,70
	4º	Frondosas	172.115	17,64	Coníferas	24.726	11,81	Matorral	4.128	6,17
LOGROÑO	1º	Secano	1.666.113	7,82	Secano	510.299	7,56	Matorral	34.058	11,68
	2º	Frondosas	529.966	17,48	Industria de la madera	112.937	9,22	Frondosas	24.009	17,71
	3º	Industria de la madera	237.822	9,79	Regadío	63.708	4,54	Coníferas	7.764	18,64
	4º	Regadío	133.678	4,97	Frondosas	37.184	17,04	Coníferas	6.294	16,28
CALAHORRA	1º	Secano	1.620.967	7,62	Secano	410.105	7,33	Secano	64.171	7,31
	2º	Regadío	687.499	4,77	Regadío	247.671	4,71	Regadío	42.003	4,35
	3º	Industria de la madera	121.330	9,54	Frutales	25.940	8,34	Industria de la madera	13.529	9,50
	4º	Matorral	70.470	10,73	Frutales	25.940	8,34	Industria de la madera	13.529	9,50
SEGOVIA	1º	Secano	920.653	6,88	Secano	305.198	6,80	Secano	81.342	6,44
	2º	Coníferas	305.194	13,46	Coníferas	84.074	16,29	Industria de la madera	21.478	9,10
	3º	Industria de la madera	188.269	10,10	Matorral	32.318	9,10	Matorral	8.943	8,07
	4º	Matorral	175.556	10,04	Industria de la madera	27.548	9,09		3.157	12,38
SALAMANCA	1º	Secano	1.384.183	7,05	Secano	400.296	7,03	Secano	121.029	6,51
	2º	Regadío	396.253	3,48	Regadío	260.907	3,91	Regadío	65.227	3,42
	3º	Frondosas	265.120	15,50	Frondosas	40.669	14,03		8.632	13,21
	4º	Dehesas	222.180	11,10	Dehesas	38.094	9,50		4.944	9,12
MEDINA DEL CAMPO	1º	Secano	2.269.351	7,01	Secano	599.460	7,30	Secano	155.078	6,79
	2º	Regadío	460.868	3,48	Regadío	69.100	4,15	Regadío	10.192	3,56
	3º	Coníferas	149.191	13,18	Coníferas	32.493	10,79	Coníferas	8.413	9,34
	4º	Industria de la madera	88.176	9,09	Viñedo	9.586	10,25	Viñedo	1.122	10,40

ZONA CLIMÁTICA D2		R=60 km			R=30 km			R=15 km		
		Recurso	disponibles (Mwh/año)	Coste medio (€/Mwh)	Recurso	disponibles (Mwh/año)	Coste medio (€/Mwh)	Recurso	disponibles (Mwh/año)	Coste medio (€/Mwh)
VALLADOLID	1º	Secano	1.997.763	7,17	Secano	459.523	7,04	Secano	108.149	6,57
	2º	Regadío	987.779	3,75	Regadío	229.721	3,36	Regadío	93.356	3,27
	3º	Coníferas	132.542	12,88	Coníferas	40.558	12,67	Industria de la madera	28.632	8,86
	4º	Industria de la madera	77.428	8,94	Industria de la madera	28.660	8,85	Frondosas	10.953	13,70
ZAMORA	1º	Secano	1.576.127	7,17	Secano	464.359	7,10	Regadío	136.138	2,89
	2º	Regadío	408.687	3,75	Regadío	199.707	3,29	Secano	110.093	6,59
	3º	Matorral	85.559	9,04	Frondosas	17.208	14,01	Coníferas	3.808	14,55
	4º	Frondosas	82.376	14,40	Matorral	10.710	11,16	Matorral	1.617	10,27
BENAVENTE	1º	Regadío	1.579.287	3,54	Regadío	490.407	3,50	Regadío	224.130	3,22
	2º	Secano	1.530.585	7,17	Secano	364.133	6,97	Secano	67.879	6,57
	3º	Frondosas	139.145	13,50	Frondosas	49.020	13,08	Industria de la madera	35.211	8,81
	4º	Industria de la madera	125.398	9,39	Industria de la madera	35.232	8,81	Frondosas	10.761	11,96
BÉJAR	1º	Frondosas	352.134	16,01	Frondosas	109.006	15,56	Frondosas	16.822	14,91
	2º	Regadío	339.313	4,33	Matorral	38.507	9,87	Industria de la madera	12.032	9,28
	3º	Dehesas	162.808	12,11	Frutales	37.713	8,84	Dehesas	9.589	10,33
	4º	Matorral	102.971	10,12	Industria de la madera	30.074	8,58	Matorral	8.658	8,84

ZONA CLIMÁTICA D3		R=60 km			R=30 km			R=15 km		
		Recurso	Recursos disponibles (Mwh/año)	Coste medio (€/Mwh)	Recurso	Recursos disponibles (Mwh/año)	Coste medio (€/Mwh)	Recurso	Recursos disponibles (Mwh/año)	Coste medio (€/Mwh)
LERIDA	1º	Regadío	1.998.994	3,75	Regadío	734.060	3,62	Frutales	214.471	7,86
	2º	Frutales	560.728	8,11	Frutales	378.440	8,11	Regadío	125.968	3,80
	3º	Secano	523.305	6,63	Secano	157.881	6,68	Secano	34.596	6,93
	4º	Matorral	93.797	8,87	Industria de la madera	27.650	8,77	Matorral	27.519	8,60
ZARAGOZA	1º	Regadío	1.165.100	3,43	Regadío	456.463	3,28	Regadío	224.086	3,07
	2º	Secano	880.636	6,99	Secano	179.745	6,77	Secano	19.649	6,23
	3º	Viñedo	63.612	10,58	Industria de la madera	14.473	6,90	Secano	19.649	6,23
EJEA DE LOS CABALLEROS	1º	Regadío	1.531.271	4,09	Regadío	569.621	3,48	Regadío	238.385	3,48
	2º	Secano	777.360	7,46	Secano	197.400	6,62	Secano	42.653	6,32
	3º	Coníferas	93.474	12,76	Coníferas	20.906	12,10	Industria de la madera (otros subprod)	694	0,80
	4º	Matorral	79.254	10,46	Matorral	5.082	8,50	Industria de la madera	484	5,16
CALATAYUD	1º	Secano	575.632	6,80	Frutales	64.584	8,34	Regadío	21.840	3,16
	2º	Frondosas	212.266	16,28	Viñedo	34.632	10,49	Frutales	21.016	7,87
	3º	Regadío	208.990	3,47	Secano	33.874	6,73	Secano	13.159	6,20
	4º	Viñedo	130.307	9,69	Regadío	31.730	3,61	Coníferas	8.378	11,11
ALBACETE	1º	Secano	897.255	6,50	Regadío	378.628	3,05	Regadío	91.812	2,69
	2º	Regadío	700.095	3,17	Secano	260.430	6,20	Secano	74.962	5,85
	3º	Viñedo	200.024	9,95	Viñedo	5.752	9,39	Industria de la madera	2.782	7,69
	4º	Matorral	69.698	8,97	Industria de la madera	4.231	8,20	Frondosas	2.402	14,34
HELLIN	1º	Secano	421.232	6,72	Regadío	241.689	3,37	Regadío	105.084	2,92
	2º	Regadío	420.653	3,51	Secano	114.768	6,51	Descascaradora (cáscara de almendra)	53.637	17,75
	3º	Viñedo	286.950	9,77	Viñedo	62.601	9,81	Secano	26.877	6,09
	4º	Coníferas	166.722	12,68	Descascaradora (cáscara de almendra)	48.184	19,87	Viñedo	7.738	8,77
ALMANSA	1º	Secano	353.081	6,45	Frutales	205.789	8,53	Secano	49.529	5,94
	2º	Viñedo	310.371	9,89	Secano	132.812	6,25	Regadío	23.782	2,68
	3º	Frutales	188.426	8,83	Viñedo	34.954	9,83	Viñedo	2.305	9,87
	4º	Matorral	65.044	8,41	Viñedo	34.954	9,83	Viñedo	2.305	9,87
MADRID	1º	Regadío	626.767	2,97		143.438	2,97	Secano	23.435	6,69
	2º	Secano	496.219	7,24	Secano	126.074	7,55	Industria de la madera	13.432	7,42
	3º	Industria de la madera	49.835	6,29	Industria de la madera	33.577	6,38	Industria de la madera (otros subprod)	6.739	0,88
	4º	Matorral	48.594	8,31	Industria de la madera (otros subprod)	26.716	1,08	Regadío	6.240	2,62
ARANJUEZ	1º	Regadío	725.005	2,98	Regadío	368.110	2,98	Regadío	148.722	2,98
	2º	Secano	684.513	6,63	Secano	135.150	6,58	Secano	26.473	6,59
	3º	Viñedo	146.050	9,80	Viñedo	31.644	9,80	Olivar	8.344	10,39
	4º	Olivar	95.569	9,80	Olivar	26.788	9,19	Industria de la madera	3.933	9,00
GUADALAJARA	1º	Secano	727.634	6,68	Secano	266.205	6,54	Regadío	71.735	2,80
	2º	Regadío	330.288	2,98	Regadío	146.298	2,98	Secano	67.497	6,16
	3º	Frondosas	138.285	10,76	Frondosas	18.011	15,27	Industria de la madera	10.936	9,01
	4º	Matorral	87.680	9,19	Industria de la madera	11.151	9,18	Frondosas	6.107	13,72

ZONA CLIMÁTICA D3		R=60 km			R=30 km			R=15 km		
		Recurso	Recursos disponibles (Mwh/año)	Coste medio (€/Mwh)	Recurso	Recursos disponibles (Mwh/año)	Coste medio (€/Mwh)	Recurso	Recursos disponibles (Mwh/año)	Coste medio (€/Mwh)
TOMELLOSO	1º	Viñedo	1.042.142	9,87	Regadío	265.589	3,09	Regadío	93.088	2,73
	2º	Regadío	744.705	3,35	Viñedo	201.843	9,85	Destilerías (granilla uva)	55.048	37,21
	3º	Secano	504.587	6,48	Secano	112.041	6,39	Destilerías (orujo seco)	44.263	16,36
	4º	Destilerías (granilla uva)	137.621	37,45	Destilerías (granilla uva)	68.810	37,46	Viñedo	40.399	9,98
ALCAZAR DE SAN JUAN	1º	Viñedo	1.116.218	9,87	Viñedo	358.716	9,77	Viñedo	92.989	8,96
	2º	Regadío	717.355	3,35	Regadío	273.220	3,11	Regadío	87.942	2,87
	3º	Secano	502.616	6,48	Secano	108.291	6,35	Secano	40.149	6,08
	4º	Destilerías (granilla uva)	153.196	33,64	Destilerías (granilla uva)	41.286	37,24	Destilerías (granilla uva)	27.524	37,33
VILLAROBLEDO	1º	Secano	760.046	7,07	Viñedo	352.344	9,65	Viñedo	111.244	9,48
	2º	Viñedo	669.672	9,88	Secano	156.429	6,72	Secano	30.766	6,19
	3º	Regadío	374.215	3,69	Regadío	77.590	3,25	Regadío	28.492	3,07
	4º	Destilerías (granilla uva)	123.120	37,61	Destilerías (granilla uva)	41.040	37,38		27.360	37,34
CIUDAD REAL	1º	Secano	612.059	6,52	Secano	187.840	6,39	Regadío	72.762	2,85
	2º	Regadío	492.000	3,24	Regadío	175.532	3,16	Secano	55.245	5,54
	3º	Viñedo	192.838	9,83	Viñedo	27.759	10,24	Viñedo	2.173	9,12
	4º	Olivar	103.463	9,76	Olivar	23.864	9,88	Olivar	1.367	9,39
PUERTOLLANO	1º	Secano	421.543	7,14	Secano	113.314	6,44	Secano	3.891	6,38
	2º	Regadío	162.222	3,33	Regadío	26.711	3,38	Frondosas	2.425	16,91
	3º	Matorral	72.140	8,43	Matorral	25.261	8,54	Olivar	1.754	10,72
	4º	Dehesas	65.155	10,18	Olivar	22.440	9,52	Coníferas	1.620	10,94
VALDEPEÑAS	1º	Secano	699.323	6,67	Secano	210.810	6,78	Viñedo	106.155	9,38
	2º	Regadío	426.111	3,21	Viñedo	195.174	10,28	Secano	39.149	5,59
	3º	Viñedo	399.155	9,76	Olivar	23.237	10,25	Olivar	3.827	9,59
	4º	Olivar	68.867	10,22	Regadío	16.536	3,49	de oliva (hueso)	3.027	15,85
MANZANARES	1º	Regadío	840.775	3,18	Regadío	364.548	3,05	Regadío	57.748	2,79
	2º	Viñedo	703.174	9,77	Viñedo	172.103	9,71	Secano	50.244	5,43
	3º	Secano	582.671	6,54	Secano	141.464	6,32	Viñedo	42.836	9,39
	4º	Destilerías (granilla uva)	96.335	37,65	Olivar	5.787	10,02	Dehesas	91	6,09

ZONA CLIMÁTICA E1	R=60 km			R=30 km			R=15 km		
	Recurso	Recursos disponibles (Mwh/año)	Coste medio (€/Mwh)	Recurso	Recursos disponibles (Mwh/año)	Coste medio (€/Mwh)	Recurso	Recursos disponibles (Mwh/año)	Coste medio (€/Mwh)
AVILA	Secano	901.968	8,81	Secano	208.764	7,41	Secano	26.855	6,40
	Coníferas	139.890	16,17	Frondosas	31.946	13,99	Frondosas	12.538	13,02
	Frondosas	120.671	16,15	Matorral	13.300	8,87			
	Matorral	66.433	10,22	Coníferas	4.834	14,81			
ARANDA DE DUERO	Secano	1.593.749	7,31	Secano	321.093	7,17	Regadio	135.957	3,36
	Regadio	796.990	3,83	Regadio	305.751	3,58	Secano	57.963	6,78
	Coníferas	155.937	14,05	Coníferas	39.023	13,22	Mezcla coníferas frondosas	7.886	12,13
	Frondosas	121.817	13,71	Mezcla coníferas frondosas	25.652	13,20	Coníferas	6.690	11,13
BURGOS	Secano	1.378.448	7,04	Secano	453.569	6,95	Secano	132.816	6,58
	Frondosas	332.023	14,82	Regadio	97.025	3,52	Industria de la madera	35.434	8,91
	Regadio	206.891	3,62	Frondosas	47.247	13,74	Regadio	32.206	3,28
	Coníferas	95.950	15,28	Industria de la madera	42.478	8,99	Industria de la madera (Corteza)	4.261	9,14
MIRANDA DE EBRO	Secano	1.497.891	7,44	Secano	510.353	7,19	Secano	135.512	6,92
	Frondosas	445.490	16,63	Frondosas	65.458	15,59	Regadio	20.467	5,90
	Industria de la madera	226.031	9,41	Industria de la madera	33.865	8,91	Frondosas	9.105	11,38
	Coníferas	193.089	15,55	Coníferas	27.575	15,30	Industria de la madera	4.326	8,79
SORIA	Secano	960.021	7,25	Secano	276.764	7,13	Secano	78.450	6,75
	Coníferas	399.019	15,49	Mezcla coníferas frondosas	75.248	15,36	Industria de la madera	25.878	7,85
	Frondosas	240.794	15,60	Frondosas	58.161	15,03	Frondosas	15.754	14,29
	Matorral	228.889	9,76	Coníferas	45.788	15,20	Matorral	14.085	8,81
PONFERRADA	Frondosas	303.426	16,91	Industria de la madera	82.632	9,01			
	Matorral	263.341	10,68	Frondosas	70.091	16,06			
	Coníferas	161.042	15,63	Matorral	68.263	10,02			
	Industria de la madera	127.261	9,35	Coníferas	39.935	15,56			
LEON	Regadio	1.439.067	3,84	Regadio	305.343	3,83	Secano	95.608	6,59
	Secano	852.188	7,09	Secano	246.968	6,72	Regadio	52.385	3,36
	Frondosas	298.305	15,39	Frondosas	53.452	14,24	Industria de la madera	35.041	8,77
	Industria de la madera	154.600	8,93	Industria de la madera	51.233	8,83	Industria de la madera (Corteza)	4.404	8,65