

Trabajo Fin de Grado
Grado en Ingeniería de la Energía

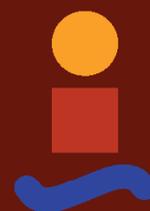
Estudio de integración de plantas de potencia en
reactor de fusión nuclear

Autor: Francisco Javier Barrera Coronilla

Tutor: Ricardo Chacartegui Ramírez

Dpto. de Ingeniería Energética
Grupo de máquinas y motores térmicos
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2020



GMTS | GRUPO DE MAQUINAS Y MOTORES
TERMICOS DE SEVILLA

Trabajo Fin de Grado
Grado en Ingeniería de la Energía

Estudio de integración de plantas de potencia en reactor de fusión nuclear

Autor:

Francisco Javier Barrera Coronilla

Tutor:

Ricardo Chacartegui Ramírez

Catedrático de Universidad

Dpto. de Ingeniería Energética
Grupo de máquinas y motores térmicos
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2020

Trabajo Fin de Grado: Estudio de integración de plantas de potencia en reactor de fusión nuclear

Autor: Francisco Javier Barrera Coronilla

Tutor: Ricardo Chacartegui Ramírez

El tribunal nombrado para juzgar el Trabajo arriba indicado, compuesto por los siguientes miembros:

Presidente:

Vocales:

Secretario:

Acuerdan otorgarle la calificación de:

Sevilla, 2020

El Secretario del Tribunal

A mi madre

A mi padre

A mi abuela

Agradecimientos

Quisiera agradecer en primer lugar a mi familia, por ser mi mayor apoyo durante estos cuatro años, por estar ahí en todo momento celebrando mis logros y ayudándome a sobrellevar las derrotas. A mi madre, por creer en mí desde el primer día, por su apoyo incondicional. A mi padre, por ayudarme a superar los baches y concienciarme de que con esfuerzo podría conseguir lo que quisiera. A mi pareja, por su preocupación, empeño e interés, en que persiga mis sueños y objetivos.

A todos mis profesores, porque gracias a ellos, en estos cuatro años, me han ayudado a mejorar tanto académica como personalmente, despertando en mí aún más interés por lo que estudio. Agradecer especialmente a mi tutor, Ricardo Chacartegui, por su motivación y dedicación como profesor, haciendo que despierte curiosidad por la innovación, la fusión nuclear y los sistemas de producción de potencia.

Agradecer también a mis amigos, que han estado ahí en los momentos más amargos y han contribuido a hacer este camino más liviano.

Francisco Javier Barrera Coronilla
Grado en Ingeniería de la Energía
Sevilla, 2020

Resumen

En este Trabajo de Fin de Grado se va a estudiar los sistemas de refrigeración y la integración en el ciclo de potencia de una planta de fusión nuclear. Para comenzar el estudio, es necesario conocer el escenario energético en el que nos encontramos actualmente y por qué surge la necesidad de buscar nuevas técnicas de generación de potencia a gran escala. Tras esta presentación, y para comprender el origen térmico de la energía que se pretende extraer del núcleo del reactor, es necesario conocer la base física de la fusión nuclear.

Por otro lado, centrándonos en el motivo del presente proyecto, son muchos los trabajos de investigación que se están realizando en torno a ITER y DEMO, para desarrollar la estructura mecánica de los distintos sistemas de refrigeración del núcleo del reactor, por lo que serán presentados en el Capítulo 3. Unido a esto, surge la necesidad de aprovechar esa energía térmica extraída, por lo tanto, es necesario llevar a cabo un estudio para, teniendo en cuenta las limitaciones de los sistemas de refrigeración, hacerlo de la manera más eficaz posible que se estudiará en los Capítulos 4 y 5.

Por último, todo proyecto lleva asociado un estudio económico que sirve para valorar la rentabilidad y viabilidad del mismo. Es por ello, que en el Capítulo 6 de este proyecto, se va a realizar un análisis económico de la tecnología.

Abstract

In this Final Degree Project the refrigeration systems and the integration in the power cycle of a nuclear fusion plant will be studied. To begin the study, it is necessary to know the energy scenario in which we are currently and why the need arises to search for new techniques for generating power on a large scale. After this presentation, and to understand the thermal origin of the energy to be extracted from the reactor core, it is necessary to know the physical basis of nuclear fusion.

On the other hand, focusing on the reason for this project, there are many research works being carried out around ITER and DEMO, to develop the mechanical structure of the different reactor core cooling systems, for which reason they will be presented In Chapter 3. Coupled with this, there is a need to take advantage of this extracted thermal energy, therefore, it is necessary to carry out a study to do it, taking into account the limitations of refrigeration systems, in the most efficient way will be studied in Chapters 4 and 5. Finally, in Chapter 6 of this project, an economic analysis of the technology will be carried out.

Índice

Agradecimientos	ix
Resumen	xi
Abstract	xiii
Índice	xv
Índice de Tablas	xvii
Índice de Figuras	xix
1 Introducción	21
1.1 Escenario Energético	21
1.2 Motivación	22
2 Fusión nuclear, JET, ITER y DEMO	25
2.1 Fusión Nuclear	25
2.1.1 Confinamiento del plasma	29
2.2 Las tres etapas hacia una planta de potencia	31
2.3 Configuración de una planta de fusión	32
3 Sistemas de Refrigeración en Alta Temperatura	35
3.1 <i>Introducción</i>	35
3.2 <i>Sistemas de refrigeración</i>	36
3.2.1 Helium Cooled Pebble Bed (HCPB)	36
3.2.2 Helium Cooled Lithium Lead (HCLL)	37
3.2.3 Water Cooled Lithium Lead (WCLL)	38
3.2.4 Dual Coolant Lithium Lead (DCLL)	38
3.3 Conclusiones	40
4 Sistemas de Producción de Potencia a Integrar	41
4.1 Introducción	41
4.2 Ciclo Rankine – Vapor	41
4.2.1 Configuración de la planta	42
4.2.2 Análisis termodinámico	43
4.2.3 Resultados del análisis	50
4.3 Ciclo Brayton – Supercritical CO ₂	52
4.3.1 Configuración de la planta	52
4.3.2 Análisis termodinámico	54
<i>CICLO SIMPLE</i>	54
<i>CICLO BRAYTON REGENERATIVO</i>	56
4.3.3 Resultados del análisis	58
4.4 Ciclo combinado – Supercritical CO ₂ / Organic Rankine Cycle	61
4.4.1 Configuración de la planta	61

4.4.2	Elección del fluido de trabajo	63
4.4.3	Análisis termodinámico	66
	<i>CICLO COMBINADO – CICLO SIMPLE + ORC</i>	66
	<i>CICLO COMBINADO – CICLO REGENERATIVO + ORC</i>	70
4.4.4	Resultados del análisis	74
	<i>CICLO COMBINADO – CICLO SIMPLE + ORC</i>	74
	<i>CICLO COMBINADO – CICLO REGENERATIVO + ORC</i>	75
5	Análisis paramétrico	79
5.1	Introducción	79
5.2	Agua como refrigerante	79
5.2.1	Análisis e integración en el ciclo de potencia	80
5.3	Helio como refrigerante	82
5.3.1	Análisis e integración en el ciclo de potencia	83
6	Análisis económico	85
6.1	Introducción	85
6.2	Estimación de costes	85
6.3	Análisis técnico-económico	87
6.4	Análisis de sensibilidad	89
7	Conclusiones	91
	Referencias	93

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Valores de magnitudes características para los métodos de confinamiento. [2]	30
Tabla 2. Hipótesis iniciales para análisis termodinámico Ciclo Rankine	43
Tabla 3. Resultados ciclo de potencia – Rankine agua	51
Tabla 4. Hipótesis iniciales análisis termodinámico Ciclo Brayton simple	54
Tabla 5. Resultados ciclo de potencia - Brayton cerrado simple sCO ₂	59
Tabla 6. Resultados ciclo de potencia – Brayton regenerativo sCO ₂	60
Tabla 7. Condiciones de trabajo de sustancias orgánicas e inorgánicas [10].	64
Tabla 8. Hipótesis iniciales análisis termodinámico – Ciclo combinado	66
Tabla 9. Resultados bloque potencia ciclo de cabeza. Brayton simple – sCO ₂	74
Tabla 10. Resultados bloque potencia ciclo de cola. ORC – Tolueno	75
Tabla 11. Resultados bloque potencia ciclo de cabeza. Brayton regenerativo – sCO ₂	76
Tabla 12. Resultados bloque potencia ciclo de cola. ORC – Tolueno	76
Tabla 13. Tabla de costes de inversión del modelo de planta de fusión.[14]	86
Tabla 14. Escenario económico para el análisis de la planta.	88
Tabla 15. Escenarios de reducción de costes económicos	90

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Distribución en porcentaje de energía global consumida.[1]	22
Figura 2. Sol	25
Figura 3. Defecto de masa por nucleón en función de la masa atómica [2]	26
Figura 4. Sección eficaz (Probabilidad de que la reacción tenga lugar) en función de energías del ion deuterio [2]	28
Figura 5. Reacción de fusión	29
Figura 6. Esquema reactor Tokamak	31
Figura 7. Esquema reactor Stellarator	31
Figura 8. Evolución cronológica de las actividades [2]	32
Figura 9. Esquema de partes del reactor Tokamak	33
Figura 10. Esquema detallado de las partes del diseño de HCPB de la Breeding Blanket [3]	36
Figura 11. Esquema detallado partes diferenciadas HCLL [3]	37
Figura 12. Detalle partes de segmento modular HCLL [3]	37
Figura 13. Detalle partes WCLL en dirección radial [3]	38
Figura 14. Segmentación multimódulo [3]	39
Figura 15. Detalle partes DCLL [3]	39
Figura 16. Esquema equipos reactor PWR [5]	42
Figura 17. Esquema de planta ciclo Rankine con agua como fluido de trabajo	43
Figura 18. Diagrama bloques ciclo Brayton cerrado	52
Figura 19. Diagrama T-s ciclo Brayton	52
Figura 20. Esquema planta ciclo Brayton cerrado simple	53
Figura 21. Esquema planta ciclo Brayton cerrado regenerativo	54
Figura 22. Diagrama T-s ciclo ORC	62
Figura 23. Esquema bloque potencia ciclo combinado. Ciclo Brayton simple + ORC	62
Figura 24. Esquema bloque potencia ciclo combinado. Ciclo Brayton regenerativo + ORC	63
Figura 25. Diagrama rendimiento – Temperatura para fluidos orgánicos	65
Figura 26. Variación del rendimiento con la temperatura de salida refrigerante en condiciones PWR	81
Figura 27. Variación del rendimiento con la temperatura de salida refrigerante a 190 bar.	81
Figura 28. Variación del rendimiento con la temperatura de salida refrigerante a 260 bar.	82
Figura 29. Variación del rendimiento con en el rango operativo de temperatura de salida de refrigerante.	83
Figura 30. Estructura de costes de la planta de fusión. [14]	86

Figura 31. Evolución de flujos de caja acumulados en el periodo de vida útil de la planta	88
Figura 32. Variación del VAN con el aumento del precio de venta de la electricidad	88
Figura 33. Comparativa de LCOE por tecnología de generación.	89
Figura 34. Ayuda prestada a las distintas tecnologías de generación en la UE. [18]	90

1 INTRODUCCIÓN

“Si quieres encontrar los secretos del universo, piensa en términos de energía, frecuencia y vibración.”

~ Nikola Tesla ~

A modo de introducción, el contenido del presente capítulo va a servir para poner en situación en términos de consumos energéticos globales y la necesidad de Trabajo de Fin de Grado sobre esta temática.

1.1 Escenario Energético

El aumento de la demanda energética con una tendencia de crecimiento prácticamente exponencial ha llevado a la humanidad a buscar nuevas formas de producir potencia de manera sostenible. Entre otras tecnologías se han ido desarrollando varias líneas con el fin de conseguir los objetivos futuros de emisiones y eficiencia energética. Dentro de estas líneas de trabajo se encuentran las energías renovables, las cuales podrían contribuir y están contribuyendo, cada vez en mayor medida, al cumplimiento de los objetivos fijados, sin embargo, se encuentran en muchos casos todavía en etapa de desarrollo y la disponibilidad y accesibilidad del recurso lleva a la necesidad de un gran trabajo tanto investigador como económico para cumplir los cada vez más ambiciosos propósitos internacionales de ser utilizadas como fuentes de energía principales. Por otro lado, existe una línea de desarrollo con una gran proyección de futuro, se trata de la energía procedente de fusión nuclear, línea donde se enmarca el presente proyecto.

Durante el año 2018 el consumo de energía primaria creció a un ritmo de 2,9%, casi el doble del promedio de la última década (1,7%). Esta excepcional fortaleza de la demanda energética tiene su origen, entre otros, en los efectos de la climatología.

La mayor parte del crecimiento de la demanda energética proviene de economías en desarrollo de rápido crecimiento, impulsadas por el aumento de la prosperidad. China, India y otras economías emergentes de Asia representan alrededor de dos tercios del crecimiento en el consumo de energía.

Como podemos ver en la figura 1, obtenida del informe anual sobre la situación energética global de la empresa BP [1], observamos que el 84.7 % de la energía consumida en 2018 procede de combustibles fósiles.

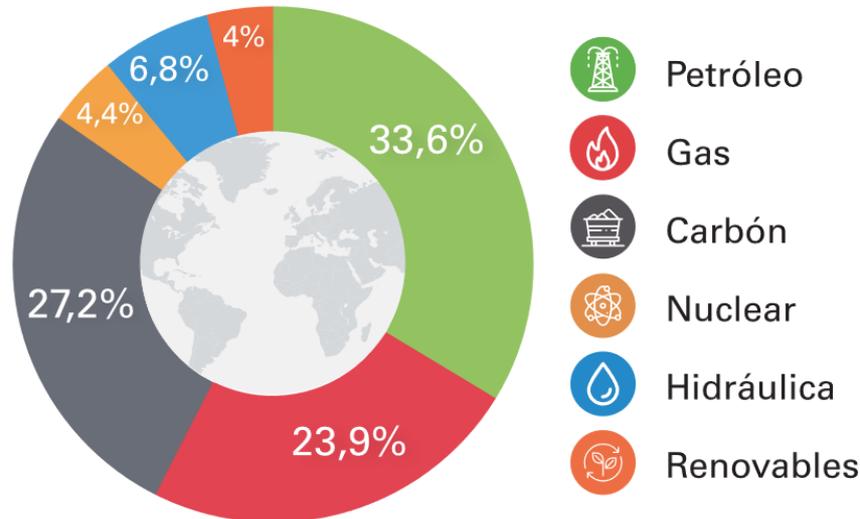


Figura 1. Distribución en porcentaje de energía global consumida.[1]

Por tanto se han abierto varias líneas de investigación para desarrollar mejoras que contribuyan a aumentar la eficiencia térmica de las centrales de energía ya existentes, por una parte para aumentar la energía producida, y por otra, para reducir la emisión de los gases de efecto invernadero.

En conclusión, las siempre crecientes necesidades energéticas mundiales y las constantes inestabilidades políticas y sociales de los países productores de petróleo y gas han empujado la política energética internacional hacia nuevas formas de energía, en particular, las renovables y las nucleares "avanzadas". Entre las últimas, la fusión nuclear ha alcanzado especialmente en los últimos años, un nivel de aceptación general y de interés por parte de los gobiernos de todo el mundo los cuales están invirtiendo en ella ya que se considera como una de las promesas para el futuro energético del planeta. Sin embargo y a pesar de que se haya avanzado y se hayan resuelto muchas cuestiones relacionadas con la tecnología de fusión, queda un largo camino por delante y es preciso seguir progresando en muchos de los aspectos tecnológicos relacionados con la realización de un reactor de fusión y desarrollar materiales específicos para que el proceso completo, desde la reacción inicial hasta la extracción y conversión última de energía, se pueda producir, autosustentar y rentabilizar a partir de recursos ampliamente disponibles, desarrollables o regenerables, suponiendo un coste accesible para favorecer su viabilidad económica y cumpliéndose de la manera lo más respetuosa posible con el medioambiente.

1.2 Motivación

España participa a través de diversas instituciones en varios acuerdos europeos (EFDA y el más actual EUROfusion) e internacionales (ITER y, para el desarrollo de instalaciones complementarias a ITER como es la instalación de irradiación de materiales IFMIF, el Broader Approach) que pretenden impulsar y dar soporte y financiación a distintos proyectos que confluirán en la construcción de los dos reactores, ITER, el reactor experimental cuyo emplazamiento ya se está realizando en Cadarache, y DEMO, que será el primer reactor de demostración a escala comercial [2].

Las actividades se han articulado alrededor del estudio de un concepto de envoltura regeneradora (Breeding Blanket) y sus sistemas auxiliares "de planta" lo cual corresponde con gran parte de la temática de este proyecto.

El desarrollo de un sistema de refrigeración de la Breeding Blanket y su posterior integración a un ciclo de potencia es esencial para continuar con los desarrollos requeridos dentro del modelo de planta a nivel comercial DEMO. Por lo tanto, este proyecto estará enfocado a dar una visión generalista de los sistemas de refrigeración de la Breeding Blanket que están siendo desarrollados actualmente por la UE y el estudio de distintas configuraciones de planta para el aprovechamiento de la energía producida en el reactor nuclear y que es extraída del mismo a través de los sistemas de refrigeración.

2 FUSIÓN NUCLEAR, JET, ITER Y DEMO

En este capítulo se van a definir algunos conceptos físicos sobre la fusión nuclear necesarios para la correcta comprensión de los capítulos posteriores. Servirá de presentación al desarrollo de proyectos relativos a la construcción de una planta de fusión nuclear a nivel comercial (DEMO).

2.1 Fusión Nuclear

La fusión es una reacción nuclear a través de la cual, a partir de la combinación o fusión de los núcleos de átomos ligeros se forman núcleos más pesados. Siempre que se habla de fusión nuclear es importante hablar del sol. Esta reacción es la que tiene lugar en estrellas como el sol a temperaturas de 10 – 15 millones °C), en él, el hidrogeno se fusiona para formar helio: este proceso genera energía, que en forma de radiación solar, mantiene la vida en la tierra.

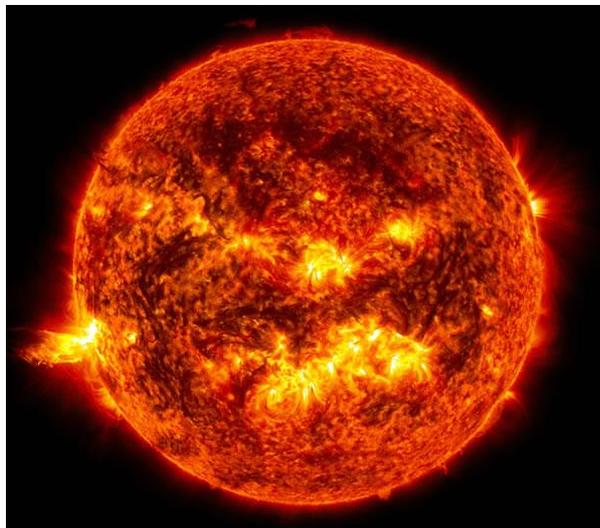


Figura 2. Sol

Comprender que la energía irradiada desde el Sol y las estrellas procede de reacciones de fusión nuclear fue resultado de tres grandes descubrimientos científicos. El primero fue la equivalencia entre masa y energía deducida por Albert Einstein en 1905. El segundo avance llegó después de poco más de 10 años con la medición precisa de las masas atómicas, realizada por Francis Aston, quien observó que la masa total de cuatro átomos de hidrógeno es ligeramente mayor que la masa de un átomo de helio. Estos dos resultados llevaron a Arthur Eddington y otros a proponer, en 1920, que la masa podría estar convirtiéndose en energía en el Sol y en las estrellas si cuatro átomos de hidrógeno se combinasen para formar un átomo de helio. El único problema de este modelo era que, de acuerdo con la física clásica, el Sol no es suficientemente caliente para que la fusión nuclear tuviera lugar. Solo cuando se desarrolló la mecánica cuántica, a final de los años '20, fue posible entender completamente la física de la fusión nuclear. [2]

La energía liberada en el proceso de fusión proviene de la diferencia de masa entre los núcleos, por lo tanto, ésta depende de la unión de los núcleos, esta energía liberada se corresponde con la ecuación $E = mc^2$ donde m es la diferencia de masa observada en el sistema entre antes y después de la fusión por lo que una pequeña masa equivale a una cantidad enorme de energía ($c^2 = 9 \times 10^{16} \text{ m}^2/\text{s}^2$).

La fusión de dos núcleos de menor masa que el hierro (que, junto con el níquel, tiene la mayor energía de enlace por nucleón y, por tanto, es el más estable de todos) libera energía, mientras que la fusión de núcleos más pesados que el hierro absorbe energía; y viceversa para el proceso inverso, la fisión nuclear. [2]

Al tratarse de la combinación de dos núcleos ligeros libera energía, en cambio si se tratara de la fusión de dos más pesados que el hierro la reacción absorbería energía. La fusión nuclear es el proceso mediante el cual dos núcleos atómicos se unen para formar uno de mayor peso atómico y cuya masa es ligeramente inferior a la suma de las masas de los dos núcleos que se han fusionado. [2]

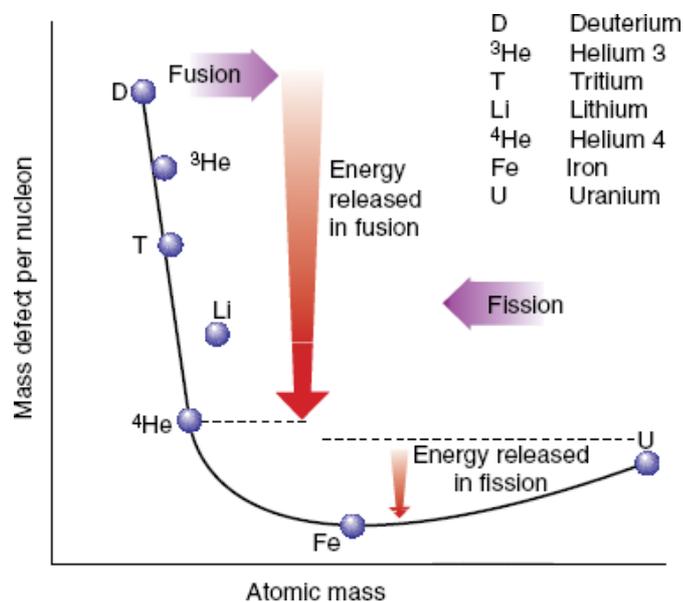


Figura 3. Defecto de masa por nucleón en función de la masa atómica [2]

Puesto que los núcleos atómicos tienden a repelerse debido a su carga eléctrica positiva, la fusión requiere condiciones de temperatura y presión muy elevadas para que puedan compensar dicha fuerza de repulsión. En el Sol, el “combustible” se calienta y se confina mediante la gravedad. En la Tierra, el confinamiento debe lograrse mediante otros mecanismos, en concreto el confinamiento inercial o el magnético, que se describirá en apartados posteriores, donde la fusión requiere una temperatura por encima de los 100 millones de °C (diez veces la temperatura en el centro del Sol).

Existen diversos tipos de reacciones de fusión aprovechables desde el punto de vista energético. De entre todas las que implican isótopos de hidrógeno, la reacción de fusión entre deuterio y tritio, que se suele abreviar como DT, es la que presenta mayor sección eficaz para temperaturas relativamente bajas ($\sim 3 \times 10^8$ K) por lo que resulta la más fácil de obtener de manera controlada y se considera la mejor candidata para una planta de potencia de fusión. Se basa en unir suficientemente los núcleos de deuterio y tritio, en unas condiciones de temperatura y presión permitan alcanzar el estado de plasma, en el cual los átomos se disgregan y los núcleos de hidrógeno pueden chocar y fusionarse para obtener helio. La diferencia energética entre dos núcleos de hidrógeno y uno de helio se emite en forma de energía que servirá para mantener el estado de plasma y para la obtención de energía.

La reacción genera un neutrón de alta energía y helio:



Un término importante a la hora de determinar justificar la reacción utilizada es la sección eficaz, como su nombre indica, se refiere al área efectiva para la colisión. La sección eficaz es proporcional a la probabilidad de que ocurra una dispersión, y tiene unidades de área.

Otra reacción importante que tiene una sección eficaz algo menor, es la de dos deuterones (${}^2\text{D}$), la cual puede tener dos resultados, cada uno con 50% de probabilidad:



Como se puede observar, estas reacciones producen menos energía que la anterior. Sin embargo son de gran importancia porque, a diferencia del tritio, el deuterio es un isótopo estable que se halla de manera natural en una proporción de una parte en 6500 de hidrógeno, de manera que es lo bastante abundante en el agua para satisfacer las necesidades energéticas del mundo por mil millones de años. La separación del deuterio del agua puede hacerse con un proceso bien conocido y relativamente barato [3].

Entre las distintas reacciones, se encuentran algunas con menor sección eficaz y por lo tanto, no se consideran para el desarrollo de ITER por su mayor necesidad energética iónica y mayores temperaturas:



La reacción deuterio - helio-3 es atractiva por su sección eficaz pero el helio-3 es muy escaso en la Tierra, aunque existe en grandes cantidades en la Luna [4]. Una ventaja de esta reacción es que todos los productos son partículas cargadas y no se producen neutrones. Esto sería conveniente por dos razones: 1) permite la extracción de energía de las partículas cargadas desacelerándolas en campos eléctricos, proporcionando una fuente de energía eléctrica directa, sin necesidad de pasar por un ciclo térmico; 2) la ausencia de neutrones reduce en gran medida los problemas de protección radiológica y blindaje, eliminando además el problema de activación en los componentes del reactor e incrementando la seguridad. [2]

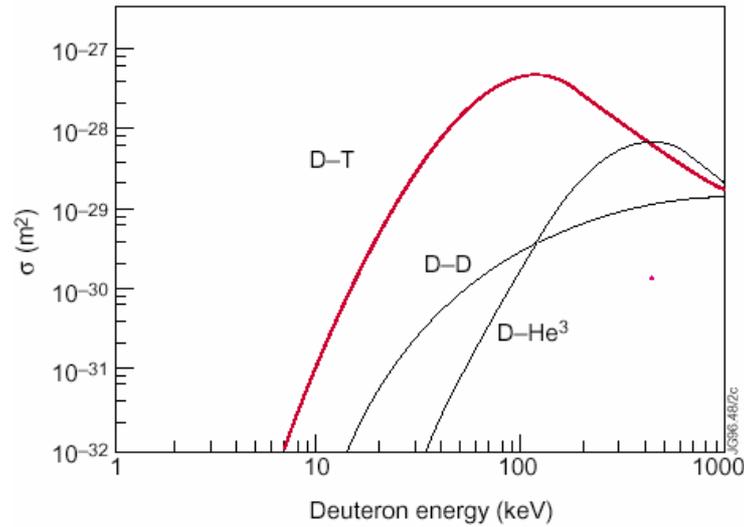
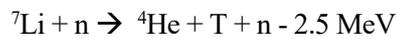


Figura 4. Sección eficaz (Probabilidad de que la reacción tenga lugar) en función de energías del ion deuterio [2]

Aunque la reacción D-T produce gran cantidad de neutrones rápidos (14 MeV), se ha pensado en ella para la primera generación de reactores de fusión ya que es la más accesible. Otras reacciones que no produzcan neutrones podrán ser una alternativa a medida que la tecnología vaya avanzando y sea factible lograr las reacciones con secciones eficaces menores, en ocasiones llamadas de combustibles avanzados.



El litio natural está compuesto por el 92.5% de ${}^7\text{Li}$ y por el 7.5% de ${}^6\text{Li}$. Ambos isótopos del litio (litio-6 y litio-7) reaccionan con los neutrones produciendo tritio y helio. La reacción con ${}^6\text{Li}$ es más probable con neutrones lentos y es exotérmica, liberando 4.8 MeV de energía. La reacción con ${}^7\text{Li}$ es endotérmica, ocurre solamente con neutrones rápidos y absorbe 2.5 MeV de energía. Además, el neutrón producido por la reacción con ${}^7\text{Li}$ puede reaccionar a su vez con el ${}^6\text{Li}$.

Los combustibles básicos para una planta de potencia de fusión que quema deuterio y tritio serán entonces agua y litio. El deuterio se extraerá del agua del mar y el tritio se producirá a partir del litio. Ambos combustibles primarios son relativamente económicos, abundantes y fácilmente accesibles. El único residuo producido será el gas inerte helio. Se estima que un kilogramo de litio producirá 105 GJ de electricidad.

La figura 5 muestra un esquema del ciclo completo con las reacciones que lo constituyen.

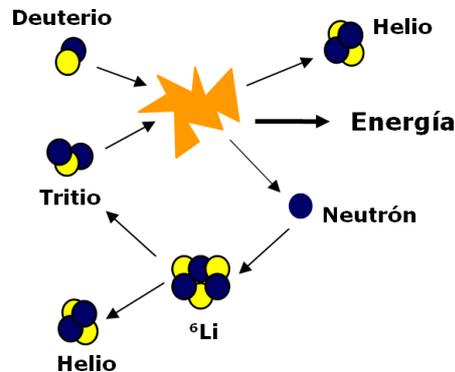


Figura 5. Reacción de fusión

2.1.1 Confinamiento del plasma

Para producir energía por fusión de manera eficiente (es decir, obteniendo más energía de la que se invierte) es necesario asegurar que siempre haya una gran cantidad de núcleos que estén en condiciones de acercarse lo suficiente para fusionarse casi simultáneamente. Esto se logra encerrando en cierta región un gas compuesto por los átomos requeridos (combustible) y manteniéndolo confinado bajo las condiciones necesarias para producir fusión, por un tiempo suficientemente largo.

Los requisitos para producir fusión se conocen como Criterios de Lawson, enunciados por John Lawson en 1957, que determinan las condiciones necesarias para lograr la producción neta de energía mediante la fusión de elementos ligeros (deuterio y tritio) estableciendo una relación entre los valores de densidad iónica y tiempo mínimo de confinamiento necesarios para que la energía producida por las reacciones en el gas pueda compensar las pérdidas que se produzcan y ser reutilizada para mantener las reacciones de fusión. [2]

Para ello es necesario que: 1) la densidad de partículas del gas no sea muy baja y 2) el tiempo medio para las pérdidas de energía no sea muy corto. Las condiciones que establecen qué tanto es densidad baja y tiempo corto se pueden expresar en términos de un criterio de emparejamiento (igualdad de pérdidas y ganancias). Lo que esto expresa es que el producto de la densidad, n , por el tiempo de confinamiento de la energía, τ_E debe ser mayor que una cierta cantidad que depende de la temperatura del gas, T , y de la eficiencia de conversión de energía de fusión a energía útil, ϵ , así como del tipo de mecanismo usado para tener fusión,

$$n \cdot \tau_E > \text{factor}(T, \epsilon)$$

A esta condición se le llama criterio de Lawson, que fue quien primero estableció las condiciones de equilibrio de pérdidas y ganancias.

Para satisfacer estos requerimientos existen dos alternativas: tiempos de confinamiento de energía pequeños pero densidades grandes, o tiempos de confinamiento largos a densidades moderadas.

Con la primera opción se obtienen plasmas muy calientes confinados por su propia masa, mediante lo que se llama confinamiento inercial. El plasma se mantiene confinado por muy poco tiempo (microsegundos) a densidades muy altas (con lo que se producen muchas reacciones) mediante láseres de gran potencia.

Con el segundo método, denominado confinamiento magnético se emplean campos magnéticos para obligar las partículas cargadas que forman el plasma a moverse describiendo hélices a lo largo de líneas magnéticas que se cierran sobre sí mismas. Las partículas estarán confinadas, en una región limitada del espacio, con una densidad más pequeña pero durante tiempos bastante largos para conseguir muchas reacciones de fusión. Puesto que en este trabajo se ha estudiado una opción de reactor magnético, trataremos solo esta tipología de confinamiento.

Los valores típicos para la temperatura, densidad y tiempo de confinamiento característicos de los distintos confinamientos se resumen en la Tabla 1 comparándolos con el confinamiento gravitacional que se produce en las estrellas, para que sirva de referencia.

Tabla 1. Valores de magnitudes características para los métodos de confinamiento. [2]

Magnitud	Sol	Confinamiento inercial	Confinamiento magnético
Temperatura [10^6 K]	15	100	100
Densidad [m^{-3}]	10^{32}	10^{30}	10^{20}
Tiempo de confinamiento [s]	-	10^{-9}	1

- **Confinamiento inercial.** Esta técnica de confinamiento se basa en el calentamiento e implosión por compresión de una pequeña esfera de combustible en un periodo muy corto de tiempo ($\tau_E \approx 10^{11}$ s). Esto se consigue mediante potentes láseres pulsado de alta potencia o de un haz de iones pesados que apuntan directamente a la esfera y que lo calientan y comprimen hasta altas densidades y temperaturas con el objetivo de que ocurra la reacción de fusión y el plasma sea confinado por su inercia.
- **Confinamiento magnético.** Se utilizan grandes campos magnéticos para confinar el plasma caliente el tiempo suficiente para que la fusión pueda ocurrir ($\tau_E \approx 10$ s). Debido a sus elevadas temperaturas un plasma de fusión no puede ser confinado directamente en una vasija. El plasma gira a altas velocidades siguiendo las líneas de campo magnético y haciendo chocar las partículas entre ellas. Las partículas cargadas – iones y electrones – están forzadas por los campos magnéticos a tener orbitas circulares y a formar hélices alrededor de las líneas de campo magnético. Las partículas entonces quedan vinculadas a las líneas de campo. Por otro lado, estas se pueden mover libremente en la dirección longitudinal a las líneas. Por lo tanto si se utiliza un campo magnético de una forma adecuada es posible confinar el plasma y mantenerlo lejos de la pared.

Al confinamiento magnético corresponden, entre otros, dos tipos de reactores: el modelo de tipo Tokamak, como el futuro ITER, o el Stellarator, como el TJ-II español.

El reactor Tokamak, palabra que procede del ruso y es acrónimo de “toroidal'naya kamera s magnitnymi katushkami” (cámara toroidal con bobinas magnéticas), tiene forma toroidal (como un donut hueco). Las características fundamentales de un tokamak se muestran en la figura 6. Hay dos campos magnéticos principales. Uno de estos, el campo toroidal, es producido por una bobina de cobre en forma de toro. El segundo campo magnético, el poloidal, es generado por la corriente eléctrica que atraviesa el plasma. El campo magnético toroidal evita que se desarrollen inestabilidades. La combinación de los dos campos da lugar al enroscamiento de las líneas de campo sobre las superficies magnéticas; con ello se evita que el plasma se escape como consecuencia de las derivas magnéticas de las partículas. El campo toroidal producido por las bobinas externas es, típicamente, 10 veces mayor que el campo poloidal debido a la corriente del plasma.[2]

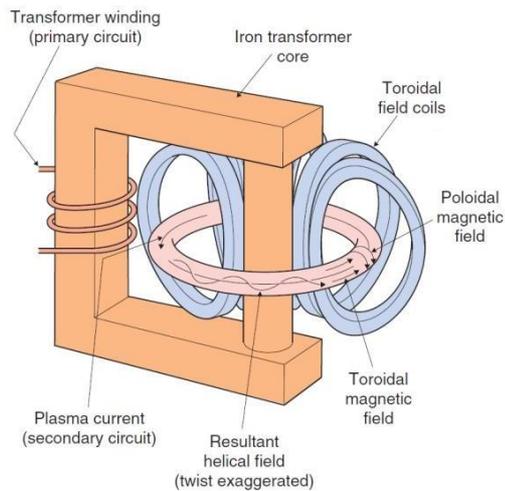


Figura 6. Esquema reactor Tokamak

En un Stellarator el campo poloidal es producido por corrientes externas al plasma, es decir, es la forma de las bobinas la que permite que las líneas de campo se enrosquen y el plasma quede confinado. Fue inventado por Lyman Spitzer y los primeros dispositivos fueron construidos en el laboratorio de física de plasma de Princeton en 1951.[2]

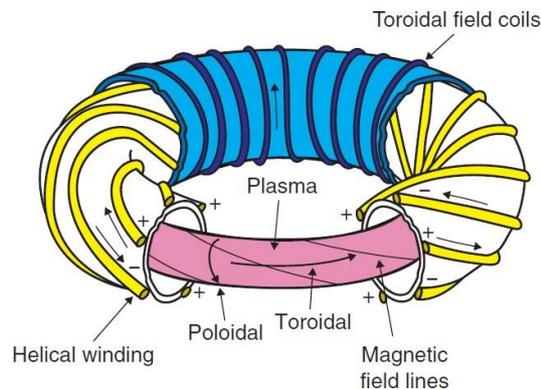


Figura 7. Esquema reactor Stellarator

Puesto que la opción considerada en este estudio para el reactor de demostración DEMO es la de un Tokamak solo nos centraremos sobre el confinamiento magnético y sobre este modelo de reactor.

2.2 Las tres etapas hacia una planta de potencia

Los tres grandes tokamaks - JET (Europa), TFTR (Estados Unidos) y JT-60 (Japón) - construidos en la década de 1970 para demostrar el aumento de la energía de fusión con el tamaño de la máquina y para acercarse lo más posible a las condiciones de producción neta de energía, junto con otros experimentos realizados a menor escala, permitieron alcanzar condiciones muy cercanas a las requeridas para la fusión. En otros experimentos utilizando plasmas DD se han alcanzado y superado la temperatura y la densidad necesarias para la ignición aunque JET y TFTR han ido más allá utilizando plasmas DT. [2]

El próximo paso requiere la realización de una máquina de mayor tamaño, como ITER, donde se probarán muchas de las técnicas necesarias para una planta de potencia (bobinas superconductoras, producción de tritio, etc.). Este tendrá que demostrar que la fusión es técnicamente viable.

El tercer paso, conocido como DEMO, deberá llevar a la construcción de un prototipo de tamaño entero de una planta de potencia de fusión que produzca electricidad de forma rutinaria y fiable para demostrar que la fusión es comercialmente viable.

La extrapolación para plasmas del tamaño de ITER de los tiempos de confinamiento y otros parámetros obtenidos a partir de medidas hechas en experimentos más pequeños presenta grandes dificultades a la hora de calcular la difusión de partículas y la conducción de calor desde la teoría de plasmas. Los procesos básicos que causan pérdidas energéticas en un tokamak se conocen, pero la física es tan compleja que la tasa de pérdida real no puede calcularse con suficiente precisión para remplazar los datos empíricos.

Los estudios de escalado de plasma establecen los parámetros claves y cuantifican como el confinamiento depende de estos. La aproximación empírica está a la base de todos estos estudios. Un parámetro muy importante resulta ser la corriente de plasma y con base este escalado la extrapolación para el tiempo de confinamiento indica que se necesita un mínimo de 20 millones de amperios (20 MA) para alcanzar la ignición en un tokamak. Para un radio del plasma y un campo magnético toroidal dados existen límites sobre la corriente máxima así que dicha corriente requiere un tokamak aproximadamente 3 veces más grande que JET.

En la figura 8 se observa en orden cronológico el desarrollo de las actividades para la construcción de reactores y en su caso, futuras plantas de fusión nuclear; JET, el reactor ITER y el posible futuro reactor DEMO.

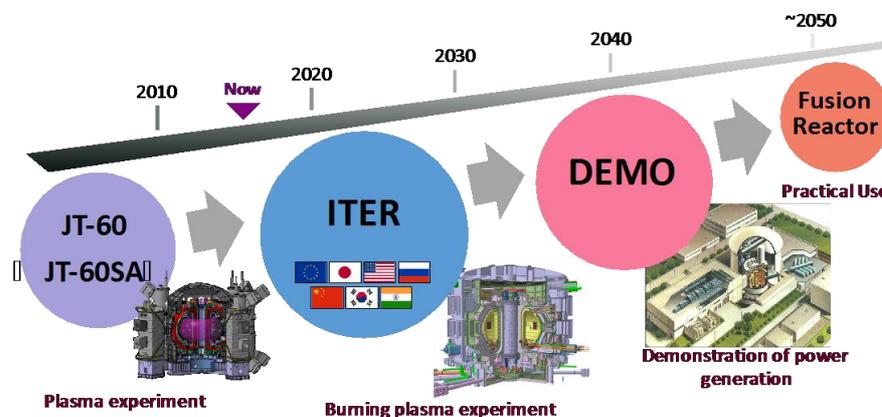


Figura 8. Evolución cronológica de las actividades [2]

2.3 Configuración de una planta de fusión

La configuración de una planta de potencia de fusión está formada por un conjunto de componentes de manera concéntrica tal y como se muestra en la figura 9. Esta configuración puede entenderse como una configuración por capas, donde los sistemas de confinamiento y evacuación del calor se disponen formando una sección aproximadamente con forma de D. El calor evacuado a través del sistema de refrigeración es transformado en calor aprovechable en un ciclo de potencia, el cual aún está por definir y es objeto del presente proyecto.

El plasma forma el núcleo del reactor, la superficie que lo recubre se llama Primera Pared (First Wall). Detrás de esta estará la Envoltura Regeneradora (Breeding Blanket), seguida por un Blindaje neutrónico (Shield), la Cámara de Vacío (Vacuum Vessel), las Bobinas magnéticas de campo toroidal y poloidal (TF y poloidal coils) y un blindaje secundario (el Blindaje biológico o Bioshield) para reducir la radiación a los niveles requeridos para garantizar la seguridad del personal que trabaja en las cercanías. El Divertor está ubicado antes de la cámara de vacío y debajo del plasma: su función es evacuar los gases calientes (helio y deuterio y tritio no quemados) eliminándolos del plasma. [2]

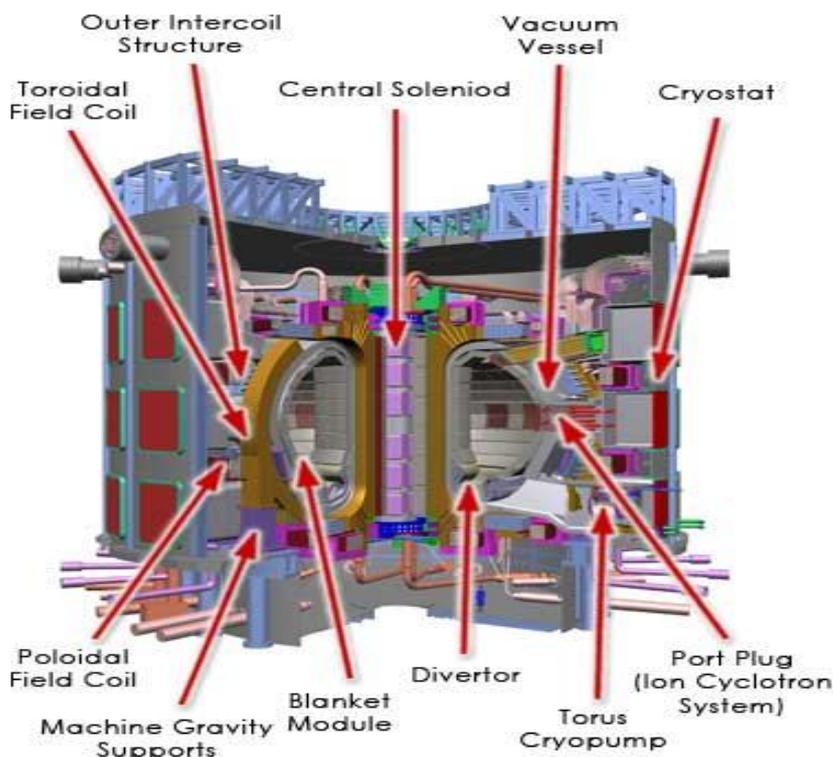


Figura 9. Esquema de partes del reactor Tokamak

A través de la First Wall se produce un flujo de potencia medio en forma de calor del orden de megavatio por metro cuadrado, sin embargo, la mayor parte de la potencia proviene de las reacciones de deuterio y tritio. Esta energía proviene de los neutrones, los cuales pasan a través de la pared sin depositar mucha potencia en ella. La energía es absorbida en la Breeding Blanket por el sistema de transferencia de calor primario que será estudiado posteriormente, donde además, junto con el litio son los encargados de producir tritio para la reacción.

En los reactores de fusión basados en confinamiento magnético, aproximadamente la mitad de la energía del plasma se deposita en el Divertor. Si se deposita uniformemente, el flujo de calor directo sobre la First Wall será menor de 1MW/m^2 . Así que la First Wall, la envoltura y el Divertor se calientan y requieren refrigeración por agua a presión o por helio, y esta es la manera en la cual la potencia de fusión será extraída y convertida en electricidad. El refrigerante primario pasa por un intercambiador de calor produciendo vapor que se utiliza para mover turbinas y generadores como en una planta de potencia convencional. [2]

Para que la operación de la planta resulte económicamente rentable se requieren altos flujos de potencia y altas eficiencias térmicas, lo cual implica altas temperaturas de operación. Los materiales estructurales tienden a deformarse cuando operan bajo estas condiciones y esto puede constituir un factor determinante que limite la elección de los mismos. Un flujo de potencia alto pone restricciones severas sobre el diseño mecánico y térmico de las superficies en contacto con el plasma (First Wall). El problema es complejo ya que estas superficies sufren una fuerte erosión debida a las partículas y a la radiación. La elección de los materiales para esta zona entonces

queda restringida por la necesidad de usar materiales que minimicen la erosión, mantengan sus características mecánicas bajo el bombardeo de neutrones y tengan buena resistencia al calor. Para el confinamiento magnético el problema resulta todavía más acentuado en las superficies del divertor que está sujeto a flujos de calor localizado muy altos.

3 SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN EN ALTA TEMPERATURA

En este capítulo se van a describir desde el punto de vista de diseño, las características principales de los sistemas de evacuación de calor que actualmente están siendo desarrollados por el programa de fabricación de las envolturas regeneradoras del reactor (TBM) en el ITER. Existen cuatro opciones: HCPB, HCLL, WCLL y DCLL que conforman uno de los grandes campos de investigación donde se están realizando un gran esfuerzo de desarrollo.

3.1 Introducción

En Europa, en el marco de las actividades del consorcio EUROfusion, cuatro conceptos distintos de Breeding Blanket (BB) están siendo desarrollados con el objetivo de cumplir los requerimientos del proyecto de demostración de una planta de potencia a partir de la energía de fusión (Proyecto DEMO) en términos de autosuficiencia de tritio y la producción de electricidad. Las cuatro opciones de Breeding Blanket cubren una amplia gama de posibilidades tecnológicas, donde el agua y el helio son considerados como posibles refrigerantes y PbLi como reproductor de tritio y multiplicador de neutrones. Para el desarrollo del presente apartado se ha tomado como referencia el artículo [5], donde se describen las distintas opciones de Breeding Blanket

El PbLi se trata de una aleación eutéctica que es presentada como regenerador de tritio, multiplicador de neutrones y/o refrigerante principal. Se caracteriza por tener un punto de fusión bajo y tener la posibilidad de producir tritio necesario para la autoalimentación del ciclo del combustible a través del litio.

El tritio y el deuterio son los átomos utilizados para alimentar la reacción de fusión. El deuterio puede ser extraído del agua de mar de forma ilimitada, sin embargo, el suministro de tritio disponible en principio, es limitado.

Afortunadamente, existe una segunda fuente de tritio: el tritio se puede producir dentro del tokamak cuando los neutrones que escapan del plasma interactúan con un elemento específico, el litio, contenido en la Breeding Blanket. Este concepto de reproducción de tritio durante la reacción de fusión es importante para las necesidades futuras de una planta de energía de fusión a gran escala.

En ITER se están desarrollando distintos sistemas de refrigeración y alimentación de tritio de la Breeding Blanket en el programa llamado Test Blanket Modules (TBM). En él, se explorarán técnicas viables para garantizar la autosuficiencia de tritio.

3.2 Sistemas de refrigeración

3.2.1 Helium Cooled Pebble Bed (HCPB)

El HCPB es uno de los modelos de refrigeración de la BB de la UE que están siendo desarrollados en ITER. Existen numerosos diseños en cuanto a la segmentación de la Blanket, el diseño que se ha tomado como referencia se construyó sobre la base de la denominada Segmentación Multi - Módulo (MMS de sus siglas en inglés Multi Module Segmentation), el cual divide la Breeding Blanket en 7 segmentos interiores y 7 segmentos exteriores. Cada módulo está formado por una First Wall en forma de U, una placa posterior y las tapas superior e inferior.

El interior del módulo está formado por placas de refrigeración en dirección radio – toroidal con refrigerante fluyendo en contracorriente. Entre las placas de refrigeración, se introduce un compuesto litiado (Li_4SiO_4 como referencia, 60% ^6Li enriquecimiento) y Berilio. En este sistema de refrigeración el Litio actúa en la producción de tritio mientras que el Berilio se usa como moderador de neutrones. Las placas de refrigeración junto con el material regenerador conforman la denominada Breeding Zone.

El compuesto litiado de la Pebble Bed actúa como unidad de almacenamiento de calor extraído mientras se hace circular el Helio a través de la Pebble Bed para extraer la energía.

En el diseño presentado en [3], el material estructural es EUROFER97 y se usa helio como gas refrigerante a 80 bar y temperaturas de entrada / salida de 300/500 ° C, con la opción de elevar la temperatura de entrada a 330 ° C ~ 350 ° C. El tritio producido se purga a través de un circuito donde se emplea helio a baja velocidad.

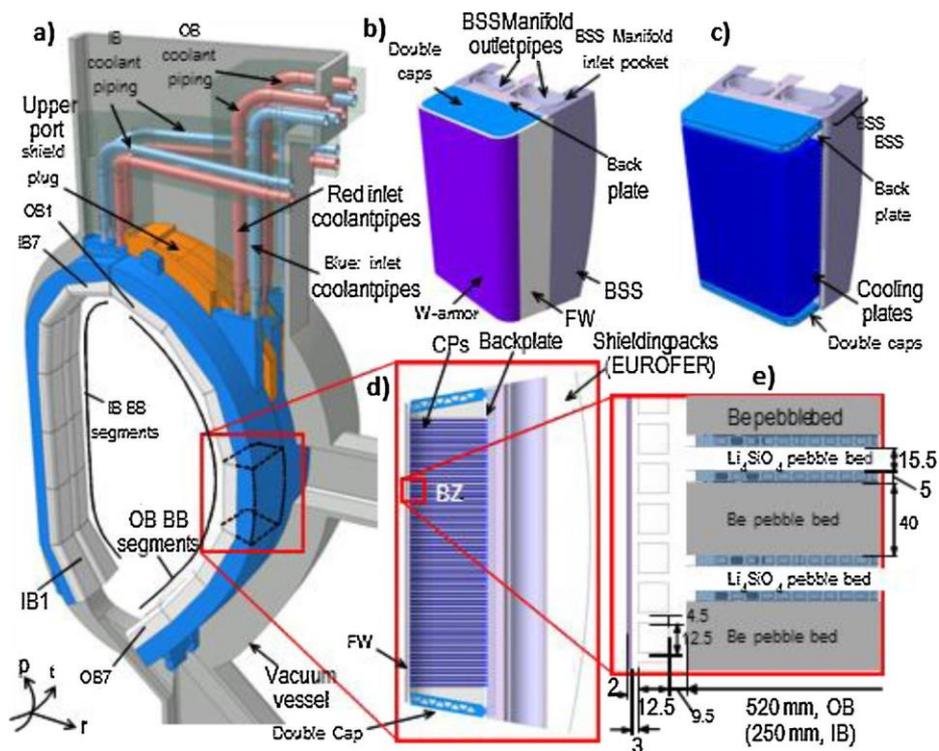


Figura 10. Esquema detallado de las partes del diseño de HCPB de la Breeding Blanket [3]

Un estudio termohidráulico y análisis termomecánico del artículo [5] estimó que la caída de presión que sufre el fluido a su paso por el sistema de refrigeración es $\Delta p_{\text{BB}} = \Delta p_{\text{FW}} + \Delta p_{\text{BZ}} = 1,5$ bar.

3.2.2 Helium Cooled Lithium Lead (HCLL)

El sistema de refrigeración HCLL es otro de los conceptos BB que la UE pretende ensayar en el programa de fabricación de las envolturas regeneradoras del reactor (TBM) en el ITER. El sistema de refrigeración HCLL se basa en el uso de EUROFER como material estructural, el eutéctico Pb - ^{15}Li enriquecido al 90% en ^6Li como multiplicador de neutrones y el portador tritio. Por otro lado, usa gas helio como refrigerante con una temperatura de entrada / salida de 300/500 ° C y 80 bar de presión.

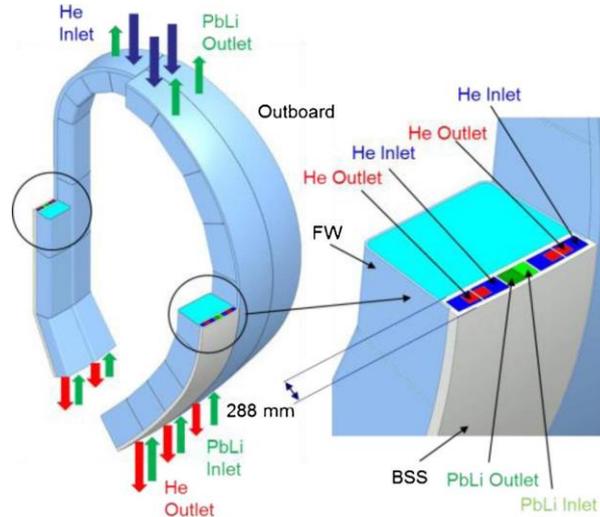


Figura 11. Esquema detallado partes diferenciadas HCLL [3]

Se han realizado importantes investigaciones en la optimización y el análisis de varias configuraciones para mejorar sus rendimientos de TBR (Tritium Breeding Ratio, que indica la cantidad de tritio producido en la reacción a partir del material eutéctico) y los refuerzos mientras se minimiza el riesgo de no cumplir con los criterios de diseño (temperaturas de operación, material estructural, presión, etc.). Se han realizado análisis detallados de CFD en el área de colectores en los módulos para disminuir las caídas de presión: el rediseño de las conexiones de los canales FW a los colectores permitió disminuir en un 60% las caídas de presión en esta área con respecto a modelos anteriores [6]

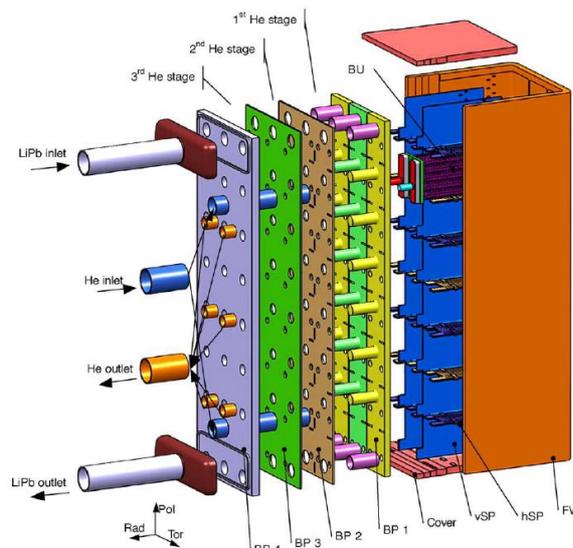


Figura 12. Detalle partes de segmento modular HCLL [3]

La estructura de soporte posterior se ha rediseñado con el objetivo de reducir las caídas de presión, tener una mejor resistencia y mantener la temperatura de la estructura soporte posterior lo más baja posible para reducir las tensiones.

3.2.3 Water Cooled Lithium Lead (WCLL)

El sistema de refrigeración por agua Lithium Lead (Water-Cooled Lithium Lead en inglés, WCLL en adelante) de la Breeding Blanket es otro de los candidatos para la ejecución del proyecto DEMO. El sistema de refrigeración de la Breeding Blanket está basado en un único segmento modular. Consiste en un módulo externo, compuesto por la First Wall, la cual está directamente expuesta al plasma y recubierto de una capa de tungsteno, las paredes laterales (Side Walls en inglés), las tapas superiores e inferiores y la tapa posterior.

El WCLL BB se basa en el $\text{Pb} - 15.7\text{Li}$ como multiplicador, agua presurizada como refrigerante y EUROFER como material estructural. La última versión del WCLL consiste en la geometría de segmento de módulo único (SMS): la misma geometría básica se repite a lo largo de la dirección poloidal. El calor se extrae por medio de tubos de enfriamiento de agua radial-toroidal (es decir, horizontal) en la zona de multiplicación de tritio. El plomo de litio fluye en dirección radial-poloidal. Los colectores de plomo y litio están diseñados e integrados con el sistema de transferencia de calor donde las condiciones de funcionamiento del refrigerante se han fijado en $295\text{--}328\text{ }^\circ\text{C}$, a 155 bar.

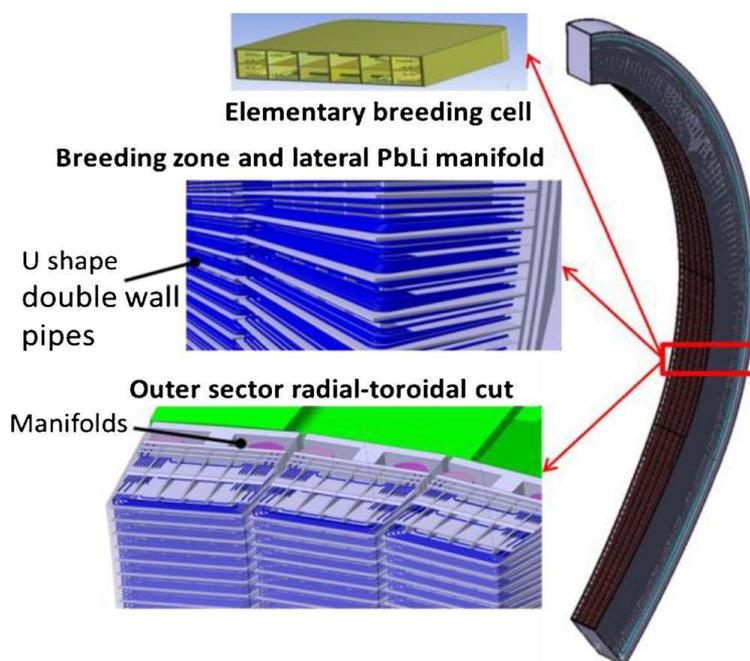


Figura 13. Detalle partes WCLL en dirección radial [3]

Algunos análisis termo-hidráulico CFD del sistema de refrigeración WCLL basado en un único módulo (SMS) mostraron resultados satisfactorios del rendimiento de la refrigeración, ya que la máxima temperatura alcanzada en las estructuras está muy por debajo del límite ($550\text{ }^\circ\text{C}$). En este sentido, en un análisis posterior de los ciclos de potencia a integrar se verá desde el punto de vista optimista en cuanto a temperaturas del material las distintas situaciones posibles. Por lo tanto se abre una puerta a las áreas de mejoras con el fin de: garantizar la simetría de temperatura en la dirección toroidal, mejorar las prestaciones de refrigeración mediante el aumento de la velocidad del refrigerante, reducir la longitud total de las tuberías mediante la simplificación de la disposición.

3.2.4 Dual Coolant Lithium Lead (DCLL)

El DCLL se basa en el uso de PbLi como reproductor, refrigerante principal, multiplicador de neutrones y portador de tritio, mientras que el helio a 80 bar se usa para enfriar partes específicas de la estructura EUROFER, principalmente el FW.

Aunque históricamente fue desarrollado para aprovechar altas temperaturas consiguiendo una alta eficiencia de la planta utilizando el metal líquido PbLi como refrigerante a alta temperatura, el DCLL se caracteriza principalmente por trabajar a la temperatura máxima del EUROFER ($<550\text{ }^{\circ}\text{C}$), con el objetivo de utilizar los materiales y tecnologías disponibles (por ejemplo, intercambiador de calor para PbLi).

Por lo tanto, el calor extraída por ambos refrigerantes es 66/34%, PbLi / Helio, que es de especial interés para el PHTS debido a la menor potencia de bombeo requerida para el metal líquido en comparación con el gas. Los rendimientos del sistema hidráulico térmico DCLL se han optimizado para tener temperaturas de salida de $548\text{ }^{\circ}\text{C}$ para el PbLi y de $445\text{ }^{\circ}\text{C}$ para el helio.

Dentro de los módulos, la BZ está compuesta por varios circuitos PbLi donde el metal líquido fluye en paralelo principalmente en dirección poloidal. Estos circuitos están separados por medio de refuerzos radiales, que se han incrementado para lograr una conexión más robusta con el FW (el número de circuitos paralelos PbLi en un módulo es de 5 a 7, dependiendo del módulo).

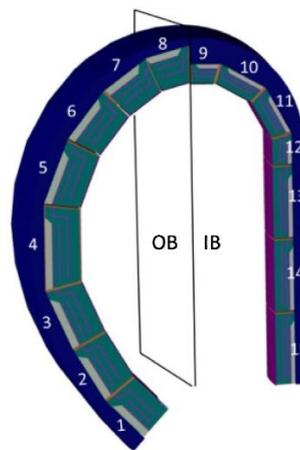


Figura 14. Segmentación multimódulo [3]

Los componentes internos de los módulos DCLL se han rediseñado para permitir el máximo drenaje posible de los segmentos. Además, el colector interno PbLi ha cambiado de tuberías concéntricas a conexiones cuadradas separadas, lo que también reduce considerablemente la caída de presión.

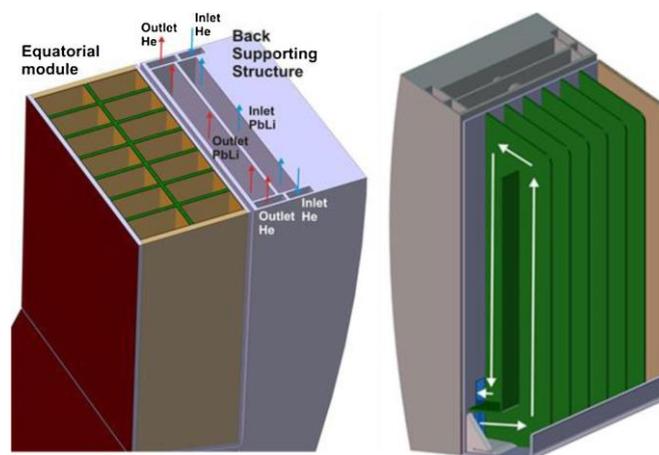


Figura 15. Detalle partes DCLL [3]

3.3 Conclusiones

Uno de los objetivos de DEMO es conseguir desarrollar la función de refrigeración y alimentación de tritio de la Breeding Blanket. Estos objetivos deben cumplirse manteniendo cierta flexibilidad de operación y seguridad por lo que tras las distintas opciones planteadas queda un proceso de aceptación y fiabilidad de la tecnología.

De cara al proyecto DEMO se están realizando importantes investigaciones en cuanto al diseño e integración de la Breeding Blanket permiten limitar las opciones tecnológicas en cuanto a tipo de refrigerante y tipo de alimentación del ciclo de combustible. El diseño de los componentes va más allá de la obtención de un alto rendimiento de refrigeración o de alimentación de tritio, siendo importante también el diseño mecánico y su integración en el reactor.

Todo ello está siendo probado en el programa TBM de la UE, por lo que en fase actual, se está recopilando datos para validar los distintos modelos planteados y evaluar procesos como el transporte de tritio. Con vista al futuro, se espera la selección de las opciones, en cierta medida definitivas en el año 2024.

4 SISTEMAS DE PRODUCCIÓN DE POTENCIA A INTEGRAR

En este capítulo se va a llevar a cabo un estudio de las distintas opciones de planta de potencia a integrar para el aprovechamiento del calor extraído a través del sistema de refrigeración. La metodología de trabajo se basa en la modificación del diseño del ciclo en función de las necesidades que se han ido encontrando durante el estudio de los parámetros del ciclo.

4.1 Introducción

Independientemente del sistema de evacuación de calor utilizado, existe una potencia térmica neta que será el objeto de la integración de una planta de potencia que convierta esa energía térmica en energía eléctrica lista para su distribución. Entre las distintas opciones que podrían ser objeto de estudio, al tener una temperatura máxima del refrigerante que, por lo general, oscila entre los 500 – 650 °C, la temperatura de entrada a la turbina de vapor estaría limitada por esta temperatura.

Sin embargo, para el estudio del ciclo de potencia que utiliza CO₂ supercrítico, se realizará la hipótesis desde el punto de vista optimista en cuanto al desarrollo de materiales y sistemas de refrigeración en alta temperatura. En este sentido, de nuevo se abre una nueva línea de desarrollo tecnológico que podría ser objeto de estudio para trabajos posteriores, que basen sus esfuerzos en el desarrollo de un sistema de refrigeración con una temperatura tal que alcance los parámetros definidos en el presente proyecto.

4.2 Ciclo Rankine – Vapor

En este apartado se va a realizar un estudio de una de las posibles opciones de planta de potencia a integrar en el sistema. Concretamente, el ciclo a estudiar en este apartado es el ciclo de Rankine usando vapor como fluido de trabajo. Este tipo de planta integra una tecnología ampliamente conocida por su aplicación previa en plantas de generación en centrales térmicas, ciclos combinados o centrales nucleares convencionales.

En los siguientes apartados se va a describir la configuración de la planta utilizada para el estudio del ciclo en cuestión y su posterior resolución. También se va a realizar un análisis de los resultados teniendo en cuenta los valores esperados y conocidos de las variables del sistema, teniendo en cuenta la diferencia que implica el origen de la fuente de calor.

4.2.1 Configuración de la planta

Para el cálculo del ciclo, es necesario definir previamente la configuración de la planta que se va a usar. La definición de la configuración será determinante en el cálculo de los valores del ciclo de potencia, dando lugar distintas variantes en la resolución de los balances de masa y energía.

Para la definición de la configuración de la planta y los valores de partida se ha usado como referencia el artículo [7]. El ciclo termodinámico empleado es derivado del PWR (*Pressurized Water Reactor*), pero en este caso usando OTSGs. Un reactor de agua a presión (PWR) es un tipo de reactor nuclear que usa agua como refrigerante y moderador de neutrones.

En reactores tipo PWR se utiliza agua como refrigerante. El agua alcanza temperaturas del orden de los 315 °C. El agua permanece fundamentalmente en fase líquida (si bien hay ebullición nucleada en la zona del núcleo) debido a la alta presión a la que funciona el circuito primario (usualmente alrededor de los 16 MPa/150 bar). El agua del primario se utiliza para calentar el agua del circuito secundario que se convierte en vapor saturado en el generador de vapor para ser usado en la turbina (en la mayoría de los diseños la presión del secundario es de 60 bar y la temperatura del vapor es de 275 °C). [8]

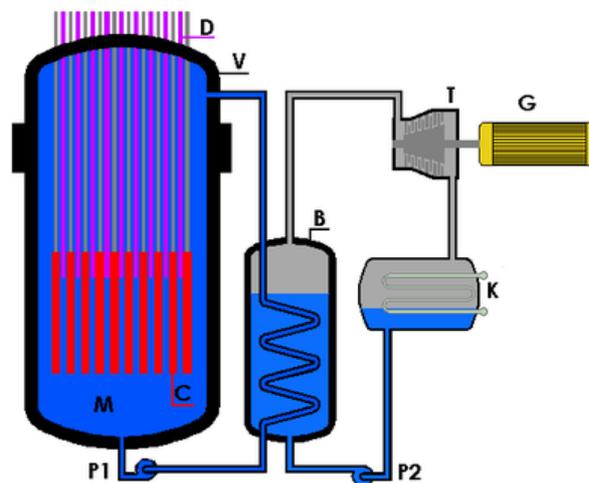


Figura 16. Esquema equipos reactor PWR [5]

En el caso de estudio se ha sido algo optimista con el diseño definiendo unos valores de vapor sobrecalentado a la entrada de la turbina de vapor de 299 °C y 64,1 bar, el cual es generado en OTSGs durante pulso de operación. En el artículo [7] presenta un estudio que contempla la posibilidad de una operación continua del sistema de generación de vapor, en lugar de la operación pulsatoria. Esto se consigue con un sistema de almacenamiento de sales fundidas HITEC por el cual se produce vapor principalmente durante el tiempo de espera utilizando la energía de la FW, almacenada en el depósito de agua caliente durante la fase de pulso como calor sensible de la sal fundida.

En este sentido, se abre una potencial línea de estudio en la que se podría trabajar en proyectos de investigación posteriores. El objeto de estudio del presente proyecto se trata de la integración de sistemas de refrigeración en el bloque de producción de potencia y en concreto, en este apartado se va a estudiar la configuración de dicho bloque.

Siguiendo con lo comentado anteriormente, la configuración de la planta empleada se basa en un diseño bien conocido y empleado en reactores de fisión nuclear como el PWR. La diferencia y el valor añadido en este diseño se encuentra en la existencia de cuatro fuentes de calor que se usan para alcanzar la temperatura deseada. Estas fuentes de calor son resultado de un intercambio con el sistema de refrigeración empleado y tienen origen en las siguientes partes del reactor nuclear:

- **Breeding Zone:** 1577 MWt
- **Divertor Cassette:** 115,3 MWt
- **Vacuum Vessel:** 86 MWt
- **Divertor PFCs:** 136 MWt

Estos valores de potencia térmica extraída han sido tomados del artículo [7], y pueden variar en función del sistema de refrigeración empleado. Una vez definidos el diseño, parámetros de vapor y potencias térmicas, se puede pasar al esquema de la planta a estudiar:

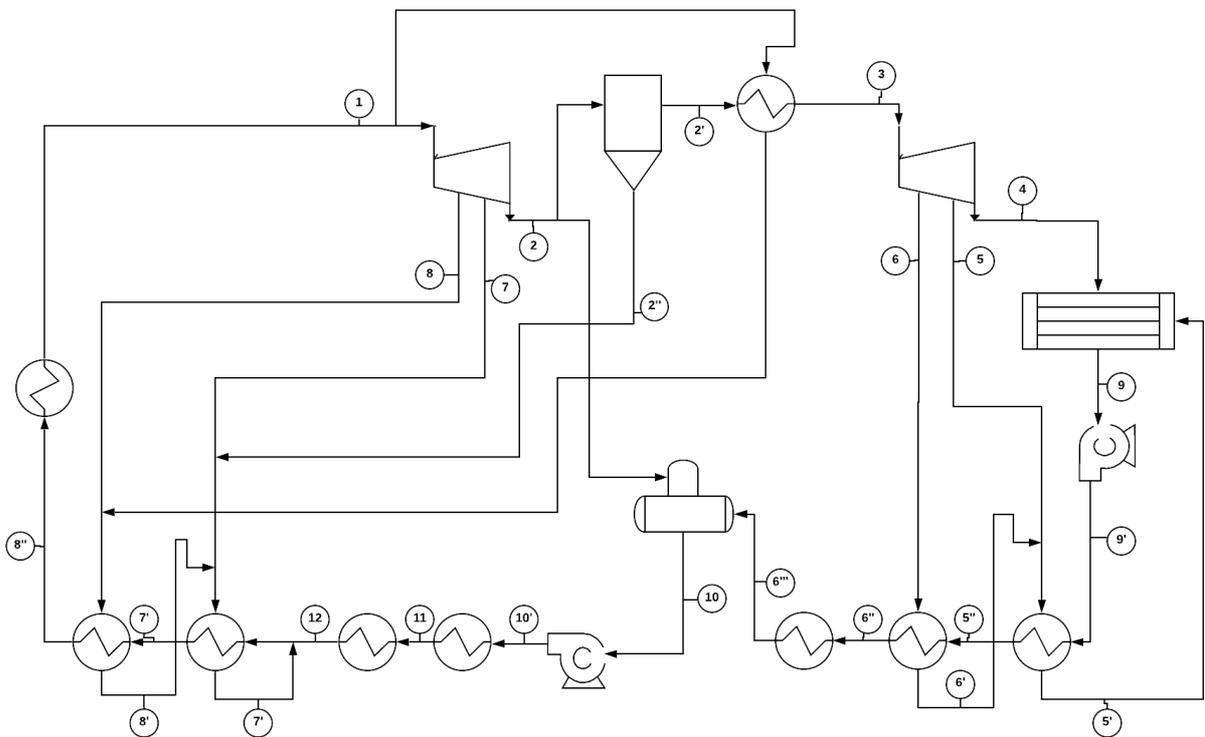


Figura 17. Esquema de planta ciclo Rankine con agua como fluido de trabajo

4.2.2 Análisis termodinámico

Partiendo de las siguientes hipótesis iniciales:

Tabla 2. Hipótesis iniciales para análisis termodinámico Ciclo Rankine

Hipótesis de cálculo iniciales	
$T_1 = 299 \text{ }^\circ\text{C}$	$p_2 = 10 \text{ bar}$
$p_1 = 64,1 \text{ bar}$	$p_7 = 27 \text{ bar}$
$x'_1 = 0$	$p_8 = 33 \text{ bar}$

$x'_2 = 1$	$p_4 = 0,05 \text{ bar}$
$\varepsilon_{prec} = 5 \%$	$p_5 = 0,4 \text{ bar}$
$x_{EXTRC} = 0$	$p_6 = 0,8 \text{ bar}$
$DTT = 4 \text{ }^\circ\text{C}$	$\Delta T_{DIV,PFCs} = 50 \text{ }^\circ\text{C}$
$\Delta T_{vv} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$	$\Delta T_{DIV,CASSETTE} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$

Como datos de partida para la resolución del ciclo se van a tomar los siguientes parámetros del artículo [7]:

$$\begin{aligned}
 Q_{BZ} &= 1577 \text{ MW} & \eta_{TAP} &= 87\% \\
 Q_{DC} &= 115,3 \text{ MW} & \eta_{TBP} &= 83,5\% \\
 Q_{VV} &= 86 \text{ MW} & \eta_{BBP} &= 83,6\% \\
 Q_{DPFCs} &= 136 \text{ MW} & \eta_{BAP} &= 87\%
 \end{aligned}$$

Empezamos resolviendo por el vapor vivo, quedando el balance en la turbina de alta presión

“Balance en turbina de alta presión”

Conociendo los rendimientos internos de la turbina, y los valores de presión y temperatura del vapor vivo a la entrada:

$$\eta_{TAP} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}}$$

A partir de las condiciones de presión y temperatura a la entrada obtenemos la entalpía a la entrada de la TAP (turbina alta presión):

$$\begin{aligned}
 p_1 &= 64,1 \text{ bar} \\
 T_1 &= 299 \text{ }^\circ\text{C}
 \end{aligned}$$

$$h_1 = f(T_1, p_1)$$

Por lo tanto, conocidas las presiones de las extracciones y suponiendo que el rendimiento interno de la turbina permanece constante independientemente del gasto másico que circule por la misma, se pueden calcular las propiedades termodinámicas en cada uno de estos puntos haciendo uso del rendimiento interno de la turbina y la obtención en la turbina hasta las condiciones isentrópicas:

$$\begin{aligned}
 p_2 &= 10 \text{ bar} \\
 p_7 &= 27 \text{ bar} \\
 p_8 &= 33 \text{ bar}
 \end{aligned}$$

Calculamos la entalpía suponiendo expansión isentrópica conocida las presiones de las extracciones y haciendo uso del rendimiento interno se puede calcular la entalpía real tras la expansión:

$$h_{2s} = f(s_1, p_2)$$

$$s_1 = f(T_1, p_1)$$

$$\eta_{AP} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}}$$

Ya habríamos calculado la entalpía a la salida de la turbina de alta presión, aplicamos el mismo procedimiento a las distintas extracciones:

$$h_{7s} = f(s_1, p_7)$$

$$\eta_{AP} = \frac{h_1 - h_7}{h_1 - h_{7s}}$$

$$h_{8s} = f(s_1, p_8)$$

$$\eta_{AP} = \frac{h_1 - h_8}{h_1 - h_{8s}}$$

En la corriente de fluido a la salida de turbina de alta presión existe parte del gasto másico se hace pasar por un separador de humedad, del cual se puede calcular sus propiedades termodinámicas suponiendo que el separador de humedad tiene un rendimiento de 100%, es decir que el vapor a la salida del separador de humedad tiene un título de vapor $x=1$:

$$h_{2'} = f(x = 1, p_2)$$

$$h_{2''} = f(x = 0, p_2)$$

Siendo $h_{2''}$ la entalpía del agua saturada a la salida del separador de humedad a la presión $p[2]$.

Siguiendo con la resolución del ciclo, con el objetivo de aumentar la temperatura a la entrada de la turbina de baja presión, parte del vapor vivo a la entrada de la turbina de alta presión se destina a precalentar el vapor a la entrada de la turbina de baja presión haciendo uso de un precalentador, por lo tanto la entalpía de esta corriente tras ceder el energía en el intercambiador se calcula suponiendo que sale del intercambiador como agua saturada a la $p[1]$:

$$h_{1'} = f(x = 0, p_1)$$

Por lo tanto, pasamos a estudiar el avance del vapor a su paso por la turbina de baja presión del mismo modo que se hizo en la turbina de alta presión.

“Balance en turbina de baja presión”

En este caso suponemos una pérdida del 5% de la presión en el intercambiador utilizado para precalentar el vapor de entrada a la turbina de baja presión:

$$\varepsilon_{prec} = 5 \%$$

$$p_3 = p_2 - \varepsilon_{prec} * p_2$$

$$\Delta T_{recalect} = 26 \text{ °C}$$

$$T_3 = T_1 - \Delta T_{recalect}$$

$$h_3 = f(T_3, p_3)$$

De igual forma que en la turbina de alta presión, conociendo las presiones de extracción y el rendimiento interno de la turbina de baja presión calculamos las propiedades termodinámicas:

$$p_4 = 0,05 \text{ bar}$$

$$p_5 = 0,4 \text{ bar}$$

$$p_6 = 0,8 \text{ bar}$$

Calculamos las entalpías en estos puntos:

$$h_{4s} = f(s_3, p_4)$$

$$s_3 = f(T_3, p_3)$$

$$\eta_{BP} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}}$$

$$h_{5s} = f(s_3, p_5)$$

$$\eta_{BP} = \frac{h_3 - h_5}{h_3 - h_{5s}}$$

$$h_{6s} = f(s_3, p_6)$$

$$\eta_{BP} = \frac{h_3 - h_6}{h_3 - h_{6s}}$$

El flujo a la salida de baja presión [4] se hace pasar por un condensador del cual sale como agua saturada a la presión [4]:

$$p_9 = p_4$$

$$h_9 = f(x = 0, p_9)$$

“Balance en bomba de baja presión”

El agua saturada a la salida del condensador se hace pasar por una bomba de impulsión que eleva la presión desde la presión de condensación hasta la presión p_2 , por lo tanto, conociendo la entalpia a la entrada de la bomba, el rendimiento interno de la bomba y la compresión isentrópica en la bomba hasta la presión [2]:

$$h_{9's} = f(s_9, p_2)$$

$$s_9 = f(x = 0, p_9)$$

$$\eta_{BBP} = \frac{h_{9's} - h_9}{h_{9'} - h_9}$$

El agua a la presión $p[2]$ se hace pasar por un conjunto de precalentadores encargados de elevar su temperatura.

Para el análisis de las propiedades termodinámicas se va a suponer que el agua usada para precalentar la corriente principal sale de los precalentadores como agua saturada a la presión correspondiente.

“Balance en los precalentadores”

Para precalentar el fluido de la corriente principal se hace uso de las extracciones de turbina [5], [6], [7], [8] a la presión correspondiente en cada caso, por lo tanto, podemos calcular las entalpías de salida de los precalentadores como:

$$h_{5'} = f(x = 0, p_5)$$

$$h_{6'} = f(x = 0, p_6)$$

$$h_{7'} = f(x = 0, p_7)$$

$$h_{8'} = f(x = 0, p_8)$$

Por otro lado, es posible calcular la entalpía del agua de salida del desgasificador sabiendo que sale del mismo como agua saturada a la presión [2]:

$$h_{10} = f(x = 0, p_2)$$

Tras el fluido a la salida del desgasificador hace pasar el agua por una bomba de alta presión que eleva la presión del fluido hasta la p[1].

Por lo tanto, es posible calcular la entalpía de salida de la bomba como se ha venido haciendo hasta ahora con el rendimiento de la bomba y la compresión isentrópica hasta la p[1]:

$$h_{10's} = f(s_{10}, p_1)$$

$$s_{10} = f(x = 0, p_2)$$

$$\eta_{BAP} = \frac{h_{10's} - h_{10}}{h_{10'} - h_{10}}$$

Suponiendo pérdida de presión nula en los precalentadores, siendo por lo tanto la presión constante en el tren de precalentadores de baja presión e igual a p[2] y p[1] para el tren de precalentadores de alta presión. Por otro lado, estableciendo la diferencia terminal de temperaturas (DTT = 4 °C) para todos los precalentares, se obtiene la entalpía de la corriente principal a la salida de cada precalentador.

Para el tren de precalentadores de baja presión:

$$p_{9'} = p_2$$

$$p_{5''} = p_2$$

$$p_{6''} = p_2$$

$$p_{10} = p_2$$

Para el tren de precalentadores de alta presión:

$$p_{8''} = p_1$$

$$p_{7''} = p_1$$

$$p_{10'} = p_1$$

$$p_{11} = p_1$$

$$p_{12} = p_1$$

Como se ha comentado anteriormente el vapor procedente de las extracciones, tras ceder energía a la corriente principal sale de los precalentadores como agua saturada:

$$T_{SAT,5} = f(x = 0, p_5)$$

$$T_{SAT,6} = f(x = 0, p_6)$$

$$T_{SAT,7} = f(x = 0, p_7)$$

$$T_{SAT,8} = f(x = 0, p_8)$$

Sabiendo que $DTT = T_{SAT} - T_{Salida,PREC} = 4 \text{ } ^\circ\text{C}$

$$T_{5''} = T_{SAT,5} - DTT$$

$$T_{6''} = T_{SAT,6} - DTT$$

$$T_{7''} = T_{SAT,7} - DTT$$

$$T_{8''} = T_{SAT,8} - DTT$$

Por lo tanto, conociendo las temperaturas y presiones del fluido de la corriente principal a la salida de los precalentadores podemos calcular la entalpía en dichos puntos:

$$h_{5''} = f(T_{5''}, p_{5''})$$

$$h_{6''} = f(T_{6''}, p_{6''})$$

$$h_{7''} = f(T_{7''}, p_{7''})$$

$$h_{8''} = f(T_{8''}, p_{8''})$$

En el tren de precalentadores se va incorporar el aporte de calor procedente de distintas partes del reactor: Divertor y Vacuum Vessel.

Para el cálculo de estos apartados se van a suponer los siguientes saltos de temperaturas de la corriente de agua principal debido el aporte de calor:

$$\text{Divertor PFCs} \rightarrow \Delta T_{DIV,PFCs} = 50 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{Vacuum Vessel} \rightarrow \Delta T_{VV} = 25 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{Divertor Cassette} \rightarrow \Delta T_{DIV,CASSETTE} = 20 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Por lo tanto los saltos de temperatura que sufre el fluido son:

$$T_{6'''} = T_{6''} + \Delta T_{DIV,PFCs}$$

$$T_{11} = T_{10'} + \Delta T_{VV}$$

$$T_{12} = T_{11} + \Delta T_{DIV,CASSETTE}$$

Una vez calculadas todas las presiones y temperaturas del tren de precalentadores es posible calcular las entalpías que faltan por calcular a la salida de los intercambiadores tras el aporte de calor procedente del reactor:

$$h_{6'''} = f(p_{6'''}, T_{6'''})$$

$$h_{11} = f(p_{11}, T_{11})$$

$$h_{12} = f(p_{12}, T_{12})$$

Desde el punto de vista de cálculos del ciclo, únicamente faltaría calcular las distintas extracciones en las turbinas. Esto se va a llevar a cabo estableciendo las ecuaciones de balance de masa y energía en los precalentadores.

En el vapor vivo se produce la ramificación y tomando la totalidad del gasto másico en términos relativos, es decir, siendo 1 la fracción másica total:

$$1 = \alpha_{TAP} - \alpha_{REC}$$

Para la turbina de alta presión se tiene:

$$\alpha_{TAP} = \alpha_2 + \alpha_7 + \alpha_8$$

$$\alpha_2 = \alpha_{sep,2} + \alpha_{desgas,2}$$

Continuando con el separador de humedad:

$$\alpha_{sep,2} = \alpha_{2'} + \alpha_{2''}$$

$$\alpha_{sep,2} * h_2 = \alpha_{2'} * h_{2'} + \alpha_{2''} * h_{2''}$$

Y en el recalentador:

$$\alpha_{2'} = \alpha_3$$

$$\alpha_{REC} = \alpha_{1'}$$

$$\alpha_{REC} * h_1 + \alpha_{2'} * h_{2'} = \alpha_3 * h_3 + \alpha_{1'} * h_{1'}$$

Para la turbina de baja presión:

$$\alpha_3 = \alpha_4 + \alpha_5 + \alpha_6$$

$$\alpha_9 = \alpha_4 + \alpha_5 + \alpha_6$$

$$\alpha_9 = \alpha_{9'}$$

Pasamos a los balances en los precalentadores, donde se han establecido por orden inverso, siendo el precalentador número 1 justo después de la bomba de baja presión, el 3 corresponde al desgasificador y el 5 corresponde al precalentador previo a la Breeding Blanket.

“Balance de masa y energía en precalentador 5”

$$1 * h_7 + \alpha_8 * h_8 + \alpha_{1'} * h_{1'} = 1 * h_{8'} + (\alpha_8 + \alpha_{1'}) * h_{8'}$$

“Balance de masa y energía en precalentador 4”

$$1 * h_{12} + \alpha_7 * h_7 + \alpha_{2''} * h_{2''} + \alpha_8 * h_8 = 1 * h_{7'} + (\alpha_8 + \alpha_{1'} + \alpha_7 + \alpha_{2''}) * h_{7'}$$

“Balance de masa y energía en precalentador 3 - Desgasificador”

$$\begin{aligned} \alpha_{6'''} &= \alpha_{9'} \\ \alpha_{desgas,2} * h_2 + \alpha_{6'''} * h_{6'''} &= \alpha_{10} * h_{10} \\ \alpha_{12} &= \alpha_{10} \\ \alpha_{12} &= 1 - (\alpha_8 + \alpha_{1'} + \alpha_7 + \alpha_{2''}) \end{aligned}$$

“Balance de masa y energía en precalentador 2”

$$\begin{aligned} \alpha_{9'} * h_{9'} + \alpha_6 * h_6 &= \alpha_6 * h_{6'} + \alpha_{6''} * h_{6''} \\ \alpha_{6''} &= \alpha_{9'} \end{aligned}$$

“Balance de masa y energía en precalentador 1”

$$\alpha_6 * h_6' + \alpha_5 * h_5 + \alpha_9' * h_9' = \alpha_5'' * h_5'' + (\alpha_5 + \alpha_6) * h_5'$$

$$\alpha_5'' = \alpha_9'$$

Una vez calculados las fracciones másicas de todo el ciclo, podemos calcular el caudal másico en [kg/s] como:

$$Q_{BZ} = \dot{m}_{vap} * (h_1 - h_{8''})$$

Por lo tanto, ya es posible calcular el trabajo en cada una de las turbinas:

$$W_{TAP} = [\alpha_{TAP} * (h_1 - h_8)] + [(\alpha_{TAP} - \alpha_8) * (h_8 - h_7)] + [(\alpha_{TAP} - \alpha_8 - \alpha_7) * (h_7 - h_2)]$$

$$W_{TBP} = [\alpha_3 * (h_3 - h_6)] + [(\alpha_3 - \alpha_6) * (h_6 - h_5)] + [(\alpha_3 - \alpha_6 - \alpha_5) * (h_5 - h_4)]$$

$$W_{TURBINAS} = W_{TAP} + W_{TBP}$$

Y el trabajo consumido por las bombas:

$$W_{BAP} = [\alpha_{10} * (h_{10'} - h_{10})]$$

$$W_{BBP} = [\alpha_9 * (h_9' - h_9)]$$

$$W_{BOMBAS} = W_{BAP} + W_{BBP}$$

Quedando una potencia neta:

$$\dot{W}_{neta} = \dot{m}_{vap} * (W_{TURBINAS} - W_{BOMBAS})$$

Y un rendimiento del ciclo:

$$\eta_{ciclo} = \frac{W_{neta}}{(\dot{Q}_{BZ} + \dot{Q}_{FW} + \dot{Q}_{DC} + \dot{Q}_{VV} + \dot{Q}_{DP})}$$

4.2.3 Resultados del análisis

Para la configuración de la planta, anteriormente definida:

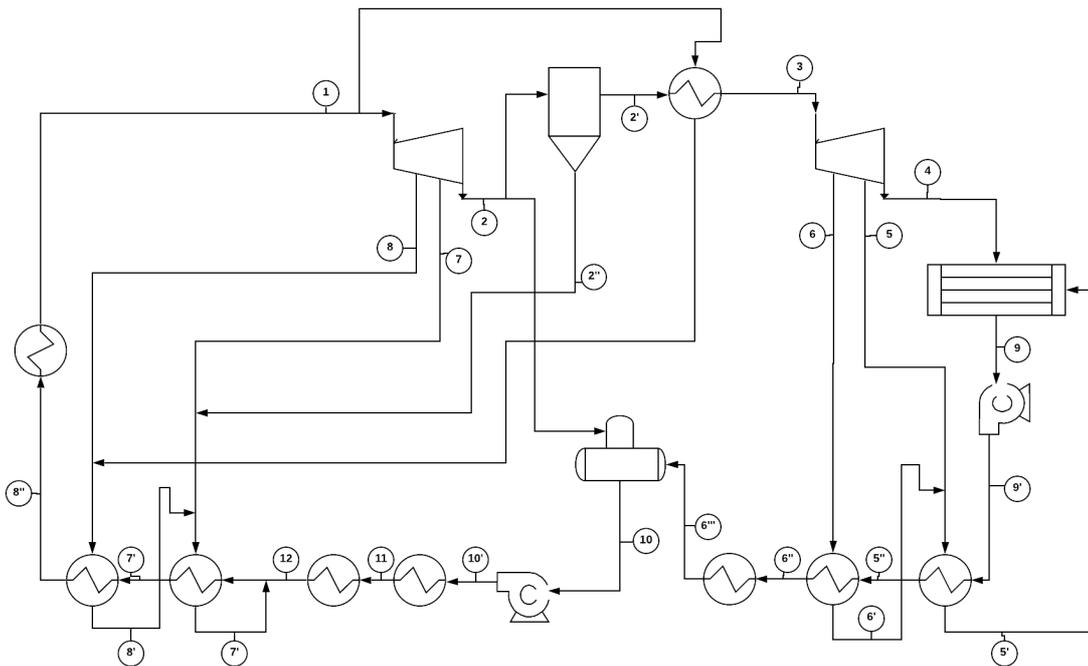


Figura 17. Esquema de planta ciclo Rankine con agua como fluido de trabajo

Tras plantear las ecuaciones que resuelven el ciclo propuesto, haciendo uso del programa de cálculo EES se han calculado las propiedades termodinámicas del mismo y las prestaciones anteriormente planteadas, obteniendo los siguientes resultados:

Tabla 3. Resultados ciclo de potencia – Rankine agua

Punto	α	m [kg/s]	Presión [bar]	Temperatura [°C]	Entalpía [kJ/kg]
1	1	854,2	64,1	299	2861
2	0,8491	725,30122	10	179,9	2559
3	0,6963	594,77946	9,5	273	2994
4	0,5633	481,17086	0,05	32,88	2140
5	0,05259	44,922378	0,4	75,88	2359
6	0,08033	68,617886	0,8	93,51	2443
7	0,04942	42,214564	27	228,1	2713
8	0,008881	7,5861502	33	239,2	2746
9	0,6963	594,77946	0,05	32,88	137,7
10	0,7642	652,77964	10	179,9	762,9
11	0,7642	652,77964	64,1	205,9	880,7
12	0,7642	652,77964	64,1	225,9	971,7

En este sentido con los valores definidos anteriormente se obtienen las siguientes prestaciones del ciclo:

$$\begin{aligned}
 W_{TAP} &= 265,3 \frac{kJ}{kg} & W_{BAP} &= 5,348 \frac{kJ}{kg} \\
 W_{TBP} &= 558,4 \frac{kJ}{kg} & W_{BBP} &= 0,8329 \frac{kJ}{kg} \\
 W_{TURBINAS} &= 823,7 \frac{kJ}{kg} & W_{BOMBAS} &= 6,181 \frac{kJ}{kg}
 \end{aligned}$$

Con estos valores se obtienen una potencia neta del ciclo de:

$$\dot{W}_{neta} = 698,3 \text{ MW}$$

Para este valor de potencia neta producida se obtiene un rendimiento del ciclo:

$$\eta_{ciclo} = \frac{\dot{W}_{neta}}{(\dot{Q}_{BZ} + \dot{Q}_{FW} + \dot{Q}_{DC} + \dot{Q}_{VV} + \dot{Q}_{DP})} = 29,32\%$$

El rendimiento del ciclo obtenido se encuentra dentro del rango de rendimientos aceptables para una planta convencional trabajando con las mismas condiciones. En apartados posteriores se va estudiar las posibles opciones de mejora y su influencia en el rendimiento y potencia neta producida por el ciclo.

4.3 Ciclo Brayton – Supercritical CO₂

En segundo lugar se va a proceder al estudio del ciclo Brayton en el que se utiliza CO₂ como fluido de trabajo en condiciones supercríticas. En este caso en concreto, el ciclo termodinámico se caracteriza por ser un ciclo de Brayton cerrado.

El ciclo Brayton consiste en un ciclo termodinámico en su forma más sencilla; una compresión adiabática, una etapa de calentamiento, idealmente a presión constante, una expansión adiabática, generalmente en una turbina de gas y en este caso específico un enfriamiento del fluido de trabajo a presión constante para cerrar ciclo el termodinámico. Esto supone, que asociado al ciclo de potencia, existirán unas pérdidas de calor en el enfriamiento, siendo bastante elevados en el caso de estudio debido que se trabaja en condiciones supercríticas, por lo tanto, tendremos una gran cantidad de calor en la salida de la turbina.

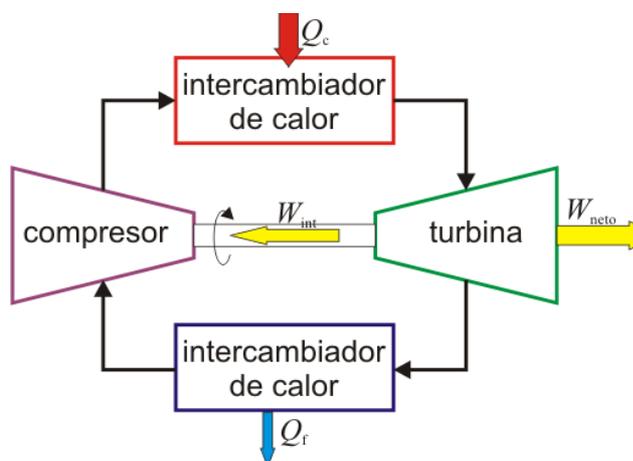


Figura 18. Diagrama bloques ciclo Brayton cerrado

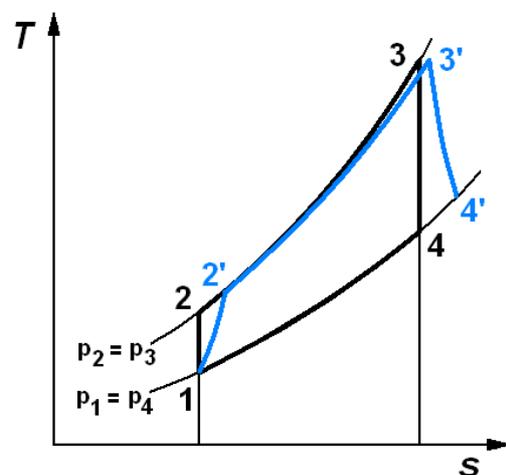


Figura 19. Diagrama T-s ciclo Brayton

Los motivos por el que se usa como fluido de trabajo CO₂ en condiciones supercríticas son los siguientes [9]:

- La alta densidad del fluido reduce el tamaño de las turbomáquinas del ciclo. Esto afecta directamente al coste de la instalación y a la complejidad, reduciendo ambos notablemente.
- Las grandes variaciones de densidad y calor específico en el fluido supercrítico hacen que se pueda extraer una gran cantidad de energía en la turbina en comparación con la necesaria para comprimir el fluido.
- Menor coste de instalación y de operación y mantenimiento, reduciendo el coste normalizado de generación (LCOE) entre un 10 y un 20% con respecto a una central de vapor.
- Es un fluido que no es ni corrosivo ni tóxico.
- Adecuado para una gran variedad de temperaturas.

4.3.1 Configuración de la planta

Para primer estudio usando como fluido de trabajo sCO₂ se ha elegido la configuración del ciclo Brayton simple. Se ha elegido como ciclo para el estudio en este tipo de plantas por la simplicidad y el conocimiento de operación que supone el ciclo Brayton simple.

Aunque el CO₂ supercrítico posee un amplio rango de funcionamiento en cuanto a presiones y temperaturas, debido a las variaciones de modos de operación de este tipo de plantas se han tomado valores conservadores en este sentido, aunque posteriormente se estudiará el comportamiento de la planta ante una variación de dichos parámetros. Las condiciones a la entrada de la turbina se han definido en 650 °C y 225 bar. En la turbina se expandirá hasta una presión igual a 75 bar y la temperatura de entrada al compresor se ha definido en 35 °C.

En este estudio, a diferencia del estudio para el ciclo de Rankine anterior se ha considerado que la potencia térmica aportada a la planta viene dada únicamente en el caso de por el calor extraído de la Breeding Zone, siendo igual a 1577 MWt.

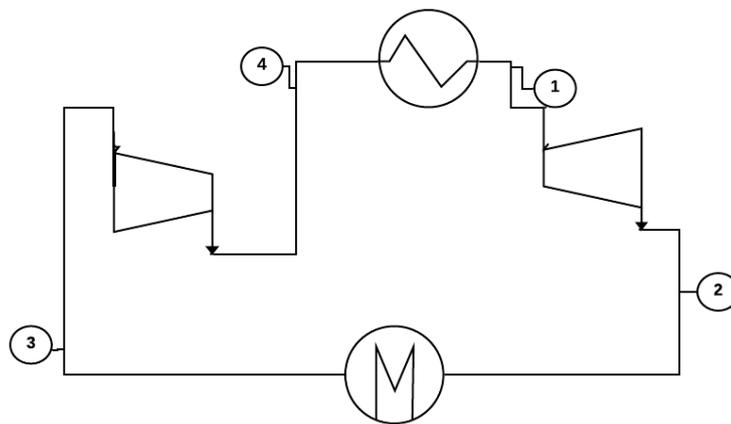


Figura 20. Esquema planta ciclo Brayton cerrado simple

Una vez definidas las condiciones de funcionamiento del ciclo simple, tras resolver el ciclo se observó que la temperatura a la salida es muy elevada, por lo tanto la potencia térmica perdida en la refrigeración del fluido de trabajo era demasiado elevada, por lo tanto se optó por usar un ciclo simple regenerativo que aprovechara el calor a la salida de la turbina aumentando así el rendimiento del mismo.

La configuración del ciclo regenerativo consiste en usar un intercambiador a la salida de la turbina de gas para precalentar el fluido de entrada el intercambiador donde se produce el aporte de calor procedente de la Breeding Zone.

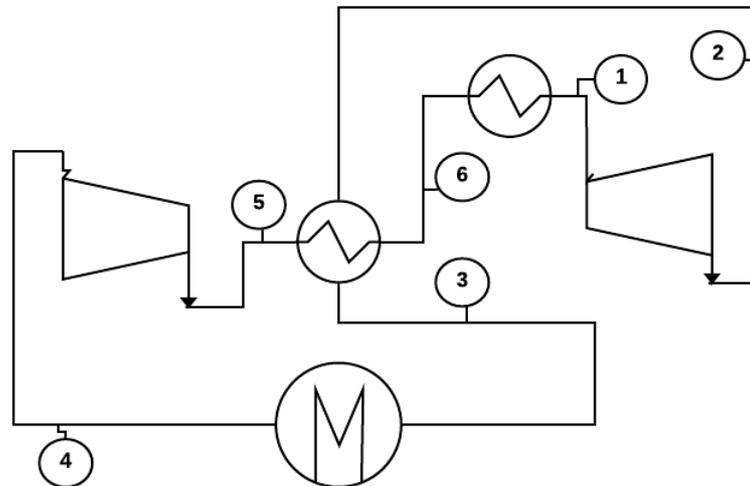


Figura 21. Esquema planta ciclo Brayton cerrado regenerativo

Esta configuración penaliza la potencia específica del ciclo [kW/kg], y por lo tanto el coste y tamaño de la planta, sin embargo, el aumento del rendimiento dado en este caso es más importante que la penalización debida a la disminución de la relación potencia/peso.

En el apartado siguiente se procederá al análisis termodinámico de los ciclos anteriores y se estudiará las prestaciones de cada uno de ellos.

4.3.2 Análisis termodinámico

Partiendo de las siguientes hipótesis iniciales:

Tabla 4. Hipótesis iniciales análisis termodinámico Ciclo Brayton simple

Hipótesis de cálculo iniciales	
$T_1 = 650 \text{ }^\circ\text{C}$	$p_3 = p_2$
$p_1 = 225 \text{ bar}$	$p_4 = p_1$
$p_2 = 75 \text{ bar}$	$T_3 = 35 \text{ }^\circ\text{C}$

Se empieza resolviendo el ciclo simple de CO₂ supercrítico, debido a la simplicidad del mismo, se tomara como referencia en los cálculos posteriores:

CICLO SIMPLE

Tras la investigación de distintos artículos con plantas de este tipo, se han tomado valores datos de partida de presión y temperatura valores dentro del rango de funcionamiento para el sCO₂:

$$\eta_T = 92 \%$$

$$\eta_C = 88 \%$$

$$Q_{BZ} = 1577 \text{ MW}$$

“Balance en turbina”

Conociendo el rendimiento interno de la turbina y los valores de presión y temperatura a la entrada es posible calcular la entalpía a la entrada:

$$\eta_T = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}}$$

Los valores de presión y temperatura a la entrada:

$$p_1 = 225 \text{ bar}$$

$$T_1 = 650 \text{ °C}$$

$$h_1 = f(T_1, p_1)$$

Una vez calculadas las condiciones a la entrada, conociendo la presión a la salida de la turbina se pueden calcular las propiedades termodinámicas en dicho punto haciendo uso del rendimiento interno de la turbina y la obtención en la turbina hasta las condiciones isentrópicas:

$$p_2 = 75 \text{ bar}$$

$$h_{2s} = f(s_1, p_2)$$

$$s_1 = f(T_1, p_1)$$

$$\eta_T = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}}$$

Ya habríamos calculado la entalpía a la entrada y a la salida de la turbina, por lo tanto, aplicamos el mismo procedimiento de cálculo para el compresor:

“Balance en compresor”

Teniendo en cuenta que la temperatura a la entrada del compresor tras el cooler es igual $T_3 = 35 \text{ °C}$ y que no existe pérdida de carga en el mismo:

$$p_3 = p_2$$

$$T_3 = 35 \text{ °C}$$

Conocido la presión y temperatura a la entrada:

$$h_3 = f(T_3, p_3)$$

Por lo tanto, es posible calcular las propiedades termodinámicas a la salida del compresor haciendo uso de la

expansión isentrópica y el rendimiento interno del compresor:

$$p_4 = p_1$$

$$\eta_C = \frac{h_{4s} - h_3}{h_4 - h_3}$$

$$h_{4s} = f(s_3, p_4)$$

$$s_3 = f(T_3, p_3)$$

Por otro lado, una vez calculadas las propiedades termodinámicas en todos los puntos del ciclo, es posible calcular el gasto másico en [kg/s] como:

$$\dot{Q}_{BZ} = \dot{m}_{sCO_2} * (h_1 - h_4)$$

El calor transferido al fluido de trabajo se calcula como:

$$Q_{TRANSF} = (h_1 - h_4)$$

Y el trabajo en la turbina y el compresor como:

$$W_T = (h_1 - h_2)$$

$$W_C = (h_4 - h_3)$$

Por lo tanto, las prestaciones del ciclo en cuanto a potencia neta, rendimiento y calor perdido en el cooler:

$$\dot{W}_{neta} = \dot{m}_{sCO_2} * (W_T - W_C)$$

$$\eta_{sCO_2} = \frac{(W_T + W_C)}{Q_{TRANSF}}$$

$$\dot{Q}_{PERD} = \dot{m}_{sCO_2} * (h_2 - h_3)$$

Pasamos al análisis termodinámico del ciclo simple regenerativo, con el cual se aprovecha la temperatura a la salida de la turbina y por lo tanto se espera un aumento del rendimiento del ciclo.

CICLO BRAYTON REGENERATIVO

Al igual que para el ciclo simple, los datos de partida se han tomado valores aleatorios tras una investigación de los valores de funcionamiento en de este tipo de planta en condiciones normales.

$$\eta_T = 92 \%$$

$$\eta_C = 88 \%$$

$$Q_{BZ} = 1577 \text{ MW}$$

“Balance en turbina”

Conociendo el rendimiento interno de la turbina y los valores de presión y temperatura a la entrada es posible calcular la entalpía a la entrada:

$$\eta_T = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}}$$

Los valores de presión y temperatura a la entrada:

$$p_1 = 225 \text{ bar}$$

$$T_1 = 650 \text{ °C}$$

$$h_1 = f(T_1, p_1)$$

Por lo tanto, es posible calcular las propiedades termodinámicas a la salida del compresor haciendo uso de la expansión isentrópica y el rendimiento interno del compresor:

$$p_2 = 75 \text{ bar}$$

$$\eta_T = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}}$$

$$h_{2s} = f(s_1, p_2)$$

$$s_1 = f(T_1, p_1)$$

“Balance en el regenerador”

Para el cálculo de la temperatura que alcanza el fluido en el precalentado, se tiene en cuenta las siguientes suposiciones:

- No existe pérdida de carga en las corrientes del intercambiador
- El rendimiento del intercambio es $\eta_{HX} = 76 \%$

$$p_3 = p_2$$

$$p_6 = p_5$$

$$p_6 = p_1$$

$$\eta_{HX} = \frac{h_6 - h_5}{h_2 - h_5}$$

Por lo tanto, a partir de la entalpía y presión del punto [6] es posible calcular la temperatura en dicho punto.

$$h_2 - h_3 = h_6 - h_5$$

$$T_6 = f(p_6, h_6)$$

“Balance en el compresor”

Por otro lado, pasando al balance en el compresor, se aplica un procedimiento similar a la resolución en la turbina. Este cálculo se ha llevado a cabo teniendo en cuenta que previo al compresor existe un precooler encargado de enfriar el fluido a la salida del intercambiador hasta 35 °C.

$$\eta_c = \frac{h_{4s} - h_3}{h_4 - h_3}$$

$$p_3 = p_2$$

$$T_3 = 35 \text{ °C}$$

Por lo tanto, es posible calcular las propiedades termodinámicas a la salida del compresor haciendo uso de la expansión isentrópica y el rendimiento interno del compresor:

$$h_3 = f(T_3, p_3)$$

$$p_4 = p_3$$

$$h_{4s} = f(s_3, p_4)$$

$$s_3 = f(T_3, p_3)$$

Por otro lado, una vez calculadas las propiedades termodinámicas en todos los puntos del ciclo, es posible calcular el gasto másico en [kg/s] como:

$$\dot{Q}_{BZ} = \dot{m}_{sCO_2} * (h_1 - h_4)$$

Y el calor transferido como:

$$Q_{TRANSF} = (h_1 - h_4)$$

El trabajo en la turbina y el compresor como:

$$W_T = (h_1 - h_2)$$

$$W_C = (h_4 - h_3)$$

Por lo tanto, las prestaciones del ciclo en cuanto a potencia neta, rendimiento y calor perdido en el cooler:

$$\dot{W}_{neta} = \dot{m}_{sCO_2} * (W_T - W_C)$$

$$\eta_{sCO_2} = \frac{(W_T + W_C)}{Q_{TRANSF}}$$

$$\dot{Q}_{PERD} = \dot{m}_{sCO_2} * (h_2 - h_3)$$

4.3.3 Resultados del análisis

Tras plantear las ecuaciones que resuelven el ciclo propuesto, haciendo uso del programa de cálculo EES se han calculado las propiedades termodinámicas del mismo y las prestaciones anteriormente planteadas, obteniendo los siguientes resultados:

1. Para el ciclo de Brayton simple, siendo la configuración de la planta, definida en el apartado anterior:

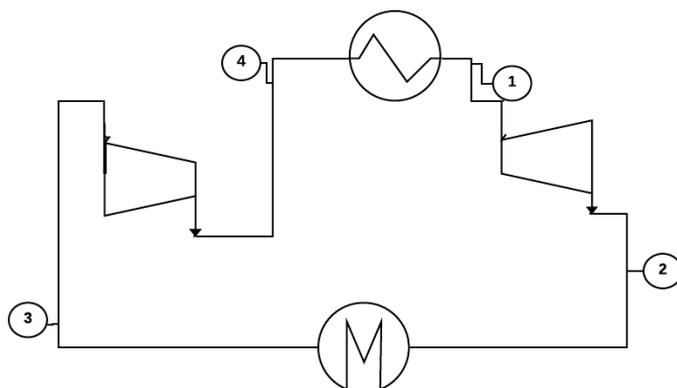


Figura 20. Esquema planta ciclo Brayton cerrado simple

Se obtienen los siguientes resultados:

Tabla 5. Resultados ciclo de potencia - Brayton cerrado simple sCO₂

Punto	Presión [bar]	Temperatura [°C]	Entalpía [kJ/kg]
1	225	650	652,2
2	75	507,3	487,3
3	75	35	-109
4	225	112,4	-65,58

De estos resultados se obtienen unas prestaciones del ciclo para las ecuaciones definidas anteriormente de:

$$\begin{aligned}
 W_{turbina} &= 164,9 \text{ kJ/kg} & Q_{TRANSF} &= 717,8 \text{ kJ/kg} \\
 W_{compresor} &= 43,44 \text{ kJ/kg} & \dot{m}_{sCO_2} &= 2197 \text{ kg/s}
 \end{aligned}$$

Para estos valores se obtiene una potencia neta:

$$\dot{W}_{neta} = 267 \text{ MW}$$

Y un calor perdido en el enfriamiento del fluido:

$$\dot{Q}_{perd} = 1310 \text{ MW}$$

Por lo tanto, con estos valores obtenemos un rendimiento del ciclo:

$$\eta_{sCO_2} = \frac{(W_T + W_C)}{Q_{TRANSF}} = 16,93 \%$$

Tras el análisis del ciclo, se puede concluir diciendo que, como era de esperar, debido a la elevada temperatura en el escape, y le temperatura de entrada al compresor establecida en 35 °C, se obtienen un valor elevado del calor perdido en el enfriamiento.

No obstante en un análisis posterior se procederá al estudio del ciclo ante la variación de varios parámetros definidos para su resolución.

Pasamos al análisis del ciclo regenerativo que aprovecha esta alta temperatura al escape.

- Para el ciclo regenerativo, con la configuración del ciclo definida como:

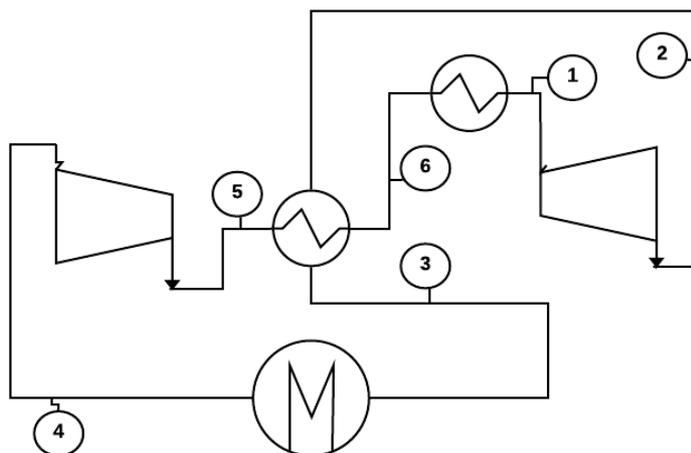


Figura 21. Esquema bloque potencia Brayton regenerativo

De forma similar que el ciclo anterior, los resultados obtenidos para el ciclo regenerativo son:

Tabla 6. Resultados ciclo de potencia – Brayton regenerativo sCO₂

Punto	Presión [bar]	Temperatura [°C]	Entalpía [kJ/kg]
1	225	650	652,2
2	75	507,3	487,3
3	75	141	67,1
4	75	35	-109
5	225	112,4	-65,58
6	225	411,3	354,6

De estos resultados se obtienen unas prestaciones del ciclo para las ecuaciones definidas anteriormente de:

$$\begin{aligned}
 W_{turbina} &= 164,9 \text{ kJ/kg} & Q_{TRANSF} &= 297,6 \text{ kJ/kg} \\
 W_{compresor} &= 43,44 \text{ kJ/kg} & \dot{m}_{sCO_2} &= 5299 \text{ kg/s}
 \end{aligned}$$

En este caso los valores de trabajo en la turbina y compresor son iguales que para el ciclo anterior debido a que operan en las mismas condiciones de temperatura y presión en la entrada y salida.

Para estos valores se obtiene una potencia neta:

$$\dot{W}_{neta} = 643,77 \text{ MW}$$

Y un calor perdido en el enfriamiento del fluido:

$$\dot{Q}_{perd} = 933,234 \text{ MW}$$

Por lo tanto, con estos valores obtenemos un rendimiento del ciclo:

$$\eta_{SCO_2} = \frac{(W_T + W_C)}{Q_{TRANSF}} = 40,82 \%$$

Para este ciclo, aunque con un rendimiento significativamente mayor, se sigue obteniendo un valor bastante elevado de las pérdidas en el enfriamiento del fluido. Es por ello, que en apartados posteriores se estudiará la mejora que supone el aprovechamiento de ese calor a través de un ciclo de cola basado en un Ciclo Orgánico de Rankine.

4.4 Ciclo combinado – Supercritical CO₂ / Organic Rankine Cycle

Como se ha comentado anteriormente, a modo de recuperación del calor a la salida de la turbina y que en los casos del apartado anterior se perdería en la refrigeración, se plantea la posibilidad de integración de un ciclo orgánico de Rankine como ciclo de cola.

En los siguientes apartados se va a estudiar la motivación de utilización de un ciclo orgánico de Rankine como ciclo de cola y los parámetros de operación,

4.4.1 Configuración de la planta

Como opción de aprovechamiento del calor perdido en el enfriamiento del fluido hasta las condiciones de entrada al compresor se propone un ciclo que integra la combinación de dos ciclos: ciclo de Brayton de cabeza y ciclo orgánico de Rankine como ciclo de cola. Con esta configuración se pone solución al problema dado en apartados anteriores debido al elevado valor de las pérdidas en el enfriamiento del fluido de trabajo.

Centrándonos en el ciclo de cabeza, en este apartado se estudiarán los mismos datos en el apartado anterior; ciclo de Brayton y ciclo de Brayton regenerativo. Las condiciones de operación del mismo permanecerán constantes a las del apartado anterior con el objetivo de poder realizar una comparación en cuanto a utilización de un ciclo u otro.

Por otro lado, como ciclo de cola, se usará un ciclo orgánico de Rankine. El ciclo orgánico de Rankine presenta como principal ventaja la utilización de un fluido orgánico de alta masa molecular con cambio de fase que tiene lugar a temperatura relativamente bajas. Dado las condiciones del fluido que tenemos a la salida de la turbina de gas, o del regenerador en su caso, que tenemos en el ciclo de cabeza, este ciclo parece ideal para el aprovechamiento del calor residual para su enfriamiento.

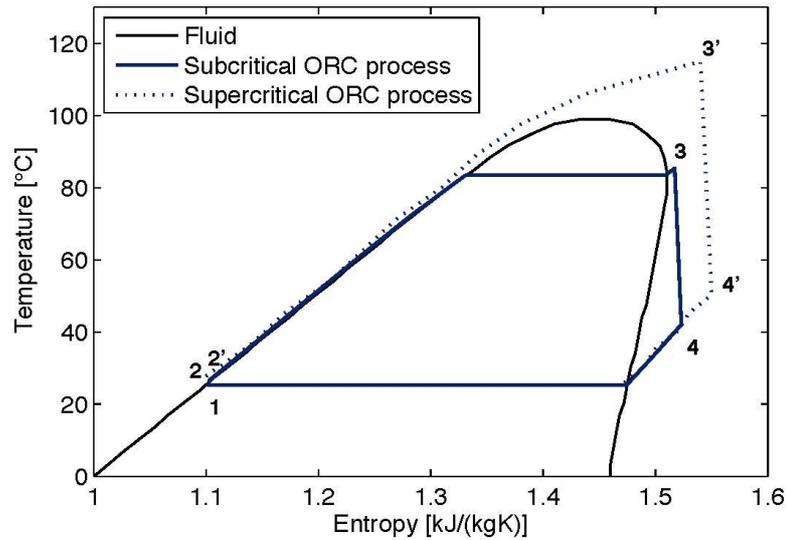


Figura 22. Diagrama T-s ciclo ORC

El proceso del ORC (Organic Rankine Cycle) es similar al ciclo básico de Rankine, pero en lugar de utilizar vapor como fluido de trabajo, en el ORC se emplea un fluido orgánico. La elección de este fluido orgánico se llevará a cabo en el siguiente apartado, donde teniendo en cuenta las temperaturas y presiones de operación del ciclo se realizará un estudio de las principales opciones.

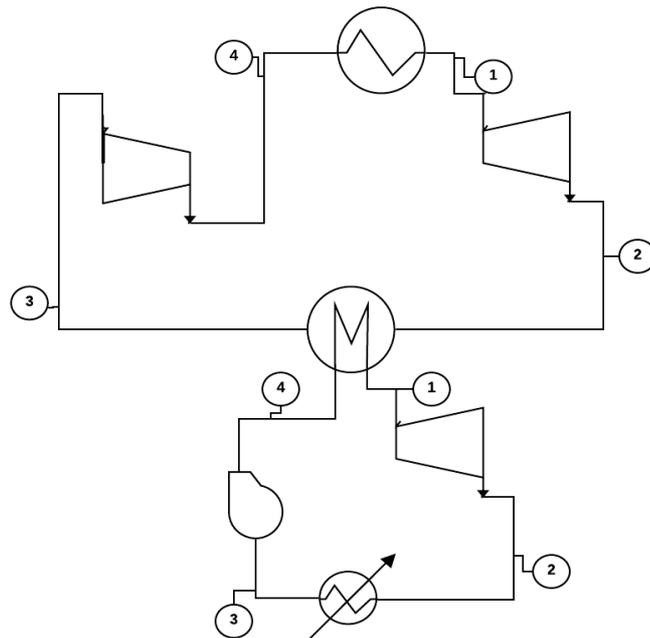


Figura 23. Esquema bloque potencia ciclo combinado. Ciclo Brayton simple + ORC

El ciclo de la figura anterior combina un ciclo de Brayton simple como ciclo de cabeza y un ciclo orgánico de Rankine sin regeneración como ciclo de cola. En este ciclo a pesar de que se penaliza la potencia específica de la planta, se espera un aumento significativo del rendimiento y la potencia neta produciéndose un aprovechamiento de la temperatura del calor perdido en el enfriamiento.

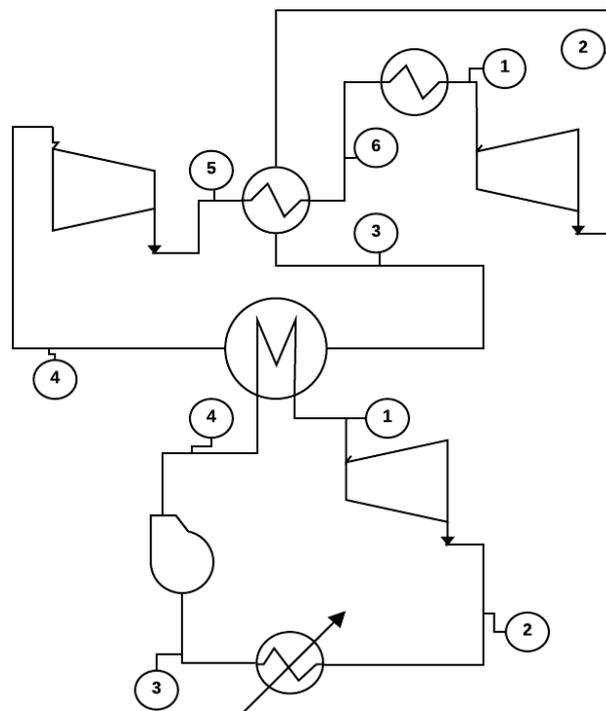


Figura 24. Esquema bloque potencia ciclo combinado. Ciclo Brayton regenerativo + ORC

Por otro lado, el ciclo de la figura anterior combina un ciclo Brayton regenerativo como ciclo de cabeza con el objetivo de reducir la temperatura de salida de la turbina y aprovechar el calor a baja temperatura del ciclo de cabeza.

4.4.2 Elección del fluido de trabajo

En este apartado se va a estudiar las distintas opciones de fluido de trabajo posibles para el aprovechamiento de la temperatura de salida de la turbina a través de un ciclo de cola.

Este estudio se lleva a cabo con el objetivo de lograr el máximo aprovechamiento de la energía en el ciclo de Rankine usando el fluido de trabajo óptimo para las condiciones de operación dadas.

La siguiente tabla muestra una lista de 29 sustancias tanto orgánicas como inorgánicas y sus condiciones de operación:

Tabla 7. Condiciones de trabajo de sustancias orgánicas e inorgánicas [10].

SUSTANCIA	Pcrit	Tcrit	Rango
	bar	°C	°C
ACETONA (C ₃ H ₆ O)	47	234,95	276.85, -94.65
AMONIACO(NH ₃)	113,33	132,25	426.85,-77.655
BENCENO	48,94	288,9	361.85,9.85
BUTANO	37,96	151,98	315.85,-138.28
DECAFLUOROBUTANO (C ₄ F ₁₀)	23,234	113,18	226.85, -84.15
DODECAFLUOROPENTANO (C ₅ F ₁₂)	20,45	147,41	226.85, -73.15
TOLUENO	41,273	318,61	426.85, -95.15
SULFURO DE CARBONILO (COS)	63,7	105,62	376.85,-138.85
CIS BUTENO	42,255	162,6	251.85,-138.85
CICLO HEXANO	40,75	280,49	426.85, 6.32
CICLO PROPANO	55,797	125,15	199.85. -0.15
DECANO	21,03	344,55	401.85, -29.65
DIMETILETER	53,702	126,95	176.85, -73.15
DODECANO	18,17	384,96	426.85, -9.55
ETANO	48,718	32,18	351.85, -182.8
ETANOL	61,609	240,78	426.85, -23.15
HEPTANO	27,36	266,98	326.85,-90.6
HEXANO	30,34	234,67	326.85, -95.32
SULFURO DE HIDROGENO	90	99,95	486.85, -85.45
ISOBUTANO(2METHYL PROPANO)	36,4	134,67	299.85,-159.59
ISOBUTENO(2 METHYL,1 PROPENO)	40,098	144,94	276.85,-140.75
ISOHEXANO(2 METHYLPENTANO)	30,4	224,55	276.85,-153.55
ISOPENTANO(2 METHYLBUTANO)	33,96	187,2	226.85, -160.5
R152A	45,168	113,26	226.85,-118.59
R245fa	36,4	154,05	226.85, -73.15
R21	51,812	178,33	200.04, -73.15
R22	49,9	96	276.85,-157.42
R32	57,82	78	161.85,-136.81
METANOL	81,035	239,45	346.85, -97.54

De entre todos los fluidos de la tabla anterior, es posible descartar algunos fluidos que no cumplen las condiciones de trabajo en las que va a operar el ciclo de cola, las cuales se corresponden con:

Rango de presiones: [23,5 – 0,06249] bar

Rango de temperaturas: [274,5 – 35] °C

Por lo tanto, los fluidos señalados en color verde en la tabla anterior (Benceno, Tolueno, Ciclo Hexano), son considerados potenciales candidatos para el estudio debido a que cumplen las condiciones de trabajo del ciclo:

- Temperaturas y presión críticas por debajo de las condiciones de operación.
- Rango de temperaturas del ciclo dentro del rango de temperaturas de operación del fluido.

Por lo tanto, una vez, seleccionados los candidatos se va a proceder al estudio de los tres fluidos de trabajo operando en el ciclo que se ha tomado como referencia (Ciclo combinado con ciclo de Brayton simple):

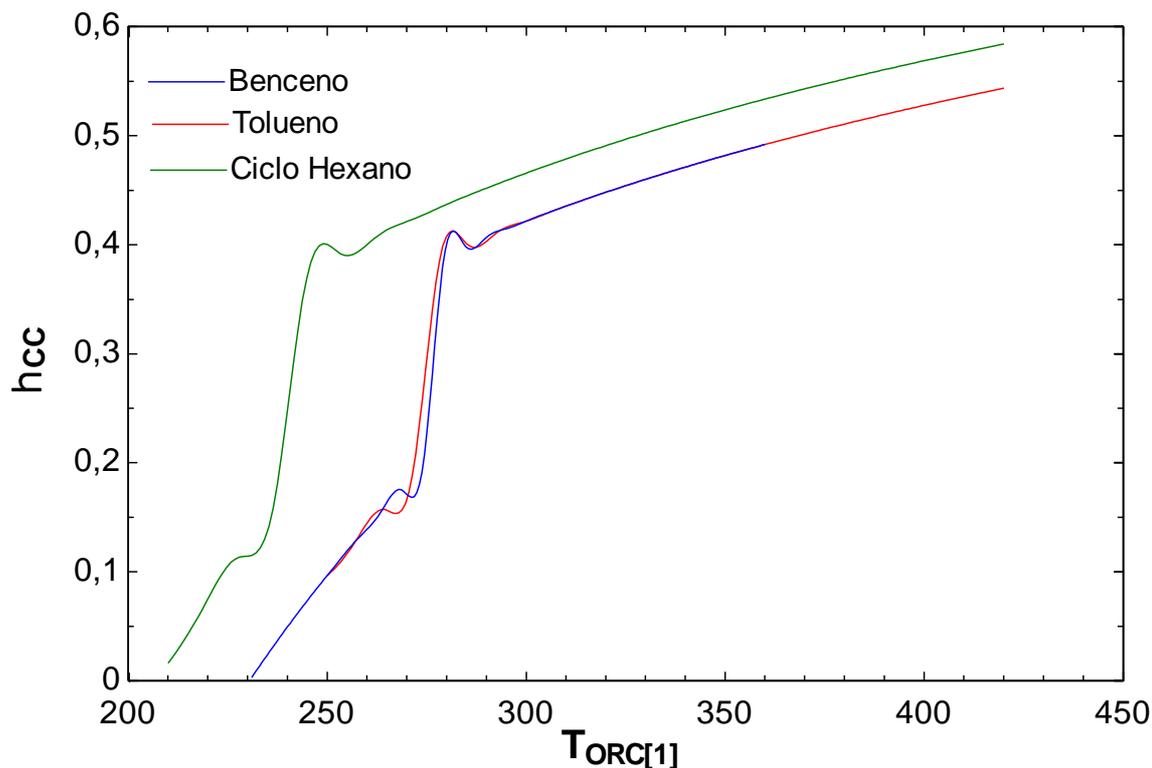


Figura 25. Diagrama rendimiento – Temperatura para fluidos orgánicos

La figura anterior representa la variación del rendimiento del ciclo combinado frente a la variación de la temperatura de entrada a la turbina dentro del rango de operación para cada fluido.

En esta gráfica se observa la influencia que tiene la utilización de un fluido u otro en el rendimiento del ciclo combinado. A simple vista, la gráfica muestra que fluido de trabajo que aporta mejores prestaciones al ciclo es el Ciclo Hexano. Este fluido a partir de temperaturas superiores a 290 °C aproximadamente, confiere prestaciones bastante superiores al ciclo. En principio, el Ciclo Hexano sería el candidato ideal para un ciclo que operará con temperaturas superiores a 290 °C, sin embargo, para el ciclo estudiado, al tratarse de un ciclo orgánico de Rankine se expande desde condiciones de vapor saturado, en este caso, para la presión dada, las condiciones de temperatura de saturación de los fluidos varían siendo la temperatura de saturación del tolueno la más alta para la presión de 23,5 bar. En este sentido, se concluye diciendo que el fluido de trabajo que aporta mayor rendimiento de trabajo para las condiciones dadas es el Tolueno y por lo tanto será el fluido de trabajo elegido para estudios posteriores en el presente proyecto.

Temperaturas de saturación a 23,5 bar:

$$T_{sat_{Benceno}} = 232,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{sat_{Ciclo\ Hexano}} = 237,9 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{sat_{Tolueno}} = 274,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

4.4.3 Análisis termodinámico

Partiendo de las siguientes hipótesis iniciales:

Tabla 8. Hipótesis iniciales análisis termodinámico – Ciclo combinado

Hipótesis de cálculo iniciales	
$T_1 = 650 \text{ °C}$	$p_3 = p_2$
$p_1 = 225 \text{ bar}$	$DTT_{ORC} = 13 \text{ °C}$
$p_2 = 75 \text{ bar}$	$p_{ORC[1]} = 23,5 \text{ bar}$
$T_{ORC[3]} = 35 \text{ °C}$	$T_{ORC[3]} = 35 \text{ °C}$
$\Delta T_{COND} = 5 \text{ °C}$	$p_{ORC[4]} = p_{ORC[1]}$
$\eta_{HX} = 76 \%$	$\varepsilon_{HX} = 0 \%$

Se empieza resolviendo el ciclo simple de CO₂ supercrítico, debido a la simplicidad del mismo, se tomara como referencia en los cálculos posteriores:

CICLO COMBINADO – CICLO SIMPLE + ORC

De igual forma al análisis llevado a cabo en el apartado anterior, se han tomado valores datos de partida de presión y temperatura valores dentro del rango de funcionamiento para el sCO₂:

$$\begin{aligned}\eta_T &= 92 \% \\ \eta_C &= 88 \% \\ Q_{BZ} &= 1577 \text{ MW}\end{aligned}$$

CICLO DE CABEZA – CICLO DE BRAYTON SIMPLE

“Balance en turbina”

Conociendo el rendimiento interno de la turbina y los valores de presión y temperatura a la entrada es posible calcular la entalpia a la entrada:

$$\eta_T = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}}$$

Los valores de presión y temperatura a la entrada:

$$\begin{aligned}p_1 &= 225 \text{ bar} \\ T_1 &= 650 \text{ °C}\end{aligned}$$

$$h_1 = f(T_1, p_1)$$

Una vez calculadas las condiciones a la entrada, conociendo la presión a la salida de la turbina se pueden calcular las propiedades termodinámicas en dicho punto haciendo uso del rendimiento interno de la turbina y la obtención en la turbina hasta las condiciones isentrópicas:

$$p_2 = 75 \text{ bar}$$

$$h_{2s} = f(s_1, p_2)$$

$$s_1 = f(T_1, p_1)$$

$$\eta_T = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}}$$

Ya habríamos calculado la entalpia a la entrada y a la salida de la turbina. Llegados a este punto, es necesario conocer las condiciones a la salida y entrada del intercambiador de calor.

“Balance en intercambiador”

Teniendo en cuenta que la temperatura a la entrada del compresor tras el intercambiador es igual es función de la diferencia terminal de temperatura y que no existe pérdida de carga en el mismo:

$$p_3 = p_2$$

$$DTT_{ORC} = 13 \text{ °C}$$

$$T_3 = T_{ORC[4]} + DTT_{ORC}$$

Siendo el calor cedido al ciclo de cola:

$$\dot{Q}_{ORC} = \dot{m}_{CO_2} * (h_2 - h_3)$$

“Balance en compresor”

Conocida la presión y temperatura a la entrada:

$$h_3 = f(T_3, p_3)$$

Por lo tanto, es posible calcular las propiedades termodinámicas a la salida del compresor haciendo uso de la expansión isentrópica y el rendimiento interno del compresor:

$$p_4 = p_1$$

$$\eta_C = \frac{h_{4s} - h_3}{h_4 - h_3}$$

$$h_{4s} = f(s_3, p_4)$$

$$s_3 = f(T_3, p_3)$$

Ya tendríamos calculadas las propiedades termodinámicas del ciclo de cabeza y el calor aportado al ciclo de cola, por lo tanto, conocidos estos datos pasamos al cálculo de las propiedades termodinámicas del ciclo de cola:

CICLO DE COLA – CICLO ORGÁNICO DE RANKINE

Para el cálculo de las propiedades termodinámicas del ciclo es necesario definir los rendimientos de las máquinas:

$$\eta_{T,ORC} = 85 \%$$

$$\eta_{C,ORC} = 75 \%$$

Del ciclo de cabeza se sabe que el calor transferido al ciclo de cola viene dado por:

$$\dot{Q}_{ORC} = \dot{m}_{CO_2} * (h_2 - h_3)$$

“Balance en turbina”

En primer lugar, comenzamos resolviendo el balance en la turbina, donde para su resolución se va a suponer que el fluido a la entrada se trata de vapor saturado a la presión $p_{ORC[1]}$. La temperatura de operación del ciclo orgánico de Rankine está entre 70 °C y 300 °C. Por lo tanto, debido a las propiedades físicas del fluido orgánico, la expansión del vapor saturado no conduce a la zona de vapor húmedo, sino que queda en la zona de vapor sobrecalentado, siendo válida la suposición anterior de vapor saturado a la entrada de la turbina. Por lo tanto las condiciones a la entrada de la turbina son:

$$p_{ORC[1]} = 23,5 \text{ bar}$$

$$T_{ORC[1]} = f(x = 1, p_{ORC[1]})$$

$$h_{ORC[1]} = f(T_{ORC[1]}, p_{ORC[1]})$$

Las condiciones a la salida se calculan haciendo uso del rendimiento interno de la turbina y suponiendo que la presión a la salida de la turbina es igual a la presión a la entrada del compresor, la cual viene dada por:

$$p_{ORC[3]} = f(T_{ORC[3]}, x = 0)$$

Para el cálculo de la presión a la entrada se ha supuesto que la temperatura de entrada al compresor es igual a 35 °C y el fluido a la salida del condensador sale como líquido saturado.

$$T_{ORC[3]} = 35 \text{ °C}$$

Por lo tanto, ya es posible calcular las propiedades termodinámicas a la salida de la turbina:

$$p_{ORC[2]} = p_{ORC[3]}$$

$$h_{s_{ORC[2]}} = f(p_{ORC[2]}, s_{ORC[1]})$$

$$s_{ORC[1]} = f(p_{ORC[1]}, x = 1)$$

$$\eta_{T_{ORC}} = \frac{h_{ORC[1]} - h_{ORC[2]}}{h_{ORC[1]} - h_{s_{ORC[2]}}}$$

$$T_{ORC[2]} = f(p_{ORC[2]}, h_{ORC[2]})$$

“Balance en condensador”

Ya tenemos las condiciones de entrada y salida de la turbina, por lo tanto pasamos al balance en el condensador, considerando que se utiliza agua como fluido de condensación, sufriendo un salto de temperatura de 5 °C.

$$T_{cond_{ent}} = 25 \text{ °C} \qquad T_{cond_{sal}} = 30 \text{ °C}$$

Sabiendo que el calor específico del agua es igual a 4,18 kJ/kg K:

$$\dot{Q}_{COND} = \dot{m}_{refr} * C_{p_{agua}} * (T_{cond_{sal}} - T_{cond_{ent}})$$

$$\dot{Q}_{COND} = \dot{m}_{ORC} * (h_{ORC[2]} - h_{ORC[3]})$$

“Balance en bomba”

Calculadas las condiciones tras el condensador, de igual forma que para la turbina calculamos las propiedades termodinámicas a la entrada y salida de la bomba. Suponiendo que el fluido orgánico sale del condensador como líquido saturado y conociendo la expresión del rendimiento de la bomba:

$$\eta_{B_{ORC}} = \frac{v_{ORC[3]} * (p_{ORC[4]} - p_{ORC[3]}) * 100}{(h_{ORC[4]} - h_{ORC[3]})}$$

Siendo:

$$v_{ORC[3]} = f(p_{ORC[3]}, x = 0)$$

$$h_{ORC[3]} = f(p_{ORC[3]}, x = 0)$$

Y teniendo en cuenta que $p[4]=p[1]$

$$p_{ORC[4]} = p_{ORC[1]}$$

Ya tendríamos la entalpía a la entrada y salida de la bomba, por lo tanto, es posible calcular la temperatura en dicho punto como:

$$T_{ORC[4]} = f(p_{ORC[4]}, h_{ORC[4]})$$

Por lo tanto, conociendo el calor aportado al ciclo de cola, es posible calcular el gasto másico del mismo a partir de un balance en el intercambiador

$$\dot{Q}_{ORC} = \dot{m}_{ORC} * (h_{ORC[1]} - h_{ORC[4]})$$

Una vez calculadas las propiedades termodinámicas es posible calcular las prestaciones del ciclo:

$$\dot{W}_{T,CO2} = \dot{m}_{CO2} * (h_1 - h_2)$$

$$\dot{W}_{C,CO2} = \dot{m}_{CO2} * (h_4 - h_3)$$

$$\dot{W}_{CO2} = (\dot{W}_{T,CO2} - \dot{W}_{C,CO2})$$

$$\eta_{SCO2} = \frac{\dot{W}_{CO2}}{\dot{Q}_{BZ}}$$

$$\dot{W}_{T,ORC} = \dot{m}_{ORC} * (h_{ORC[1]} - h_{ORC[2]})$$

$$\dot{W}_{B,ORC} = \dot{m}_{ORC} * (h_{ORC[4]} - h_{ORC[3]})$$

$$\begin{aligned} \dot{W}_{ORC} &= (\dot{W}_{T,ORC} - \dot{W}_{B,ORC}) \\ \dot{W}_{CC} &= (\dot{W}_{CO_2} + \dot{W}_{ORC}) \end{aligned} \quad \eta_{CC} = \frac{\dot{W}_{CC}}{\dot{Q}_{BZ}}$$

CICLO COMBINADO – CICLO REGENERATIVO + ORC

De igual forma al análisis llevado a cabo en el apartado anterior, se han tomado valores datos de partida de presión y temperatura valores dentro del rango de funcionamiento para el sCO₂:

$$\begin{aligned} \eta_T &= 92 \% \\ \eta_C &= 88 \% \\ Q_{BZ} &= 1577 \text{ MW} \end{aligned}$$

CICLO DE CABEZA – CICLO DE BRAYTON REGENERATIVO

“Balance en turbina”

Conociendo el rendimiento interno de la turbina y los valores de presión y temperatura a la entrada es posible calcular la entalpia a la entrada:

$$\eta_T = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}}$$

Los valores de presión y temperatura a la entrada:

$$\begin{aligned} p_1 &= 225 \text{ bar} \\ T_1 &= 650 \text{ °C} \end{aligned}$$

$$h_1 = f(T_1, p_1)$$

Una vez calculadas las condiciones a la entrada, conociendo la presión a la salida de la turbina se pueden calcular las propiedades termodinámicas en dicho punto haciendo uso del rendimiento interno de la turbina y la obtención en la turbina hasta las condiciones isentrópicas:

$$p_2 = 75 \text{ bar}$$

$$h_{2s} = f(s_1, p_2)$$

$$s_1 = f(T_1, p_1)$$

$$\eta_T = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}}$$

Ya habríamos calculado la entalpia a la entrada y a la salida de la turbina. Llegados a este punto, es necesario conocer las condiciones a la salida y entrada del intercambiador de calor.

“Balance en el regenerador”

Para el cálculo de la temperatura que alcanza el fluido en el precalentado, se tiene en cuenta las siguientes suposiciones:

- No existe pérdida de carga en las corrientes del intercambiador
- El rendimiento del intercambio es $\eta_{HX} = 76 \%$

$$p_3 = p_2$$

$$p_6 = p_5$$

$$p_6 = p_1$$

$$\eta_{HX} = \frac{h_6 - h_5}{h_2 - h_5}$$

Por lo tanto, a partir de la entalpía y presión del punto [6] es posible calcular la temperatura en dicho punto.

$$h_2 - h_3 = h_6 - h_5$$

$$T_6 = f(p_6, h_6)$$

“Balance en intercambiador”

Teniendo en cuenta que la temperatura a la entrada del compresor tras el intercambiador es igual es función de la diferencia terminal de temperatura y que no existe pérdida de carga en el mismo:

$$p_4 = p_3$$

$$DTT_{ORC} = 13 \text{ °C}$$

$$T_4 = T_{ORC[4]} + DTT_{ORC}$$

Siendo el calor cedido al ciclo de cola:

$$\dot{Q}_{ORC} = \dot{m}_{CO_2} * (h_3 - h_4)$$

“Balance en compresor”

Conocida la presión y temperatura a la entrada:

$$h_4 = f(T_4, p_4)$$

Por lo tanto, es posible calcular las propiedades termodinámicas a la salida del compresor haciendo uso de la expansión isentrópica y el rendimiento interno del compresor:

$$\eta_c = \frac{h_{5s} - h_4}{h_5 - h_4}$$

$$p_4 = p_3$$

$$h_{5s} = f(s_4, p_5)$$

$$s_4 = f(T_4, p_4)$$

Ya tendríamos calculadas las propiedades termodinámicas del ciclo de cabeza y el calor aportado al ciclo de cola, por lo tanto, conocidos estos datos pasamos al cálculo de las propiedades termodinámicas del ciclo de cola:

CICLO DE COLA – CICLO ORGÁNICO DE RANKINE

Para el cálculo de las propiedades termodinámicas del ciclo es necesario definir los rendimientos de las máquinas:

$$\eta_{T,ORC} = 85 \%$$

$$\eta_{C,ORC} = 75 \%$$

Del ciclo de cabeza se sabe que el calor transferido al ciclo de cola viene dado por:

$$\dot{Q}_{ORC} = \dot{m}_{CO_2} * (h_2 - h_3)$$

“Balance en turbina”

En primer lugar, comenzamos resolviendo el balance en la turbina, donde para su resolución se va a suponer que el fluido a la entrada se trata de vapor saturado a la presión $p_{ORC[1]}$. La temperatura de operación del ciclo orgánico de Rankine está entre 70 °C y 300 °C. Por lo tanto, debido a las propiedades físicas del fluido orgánico, la expansión del vapor saturado no conduce a la zona de vapor húmedo, sino que queda en la zona de vapor sobrecalentado, siendo válida la suposición anterior de vapor saturado a la entrada de la turbina. Por lo tanto las condiciones a la entrada de la turbina son:

$$p_{ORC[1]} = 23,5 \text{ bar}$$

$$T_{ORC[1]} = f(x = 1, p_{ORC[1]})$$

$$h_{ORC[1]} = f(T_{ORC[1]}, p_{ORC[1]})$$

Las condiciones a la salida se calculan haciendo uso del rendimiento interno de la turbina y suponiendo que la presión a la salida de la turbina es igual a la presión a la entrada del compresor, la cual viene dada por:

$$p_{ORC[3]} = f(T_{ORC[3]}, x = 0)$$

Para el cálculo de la presión a la entrada se ha supuesto que la temperatura de entrada al compresor es igual a 35 °C y el fluido a la salida del condensador sale como líquido saturado.

$$T_{ORC[3]} = 35 \text{ °C}$$

Por lo tanto, ya es posible calcular las propiedades termodinámicas a la salida de la turbina:

$$p_{ORC[2]} = p_{ORC[3]}$$

$$h_{s_{ORC[2]}} = f(p_{ORC[2]}, s_{ORC[1]})$$

$$s_{ORC[1]} = f(p_{ORC[1]}, x = 1)$$

$$\eta_{T_{ORC}} = \frac{h_{ORC[1]} - h_{ORC[2]}}{h_{ORC[1]} - h_{s_{ORC[2]}}}$$

$$T_{ORC[2]} = f(p_{ORC[2]}, h_{ORC[2]})$$

“Balance en condensador”

Ya tenemos las condiciones de entrada y salida de la turbina, por lo tanto pasamos al balance en el condensador, considerando que se utiliza agua como fluido de condensación, sufriendo un salto de temperatura de 5 °C.

$$T_{cond_{ent}} = 25 \text{ °C}$$

$$T_{cond_{sal}} = 30 \text{ °C}$$

Sabiendo que el calor específico del agua es igual a 4,18 kJ/kg K:

$$\dot{Q}_{COND} = \dot{m}_{refr} * C_{p_{agua}} * (T_{cond_{sal}} - T_{cond_{ent}})$$

$$\dot{Q}_{COND} = \dot{m}_{ORC} * (h_{ORC[2]} - h_{ORC[3]})$$

“Balance en bomba”

Calculadas las condiciones tras el condensador, de igual forma que para la turbina calculamos las propiedades termodinámicas a la entrada y salida de la bomba. Suponiendo que el fluido orgánico sale del condensador como líquido saturado y conociendo la expresión del rendimiento de la bomba:

$$\eta_{B_{ORC}} = \frac{v_{ORC[3]} * (p_{ORC[4]} - p_{ORC[3]}) * 100}{(h_{ORC[4]} - h_{ORC[3]})}$$

Siendo:

$$v_{ORC[3]} = f(p_{ORC[3]}, x = 0)$$

$$h_{ORC[3]} = f(p_{ORC[3]}, x = 0)$$

Y teniendo en cuenta que $p[4]=p[1]$

$$p_{ORC[4]} = p_{ORC[1]}$$

Ya tendríamos la entalpía a la entrada y salida de la bomba, por lo tanto, es posible calcular la temperatura en dicho punto como:

$$T_{ORC[4]} = f(p_{ORC[4]}, h_{ORC[4]})$$

Por lo tanto, conociendo el calor aportado al ciclo de cola, es posible calcular el gasto másico del mismo a partir de un balance en el intercambiador

$$\dot{Q}_{ORC} = \dot{m}_{ORC} * (h_{ORC[1]} - h_{ORC[4]})$$

Una vez calculadas las propiedades termodinámicas es posible calcular las prestaciones del ciclo como:

$$\dot{W}_{T,CO2} = \dot{m}_{CO2} * (h_1 - h_2)$$

$$\dot{W}_{C,CO2} = \dot{m}_{CO2} * (h_4 - h_3)$$

$$\dot{W}_{CO2} = (\dot{W}_{T,CO2} - \dot{W}_{C,CO2})$$

$$\eta_{SCO2} = \frac{\dot{W}_{CO2}}{\dot{Q}_{BZ}}$$

$$\dot{W}_{T,ORC} = \dot{m}_{ORC} * (h_{ORC[1]} - h_{ORC[2]})$$

$$\dot{W}_{B,ORC} = \dot{m}_{ORC} * (h_{ORC[4]} - h_{ORC[3]})$$

$$\dot{W}_{ORC} = (\dot{W}_{T,ORC} - \dot{W}_{B,ORC})$$

$$\dot{W}_{CC} = (\dot{W}_{CO_2} + \dot{W}_{ORC})$$

$$\eta_{CC} = \frac{\dot{W}_{CC}}{\dot{Q}_{BZ}}$$

4.4.4 Resultados del análisis

Tras plantear las ecuaciones que resuelven el ciclo propuesto, haciendo uso del programa de cálculo EES se han calculado las propiedades termodinámicas del mismo y las prestaciones anteriormente planteadas, obteniendo los siguientes resultados:

CICLO COMBINADO – CICLO SIMPLE + ORC

Para la configuración de ciclo combinado definida anteriormente, compuesta por un ciclo de Brayton simple y un ORC:

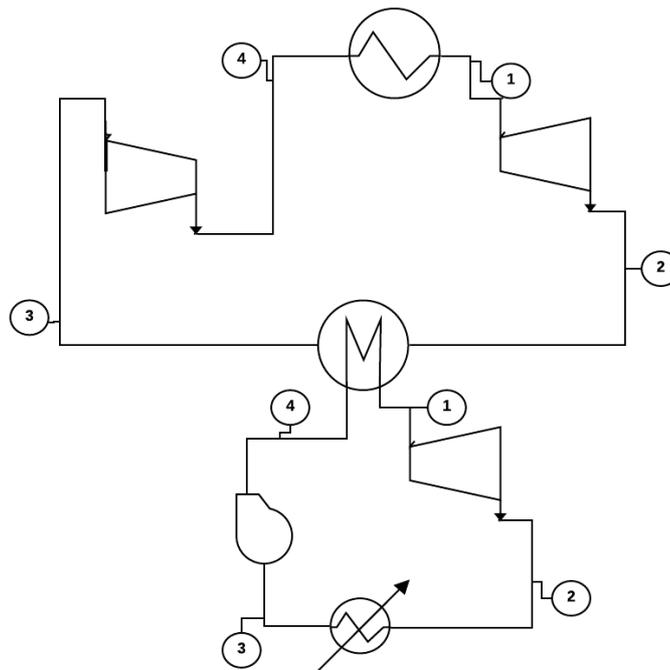


Figura 23. Esquema bloque potencia ciclo combinado. Ciclo Brayton simple + ORC

La siguiente tabla muestra los valores de las propiedades termodinámicas para el ciclo de cabeza:

Tabla 9. Resultados bloque potencia ciclo de cabeza. Brayton simple – sCO₂

Punto	Presión	Temperatura	Entalpía
Brayton	[bar]	[°C]	[kJ/kg]
1	225	650	652,2
2	75	507,3	487,3
3	75	50,11	-60,89
4	75	144,9	-2,936

La siguiente tabla muestra los valores de las propiedades termodinámicas para el ciclo de cola:

Tabla 10. Resultados bloque potencia ciclo de cola. ORC – Tolueno

Punto	Presión	Temperatura	Entalpía
ORC	[bar]	[°C]	[kJ/kg]
1	23,5	274,5	583,5
2	0,06249	128,9	392,7
3	0,06249	35	-141
4	23,5	37,11	-137,4

Para estas propiedades termodinámicas y usando Tolueno como fluido de trabajo se obtienen las siguientes prestaciones:

$$\dot{W}_{T,CO_2} = 397,015 \text{ MW}$$

$$\dot{W}_{B,ORC} = 6,707 \text{ MW}$$

$$\dot{W}_{C,CO_2} = 139,514 \text{ MW}$$

$$\dot{W}_{ORC} = 342,510 \text{ MW}$$

$$\dot{W}_{CO_2} = 257,501 \text{ MW}$$

$$\dot{W}_{CC} = (\dot{W}_{CO_2} + \dot{W}_{ORC}) = 600,012 \text{ MW}$$

$$\eta_{CO_2} = \frac{\dot{W}_{CO_2}}{\dot{Q}_{BZ}} = 16,33\%$$

$$\eta_{CC} = \frac{\dot{W}_{CC}}{\dot{Q}_{BZ}} = 38,05\%$$

$$\dot{W}_{T,ORC} = 349,218 \text{ MW}$$

$$\dot{Q}_{ORC} = 1319 \text{ MW}$$

$$\dot{m}_{CO_2} = 2407 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{ORC} = 1830 \text{ kg/s}$$

Como era de esperar, al producirse un aprovechamiento del calor usado para el enfriamiento de CO₂ haciendo uso de un ciclo de cola, se obtiene un rendimiento global del ciclo del 38,05 %. Se observa que ha aumentado significativamente respecto del ciclo de Brayton simple utilizado anteriormente. Por otro lado, el uso de un ciclo de cola produce un aumento de la potencia total, proporcionando una potencia total de 600,012 MW. Por otro lado, la potencia térmica transferida al ciclo de cola es muy elevada debido a que, a pesar del aprovechamiento de energía a la salida de la turbina, la temperatura de sigue siendo elevada. Esto implicaría intercambiadores de gran tamaño y por lo tanto altos costes. Para paliar este problema, se propone la solución de utilizar un ciclo regenerativo como ciclo de cabeza y un ORC como ciclo de cola.

Por ello, se plante como posible ciclo a integrar el compuesto por un ciclo Brayton regenerativo y un ORC:

CICLO COMBINADO – CICLO REGENERATIVO + ORC

Para la configuración de ciclo combinado definida anteriormente, compuesta por un ciclo de Brayton regenerativo y un ORC:

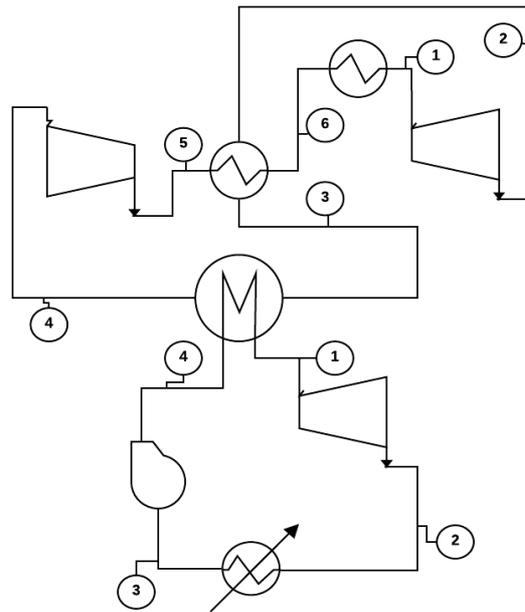


Figura 24. Esquema bloque potencia ciclo combinado. Ciclo Brayton regenerativo + ORC

La siguiente tabla muestra los valores de las propiedades termodinámicas para el ciclo de cabeza:

Tabla 11. Resultados bloque potencia ciclo de cabeza. Brayton regenerativo – sCO₂

Punto	Presión [bar]	Temperatura [°C]	Entalpía [kJ/kg]
1	225	650	652,2
2	75	507,3	487,3
3	75	182,3	114,7
4	75	50,11	-60,89
5	225	144,9	-2,936
6	225	423,4	369,6

La siguiente tabla muestra los valores de las propiedades termodinámicas para el ciclo de cola:

Tabla 12. Resultados bloque potencia ciclo de cola. ORC – Tolueno

Punto	Presión [bar]	Temperatura [°C]	Entalpía [kJ/kg]
ORC			
1	23,5	274,5	583,5
2	0,06249	128,9	392,7
3	0,06249	35	-141
4	23,5	37,11	-137,4

Para estas propiedades termodinámicas y usando Tolueno como fluido de trabajo se obtienen las siguientes prestaciones:

$$\dot{W}_{T,CO_2} = 920,0439 \text{ MW}$$

$$\dot{W}_{C,CO_2} = 323,449 \text{ MW}$$

$$\dot{W}_{CO_2} = 596,990 \text{ MW}$$

$$\eta_{CO_2} = \frac{\dot{W}_{CO_2}}{\dot{Q}_{BZ}} = 37,86 \%$$

$$\dot{W}_{T,ORC} = 349,218 \text{ MW}$$

$$\dot{m}_{CO_2} = 5581 \text{ kg/s}$$

$$\dot{W}_{B,ORC} = 4,982 \text{ MW}$$

$$\dot{W}_{ORC} = 254,387 \text{ MW}$$

$$\dot{W}_{CC} = (\dot{W}_{CO_2} + \dot{W}_{ORC}) = 851,577 \text{ MW}$$

$$\eta_{CC} = \frac{\dot{W}_{CC}}{\dot{Q}_{BZ}} = 54 \%$$

$$\dot{Q}_{ORC} = 980,01 \text{ MW}$$

$$\dot{m}_{ORC} = 1359 \text{ kg/s}$$

5 ANÁLISIS PARAMÉTRICO

En este apartado se va a llevar a cabo un análisis paramétrico en el que se estudiará las distintas opciones de sistemas de refrigeración de los citados en el capítulo 3 con respecto al ciclo de potencia utilizado en cada caso.

5.1 Introducción

Con el objetivo de focalizar el trabajo en los ciclos que han supuesto ser más interesantes desde el punto de vista de conocimiento de la tecnología, rendimiento y potencia producida, el análisis se realizará teniendo como principal condicionante de la temperatura al límite que viene dada por DBTT (Ductile-Brittle Transition Temperature), que indica la temperatura a partir de la cual hay una disminución pronunciada en la capacidad del material (EUROFER) para absorber fuerza sin fracturarse. En este punto, el material pasa de dúctil a quebradizo.

5.2 Agua como refrigerante

El agua es utilizada como refrigerante en los reactores de fisión nuclear. El amplio conocimiento operativo en generadores de vapor, procesos químicos y otros sistemas de agua lo sitúan como uno de los principales candidatos de refrigeración del reactor. Sin embargo, existen algunos problemas en el uso de la misma como el agrietamiento del material por corrosión o el desgaste del tubo del generador de vapor. No obstante, estos problemas son ampliamente conocidos y existen formas de abordarlos en la etapa de diseño.

Las opciones de diseño implican relaciones complejas entre materiales y sistemas, y también dependen en gran medida de los requisitos de diseño aplicados a cualquier planta de potencia en particular.

Este estudio se puede abordar desde diferentes puntos de vista, en este caso se va a intentar discutir las ventajas y limitaciones asociadas a los sistemas refrigerados por agua. En este sentido, en el apartado anterior se llevó a cabo el estudio de distintas configuraciones de plantas de potencia en la que se emplean distintos fluidos de transporte de calor en el ciclo de conversión de potencia y en este capítulo, desde un punto de vista más generalista se va a estudiar la influencia del sistema de refrigeración sobre algunos de ellos.

5.2.1 Análisis e integración en el ciclo de potencia

El agua ha sido seleccionada como una de las opciones de fluido refrigerante de los componentes del interior del reactor (in-vessel). El material estructural para los componentes in-vessel es el acero eutéctico 316. Este acero está en contacto directo con el agua refrigerante del interior de la Blanket, por otro lado se usa una aleación de cobre para disipar el calor en las placas del interior del Divertor. Tanto el 316 como la aleación de cobre son compatibles con el uso de agua como refrigerante a baja temperatura. Sin embargo, la temperatura de operación normal requerida es más alta, por lo tanto, existe una gran fluencia de la temperatura, pudiendo provocar una severa degradación de los materiales y de sus propiedades.

Las placas utilizadas para la refrigeración del Divertor facing components (en contacto con el plasma) están compuestas de una capa de tungsteno y una aleación de cobre como material disipador de calor. El agua fluye por pequeños canales de enfriamiento especialmente diseñados para permitir flujos de calor elevados. En estado estable permite un flujo de calor de hasta 10 MW/m². La temperatura máxima del cobre es típicamente inferior a 500 °C y la temperatura máxima de la capa de tungsteno permanece por debajo de 2000°C.[11]

De entre las distintas alternativas de Breeding Blanket descritas en el capítulo 3, se pueden considerar como:

Model A: water-cooled PbLi

Model B: helium-cooled ceramic breeder blanket

Model C: dual coolant PbLi blanket

Model D: self-cooled PbLi blanket

El modelo A, tal y como se comentó en el capítulo anterior usa agua como refrigerante a 155 bar con una temperatura de entrada/salida de 295/325°C. La temperatura de saturación del agua a esa presión es de 343°C. El material estructural utilizado en este modelo es Eurofer97 con una temperatura límite de operación entre 300 y 500 °C que depende de la fluencia de neutrones.

Por otro lado, el usar como agua fluido refrigerante en condiciones PWR supone una ventaja en cuanto a experiencia operativa en estas condiciones de trabajo. Las principales limitaciones en este sentido son la utilización de cobre en las capas intermedias, la necesidad de operar con Eurofer en condiciones de baja temperatura, la gestión y eficacia de la producción de tritio y la corrosión.

En términos de rendimiento del ciclo de potencia, considerando una Blanket refrigerada por agua, una mayor temperatura del agua a la salida de la misma supondría una mayor eficiencia de la planta. Esta temperatura está limitada por la temperatura de ebullición del agua a esta presión de trabajo. El agua utilizada para refrigerar el núcleo se hace pasar por generadores de vapor en el lado secundario de los tubos del intercambiador, en los casos en los que el ciclo de potencia sea un ciclo Rankine. Por lo tanto, si hablamos de sistemas refrigerados por agua, la temperatura máxima de fluido empleado en el ciclo de potencia está limitada por la temperatura de salida del refrigerante, que en condiciones PWR es 325 °C.

En este sentido, se genera vapor en condiciones saturadas a una presión de aproximadamente 70 bar (caso estudiado en el capítulo anterior). Con tales condiciones de vapor, la eficiencia del sistema de conversión de potencia usando un ciclo de Rankine se limita a valores inferiores al 30%.

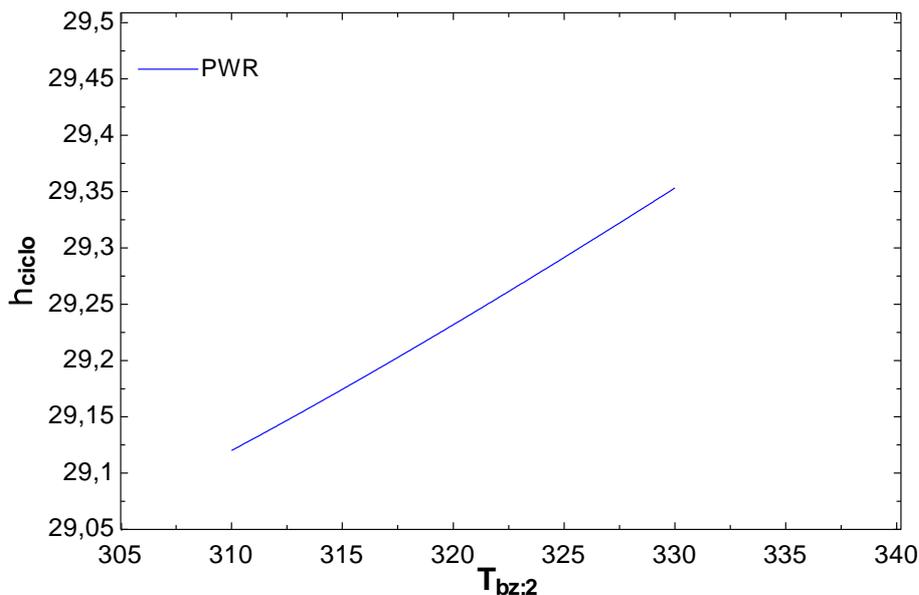


Figura 26. Variación del rendimiento con la temperatura de salida refrigerante en condiciones PWR

Existen planes de desarrollo para utilizar agua en condiciones supercrítica con una presión > 250 bar y temperaturas de salida > 550 °C. La eficiencia resultante en el sistema de conversión de energía será $\sim 45\%$. Sin embargo, para tales condiciones de vapor, la corrosión del acero es un problema importante, por lo que la selección de un material estructural adecuado requiere de grandes esfuerzos de investigación.

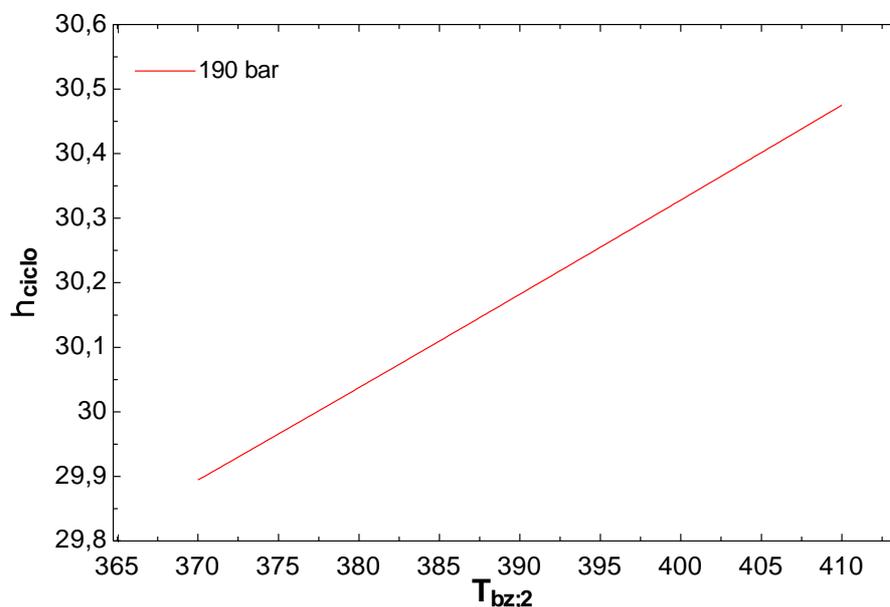


Figura 27. Variación del rendimiento con la temperatura de salida refrigerante a 190 bar.

Estudios actuales concluyen que el principal material estructural candidato para la Breeding Blanket proviene de los aceros martensíticos ferríticos de la clase EUROFER/ F82. Sin embargo, si dicho acero se irradia en el espectro de energía de neutrones de una planta de fusión a temperaturas inferiores a 350 °C, su ductilidad disminuirá rápidamente. Se requeriría una temperatura del agua considerablemente más alta que la utilizada en un PWR para mantener la estructura a una temperatura > 350 °C. Esto requeriría un aumento de la presión del agua a valores > 190 bar o, para una mayor eficiencia en el sistema de conversión de energía, la transición al agua supercrítica con una presión > 250 bar.

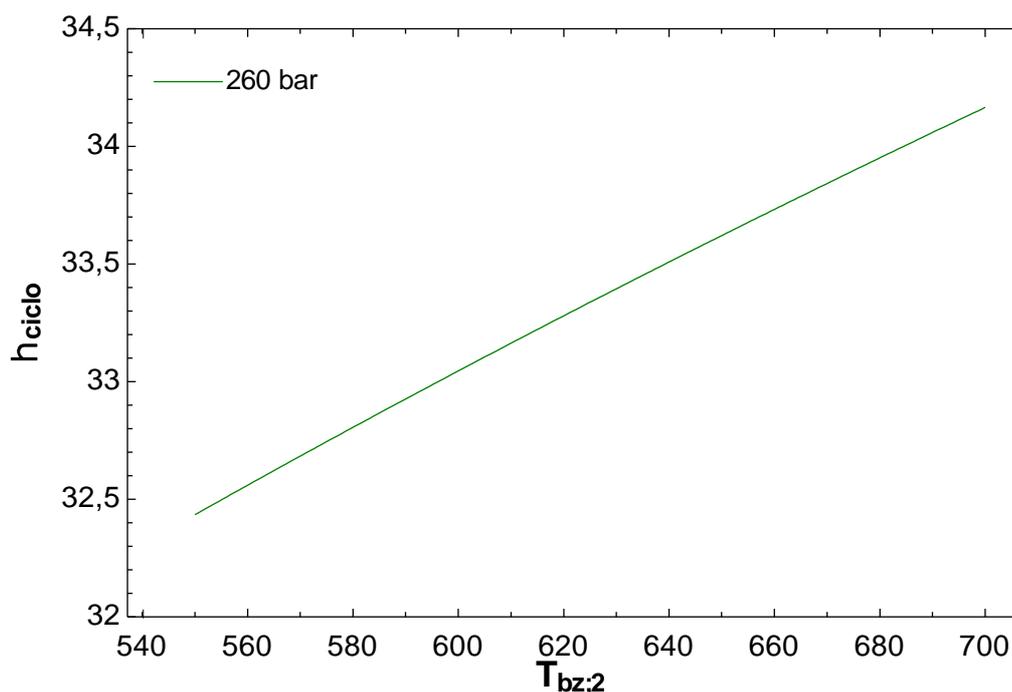


Figura 28. Variación del rendimiento con la temperatura de salida refrigerante a 260 bar.

Sin embargo, la presión del refrigerante de un PWR ya es aproximadamente dos veces más alta que en los casos de Breeding Blanket refrigeradas por Helio. Por lo tanto, un aumento de la temperatura a valores superiores a los de condiciones PWR requeriría por razones de seguridad un mayor espesor de acero en los tubos, lo que por otra parte, influye negativamente en la consecución de un TBR (Tritium Breeding Ratio) alto.

El uso Breeding Blanket con sistemas de refrigeración por agua requiere un candidato diferente del principal candidato de acero ferrítico de activación reducida (RAFS), teniendo en cuenta las limitaciones de eficiencia que supone los niveles de presión y temperatura típicos para un PWR.[12]

5.3 Helio como refrigerante

La refrigeración con helio ha sido ampliamente utilizada en reactores de fisión. El helio es un fluido que resulta interesante para la refrigeración de los reactores de fusión debido a que es química y neutrónicamente inerte. Además, puede usarse directamente como gas para el ciclo de conversión de potencia, el cual presenta algunas ventajas en cuanto a seguridad.

Entre los modelos de sistemas de refrigeración que emplean Helio como fluido refrigerante se encuentran: Model B: helium-cooled ceramic breeder Blanket y Model D: self-cooled PbLi Blanket, o HCPB y HCLL. Ambos son utilizados como modelos de referencia en el diseño de DEMO. Recientemente, se ha desarrollado un diseño similar para ambos conceptos, en particular ambos conceptos utilizan refrigerante de helio y acero RAFM EUROFER como material estructural.[12]

Como en el apartado anterior, este estudio pretende abordar las características de diseño relacionadas con la producción de tritio, la extracción de energía y la compatibilidad de materiales. Contribuyendo a la definición del proyecto DEMO resultando atractivo para la futura central eléctrica.

5.3.1 Análisis e integración en el ciclo de potencia

Atendiendo al modelo utilizado en el capítulo anterior para el caso de refrigeración con Helio, las temperaturas de trabajo corresponden con la ventana de temperatura de operación de EUROFER, es decir, 300-500 °C, donde el límite inferior viene dictado por el DBTT, y el superior por la fluencia en consideraciones de resistencia del material. Por lo tanto, ambos modelos que utilizan helio como refrigerante, trabajan a una presión de 80 bar y unas temperaturas de entrada y salida de 300 y 700 °C respectivamente. Para estas temperaturas de trabajo, se obtiene una eficiencia del sistema de conversión de potencia alrededor de 40%.

Centrándonos en el sistema de conversión de potencia, la potencia calorífica total depositada en los sistemas de extracción de energía es de en torno a 2000 MWt.

Llegados a este punto, el aumento de la temperatura del refrigerante que supone la utilización de helio como refrigerante plantea la utilización de otro fluido de trabajo en el ciclo de potencia haciendo uso de otro ciclo de conversión de potencia.

Siguiendo con modelo del apartado anterior donde se ha adoptado un ciclo termodinámico Rankine. En este caso se utiliza el He de alta temperatura del sistema de refrigeración de la Blanket para sobrecalentar el vapor.

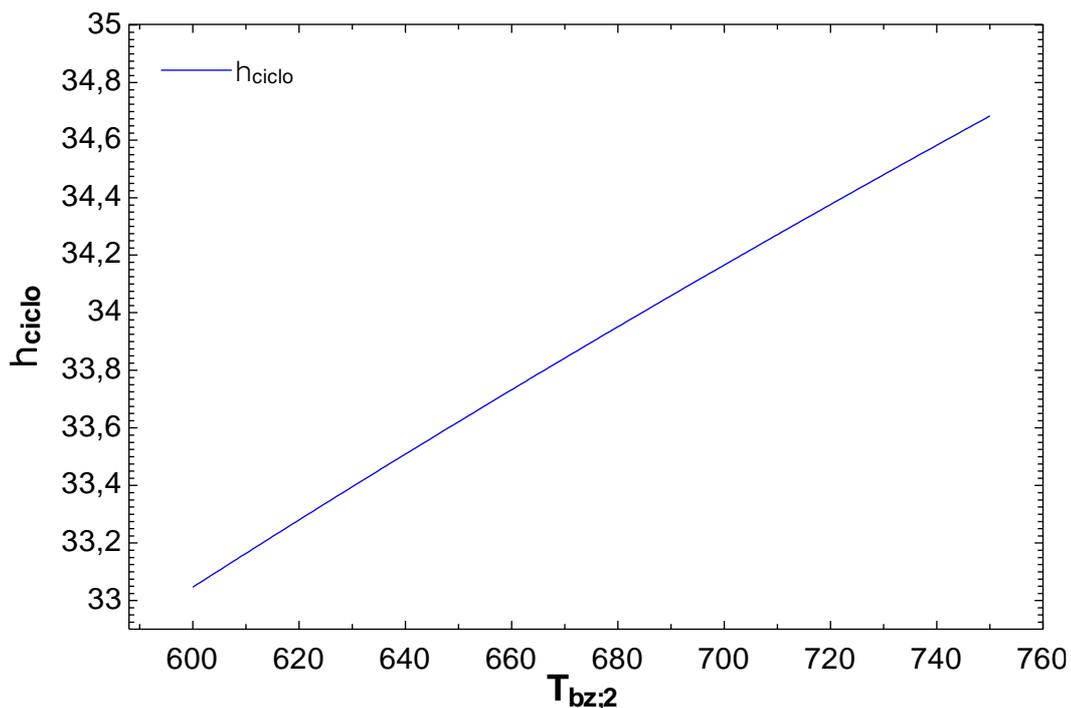


Figura 29. Variación del rendimiento con en el rango operativo de temperatura de salida de refrigerante.

En el caso de HCPB el material cerámico presenta una temperatura máxima admisible de alrededor de 920 °C, sin embargo, la temperatura del berilio está limitada a 650 °C debido al hinchazón, degradación de las propiedades mecánicas y de seguridad (reacción al vapor); sin embargo, no se ha establecido un límite claro y debe ser contrastado por nuevas investigaciones sobre el impacto real en el diseño propuesto.[13]

Por otro lado, existen modelos como los estudiados en el capítulo anterior, donde el cambio de fluido refrigerante y el aumento de la temperatura que esto lleva asociado, permite utilizar CO₂ en condiciones supercríticas como fluido de trabajo, alcanzando eficiencias del sistema de conversión de potencia en torno al 40%. En este caso,

un aumento de la temperatura de salida del refrigerante por encima de los 700 °C supondría un aumento de la presión por encima de los 80 bar actuales. Para conseguir dichos valores de presión sería necesario aumentar significativamente el espesor de tuberías de refrigeración, lo que dispararía los costes de la planta y dificultaría el proceso de realimentación de tritio, resultando negativo para el TBR.

6 ANÁLISIS ECONÓMICO

6.1 Introducción

Como se comentó al comienzo de este proyecto, la fusión nuclear ofrece importantes beneficios en comparación con las fuentes de energía actualmente explotadas, principalmente debido a las reservas limitadas de las mismas. Las actividades de diseño conceptual de las primeras centrales de fusión se lanzaron en los últimos años con vistas de ponerlo en funcionamiento en 2050.

En el presente capítulo se presentara un análisis económico del modelo de planta de fusión DEMO, en términos de coste de electricidad basándonos en los costes operativos y de inversión del modelo.

El precio límite de venta de electricidad se determinara utilizando el valor actual neto (VAN). Con el objetivo de comparar con otras tecnologías de generación se usara el precio nivelado de la electricidad (LCOE).

Para la realización de este estudio se usó como referencia el artículo [14], que a su vez toma datos estadísticos de la OCDE y resultados del proyecto ExternE de la UE.

6.2 Estimación de costes

Según lo comentado anteriormente, el valor actual neto basado en los flujos de caja anuales, la tasa interna de retorno y el periodo de recuperación de la inversión se utilizaran para la valoración económica de DEMO. Por otro lado, la comparación final de los diferentes tipos de plantas de generación se realizara a través del LCOE.

Para el análisis se usará una tasa de descuento del 7%.

El modelo de planta utilizado en el estudio, presenta una potencia eléctrica neta de aproximadamente 1 GW, proporcionando una energía anual de aproximadamente 6,3 TWh.

Para el estudio principal se supondrá que la planta trabaja a plena carga con una disponibilidad anual del 80% debido a labores de reparación y mantenimiento.

Por otro lado, en la tabla 10, se resumen los costes de inversión del modelo. Se incluyen los costes unitarios de los componentes de fusión, siendo el núcleo del reactor un elemento relevante por ser “el primero en su clase”. Por lo tanto, se consideran elementos caros de construir, ya que, efectivamente son prototipos que llevan asociado una serie de maquinaria y herramientas específicamente diseñadas para su construcción, siendo estos componentes aproximadamente un 75% del total de costes directos de construcción de la planta.

Tabla 13. Tabla de costes de inversión del modelo de planta de fusión.[14]

Costes de inversión	M€
Reactor systems	784,42 M€
Magnets	2.016,56 M€
Vacuum system	35,49 M€
Cryogenic system	90,09 M€
Fuel handing systems	271,18 M€
Heating & current drive system	399,49 M€
Cooling systems	201,11 M€
Control & Diagnostics	136,50 M€
Maintenance equipment	273,00 M€
Turbine Plant	292,11 M€
Buildings	934,57 M€
	5.434,52 M€
Indirect cost	1.340,43 M€
Contingency	918,19 M€
Coste total [€]	7.693, 14 M€

En la figura 30, se muestra la estructura de costes directos de inversión de la planta.

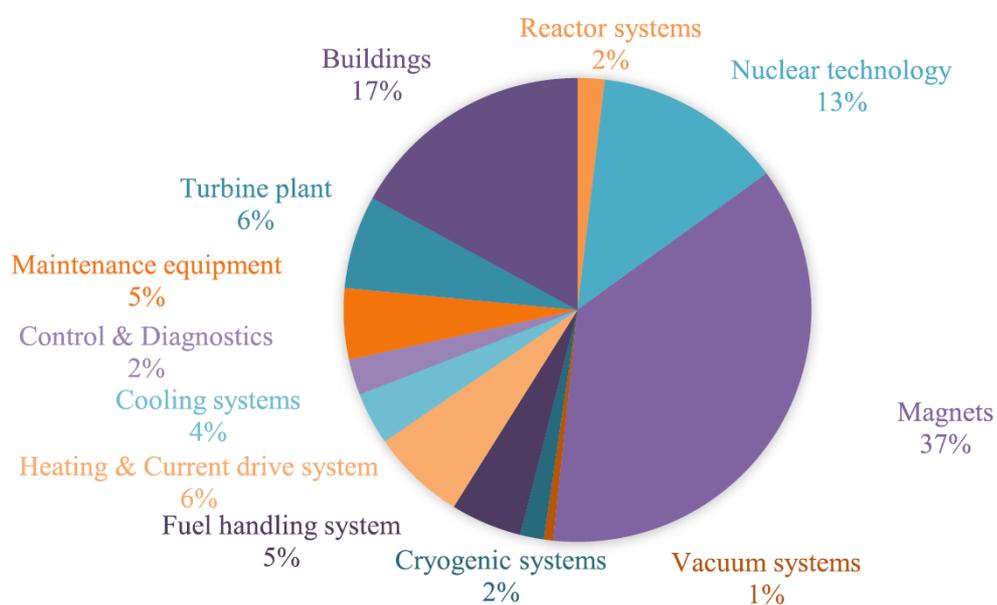


Figura 30. Estructura de costes de la planta de fusión. [14]

A diferencia del proyecto ITER, el modelo de DEMO no incluye los costes de desarrollo de la tecnología ni los costes de participación internacional, lo que hace que el coste total de inversión de DEMO sea aproximadamente la mitad de ITER.

En este modelo, la depreciación constituye un factor importante debido a los costes de reemplazo continuo de los componentes. Esto es debido a que la carga calorífica y de neutrones a la que están expuestos los componentes del reactor es tan elevada que la vida útil de los mismos se estima entre 5 y 10 años, periodo mucho más corto que el de la planta, el cual se estima a unos 40 años.

6.3 Análisis técnico-económico

Los parámetros elegidos para el estudio económico de la planta DEMO son el valor actual neto, la tasa interna de retorno, el periodo de recuperación de la inversión y el coste nivelado de la electricidad.

Los flujos de caja anuales se han determinado teniendo en cuenta la estructura de costes del modelo y se calculan anualmente según la fórmula:

$$CF_t = BE - Imp + A$$

Siendo:

$$BE = I - CO\&M - Gfin$$

Donde BE es el beneficio económico, I son los ingresos, CO&M son los costes de operación y mantenimiento, Gfin son los gastos financieros, Imp los impuestos y A la amortización del proyecto.

El valor actual neto es una medida de la ganancia calculada restando los valores actuales de las salidas de efectivo de los valores actuales de las entradas de efectivo durante un periodo de la vida económica, se calculó mediante la ecuación:

$$VAN = -I_0 + \sum_{t=1}^n \frac{CF_t}{(1+k)^t}$$

Donde I_0 es la inversión inicial, n son los años de vida útil de la planta, CF_t es el cash flow para el año t y k es la tasa de descuento establecida como 7%.

La tasa interna de retorno es la tasa de interés o rentabilidad que ofrece una inversión. Es decir, es el porcentaje de beneficio o pérdida que tendrá una inversión para las cantidades que no se han retirado del proyecto.[15] Se calcula sabiendo que es la que da un valor 0 al VAN:

$$0 = -I_0 + \sum_{t=1}^n \frac{CF_t}{(1+TIR)^t}$$

El periodo de recuperación o Payback es un criterio para evaluar inversiones que se define como el periodo de tiempo requerido para recuperar el capital inicial de una inversión. Es un método estático para la evaluación de inversiones.[16]

El coste nivelado de la electricidad es la valoración económica del coste del sistema de generación de electricidad que incluye todos los costes a lo largo de la vida útil del proyecto: la inversión inicial, operación y mantenimiento, el coste de combustible, coste de capital, etc. Este indicador nos ayuda a comparar las distintas tecnologías de generación.

$$LCOE = \frac{\sum_{t=1}^n \frac{Gfin_t + CO\&M_t}{(1+r)^t}}{\sum_{t=1}^n \frac{E_t}{(1+r)^t}}$$

Donde E_t es la producción de energía anual.

Para el cálculo de los parámetros anteriormente definidos se ha supuesto el siguiente escenario económico:

Tabla 14. Escenario económico para el análisis de la planta.

ESCENARIO ECONÓMICO		
Vida Instalación	año	40
Tasa de impuestos	%	30%
Tasa de descuento	%	7,00%
Tasa de inflación	%	2,50%
Tipo de interés	%	8%
Periodo de devolución	año	15
Fracción de deuda	%	75%
Fracción amortizable	%	100%

El desarrollo de los flujos de caja acumulados anualmente se muestra en la figura 31 para un precio de venta de la electricidad de 130 €/MWh. El coste nivelado de la electricidad se ha encontrado para 167,47 €/MWh y el precio límite de venta de la electricidad es 127,08 €/MWh.

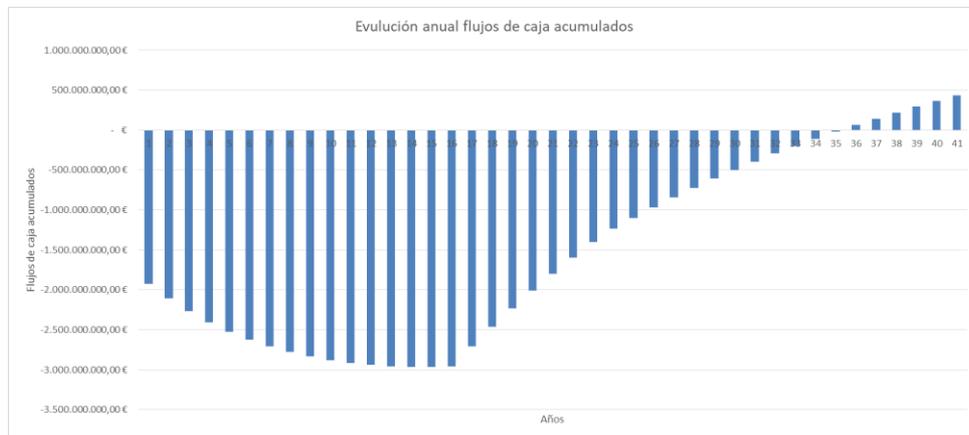


Figura 31. Evolución de flujos de caja acumulados en el periodo de vida útil de la planta

El VAN alcanzaría el valor de la inversión inicial en el periodo de vida útil de la planta al precio de venta de la electricidad de 216,24 €/MWh.

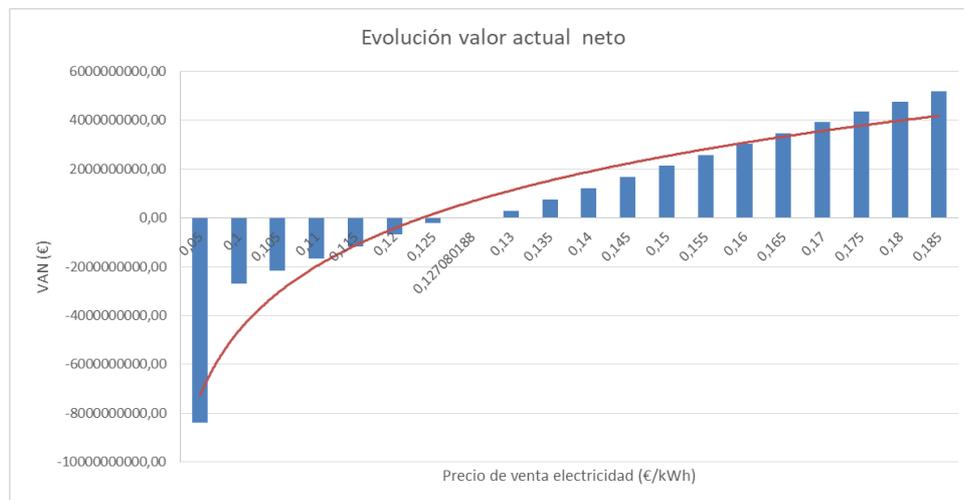


Figura 32. Variación del VAN con el aumento del precio de venta de la electricidad

6.4 Análisis de sensibilidad

El bajo nivel de conocimiento de la tecnología y los riesgos asociados a la misma, afectan significativamente a los costes de inversión del proyecto. Sin embargo, este periodo constituye una base necesaria de conocimientos adquiridos, el llamado factor de aprendizaje de una tecnología, por lo que, en general, se prevé una disminución de costes con la construcción de las plantas posteriores debido a la mejora y optimización de procesos de esta tecnología.

El precio límite de venta de electricidad se ha calculado como 127,08 €/MWh., el cual es varias veces mayor que el precio de venta actual en el mercado eléctrico. En este sentido, el exceso de potencia eléctrica de fuentes renovables subsidiadas y la competencia con la tecnología de generación con combustibles fósiles ajusta fuertemente el precio de la energía en el mercado eléctrico.

Como se ha comentado anteriormente, la comparación económica de los distintos tipos de planta se llevará a cabo atendiendo al LCOE de cada una. Para ello, se utilizan datos estadísticos de inversión publicados por la OCDE en el artículo [17] y una tasa de descuento para el cálculo del 7%. Como se ha visto en el capítulo anterior, el valor calculado del LCOE de una planta de fusión nuclear es de 167,47 €/MWh, que si lo representamos junto con los valores sacados del informe [17], obtenemos la siguiente gráfica:

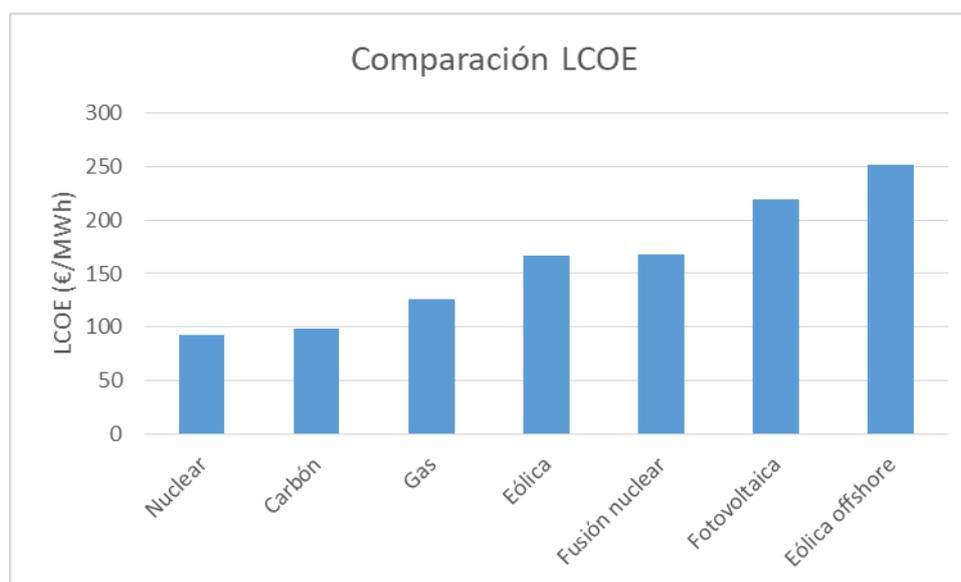


Figura 33. Comparativa de LCOE por tecnología de generación.

En el gráfico de la figura 33, se muestra una comparativa de los valores de LCOE por tecnología donde se puede observar un coste nivelado de la electricidad para la fusión nuclear similar al de la eólica e inferior al de la fotovoltaica o la eólica offshore.

En un escenario optimista en cuanto a la reducción de costes de una planta de fusión nuclear se puede evaluar el impacto que supondría en los costes de inversión, una maduración de la tecnología. Es por ello, que en la tabla 15, se plantan los valores que adquieren los parámetros evaluados con una reducción de costes del 10% y 20%.

Tabla 15. Escenarios de reducción de costes económicos

Reducción costes	LCOE	VAN	TIR	Payback
Valor actual (0%)	0,16747258	-972.976,52 €	7,00%	37,98
10%	0,156981788	689.835.601,23 €	8,18%	29,31
20%	0,146490997	1.364.589.811,28 €	9,71%	23,11

En este sentido, una reducción de costes razonable dentro de esta tecnología como podría ser un 30%, reduciría el Payback casi a la mitad del actual. Esta reducción es perfectamente factible con la construcción de plantas consecutivas y el desarrollo de una cadena de producción asociada a elementos característicos de esta tecnología.

Por otro lado, en términos de financiación y ayudas, la mayor parte de subvenciones y tarifas de alimentación suelen estar relacionadas con las fuentes de energía renovables, pero también están surgiendo en el contexto de las nuevas centrales de fisión, como son los casos de la construcción de centrales nucleares en Reino Unido o en la República Checa.[14]

La financiación requerida de alrededor de 130 €/MWh [14] es comparable a los subsidios pagados a la energía eólica marina que totalizaron 123 €/MWh en la UE en 2012 en el nivel de precios de 2015, y es mucho menor que los subsidios otorgados en el mismo año para plantas fotovoltaicas por una cantidad de 224 €/MWh en el nivel de precios de 2015.[18]

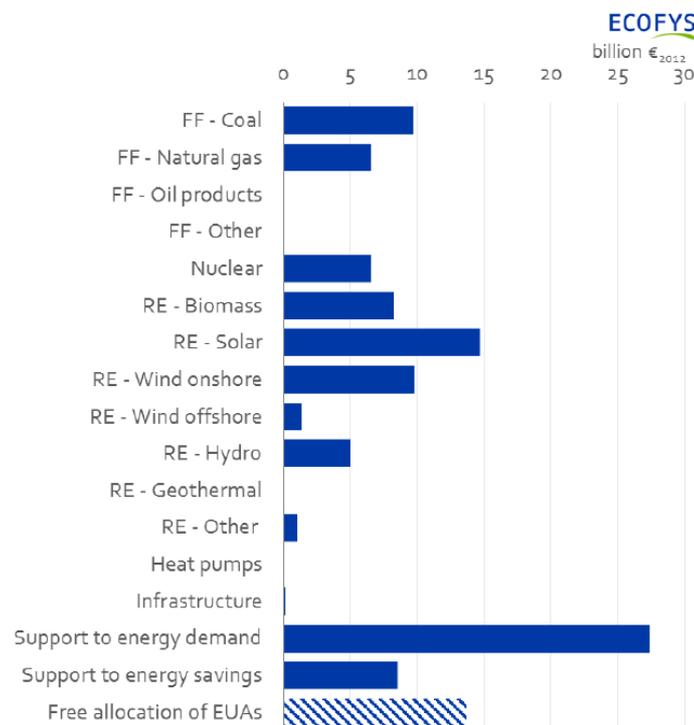


Figura 34. Ayuda prestada a las distintas tecnologías de generación en la UE. [18]

En cualquier caso, al igual que los recursos renovables, las plantas de fusión podrían producir energía eléctrica de manera segura, barata y respetuosa con el medio ambiente, por lo que recurriría a este tipo de ayudas económicas para su implantación en el mercado.

7 CONCLUSIONES

Sin duda, en términos de innovación y desarrollo de nuevas técnicas de generación a gran escala estamos ante uno de las tecnologías con mayor prospección de futuro. En cualquier caso, visto el estado en el que se encuentra y tras el estudio realizado en este proyecto, se observa que es una tecnología con gran margen de mejora. En este sentido, como se ha estudiado en los Capítulos 3 y 4, el avance y disminución de costes de esta tecnología está muy relacionado con el desarrollo de materiales y permitan avances en el camino de desarrollo hacia el proyecto DEMO.

Como en la mayoría de casos, estamos ante una situación de compromiso donde debe priorizar en cada caso los objetivos. En el caso de los sistemas de refrigeración, como hemos observado, unas mayores temperaturas de operación del ciclo de potencia, ayudarían significativamente al aumento del rendimiento de la planta, lo que lleva asociado mejoras en cuanto viabilidad económica. Sin embargo, asociado a esto, tenemos limitaciones dadas por los sistemas del propio reactor, como puede ser grosor, materiales y la alimentación de tritio.

Por otro lado, en el ámbito económico, es necesario destacar que los datos para el estudio económico de las centrales eléctricas existentes están basados en la experiencia y datos estadísticos de plantas existentes, lo que los convierte en datos de partida más fiables que los datos de una planta de fusión, los cuales son estimaciones conceptuales e hipótesis.

La incertidumbre de estos datos hace que sea difícil predecir el desarrollo de la economía y energía mundial durante varias décadas por delante. El transcurso real de la integración real de una planta de fusión nuclear, dependerá del desarrollo, tanto científico como tecnológico, de todo el sector energético. Por lo tanto, la validación completa de todos los datos de la tecnología de fusión no será posible hasta que la primera planta de fusión se encuentre en funcionamiento.

A partir de lo estudiado en este proyecto, como se ha ido comentando, se abren varias líneas de desarrollo y estudios mecánicos y de viabilidad para concluir finalmente con construcción de la planta de fusión.

Con vistas al futuro y a diferencia de las demás tecnologías de generación, la producción mediante fusión se llevaría a cabo sin fluctuaciones causadas por la radiación diaria, las estaciones o el clima y sin necesidad de mantener recursos fósiles de respaldo. Dado que el combustible es prácticamente inagotable y con un precio e impacto ambiental insignificante, con el avance de la seguridad de dicha tecnología, habrá gran margen para reducir el coste sobre la base de la investigación y desarrollo, con alta capacidad de convertirse en la fuente de energía más barata y limpia desde el final de este siglo en adelante por tiempo ilimitad

REFERENCIAS

- [1] BP, «BP Energy Outlook 2018.pdf». .
- [2] Dr. Javier Sanz Gozalo Iole Palermo y Dr. José María Gómez Ros, «Diseño nuclear de un reactor de fusión por confinamiento magnético con envoltura regeneradora líquida de doble refrigerante He/LiPb (DCLL)». jul. 2014.
- [3] A. I. Miller, «Heavy Water: A Manufacturers' Guide for the Hydrogen Century», p. 14.
- [4] L. J. Wittenberg, J. F. Santarius, y G. L. Kulcinski, «Lunar Source of ^3He for Commercial Fusion Power», *Fusion Technol.*, vol. 10, n.º 2, pp. 167-178, sep. 1986, doi: 10.13182/FST86-A24972.
- [5] F. Cismondi *et al.*, «Progress in EU Breeding Blanket design and integration», *Fusion Eng. Des.*, vol. 136, pp. 782-792, nov. 2018, doi: 10.1016/j.fusengdes.2018.04.009.
- [6] J. Aubert, et al., «Status of the EU DEMO HCLL Breeding Blanket Design Development, This Conference (2018).»
- [7] E. Martelli *et al.*, «Study of EU DEMO WCLL breeding blanket and primary heat transfer system integration», *Fusion Eng. Des.*, vol. 136, pp. 828-833, nov. 2018, doi: 10.1016/j.fusengdes.2018.04.016.
- [8] «Reactor de agua a presión», *Wikipedia, la enciclopedia libre*. oct. 22, 2019, Accedido: ene. 19, 2020. [En línea]. Disponible en: https://es.wikipedia.org/w/index.php?title=Reactor_de_agua_a_presi%C3%B3n&oldid=120650194.
- [9] M. Persichilli, A. Kacludis, E. Zdankiewicz y T. Held, «Supercritical CO₂ Power Cycle Developments and Commercialization: Why sCO₂ can Displace Steam». .
- [10] Dr. Artemio de Jesús Benítez Fundora, «Comportamiento Termodinámico de un ORC operando con varias sustancias para el aprovechamiento de Fuentes Térmicas de Bajo Potencial».
- [11] M. S. Tillack, P. W. Humrickhouse, S. Malang, y A. F. Rowcliffe, «The use of water in a fusion power core», *Fusion Eng. Des.*, vol. 91, pp. 52-59, feb. 2015, doi: 10.1016/j.fusengdes.2014.12.013.
- [12] L. V. Boccaccini *et al.*, «Materials and design of the European DEMO blankets», *J. Nucl. Mater.*, vol. 329-333, pp. 148-155, ago. 2004, doi: 10.1016/j.jnucmat.2004.04.125.
- [13] A. Li Puma *et al.*, «Breeding blanket design and systems integration for a helium-cooled lithium-lead fusion power plant», *Fusion Eng. Des.*, vol. 81, n.º 1-7, pp. 469-476, feb. 2006, doi: 10.1016/j.fusengdes.2005.08.041.
- [14] S. Entler, J. Horacek, T. Dlouhy, y V. Dostal, «Approximation of the economy of fusion energy», *Energy*, vol. 152, pp. 489-497, jun. 2018, doi: 10.1016/j.energy.2018.03.130.
- [15] Andrés Sevilla, «<https://economipedia.com/>».
- [16] Víctor Velayos Morales, «https://economipedia.com».
- [17] «Projected Costs of Generating Electricity 2015 Edition», p. 215.
- [18] S. Alberici *et al.*, «Subsidies and costs of EU energy», p. 71.