



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA (ICAI)

# **ANÁLISIS DE SISTEMAS DE CONVERSIÓN DE POTENCIA EN REACTORES NUCLEARES DE FUSIÓN CON ENVOLTURAS REGENERADORAS DE DOBLE REFRIGERANTE**

Autor: Ignacio Pablo Serrano Remón  
Directores: Dr. José Ignacio Linares Hurtado  
Dr. Alexis Cantizano Gonzalez

Madrid  
Septiembre 2014



**CONSTANCIA REGISTRAL DEL TRIBUNAL DEL ACTO DE  
LA DEFENSA DE TESIS DOCTORAL**

**TÍTULO: ANÁLISIS DE SISTEMAS DE CONVERSIÓN DE POTENCIA EN  
REACTORES NUCLEARES DE FUSIÓN CON ENVOLTURAS  
REGENERADORAS DE DOBLE REFRIGERANTE**

**AUTOR: Ing. D. Ignacio Pablo Serrano Remón**

**CO-DIRECTORES: Dr. D. José Ignacio Linares Hurtado  
Dr. D. Alexis Cantizano González**

**DEPARTAMENTO: Ingeniería Mecánica**

**FACULTAD O ESCUELA: Escuela Técnica Superior de Ingeniería (ICAI)**

**Miembros del Tribunal Calificador:**

**PRESIDENTE:**

**VOCAL:**

**VOCAL:**

**VOCAL:**

**SECRETARIO:**

**Fecha de lectura:**

**Calificación:**



A José Miguel, María Lucía y Alberto, mi familia



## Agradecimientos

Quisiera expresar en estas líneas mi agradecimiento a aquellas personas, sin las cuales, la realización de esta tesis no hubiera sido posible.

En primer lugar, agradezco al Dr. D. José Ignacio Linares Hurtado y al Dr. D. Alexis Cantizano Gonzalez, Directores de esta tesis, su inestimable ayuda en cada momento, sobre todo en los momentos de dificultades. Sin su motivación para continuar ampliando mis conocimientos tanto en termodinámica como en mecánica de fluidos esta tesis no hubiera visto la luz.

En segundo lugar quería agradecer tanto a mis padres como a mi hermano su apoyo y cariño, tanto en los buenos momentos como en los malos. No sólo en el tiempo que he estado realizando la tesis, sino a lo largo de toda mi vida, todo lo bueno que tengo se lo debo a ellos.

A mi primo Javier por estar siempre ahí. Espero que las conversaciones que hemos tenido en torno a un buen plato de comida se sigan repitiendo durante mucho tiempo.

Finalmente también quería dedicarles unas palabras de agradecimiento a mis amigos, sin los cuales nada sería lo mismo. Tanto a aquellos que forman parte de mi vida desde la infancia, como a aquellos que vinieron posteriormente, tanto a mi llegada a Madrid como en la realización de mi carrera y mi estancia en el IIT. Espero que de esta forma algunos por fin conozcan el título de mi tesis, otros continúen quedando conmigo en nuestro italiano de confianza, que me sigan organizando despedidas de esa ciudad de la que nunca termino de irme y me permitan jugar en ese equipo que por mucho que pasa el tiempo no desaparece. Así, espero seguir contando con ellos y que ellos quieran seguir contando conmigo.





## Resumen

Actualmente se están llevando a cabo grandes esfuerzos por la búsqueda de nuevas fuentes energéticas libres de gases de efecto invernadero. La energía nuclear de fusión es considerada en la actualidad como una de las fuentes más prometedoras para cubrir la demanda energética a largo plazo. Sin embargo, las instalaciones actuales tienen una finalidad únicamente experimental, encaminada a demostrar la viabilidad técnica del proceso de fusión, previa a la producción de electricidad. Por ello se está realizando la construcción de un reactor experimental en Cadarache (Francia), cuya finalización está prevista en torno a 2020. El objetivo de dicha instalación (cuyo nombre es ITER) es la generación de una cantidad de energía térmica diez veces mayor que la que se introduce en el reactor para calentar el plasma. A partir de los resultados experimentales obtenidos se pasará a un segundo proyecto, que será ya una central eléctrica de fusión, denominada DEMO.

Los desarrollos tecnológicos necesarios para un futuro reactor de fusión (DEMO) vienen impulsados en España por el programa TECNO\_FUS (CSD2008-0079). Dicho programa tiene por finalidad desarrollar la tecnología necesaria para la envoltura regeneradora y los sistemas auxiliares de una planta de producción de energía eléctrica a partir de un reactor nuclear de fusión, dentro de la convocatoria nacional CONSOLIDER-INGENIO 2010. En dicho programa es donde se enmarca la subtarea 5.3. *Conversión de potencia*. La presente Tesis Doctoral comprende el análisis y propuesta del bloque de potencia para la conversión de la energía térmica del reactor en energía eléctrica.

El primer paso se centra en el estudio de diferentes ciclos termodinámicos, para observar cuál es el que mejores rendimientos obtiene. Una vez escogido el ciclo óptimo se pasará al diseño de los intercambiadores de calor que formarán parte de dicha instalación, ya que debido a su gran tamaño y el comportamiento de los fluidos de trabajo, es necesario un estudio en profundidad de este tipo de elementos.

Para el diseño de los ciclos termodinámicos la metodología se basa en el desarrollo de códigos que obtengan de manera optimizada el comportamiento del ciclo, particularizándolos en cada momento para el tipo de ciclo utilizado (ORC, Rankine, Brayton...).

El dimensionamiento de los intercambiadores de calor consta de dos etapas. La primera realiza un dimensionamiento previo de los intercambiadores de calor, utilizando para ello diferentes correlaciones. La segunda etapa se centra en la utilización de simulaciones numéricas para corroborar los resultados obtenidos mediante los códigos informáticos.

El primer tipo de ciclos que se estudiaron fueron los ciclos Rankine. Pero estos fueron desechados debido a que el agua se puede contaminar con tritio y su limpieza posterior es complicada. Por ello sólo han sido planteados como ciclos auxiliares (combinados o duales).

El segundo tipo de ciclos de potencia que se estudian son de tipo Brayton y utilizan helio como fluido de trabajo. Este tipo de ciclos obtienen buenos resultados cuando las temperaturas son superiores a 800°C. Sin embargo en los reactores nucleares de fusión no se dan estas circunstancias, obteniendo por ello rendimientos no muy elevados. Sólo el caso de ciclos duales, utilizando un ciclo Brayton y otro Rankine, alcanza valores destacables (en torno al 44%). Aún así este tipo de ciclos tampoco es del todo conveniente, ya que por un lado utilizan agua como fluido de trabajo en algún punto del ciclo, y por otro lado requieren dos ciclos termodinámicos, con las complicaciones estructurales que esto puede conllevar.

Así se llega al tercer tipo de ciclos estudiados, los ciclos Brayton que utilizan CO<sub>2</sub> supercrítico como fluido de trabajo. Este tipo de ciclos alcanzan buenos rendimientos cuando las temperaturas son intermedias (400-800°C), por lo que son idóneos para los reactores nucleares de fusión. Este tipo de ciclos reducen el trabajo de compresión necesario debido a que el CO<sub>2</sub> se comporta como un líquido en torno a su punto crítico, y por ello aumentan el rendimiento del ciclo. De esta forma se han estudiado diferentes tipos: básicos, combinados, duales... alcanzando el mejor comportamiento los ciclos combinados. Pero al igual que en el caso de los ciclos con helio, estos han sido descartados debido a la utilización de agua y las estructuras necesarias. Uno de los logros de la tesis ha sido el planteamiento de dos variantes del ciclo de recompresión con CO<sub>2</sub> supercrítico, denominadas REC2 y REC3, que permiten alcanzar rendimientos similares a los del ciclo combinado pero con un nivel de complejidad de la planta mucho menor. El rendimiento alcanzado por ellos es similar, siendo REC2 levemente superior (46,9% frente a un 46%). Debido a su mayor rendimiento y menor complejidad el ciclo REC2 es propuesto como el óptimo de esta Tesis.

La siguiente fase de la tesis doctoral se centra en el dimensionamiento de los intercambiadores de calor, por ser los elementos de mayor tamaño y buscarse la máxima compacidad en la instalación. Así se estudian diferentes clases de intercambiadores (de carcasa y tubos, diferentes tipos de intercambiadores compactos...) escogiéndose los llamados PCHE (intercambiadores compactos unidos por difusión) como los idóneos para este tipo de ciclos termodinámicos. Esto es debido a su alta compacidad, aun existiendo altas temperaturas y grandes diferenciales de presión. Tras analizar las correlaciones utilizadas para el diseño de estos elementos (Gnielinski, Dittus-Boelter y Moisseytsev) se llega a la conclusión de que teóricamente la más aproximada a la realidad es la propuesta por Gnielinski. De cara al ratio calor intercambiado-volumen, factor importante para medir la compacidad de los elementos con respecto al calor intercambiado, los intercambiadores que mejor comportamiento tienen son aquellos cuyos fluidos de trabajo son helio y CO<sub>2</sub>.

# Índice General

Índice General .....	IX
Índice Figuras .....	XIII
Índice Tablas .....	XX
1. INTRODUCCIÓN.....	27
1.1. Motivación.....	27
1.2. Objetivos.....	29
1.2.1. Objetivos principales .....	29
1.2.2. Objetivos secundarios .....	29
1.3. Metodología.....	30
1.4. Estructura de la Tesis .....	30
2. ESTADO ACTUAL DE LA TECNOLOGÍA DE FUSIÓN .....	33
2.1. Introducción .....	33
2.2. Producción de energía eléctrica por fusión.....	38
2.3. Proyecto ITER .....	40
2.4. DEMO.....	42
2.5. Concepto de envoltura regeneradora con doble refrigerante .....	43
3. ESTADO DEL ARTE .....	47
3.1. Introducción.....	47
3.2. Ciclos termodinámicos .....	47
3.2.1. Ciclos Brayton con helio.....	47
3.2.2. Ciclos Brayton con CO <sub>2</sub> .....	48
3.3. Ciclo Rankine .....	61
3.3.1. Ciclo Rankine orgánico.....	62
3.4. Intercambiadores de calor .....	64
3.4.1. Introducción .....	64
3.4.2. Printed Circuit Heat Exchanger (PCHE) .....	64

3.4.3.	Materiales.....	73
4.	MODELADO TERMODINÁMICO.....	75
4.1.	Metodología.....	75
4.2.	Fuentes térmicas.....	75
4.3.	Ciclos de Potencia.....	78
4.3.1.	Metodología y revisión.....	78
4.3.2.	Fluidos de trabajo.....	78
4.3.3.	Configuraciones analizadas.....	79
4.3.4.	Equipos.....	81
4.3.5.	Intercambiadores de calor.....	84
4.3.6.	Conductos y válvulas.....	86
4.4.	Intercambiadores de Calor.....	86
4.4.1.	Dimensionamiento mediante correlaciones discretizadas.....	87
4.4.2.	Diseño mediante CFD.....	94
5.	CICLOS BRAYTON DE HELIO.....	97
5.1.	Introducción.....	97
5.2.	Fuentes térmicas.....	98
5.3.	Ciclos termodinámicos.....	100
5.4.	Hipótesis iniciales.....	101
5.5.	Ciclo Brayton sencillo (CBT).....	102
5.6.	Ciclo Brayton interrefrigerado (CICBT).....	104
5.7.	Ciclo combinado CBT/ORC.....	106
5.7.1.	Ciclo Brayton.....	107
5.7.2.	Ciclo ORC.....	108
5.7.3.	Resultados globales del ciclo combinado CBT/ORC.....	109
5.8.	Ciclo combinado CICBT/ORC.....	110
5.8.1.	Ciclo Brayton.....	110

5.8.2.	Ciclo ORC.....	110
5.8.3.	Resultados globales del ciclo CICBT/ORC.....	112
5.9.	Ciclo dual CBTX/Rankine.....	112
5.9.1.	Ciclo Brayton CBTX.....	113
5.9.2.	Ciclo Brayton CICBTX.....	115
5.9.3.	Ciclo Rankine.....	118
5.9.4.	Resultados finales del ciclo dual.....	122
5.10.	Síntesis final de resultados.....	122
5.11.	Conclusiones.....	123
6.	CICLOS BRAYTON CON CO <sub>2</sub> SUPERCRÍTICO.....	125
6.1.	Introducción.....	125
6.2.	Parámetros e hipótesis de partida.....	125
6.3.	Ciclo S-CO <sub>2</sub> básico.....	126
6.3.1.	Primera fase.....	127
6.3.2.	Segunda fase.....	129
6.4.	Ciclo combinado S-CO <sub>2</sub> /Rankine.....	132
6.4.1.	Ciclo Brayton.....	132
6.4.2.	Ciclo Rankine.....	135
6.4.3.	Resultados globales del ciclo S-CO <sub>2</sub> /Rankine.....	137
6.5.	Ciclo dual S-CO <sub>2</sub> /Rankine.....	137
6.6.	Ciclo S-CO <sub>2</sub> con 3 recuperadores (REC3).....	140
6.7.	Ciclo CO <sub>2</sub> con 2 recuperadores (REC2).....	145
6.8.	Conclusiones.....	151
7.	INTERCAMBIADORES DE CALOR.....	153
7.1.	Introducción.....	153
7.2.	Resultados con la metodología clásica discretizada.....	154
7.2.1.	Introducción.....	154

7.2.2.	Dimensiones.....	154
7.2.3.	Materiales.....	155
7.2.4.	Resultados.....	156
7.3.	Resultados con CFD.....	172
7.3.1.	Prerrefrigerador.....	172
7.3.1.4.	Resultados prerrefrigerador.....	174
7.3.2.	LTR.....	176
7.4.	Conclusiones.....	179
8.	CONCLUSIONES.....	181
8.1.	Introducción.....	181
8.2.	Ciclos termodinámicos.....	181
8.2.1.	Ciclos Brayton con Helio.....	181
8.2.2.	Ciclos Brayton con CO <sub>2</sub> supercrítico.....	182
8.2.3.	Intercambiadores de calor.....	183
8.3.	Futuros trabajos.....	184
9.	BIBLIOGRAFÍA.....	187
10.	ANEXOS.....	195
10.1.	ANEXO A: Propiedades de los fluidos utilizados en ANSYS-Fluent.....	195
10.1.1.	Prerrefrigerador.....	195
10.1.2.	LTR.....	197
10.2.	ANEXO B.....	199
10.2.1.	Lista de símbolos.....	199
10.2.2.	Nomenclatura de equipos.....	200
10.3.	ANEXO C.....	202

## Índice de Figuras

Fig. 2.1. Confinamiento inercial.....	34
Fig. 2.2. Confinamiento magnético.....	34
Fig. 2.3. Interior de la cámara de combustión de NIF.....	35
Fig. 2.4 Esquema de la instalación Laser Megajoule (LMJ).....	35
Fig. 2.5. LHD.....	36
Fig. 2.6.W-7AS.....	37
Fig. 2.7. HSX.....	37
Fig. 2.8. TJ-II.....	38
Fig. 2.9. JET.....	38
Fig. 2.10. Esquema conceptual de una planta de fusión.....	40
Fig. 2.11. Esquema del ITER.....	42
Fig. 2.12. Esquema de un módulo del envoltura [3].....	44
Fig. 3.1. Relación entre rendimiento ( $\eta$ ) y potencia adimensional ( $p^*$ ) en un ciclo Brayton con interrefrigeración, regeneración y recalentamiento para unos parámetros dados del ciclo [9].....	48
Fig. 3.2. Ciclo Brayton ideal con helio como gas ideal.....	49
Fig. 3.3. Diagrama T-s del CO <sub>2</sub> con las isobaras habitualmente empleadas en aplicaciones nucleares (Fuente: EES en [13]).....	50
Fig. 3.4. Ciclo Brayton ideal con CO <sub>2</sub> como sustancia pura en condiciones supercríticas.....	50
Fig. 3.5. Ciclo Brayton con recompresión que usa CO <sub>2</sub> supercrítico como fluido de trabajo (Fuente: [19]).....	51
Fig. 3.6. Imagen del Laboratorio de SANDIA donde se muestra, dentro del diagrama T-s, el comportamiento del CO <sub>2</sub> del al realizar la compresión. Los puntos rojos y verdes son las condiciones de entrada y salida del compresor, respectivamente, mientras que los puntos azules son las condiciones del fluido después de la válvula de control [20].....	52
Fig. 3.7. Efecto del enfriamiento en la entrada al compresor alrededor de la temperatura pseudocrítica [23].....	52

Fig. 3.8. Brusca caída de la densidad con el incremento de la temperatura en las proximidades del punto pseudocrítico [23].	53
Fig. 3.9. Efecto de la presión en el comportamiento alrededor del punto pseudocrítico [23].	53
Fig. 3.10. Comparativa de tamaños de turbinas según el fluido de trabajo [24].	55
Fig. 3.11. Evolución del calor específico a presión constante del CO <sub>2</sub> .	55
Fig. 3.12. Ciclo Brayton con recompresión básico [23].	57
Fig. 3.13. Variación del ciclo Brayton con recompresión, colocando tres compresores y tres regeneradores [23].	57
Fig. 3.14. Ciclo Brayton con interrefrigeración [23].	58
Fig. 3.15. Ciclo Brayton con recalentamiento [23].	58
Fig. 3.16: Ciclo de CO <sub>2</sub> con condensación [24].	59
Fig. 3.17: Ciclo de CO <sub>2</sub> con condensación parcial [24].	59
Fig. 3.18: Ciclo de CO <sub>2</sub> con condensación y regeneración ([24]).	60
Fig. 3.19: Diagramas T-s para (a) fluido seco, (b) fluido húmedo y (c) fluido isentrópico. [41].	63
Fig. 3.20: Ciclo Rankine orgánico.	63
Fig. 3.21: Sección PCHE (www.heatric.com).	64
Fig. 3.22: Intercambiadores de calor divididos en dos fases [45].	66
Fig. 3.23. Comparación de pérdida de presión en el caso del PCHE en posición vertical [53].	67
Fig. 3.24. Comparación de pérdida de presión en el caso del PCHE en posición horizontal [53].	67
Fig. 3.25: Coeficiente global de transmisión de calor experimental frente al calculado [55].	68
Fig. 3.26: Comparación de los resultados obtenidos por Pitla et al. con la obtenida por otros autores y el cálculo numérico en los casos 1(a), 2(b) y 3(c) [56].	69
Fig. 3.27: Instalación experimental utilizada por Moisseytsev et al. para el estudio del comportamiento del CO <sub>2</sub> en el interior de un PCHE (Heatric HX) [57].	70
Fig. 3.28: Comparación de los resultados obtenidos por Fang et al. con otras correlaciones [69].	71



Fig. 3.29: Intercambiador diseñado por Takeuchi et al. para funcionar con un eutéctico de metal líquido (Li-Pb) y helio [70].	72
Fig. 3.30. Esquema del diseño presentado por Fernandez et al. [71].	72
Fig. 4.1. Estructura de los módulos de la envoltura [3].	76
Fig. 4.2. Esquema de un módulo de la envoltura [3].	77
Fig. 4.3. Calores específicos del helio y CO <sub>2</sub> a diferentes presiones.	79
Fig. 4.4. Esquema de los diferentes ciclos Brayton con helio como fluido de trabajo estudiados [85].	80
Fig. 4.5. Casos G, H, I de los ciclos Brayton de S-CO <sub>2</sub> estudiados [85].	81
Fig. 4.6. Ciclos REC3 y REC2.	82
Fig. 4.7. Notación para un intercambiador de calor (regenerador).	84
Fig. 4.8. Notación utilizada para las fuentes térmicas y el prerrefrigerador.	85
Fig. 4.9. Sección transversal y apilamiento de las diferentes placas de un PCHE [47].	86
Fig. 4.10. Esquema de la división de dos conductos (lado frío y caliente) de forma nodal.	87
Fig. 4.11. Esquema del proceso iterativo para el diseño de los intercambiadores de calor mediante el EES.	90
Fig. 4.12. Esquema de la sección transversal de dos tubos del PCHE con sus medidas en mm.	95
Fig. 5.1. Fuentes térmicas en serie.	99
Fig. 5.2. Fuentes térmicas en paralelo.	99
Fig. 5.3. Fuentes térmicas con recalentamiento mediante el LDIV.	99
Fig. 5.4. Fuentes térmicas con recalentamiento mediante el HDIV.	100
Fig. 5.5. Evolución del rendimiento del ciclo Brayton básico según la temperatura de entrada al compresor y su influencia sobre la efectividad en el prerrefrigerador.	101
Fig. 5.6. Esquema del ciclo Brayton sencillo (CBT).	102
Fig. 5.7. Gráfico T-s del ciclo CBT.	104
Fig. 5.8. Esquema del ciclo Brayton interrefrigerado (CICBT).	104
Fig. 5.9. Gráfico T-s del ciclo CICBT (rojo) superpuesto al CBT (negro).	106

Fig. 5.10. Esquema del ciclo combinado CBT/ORC.....	106
Fig. 5.11. Rendimiento del ciclo combinado CBT/ORC dependiendo del fluido orgánico utilizado, según el esquema presentado en la Fig. 5.10.....	109
Fig. 5.12. Esquema del ciclo combinado CICBT/ORC.....	110
Fig. 5.13. Ciclo CBTX. ....	113
Fig. 5.14. Diagrama T-s ciclo CBTX (rojo) en comparación al CBT (negro) .....	115
Fig. 5.15. Evolución del rendimiento del ciclo CBTX respecto a la efectividad del HDIV.....	115
Fig. 5.16. Ciclo CICBTX. ....	116
Fig. 5.17. Comparación diagrama T-s entre el ciclo CICBTX (rojo) y el CICBT (negro). ....	117
Fig. 5.18. Comparación diagrama T-s entre CBTX (negro) y CICBTX (rojo).....	117
Fig. 5.19. Ciclo supercrítico de CO <sub>2</sub> para el BNK en ciclo dual.....	118
Fig. 5.20. Ciclo Rankine A para el BNK en ciclo dual. ....	119
Fig. 5.21. Ciclo Rankine B para el BNK en ciclo dual.....	119
Fig. 5.22. Diagrama T-s del ciclo Rankine B propuesto para el ciclo dual.....	121
Fig. 5.23. Resumen de todos los ciclos estudiados.....	123
Fig. 6.1. Variación de las propiedades termodinámicas del CO <sub>2</sub> en las cercanías del punto crítico.....	127
Fig. 6.2. Ciclo Brayton con recompresión S-CO <sub>2</sub> básico.....	127
Fig. 6.3. Rendimiento del ciclo BAS en función de la presión y de la temperatura de entrada a la turbina. ....	130
Fig. 6.4. Ciclo Brayton perteneciente al ciclo combinado.....	133
Fig. 6.5. Ciclo Rankine perteneciente al ciclo S-CO <sub>2</sub> /Rankine.....	135
Fig. 6.6. Ciclo S-CO <sub>2</sub> en la configuración dual.....	137
Fig. 6.7. Ciclo Rankine en la configuración dual.....	140
Fig. 6.8. Ciclo S-CO <sub>2</sub> con 3 recuperadores (REC3).....	141
Fig. 6.9. Eficiencia para un diferente rango de temperaturas de entrada a la turbina del ciclo REC3.....	142

Fig. 6.10. Temperatura de entrada en el lado de baja presión al HTR en el ciclo REC3 y eficiencia del ciclo a una temperatura de entrada a la turbina de 550°C. ...	142
Fig. 6.11. Calor intercambiado y fracción de flujo másico en el ciclo REC3 con una temperatura de entrada a la turbina de 550°C.....	143
Fig. 6.12. Calor intercambiado y fracción del flujo másico en el ciclo REC3 a la temperatura óptima de entrada al HTR en el lado de baja presión (punto 3).....	143
Fig. 6.13. Ciclo S-CO <sub>2</sub> con 2 recuperadores (REC2).....	146
Fig. 6.14. Comparación de rendimientos de los ciclos REC3 y REC2 en función de la temperatura de entrada a la turbina.....	147
Fig. 6.15. Temperatura en el lado de baja presión en algunos regeneradores en función de la presión de entrada a la turbina con 600°C de temperatura en dicho punto. ....	147
Fig. 6.16. Influencia de la temperatura óptima de salida de la rama caliente de BBR (T <sub>3</sub> ) en el ciclo REC2 para una temperatura de entrada en turbina de 600°C. ....	148
Fig. 6.17. Calor intercambiado en los regeneradores con una temperatura de entrada a la turbina de 600°C. ....	148
Fig. 6.18. Fracción de flujo que atraviesa el compresor auxiliar y el BBR a una temperatura de entrada a la turbina de 600°C.....	149
Fig. 7.1. Dimensiones de los conductos para el cálculo mediante EES. ....	154
Fig. 7.2. Evolución de las temperaturas a lo largo del BNK. ....	157
Fig. 7.3. Coeficiente de transferencia de calor en el lado caliente (helio) en el BNK. ....	158
Fig. 7.4. Coeficiente de transferencia de calor en el lado frío (CO <sub>2</sub> ) en el BNK. ....	158
Fig. 7.5. Coeficiente de transferencia de calor global en el BNK. ....	158
Fig. 7.6. Evolución de las temperaturas a lo largo del LDIV.....	159
Fig. 7.7. Coeficiente de transferencia de calor en el lado caliente (helio) en el LDIV. ....	160
Fig. 7.8. Coeficiente de transferencia de calor en el lado frío (CO <sub>2</sub> ) en el LDIV. ....	160
Fig. 7.9. Coeficiente de transferencia de calor global en el LDIV.....	160
Fig. 7.10. Evolución de las temperaturas a lo largo del HDIV.....	161
Fig. 7.11. Coeficiente de transferencia de calor en el lado caliente (helio) en el HDIV.....	162

Fig. 7.12. Coeficiente de transferencia de calor en el lado frío (CO <sub>2</sub> ) en el HDIV..	162
Fig. 7.13. Coeficiente de transferencia de calor global en el HDIV.....	162
Fig. 7.14. Esquema del interior del intercambiador presentado por Fernández-Berceruelo et al.[52].	163
Fig. 7.15. Evolución de las temperaturas a lo largo del LM.....	164
Fig. 7.16. Coeficiente de transferencia de calor en el lado caliente (Li-Pb) en el LM. .....	164
Fig. 7.17. Coeficiente de transferencia de calor en el lado frío (CO <sub>2</sub> ) en el LM.....	165
Fig. 7.18. Coeficiente de transferencia de calor global en el LM.....	165
Fig. 7.19. Evolución de las temperaturas a lo largo del BBR.....	166
Fig. 7.20. Coeficiente de transferencia de calor en el lado caliente (CO <sub>2</sub> ) en el BBR. .....	166
Fig. 7.21. Coeficiente de transferencia de calor en el lado frío (CO <sub>2</sub> ) en el BBR....	167
Fig. 7.22. Coeficiente de transferencia de calor global en el BBR.....	167
Fig. 7.23. Evolución de las temperaturas a lo largo del prerrefrigerador.....	168
Fig. 7.24. Coeficiente de transferencia de calor en el lado caliente (CO <sub>2</sub> ) en el prerrefrigerador.....	169
Fig. 7.25. Coeficiente de transferencia de calor en el lado frío (H <sub>2</sub> O) en el prerrefrigerador.....	169
Fig. 7.26. Coeficiente de transferencia de calor global en el prerrefrigerador.....	170
Fig. 7.27. Evolución de las temperaturas a lo largo del LTR .....	171
Fig. 7.28. Coeficiente de transferencia de calor en el lado caliente (CO <sub>2</sub> ) en el LTR. .....	171
Fig. 7.29. Coeficiente de transferencia de calor en el lado frío (CO <sub>2</sub> ) en el LTR. ...	171
Fig. 7.30. Coeficiente de transferencia de calor global en el LTR.....	172
Fig. 7.31. Esquema del mallado utilizado en el prerrefrigerador.....	173
Fig. 7.32. Evolución de las temperaturas a lo largo del prerrefrigerador con ANSYS- Fluent y EES.....	174
Fig. 7.33. Coeficiente de transferencia de calor en el lado caliente (CO <sub>2</sub> ) del prerrefrigerador con ANSYS-Fluent y EES.....	175

Fig. 7.34. Coeficiente de transferencia de calor en el lado frío (H <sub>2</sub> O) del prerrefrigerador ANSYS-Fluent y EES.....	175
Fig. 7.35. Coeficiente de transferencia de calor global del prerrefrigerador con ANSYS-Fluent y EES. ....	176
Fig. 7.36. Sección utilizada en el LTR. ....	176
Fig. 7.37. Evolución de las temperaturas a lo largo del LTR con ANSYS-Fluent y EES. ....	177
Fig. 7.38. Coeficiente de transferencia de calor en el lado caliente (CO <sub>2</sub> caliente) del LTR con ANSYS-Fluent y EES. ....	177
Fig. 7.39. Coeficiente de transferencia de calor en el lado frío (CO <sub>2</sub> frío) del LTR con ANSYS-Fluent y EES. ....	178
Fig. 7.40. Coeficiente de transferencia de calor global en el LTR con ANSYS-Fluent. ....	178
Fig. 7.41. Comparación del tamaño relativo de los intercambiadores. ....	180
Fig. 7.42. Comparación de los volúmenes de los diferentes intercambiadores.....	180
Fig. 8.1. Comparación del tamaño relativo de los intercambiadores. ....	185
Fig. 8.2. Comparación de los volúmenes de los diferentes intercambiadores.....	185

## Índice de Tablas

Tabla. 1.1. Toneladas de combustible necesarias para alimentar de forma ininterrumpida durante un año una central de 1000MW eléctricos.....	28
Tabla. 2.1. Fuentes térmicas del reactor de fusión con envoltura de doble refrigerante [3]. .....	45
Tabla. 3.1. Comparativa de diferentes ciclos en un reactor de fusión. (Fuente: [19]). .....	54
Tabla. 3.2. Configuraciones de ciclos Rankine supercríticos [19]......	61
Tabla. 3.3: Características del CO <sub>2</sub> en las pruebas realizadas por Pitla et al. [56]. ....	68
Tabla. 3.4: Resultados obtenidos por Moisseytsev et al. En cada experimento, la fila superior representa los resultados obtenidos mediante las correlaciones y la inferior (azul), los resultados experimentales. El ensayo M-4 es utilizado para futuros estudios [57]. .....	71
Tabla 4.1. Propiedades del helio [12]......	78
Tabla. 4.2. Resumen de los ciclos Brayton de helio estudiados.....	80
Tabla. 4.3. Condiciones de contorno de la fracción del intercambiador estudiada mediante ANSYS-Fluent (Fig. 4.12).....	96
Tabla. 5.1. Resultados con diferentes combinaciones de fuentes térmicas. ....	100
Tabla. 5.2. Características del ciclo Brayton sencillo (CBT). .....	103
Tabla. 5.3. Temperaturas y presiones en el ciclo Brayton sencillo (CBT).....	103
Tabla. 5.4. Resultados obtenidos en el ciclo Brayton interrefrigerado (CICBT). ....	105
Tabla. 5.5. Temperaturas y presiones en el ciclo Brayton interrefrigerado (CICBT). .....	105
Tabla. 5.6. Ciclo Brayton en la configuración CBT/ORC.....	107
Tabla. 5.7. Temperaturas y presiones en el ciclo Brayton en la configuración CBT/ORC. ....	108
Tabla. 5.8. Prestaciones del ciclo ORC en el ciclo combinado CBT/ORC.....	109
Tabla. 5.9. Temperaturas y presiones del ciclo ORC en el ciclo combinado CBT/ORC. ....	109
Tabla. 5.10. Resultados finales de ciclo combinado CBT/ORC. ....	109
Tabla. 5.11. Ciclo Brayton en la configuración CICBT/ORC.....	111

Tabla. 5.12. Temperaturas y presiones del ciclo Brayton en la configuración CICBT/ORC.....	111
Tabla. 5.13. Resultados del ciclo ORC en el ciclo combinado CICBT/ORC. ....	112
Tabla. 5.14. Temperaturas y presiones del ciclo ORC en el ciclo combinado CICBT/ORC.....	112
Tabla. 5.15. Resultados finales del ciclo combinado CICBT/ORC. ....	112
Tabla. 5.16. Prestaciones del ciclo CBTX.....	114
Tabla. 5.17. Temperaturas y presiones en el ciclo CBTX.....	114
Tabla. 5.18. Prestaciones del ciclo CICBTX.....	116
Tabla. 5.19. Temperaturas y presiones del ciclo CICBTX .....	117
Tabla. 5.20. Rendimientos de los diferentes ciclos duales. ....	120
Tabla. 5.21. Prestaciones del ciclo Rankine B propuesto para el ciclo dual. ....	120
Tabla. 5.22. Temperaturas y presiones del ciclo Rankine B propuesto para el ciclo dual. ....	121
Tabla. 5.23. Resumen de las prestaciones obtenidas con ciclos duales.....	122
Tabla. 5.24. Síntesis de los resultados obtenidos en los diferentes ciclos estudiados en este Capítulo. ....	122
Tabla. 5.25. Tabla resumen de los componentes de todos los ciclos estudiados.....	122
Tabla. 6.1. Características del ciclo Brayton con recompresión S-CO <sub>2</sub> básico (74 bar).....	128
Tabla. 6.2. Temperaturas y presiones del ciclo Brayton con recompresión S-CO <sub>2</sub> básico (74 bar). ....	128
Tabla. 6.3. Características del ciclo Brayton con recompresión S-CO <sub>2</sub> básico (BAS). ....	131
Tabla. 6.4. Temperaturas y presiones del ciclo Brayton con recompresión S-CO <sub>2</sub> básico (BAS). ....	131
Tabla. 6.5. Acercamientos de los intercambiadores del ciclo Brayton con recompresión S-CO <sub>2</sub> básico (BAS). ....	132
Tabla. 6.6. Resultados del ciclo Brayton perteneciente al ciclo S-CO <sub>2</sub> /Rankine ....	134
Tabla. 6.7. Temperaturas y presiones del ciclo Brayton combinado.....	134

Tabla. 6.8. Acercamientos de los intercambiadores del ciclo Brayton de ciclo combinado. ....	135
Tabla. 6.9. Resultados del ciclo Rankine del ciclo S-CO <sub>2</sub> /Rankine. ....	136
Tabla. 6.10. Temperaturas y presiones del ciclo Rankine del ciclo S-CO <sub>2</sub> /Rankine. ....	136
Tabla. 6.11. Resultados del ciclo combinado. ....	137
Tabla. 6.12. Resultados del ciclo S-CO <sub>2</sub> en la configuración dual. ....	138
Tabla. 6.13. Temperaturas y presiones del ciclo S-CO <sub>2</sub> en configuración dual. ....	139
Tabla. 6.14. Acercamientos del ciclo Brayton con recompresión S-CO <sub>2</sub> dual. ....	139
Tabla. 6.15. Resultados del ciclo Rankine en la configuración dual. ....	139
Tabla. 6.16. Resultados del ciclo dual S-CO <sub>2</sub> /Rankine. ....	140
Tabla. 6.17. Características del ciclo S-CO <sub>2</sub> con 3 regeneradores (REC3). ....	144
Tabla. 6.18. Temperaturas y presiones del ciclo S-CO <sub>2</sub> con 3 regeneradores (REC3). ....	145
Tabla. 6.19. Características del ciclo S-CO <sub>2</sub> con 2 regeneradores (REC2). ....	150
Tabla. 6.20. Temperaturas y presiones del ciclo S-CO <sub>2</sub> con 2 regeneradores (REC2). ....	150
Tabla. 6.21. Resumen de los resultados de los ciclos Brayton de CO <sub>2</sub> supercrítico. ....	151
Tabla. 7.1. Características de diseño del intercambiador PCHE (Fuente: <a href="http://www.Heatric.com">www.Heatric.com</a> ). ....	155
Tabla. 7.2. Máximo esfuerzo permitido para el material SS316/316L y para el Inconel 617 según ASME [72]. ....	156
Tabla. 7.3. Características del intercambiador BNK. ....	156
Tabla. 7.4. Dimensiones del intercambiador BNK según las diferentes correlaciones. ....	157
Tabla. 7.5. Fluidos del intercambiador LDIV. ....	159
Tabla. 7.6. Dimensiones del intercambiador LDIV según las diferentes correlaciones. ....	159
Tabla. 7.7. Fluidos del intercambiador HDIV. ....	161
Tabla. 7.8. Dimensiones del intercambiador HDIV según las diferentes correlaciones. ....	161



Tabla. 7.9. Fluidos del intercambiador LM.....	163
Tabla. 7.10. Dimensiones del intercambiador LM según las diferentes correlaciones. .....	163
Tabla. 7.11. Fluidos del intercambiador BBR.....	165
Tabla. 7.12. Dimensiones del intercambiador BBR según las diferentes correlaciones. .....	166
Tabla. 7.13. Fluidos del prerrefrigerador.....	168
Tabla. 7.14. Dimensiones del prerrefrigerador según las diferentes correlaciones..	168
Tabla. 7.15. Fluidos del intercambiador LTR. ....	170
Tabla. 7.16. Dimensiones del intercambiador LTR según las diferentes correlaciones. .....	170
Tabla. 7.17. Características de los mallados estudiados para el prerrefrigerador. ...	173
Tabla. 7.18. Condiciones de contorno utilizadas en el prerrefrigerador.....	174
Tabla. 8.1. Resumen de los resultados de los ciclos Brayton de helio. ....	182
Tabla. 8.2. Resumen de los resultados de los ciclos Brayton de CO <sub>2</sub> supercrítico ..	183



# 1. INTRODUCCIÓN

## 1.1. Motivación

Hoy en día existe un aumento de la demanda energética, producido principalmente por el continuo aumento de la población, su deseo de mejorar su calidad de vida y el desarrollo industrial de países emergentes (caso de Brasil, China, India, ...). Para satisfacer dicha demanda energética se producen cerca de 140.000 TWh. El uso de petróleo cubre el 33,5% de esta cantidad, seguido por el carbón (29,6%) y el gas (24,6%). Muy por detrás se encuentran la energía hidroeléctrica (6,4%) y la nuclear (5,2%). Con cifras que pasan prácticamente desapercibidas se encuentran la biomasa (0,54%), la solar (0,082%) y la eólica (0,078%)<sup>1</sup>. Como se puede observar, más del 80% de la energía eléctrica que se produce conlleva la emisión de gases de efecto invernadero, CO<sub>2</sub> principalmente, con todos los problemas que ello produce.

Actualmente se está realizando una fuerte inversión en el estudio y mejora de fuentes energéticas capaces de producir electricidad sin emisiones de gases de efecto invernadero. Este puede ser el caso de las energías renovables, si bien presentan otros problemas asociados: elevados costes, intermitencia y aleatoriedad en la producción (eólica y solar), limitaciones logísticas en el recurso (biomasa) y con frecuencia requieren gran extensión en planta. Por ello es necesaria la búsqueda a corto y medio plazo de nuevas fuentes de energía que no tengan los inconvenientes de las energías renovables pero sí varias de sus ventajas.

Una solución a la generación eléctrica sin emisión de gases de efecto invernadero es la energía nuclear de fisión. Presenta la ventaja de unos costes reducidos de operación y su reducida extensión en planta, si bien con frecuencia genera rechazo social. Las causas de este rechazo provienen de dos aspectos inherentes a la fisión: la seguridad y los residuos. En cuanto a la seguridad, constantemente se realizan mejoras en la misma, recurriendo a sistemas redundantes, pasivos, y estableciendo una fuerte colaboración entre los operadores y los organismos reguladores para incrementar de forma progresiva la seguridad. Sin embargo, los grandes accidentes históricos ocurridos hasta el momento (Isla de las Tres Millas, Chernobyl y Fukushima) reavivan en la sociedad la imagen de peligro. La percepción social de los residuos es con frecuencia negativa, motivada especialmente por la larga vida de muchos de ellos. Existen en la actualidad tecnologías que plantean soluciones técnicas viables, pero el miedo a lo desconocido sigue pesando mucho en la población.

Un problema técnico objetivo que presenta la actual generación de reactores de fisión (II) y la inmediata (III y III+) es el mal uso que se realiza del combustible, estimándose sus reservas en menos de 200 años. La solución a esto la aportará la

---

<sup>1</sup> BP Statistical review of world energy realizado en Junio del 2012 y Renewables, Global Status Report 2012.

siguiente generación de reactores (IV), mediante diseños reproductores que permitirían ampliar la expectativa del recurso a miles de años [1].

Otra tecnología nuclear es la denominada fusión, que desde un punto de vista teórico permite superar las desventajas percibidas por la sociedad sobre la fisión. Así, respecto a la seguridad, la reacción se puede detener retirando el suministro de combustible, al no existir reacción en cadena. Desde el punto de vista de los residuos, la producción es mucho más limpia, generándose helio y materiales estructurales activados por el flujo neutrónico, cuya radioactividad puede quedar reducida a menos de 100 años si se eligen correctamente. Finalmente, desde el punto de vista del recurso, se emplea deuterio, presente en grandes cantidades en el agua de mar y tritio, que puede obtenerse del litio, relativamente abundante<sup>2,3</sup>. Lamentablemente, el desarrollo tecnológico actual está lejos aún de considerarse maduro en esta tecnología, no esperándose un reactor de demostración a escala comercial hasta 2050<sup>2,3</sup>.

A modo ilustrativo, la Tabla. 1.1 muestra el consumo de combustible anual para operar de forma ininterrumpida una central de generación eléctrica de 1000 MW, poniendo de manifiesto la elevada densidad energética de las fuentes nucleares, tanto en fisión como en fusión. Otro dato a tener en cuenta es la duración de los yacimientos de cada tipo de combustible. Según los últimos estudios, los yacimientos de petróleo actuales durarán 56 años<sup>4</sup>, los de gas sesenta y tres<sup>5</sup> años mientras que los de carbón cien años al ritmo de consumo actual<sup>6</sup>. Como ya se ha comentado, los recursos de uranio con la tecnología actual no llegan a más de 200 años, siendo precisa la implantación de reactores reproductores de IV generación para ampliar la duración de este recurso a miles de años. En el caso de la fusión, las reservas, tanto de deuterio como de litio (generador de tritio) son muy abundantes.

**Tabla. 1.1. Toneladas de combustible necesarias para alimentar de forma ininterrumpida durante un año una central de 1000MW eléctricos<sup>7</sup>.**

	Consumo de combustible [t/año]
<b>Carbón</b>	$2,1 \cdot 10^6$
<b>Petróleo</b>	$1,3 \cdot 10^6$
<b>Fisión</b>	150
<b>Fusión</b>	0,6

Actualmente se están llevando a cabo grandes esfuerzos tanto en la construcción y puesta en funcionamiento de un reactor experimental de fusión (ITER) como en el

<sup>2</sup> [http://www-fusion.ciemat.es/New\\_fusion/es/Fusion/basica.shtml](http://www-fusion.ciemat.es/New_fusion/es/Fusion/basica.shtml)

<sup>3</sup> [http://www.efda.org/wp-content/uploads/2011/11/fusion\\_research\\_spanish.pdf](http://www.efda.org/wp-content/uploads/2011/11/fusion_research_spanish.pdf)

<sup>4</sup> BP Statistical Review of World Energy June 2013

<sup>5</sup> <http://www.bp.com/sectiongenericarticle800.do?categoryId=9037178&contentId=7068624>

<sup>6</sup> <http://www.worldcoal.org/coal/where-is-coal-found/>

<sup>7</sup> Curso sobre Tecnologías para la Fusión Nuclear como opción energética en el Siglo XXI, Universidad de Oviedo (2008-2009)

diseño de un futuro reactor (DEMO) que constituirá el primer prototipo comercial de reactor de fusión.

Los desarrollos tecnológicos necesarios para un futuro reactor de fusión (DEMO) vienen impulsados en España por el programa TECNO\_FUS (CSD2008-0079) [2]. Dicho programa tiene por finalidad desarrollar la tecnología necesaria para la envoltura regeneradora y los sistemas auxiliares de una planta de producción de energía eléctrica a partir de un reactor nuclear de fusión, dentro de la convocatoria nacional CONSOLIDER-INGENIO 2010. En dicho programa es donde se enmarca la subtarea 5.3. *Conversión de potencia*. La presente Tesis Doctoral comprende el análisis y propuesta del bloque de potencia para la conversión de la energía térmica del reactor en energía eléctrica.

## 1.2. Objetivos

### 1.2.1. Objetivos principales

Esta Tesis Doctoral persigue dos objetivos principales, enmarcados dentro del contexto de la propuesta española del reactor DEMO desarrollada en el programa TECNO\_FUS. El primero de los objetivos es seleccionar el ciclo termodinámico más adecuado para el bloque de potencia de la central, de modo que se logre la máxima conversión; como segundo objetivo se persigue dimensionar los intercambiadores de calor que constituyen el bloque de potencia.

Como especificaciones de partida se cuenta con las principales características de las fuentes térmicas dadas por Norajitra et al.[3]. Dicho autor descarta los ciclos Rankine de vapor debido a los problemas que presenta el agua cuando se combina con el tritio. Este hecho orienta la investigación hacia los ciclos Brayton tanto de helio como de CO<sub>2</sub> supercrítico.

Una vez encontrada la configuración más adecuada se procederá al diseño detallado de los intercambiadores de calor, debido a la escasa experiencia operativa con los fluidos de trabajo (CO<sub>2</sub> en las proximidades del punto crítico, metal líquido,...) y a su relevancia en el tamaño y complejidad del ciclo.

### 1.2.2. Objetivos secundarios

Para alcanzar el primer objetivo principal de la tesis es preciso explorar diferentes alternativas, en muchas de ellas combinando los ciclos principales con otros auxiliares, ya sea para recuperar calores residuales (ciclos combinados) o bien para adaptarse mejor a los rangos de temperatura de las fuentes térmicas (ciclos duales). Para estos ciclos auxiliares sí podrá contarse con ciclos Rankine, tanto de vapor de agua como orgánicos, al estar operando en un circuito terciario.

Como objetivos secundarios se plantean, por tanto, la exploración de diferentes configuraciones de ciclos Brayton, tanto con helio como con CO<sub>2</sub> supercrítico, considerando diferentes hibridaciones para optimizar así la conversión de potencia. En todas estas configuraciones analizadas no se llevará a cabo un análisis detallado de los intercambiadores de calor, pero sí el balance energético de cada una.

Para la consecución del segundo objetivo principal (el diseño de los intercambiadores) se procederá a un análisis exhaustivo de las diferentes correlaciones aplicables, obteniendo como resultado la aproximación óptima para el diseño de los intercambiadores de calor.

### 1.3. Metodología

Para poder cumplir con los objetivos anteriormente comentados se empleará el software Engineering Equation Solver (EES<sup>8</sup>) y en menor medida ANSYS Fluent. El primero permite la resolución del modelo físico del bloque de potencia incluyendo en la propia herramienta las propiedades de los fluidos, así como técnicas de optimización y parametrización; el segundo es un paquete de Mecánica de Fluidos Computacional basado en el método de los volúmenes finitos y que será de utilidad a la hora de verificar la validez de las correlaciones de los coeficientes de convección en condiciones complejas de operación del fluido.

La metodología seguida mediante el uso de las citadas herramientas será:

- Optimización de la configuración del ciclo termodinámico desarrollada en cada momento, poniendo especial atención en los elementos que lo forman y cómo sus características y su colocación influyen en el rendimiento.
- Escogido el ciclo más adecuado, se realizará un estudio en profundidad y posterior diseño de los diferentes intercambiadores de calor que forman parte de éste.

### 1.4. Estructura de la Tesis

La Tesis está compuesta por un total de ocho Capítulos. En el actual Capítulo se ha planteado el contexto de la investigación, objetivos y metodología.

El Capítulo segundo se centra en una revisión de las propuestas tecnológicas que en la actualidad se mantienen abiertas para alcanzar la construcción del futuro prototipo comercial de reactor de fusión DEMO.

El tercer Capítulo presenta una revisión del estado del arte tanto de los ciclos de conversión de energía propuestos para reactores de fusión o fisión de generación avanzada (con condiciones de las fuentes similares a las del DEMO analizado) como de los intercambiadores de calor más adecuados propuestos para este tipo de plantas.

El Capítulo cuarto describe los modelos utilizados en el diseño tanto de los diferentes ciclos termodinámicos como de los intercambiadores de calor que formarán parte del ciclo escogido como óptimo.

---

<sup>8</sup> [www.fchart.com](http://www.fchart.com)

Los dos Capítulos siguientes muestran los resultados obtenidos en los ciclos termodinámicos estudiados. Dichos desarrollos se centran en el uso de ciclos Brayton que utilizan helio o CO<sub>2</sub> como fluidos de trabajo.

En el Capítulo séptimo se muestran los resultados obtenidos tanto en el estudio de la adecuación a las condiciones y fluidos de trabajo de las diferentes correlaciones dadas en la literatura para los coeficientes de convección como en el dimensionado de los intercambiadores del bloque de potencia seleccionado.

Finalmente, el octavo Capítulo presenta las conclusiones de la Tesis.





## 2. ESTADO ACTUAL DE LA TECNOLOGÍA DE FUSIÓN

### 2.1. Introducción

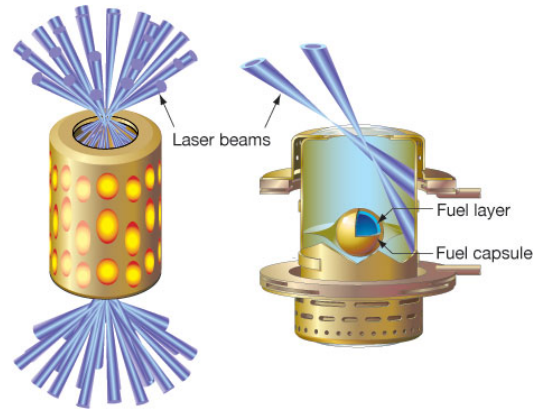
La energía que se obtiene de las reacciones nucleares se basa en la relación entre masa y energía establecida por Einstein. En cualquier reacción de este tipo la masa de los reactivos es mayor que la de los productos, siendo esta diferencia de masa, llamada defecto másico, la que se convierte en la energía dada por la citada relación. En una reacción química, como puede ser la combustión, el defecto másico es prácticamente despreciable, mientras que en las reacciones donde interviene el núcleo del átomo (nucleares), como son las de fisión y fusión, este defecto alcanza valores apreciables, dando lugar a liberaciones de energía mucho mayores.

En el caso de la fisión nuclear, que es el tipo de reacción en el que se basan los reactores nucleares actuales, el núcleo del átomo se divide en dos o más núcleos más ligeros, produciéndose un defecto másico apreciable que es la causa de la producción de energía. La reacción nuclear de fisión más común en los reactores actuales es aquella donde un neutrón es absorbido por un núcleo de uranio-235, y este pasa a ser inestable. Para ganar estabilidad este núcleo se divide en dos más ligeros, denominados productos de fisión, dando como resultado energía, neutrones libres y partículas alfa (núcleos de helio), beta (electrones y positrones) y gamma (fotones). La energía emitida se divide entre la radiación gamma y la energía cinética de los productos. El valor de la energía emitida por la fisión de un núcleo de uranio-235 es 200 MeV que equivalen a  $3,2 \times 10^{-11}$  J.

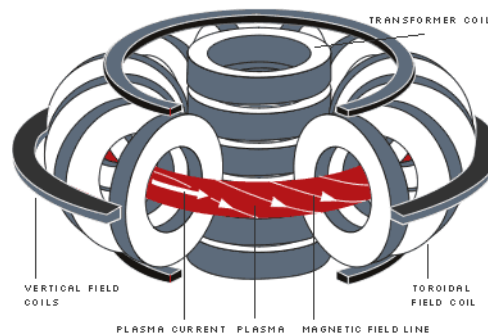
Por otro lado, la fusión nuclear se basa en la unión de cuatro átomos de hidrógeno (4 protones) dando lugar a un núcleo de helio (2 protones y 2 neutrones). Este tipo de reacciones suceden en las estrellas a altísimas temperaturas (alrededor de  $15 \cdot 10^6$ °C) y bajo una gran presión. Sin embargo, en la Tierra las temperaturas son más bajas y la presión debida a la gravedad también es menor. Esta falta de presión produce que las temperaturas necesarias para que la reacción de fusión se lleve a cabo sean mayores que en una estrella como el Sol. Para minimizar este problema, la reacción de fusión emplea elementos diferentes al hidrógeno. En principio los más indicados son sus isótopos, ya que se necesitan núcleos ligeros debido a que se fusionan más fácilmente. De esta forma la reacción más sencilla es la fusión de un átomo de deuterio (un protón y un neutrón) con otro de tritio (un protón y dos neutrones), dando lugar a un neutrón y un núcleo de helio (dos protones y dos neutrones). Aun así esta reacción requiere temperaturas de unos  $150 \cdot 10^6$ °C, desprendiendo 17,5 MeV que equivalen a  $2,8 \times 10^{-12}$  J. Debido al alto valor de las temperaturas los gases pasan a estar en el estado conocido como plasma, el cual puede entenderse como “un gas cargado eléctricamente”<sup>9</sup>, en el cual los núcleos de los átomos y los electrones están totalmente separados pudiendo considerarse como el cuarto estado de la materia.

<sup>9</sup> <http://fusionforenergy.europa.eu/understandingfusion/>

Se han planteado dos tipos de procedimientos capaces de alcanzar las altas temperaturas necesarias para la fusión del deuterio y del tritio. Estos métodos son el confinamiento inercial (Fig. 2.1) o en el magnético (Fig. 2.2).



**Fig. 2.1. Confinamiento inercial<sup>10</sup>.**



**Fig. 2.2. Confinamiento magnético<sup>11</sup>.**

### **Confinamiento inercial**

El confinamiento inercial se centra en el uso de una gran cantidad de láseres, que tras impactar simultáneamente sobre una pequeña pastilla de deuterio y de tritio, consiguen la fusión de éstos durante nanosegundos. Los principales exponentes de este sistema son el NIF (National Ignition Facility) en Estados Unidos y el LMJ (Laser MegaJoule) en Francia.

- National Ignition Facility (NIF): Situado en Livermore (California, EEUU) dentro de las instalaciones del Lawrence Livermore National Laboratory (Fig. 2.3). Su construcción comenzó en 1997 y finalizó durante 2009. Utiliza el llamado ataque indirecto, que consiste en que los láseres (192 exactamente) se focalicen en un envoltorio que transforma dichos haces en rayos X, los cuales interactúan con las pastillas de combustible.

<sup>10</sup> <https://lasers.llnl.gov/programs/nic/icf/>

<sup>11</sup> <http://www.ipp.mpg.de/ippcms/eng/index.html>

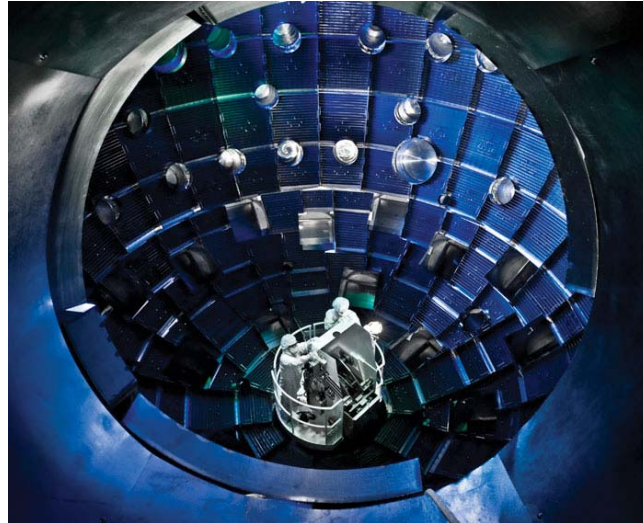


Fig. 2.3. Interior de la cámara de combustión de NIF<sup>12</sup>.

- Laser MegaJoule (LMJ): Localizado en Burdeos (Francia) (Fig. 2.4). Los primeros experimentos comenzarán en 2015. El LMJ utiliza, como el caso del NIF, el método indirecto, pero a diferencia de éste, consta de 240 láseres agrupados en 8 grupos de 30.

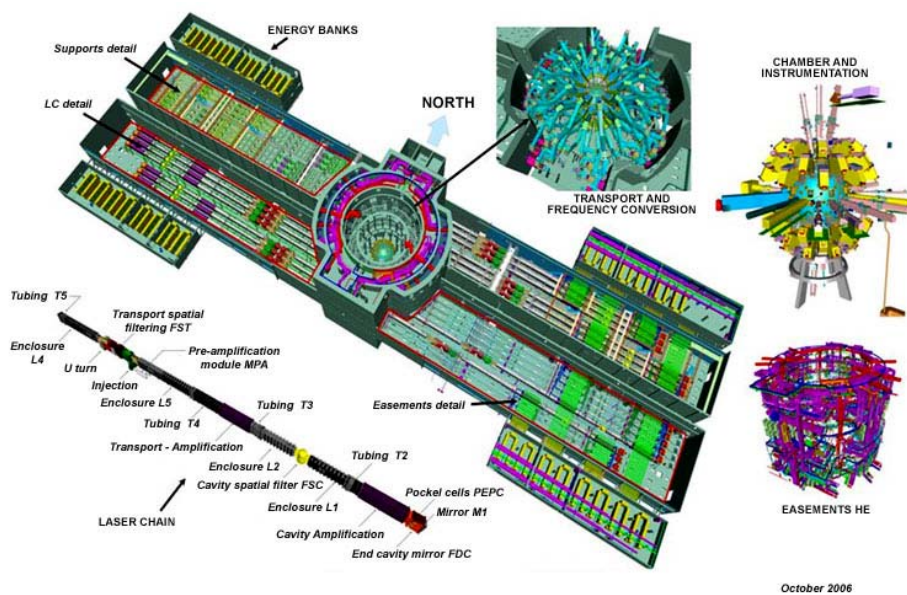


Fig. 2.4 Esquema de la instalación Laser Megajoule (LMJ)<sup>13</sup>.

### Confinamiento magnético

El confinamiento magnético persigue mantener las partículas cargadas del plasma recorriendo trayectorias cerradas en una cámara evitando el contacto con las paredes. Estas trayectorias de las partículas las determinan las líneas de campo magnético

<sup>12</sup> <https://lasers.llnl.gov/>

<sup>13</sup> <http://www-lmj.cea.fr/index-en.htm>

formado por dos procedimientos: el Stellarator (Fig. 2.5 - Fig. 2.8) y el Tokamak (Fig. 2.9).

En ambos casos se requiere la formación de un campo helicoidal que establezca la trayectoria del plasma. Para ello se requieren un campo magnético toroidal y otro poloidal. El método con el que se consigue la formación de este segundo es lo que determina el tipo de confinamiento magnético. En el caso del Stellarator el campo se consigue con unas bobinas exteriores helicoidales y/o haciendo girar el plasma alrededor de una bobina central circunferencial. En el Tokamak existen unas bobinas que generan un campo magnético toroidal, el cual se superpone con uno poloidal generado por una corriente que recorre el plasma inducida por una bobinas poloidales que actúan como el primario de un transformador (siendo el secundario el plasma). La superposición de ambos campos genera uno helicoidal por cuyas líneas se mueven las partículas cargadas del plasma.

En dicho caso (Tokamak) la corriente del plasma produce un calentamiento del mismo, si bien debe ser complementado con medios auxiliares, como microondas. Por otra parte, la inducción de dicha corriente obliga a un funcionamiento pulsado, que como se comentará más adelante, obligará a la inserción de un sistema de almacenamiento de energía en el bloque de potencia. Por el contrario, la ausencia de la corriente en el Stellarator hace que éste pueda operar de forma continua.

Los dispositivos de Stellarator más importantes actualmente son el LHD (Japón, Fig. 2.5), el W-7AS (Alemania, Fig. 2.6.), HSX (EEUU, Fig. 2.7) y el TJ-II (España, Fig. 2.8), mientras que los reactores de tipo Tokamak son el JET (Reino Unido, Fig. 2.9) y el ITER (International Thermonuclear Experimental Reactor), actualmente en construcción en Cadarache (Francia), interviniendo en la misma la Unión Europea, Rusia, Estados Unidos, Corea del Sur, China, India y Japón.

### Stellarator

- LHD: Finalizado en 1998. Tras una primera fase donde el campo magnético creado era de 3 Tesla, en la segunda fase se ha llegado a obtener un valor de 4 Tesla.

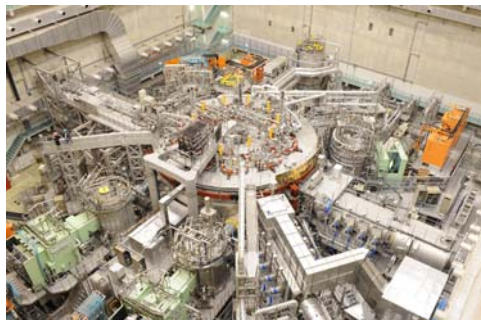


Fig. 2.5. LHD<sup>14</sup>.

---

<sup>14</sup> <http://www.lhd.nifs.ac.jp/en/lhd/>

- W-7AS: Instalado en Alemania, entró en funcionamiento en 1988 y finalizó su actividad en 2002. Fue el primer reactor experimental que utilizaba bobinas modulares.



Fig. 2.6.W-7AS<sup>15</sup>.

- HSX: Situado en la universidad de Madison-Wisconsin. La peculiaridad de este tipo de instalación experimental es que combina las ventajas del Stellarator y del Tokamak. A diferencia de otros complejos de las mismas características, el HSX tiene una forma toroidal y helicoidal, lo que permite, gracias a unas bobinas de cobre instaladas alrededor de la cámara de vacío, que al circular una corriente eléctrica a lo largo de dichas bobinas produzca un único campo magnético capaz de confinar el plasma en el interior de la cámara.

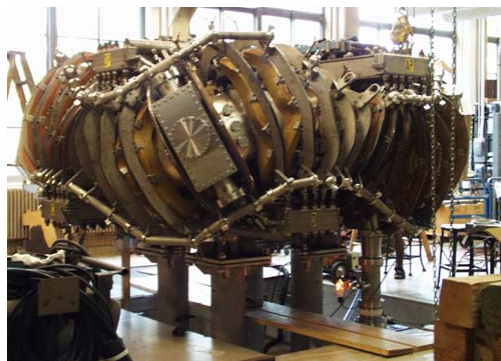


Fig. 2.7. HSX<sup>16</sup>.

- TJ-II: Situado en Madrid, su funcionamiento comenzó en 1999. Está formado por 32 bobinas que generan el campo toroidal mientras que el giro del eje central se consigue mediante otras dos bobinas: una circular y otra helicoidal. La acción conjunta de estos campos magnéticos guían las partículas del plasma para que no entren en contacto con las paredes de la cámara de vacío.

<sup>15</sup> [http://www.fusion-eur.org/fusion\\_cd/stellarator.htm](http://www.fusion-eur.org/fusion_cd/stellarator.htm)

<sup>16</sup> <http://www.engr.wisc.edu/Dec21a.html>

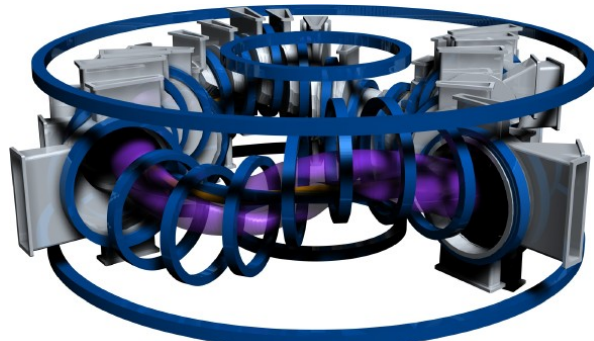


Fig. 2.8. TJ-II<sup>17</sup>.

### Tokamak

- JET: Situado en el Reino Unido, entró en funcionamiento en 1984. Es el Tokamak más potente y de mayor tamaño funcionando actualmente. Es el único que utiliza como combustible una mezcla de deuterio-tritio similar a la que se utilizará en los futuros reactores comerciales de fusión. Su principal misión es actuar como un test previo al reactor ITER.

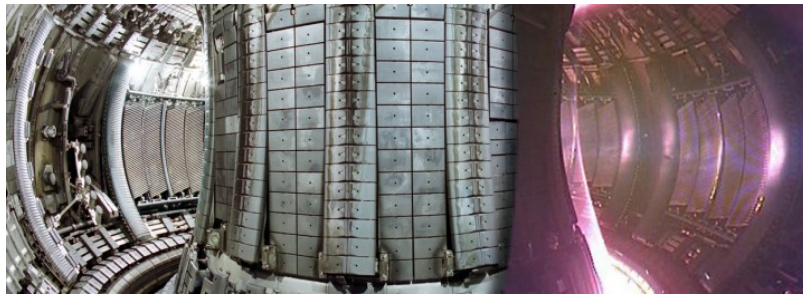


Fig. 2.9. JET<sup>18</sup>.

## 2.2. Producción de energía eléctrica por fusión

En la actualidad el mayor empuje de la investigación en fusión se centra en el confinamiento magnético mediante Tokamaks. En este tipo de plantas los neutrones escapan del confinamiento al no tener carga, siendo frenados por la envoltura que rodea el plasma y que contiene un material multiplicador de neutrones (plomo o berilio) y un generador de tritio (litio). La reacción que produce tritio a partir de litio también libera energía, lo que permite amplificar la energía térmica liberada en la fusión. La envoltura está recorrida por un refrigerante que retira el calor para llevarlo al ciclo conversor de energía térmica en eléctrica. La radiación de la pared de la envoltura por el flujo de neutrones provoca su activación, siendo ésta la principal causa de los residuos de este tipo de plantas. Esta activación se puede controlar mediante la adecuada selección de los materiales de las paredes.

<sup>17</sup> [http://www-fusion.ciemat.es/New\\_fusion/es/TJII/presentacion.shtml](http://www-fusion.ciemat.es/New_fusion/es/TJII/presentacion.shtml)

<sup>18</sup> <http://www.ccf.ac.uk/>

Las partículas alfa (núcleos de helio) que se producen en la reacción de fusión van perdiendo energía y capturando electrones, hasta convertirse en helio que es retirado por el divertor, única zona de la pared de la cámara que ve el plasma diseñada para estar en contacto con el mismo.

El mantenimiento de la temperatura del plasma se realiza en parte por la corriente que circula por el mismo, pero debe ser completada con una fuente externa (microondas u otros procedimientos) que supone un autoconsumo importante de la electricidad generada.

Las propuestas actuales [4] conciben el bloque de potencia como un ciclo indirecto, similar a una central de fisión PWR. Así, se habla de un refrigerante primario que retira el calor de la envoltura para cederlo en un intercambiador (equivalente al generador de vapor de una planta PWR) y de un refrigerante secundario, que constituye el fluido de trabajo del ciclo de potencia.

La Fig. 2.10 presenta un esquema conceptual de una central eléctrica basada en un reactor de fusión. Se indican en la misma los diferentes consumos internos presentes. De un lado están los trabajos de bombeo, tanto para el refrigerante primario ( $W_F$ ) como para evacuar el calor disipado por el ciclo de potencia ( $W_S$ ). Por otro lado es preciso contar con que la potencia producida en el eje de la turbina se transforma en el alternador con una cierta eficiencia, produciendo un trabajo eléctrico ( $W_E$ ). Finalmente, a dicho trabajo eléctrico es preciso sustraerle los consumos de bombeo junto con la electricidad necesaria para el mantenimiento del campo magnético y el calentamiento del plasma ( $W_{AUX}$ ). Tras estas sustracciones se obtiene el trabajo neto de la central ( $W_{NET}$ ). El contexto de la Tesis se centra en el trabajo eléctrico a partir del calor entregado por el refrigerante primario al secundario (circuito secundario de la Fig. 2.10). Quedan fuera del alcance, por tanto, los trabajos de bombeo y auxiliares.

Los refrigerantes primarios pueden ser de diversos tipos, principalmente agua, helio y metales líquidos, como será explicado más adelante. Cada refrigerante condiciona el diseño de la propia envoltura. En cuanto al circuito secundario, el ciclo de potencia, puede ser Rankine con vapor de agua o Brayton, ya sea con helio o con  $CO_2$  en condiciones supercríticas.

Finalmente, la necesidad de inducir en el plasma una corriente obliga a que la bobina poloidal opere de forma pulsada, lo que provocaría intermitencias en la entrega de calor al circuito secundario y por tanto en la producción de energía eléctrica. Ello obliga a la inclusión de un circuito intermedio encargado de atemperar estas oscilaciones mediante el almacenamiento térmico de energía, siendo propuesto habitualmente un sistema de sales fundidas similar al empleado en las centrales termosolares [4]. Este sistema no será objeto de estudio en esta tesis, asumiendo, por tanto, régimen estacionario.

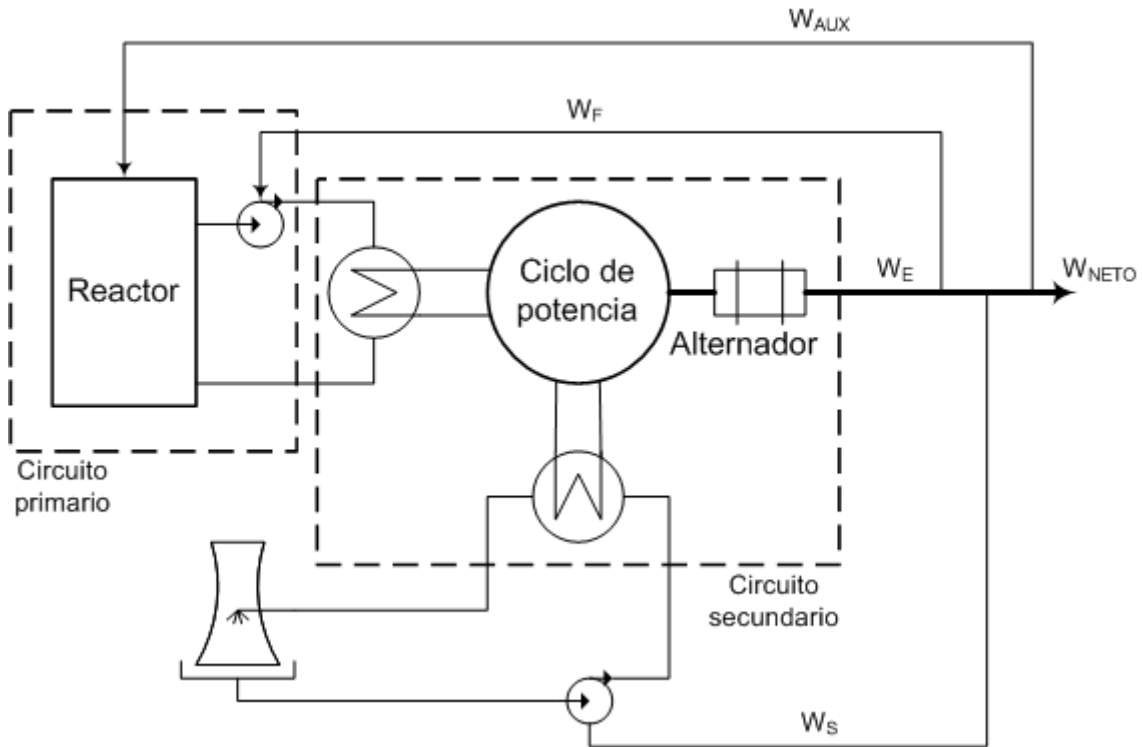


Fig. 2.10. Esquema conceptual de una planta de fusión.

### 2.3. Proyecto ITER

El proyecto ITER persigue demostrar la viabilidad de la fusión desde un punto de vista científico, cubriendo diversos campos de la envoltura, flujo neutrónico, materiales, permeación de tritio, ... Se trata, por tanto, de un banco de pruebas para demostrar la viabilidad de generar y aprovechar el calor producido en una reacción de fusión. Queda fuera de su alcance la producción eléctrica.

El objetivo consiste en la generación de una cantidad de energía diez veces mayor que la que se introduce en el reactor para el calentamiento del plasma. A partir de los resultados experimentales obtenidos se pasaría a un segundo proyecto, que sería ya una central eléctrica de fusión, denominada DEMO.

La construcción se encuentra situada en Cadarache (Francia) y comenzó en 2007. Se espera que finalice en 2019. En 2020 se generará el primer plasma mediante la utilización de hidrógeno puro, para ya comenzar en torno a 2027 con las operaciones con deuterio y tritio.

Actualmente ya se pueden definir los diferentes componentes que serán necesarios en dicho reactor:

- Cámara de vacío. Lugar donde se fusiona el plasma.
- Confinamiento magnético. Se requieren unos campos magnéticos para evitar que el plasma a elevada temperatura toque las paredes de la cámara de vacío.



- Sistema de control de impurezas y bombeo. Controla y extrae las “cenizas” de helio y los materiales de erosión de las paredes formadas, extrayéndolas e inyectando el combustible.
- Sistemas de calentamiento y mantenimiento. Se encargan de crear el plasma y suministrar la potencia exterior.
- Sistemas de diagnóstico. Controla in-situ y de forma continua la configuración del plasma.
- Sistemas de blindaje/extracción de la energía. Protege de las diversas formas de radiación que impactan en la primera pared y los neutrones de 14 MeV (80% de la energía).
- Sistemas de regeneración y control de tritio. Aprovecha los neutrones generados para inducir reacciones generadoras de tritio en una envoltura alrededor del plasma.
- Sistemas de extracción del calor. Refrigeran el blindaje y la envoltura productora de tritio constituyendo el foco caliente de un ciclo termodinámico, con la peculiaridad de la posible presencia de tritio en el refrigerante.

De esta forma, en la Fig. 2.11 se pueden observar los sistemas generales con los que contará ITER:

1. Solenoide central. Induce la corriente en el plasma, que posteriormente producirá el campo poloidal.
2. Bobinas de campo magnético. Producen un campo magnético toroidal.
3. Soportes de gravedad para las bobinas.
4. Envoltura regeneradora de tritio. En su interior se ubican el multiplicador de neutrones y el litio para la producción de tritio.
5. Cámara de vacío. Mantiene en vacío el plasma y es la primera barrera de confinamiento para el tritio y los materiales activados que se encuentran en su interior.
6. Criostato. Proporciona el principal blindaje térmico y nuclear a la cámara de vacío y a los componentes externos a la máquina.
7. Puerto de energía. Puertos de acceso para elementos de diagnóstico.
8. Divertor. Retira el helio producido y las impurezas.
9. Criobomba. Bombea los productos del plasma que producen interacción con la pared, consiguiendo así estanqueidad, acondicionamiento y vacío.

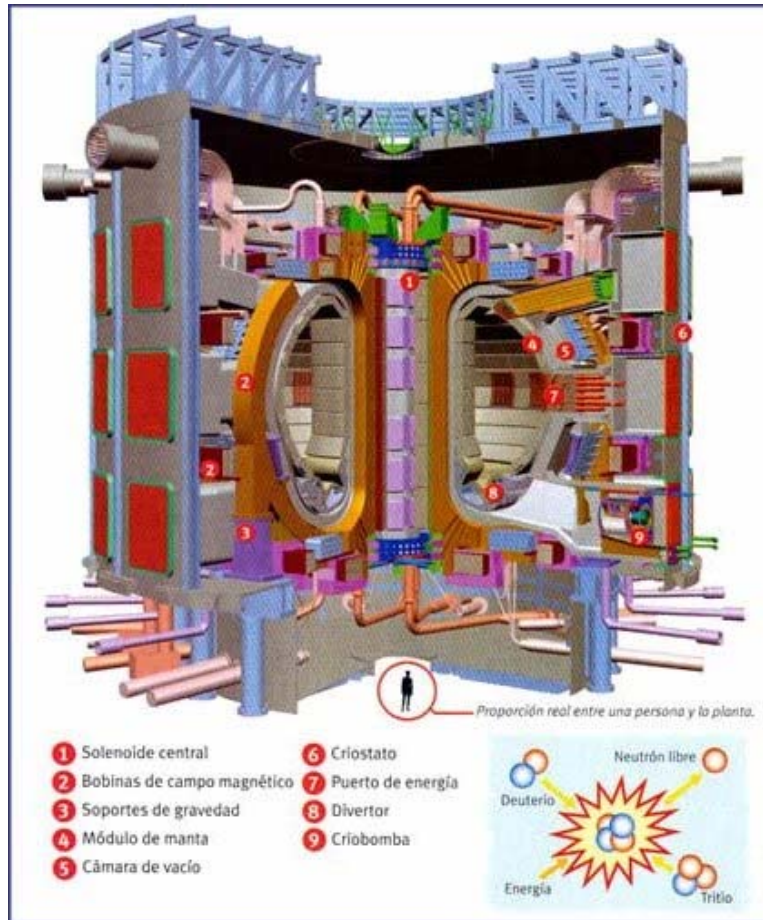


Fig. 2.11. Esquema del ITER<sup>19</sup>.

## 2.4. DEMO

El EFDA (European Fusion Development Agreement) plantea cuatro modelos diferentes para el diseño de la envoltura de DEMO. En todo caso el confinamiento es de tipo magnético a partir de Tokamak [5].

Los modelos de envoltura y divertor se clasifican en cuatro grandes grupos. En el modelo A tanto la envoltura como el divertor están refrigerados por agua mientras que en el B se emplea helio. Ambos casos son los que más se aproximan a los desarrollos realizados para ITER. El caso C se basa en el concepto de envoltura doblemente refrigerada mediante helio y metal líquido (eutéctico de litio-plomo), mientras que emplea helio para la refrigeración del divertor. El caso D se centra en el uso del concepto “self-cooled” utilizando sólo metal líquido para la refrigeración tanto de la envoltura como del divertor. La presente tesis se centra en el modelo C, propuesto en el programa TECNOC\_FUS.

A continuación se presentan los cuatro modelos explicados con mayor profundidad.

- Modelo A: Este modelo está basado en una envoltura formada por un eutéctico de litio-plomo refrigerado mediante agua. De esta forma el litio

<sup>19</sup> Curso Tecnologías para la Fusión Nuclear como opción energética en el Siglo XXI (Universidad de Oviedo)

funciona como un generador de tritio, mientras que el plomo servirá como un multiplicador de neutrones. El material estructural utilizado es un acero ferrítico-martensítico (Eurofer) con una activación reducida. El agua utilizada para refrigerar tendrá una temperatura media de 300°C y una presión de 150 bar, muy similares a las condiciones usadas en un reactor PWR de fisión, obteniendo así un rendimiento térmico muy similar al de estas instalaciones. Pese a las excelentes propiedades del agua como refrigerante existen problemas graves para la separación del tritio permeado en la misma, lo que supone un desafío para este diseño.

En el diseño del divertor se estudiaron dos variantes. La primera es similar a la planteada para el ITER, la cual consiste en un divertor formado por una aleación de cobre, mientras que la segunda estaba formada por tungsteno. En ambos casos la refrigeración se producía mediante agua.

- Modelo B: La envoltura en este tipo de reactores está formada por capas alternadas de litio y berilio. El primero funcionará como generador de tritio, mientras que el segundo actuará como un multiplicador de neutrones. En este caso el fluido que se utilizará para la refrigeración de la envoltura será helio, permitiendo así funcionar a mayores temperaturas que en el modelo A. En este caso la presión del helio será de 80 bar, mientras que su temperatura se moverá de 300°C a 500°C. La envoltura estará dividida en dos zonas, una de alta temperatura formada por el acero Eurofer, y otra de baja temperatura formada por hidróxido de zirconio, ambas refrigeradas por helio.

El divertor estará formado por una aleación de tungsteno, lo que permitirá un flujo de calor de 10 MW/m<sup>2</sup> el cual es un valor elevado para un divertor refrigerado por helio.

- Modelo C: Ha sido la opción escogida por TECNO\_FUS como opción para DEMO y será explicada en el punto 2.5.
- Modelo D: Es la opción más innovadora de todas las planteadas. Está formada por una envoltura de metal líquido (eutéctico litio-plomo), donde el propio litio-plomo actúa como el refrigerante primario. La estructura está formada por una aleación de carbonato de silicio.

El divertor está diseñado con una aleación de tungsteno refrigerado también por metal líquido (litio-plomo). La finalidad de la opción D es alcanzar temperaturas muy elevadas en el metal líquido (700°C-1100°C), obteniendo así eficiencias térmicas muy elevadas. A diferencia de los casos anteriores donde la envoltura está dividida en módulos, en este caso dicha parte del reactor está segmentada en elementos con forma de “banana”.

## 2.5. Concepto de envoltura regeneradora con doble refrigerante

En este diseño (Modelo C) la envoltura está constituida por un eutéctico de litio-plomo, como en el modelo A y D. Sin embargo, el calor es retirado mediante dicho eutéctico y mediante helio, que se encarga de refrigerar la primera pared (parte de la

cámara expuesta al plasma) y los componentes estructurales, existiendo propuestas que plantean el eutéctico para la primera pared y dejan el helio sólo para la estructura [4]. La refrigeración del divertor se realiza mediante helio, lo que permite alcanzar temperaturas elevadas. Este tipo de envoltura es conocida también como DCLL (Dual Coolant Lithium Lead). La refrigeración del divertor se realiza mediante helio, lo que permite alcanzar temperaturas elevadas. Este tipo de envoltura es conocida también como DCLL (*Dual Coolant Lithium Lead*).

Aunque el eutéctico presenta excelentes propiedades desde el punto de vista de la transferencia de calor, su conductividad eléctrica es también muy elevada, lo que provoca que presente elevadas pérdidas de carga debido a efectos magneto-hidrodinámicos, que pueden ser minorados mediante el aislamiento de las tuberías y la colocación de insertos de carburo de silicio. Otro desafío tecnológico del empleo del eutéctico es el intercambiador de calor que conecta el circuito primario con el secundario, hasta el punto de constituir en la actualidad una de las sub-tareas del programa EUROfusión 2014/2018 de la Unión Europea.

Este tipo de envoltura es la elegida por el grupo español de investigación en fusión, liderado por CIEMAT, y en el que desde 2008 trabaja COMILLAS a través de la Cátedra Rafael Mariño de Nuevas Tecnologías Energéticas. La experiencia adquirida en el programa TECNO\_FUS ha permitido que en el acuerdo de EUROfusión 2014/2018 CIEMAT lidere el diseño de la envoltura DCLL y COMILLAS lidere el del bloque de potencia mediante ciclos Brayton con CO<sub>2</sub> supercrítico.

En la Fig. 2.12 se puede observar lo que sería un esquema de dicha envoltura regeneradora con doble refrigerante y en la Tabla. 2.1 las características de las diferentes fuentes de calor tanto de la envoltura como del divertor [3].

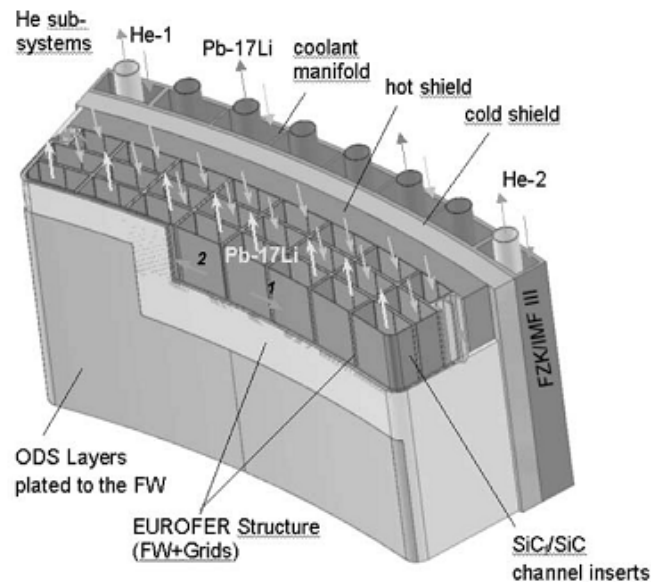


Fig. 2.12. Esquema de un módulo del envoltura [3].

**Tabla. 2.1. Fuentes térmicas del reactor de fusión con envoltura de doble refrigerante [3].**

	Envoltura		Divertor	
	He (BNK)	Pb-17Li (LM)	He (baja T) (LDIV)	He (alta T) (HDIV)
Flujo [kg/s]	1.528	46.053	473	477
Temperatura de entrada [°C]	400	700	700	800
Temperatura de salida [°C]	300	480	566	700
Potencia térmica [MW]	793	1.976	329	248



## 3. ESTADO DEL ARTE

### 3.1. Introducción

Este capítulo se estructura en dos partes. En primer lugar se revisa el estado del arte sobre ciclos termodinámicos de potencia de interés para la conversión termoeléctrica en DEMO basado en el concepto de envoltura DCLL; en segundo lugar se revisa la literatura científica sobre intercambiadores de calor adecuados a dicho objetivo, junto con las metodologías de cálculo más adecuadas a dichas configuraciones, teniendo en cuenta las exigencias de los fluidos de trabajo.

En los ciclos termodinámicos la revisión se ha centrado principalmente en los ciclos Brayton cerrados, ya sea empleando helio como fluido de trabajo o CO<sub>2</sub> en condiciones supercríticas. Esta elección viene motivada por plantear en la tesis una alternativa al agua como fluido secundario ante los problemas que presenta la misma en la retirada del tritio. No obstante, se incluyen ciertos estudios sobre el ciclo Rankine, tanto con vapor como con fluidos orgánicos, pero siempre utilizados como fluidos terciarios.

En los intercambiadores de calor el análisis se ha centrado principalmente en los intercambiadores de circuito impreso (Printed Circuit Heat Exchanger, PCHE), por ser los habitualmente propuestos para los ciclos Brayton de CO<sub>2</sub> supercrítico.

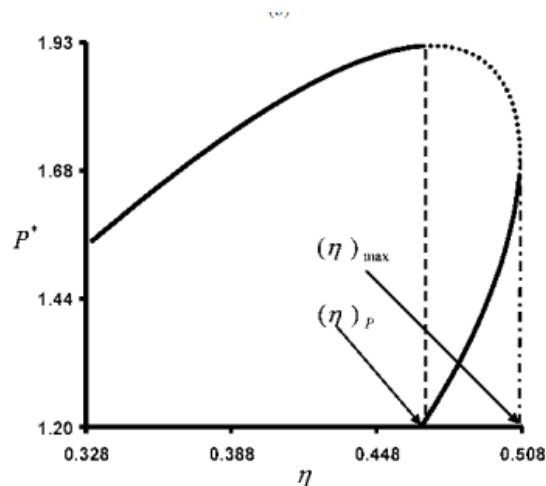
### 3.2. Ciclos termodinámicos

#### 3.2.1. Ciclos Brayton con helio

Los ciclos Brayton con helio han sido propuestos tradicionalmente para reactores de fisión avanzados, tanto de alta temperatura refrigerados por gas (HTGR) [6] como para algunos diseños de IV Generación, como el de muy alta temperatura (VHTR) [6] y para el reactor rápido refrigerado por sodio (SFR) [7, 8]. En esas aplicaciones, salvo en el SFR, resultan muy adecuados en tanto que las temperaturas de entrada a la turbina superan los 800°C. Sin embargo, con temperaturas menores, como en el SFR o en los reactores de fusión, no se alcanzan rendimientos elevados, resultando más adecuados los ciclos basados en CO<sub>2</sub>.

Desde un punto de vista computacional el helio resulta muy atractivo, en tanto que al tratarse de un gas ideal con calores específicos casi constantes, admite un tratamiento analítico que permite llevar a cabo sobre él procesos de optimización, con poco tiempo de cálculo. Así, Tyagi et al. [9] estudia los parámetros óptimos de funcionamiento de un ciclo interrefrigerado regenerativo con recalentamiento, identificando zonas en las que ciertos parámetros del ciclo se deben ajustar para buscar compromisos entre el máximo de potencia y el de rendimiento, tal como se ilustra en la Fig. 3.1. En ella se indica con línea punteada la región de compromiso de

máximo rendimiento y potencia.



**Fig. 3.1. Relación entre rendimiento ( $\eta$ ) y potencia adimensional ( $p^*$ ) en un ciclo Brayton con interrefrigeración, regeneración y recalentamiento para unos parámetros dados del ciclo [9].**

En la misma línea, estudios de optimización se proponen por Zhao y Peterson [10] que consideran un ciclo Brayton con regeneración con múltiples interrefrigeraciones y recalentamientos. Aunque la mayor parte de su estudio se centra en el helio como fluido de trabajo, consideran también otros gases como nitrógeno y mezclas de nitrógeno y helio, así como  $\text{CO}_2$ . De esta forma llegan a la conclusión de que el  $\text{CO}_2$  resulta especialmente indicado para temperaturas intermedias de operación, del orden de las encontradas en un reactor de fusión. Saez et al. [7] llevan a cabo estudios similares sobre mezclas de gases ideales y  $\text{CO}_2$ .

Aunque para un modelo de reactor de fusión diferente, Ishiyama et al. [11] compara ciclos Brayton con helio, con  $\text{CO}_2$  y con ciclos Rankine, llegando a la conclusión que el Brayton con helio no resulta adecuado para el rango de temperaturas disponibles en reactores de fusión.

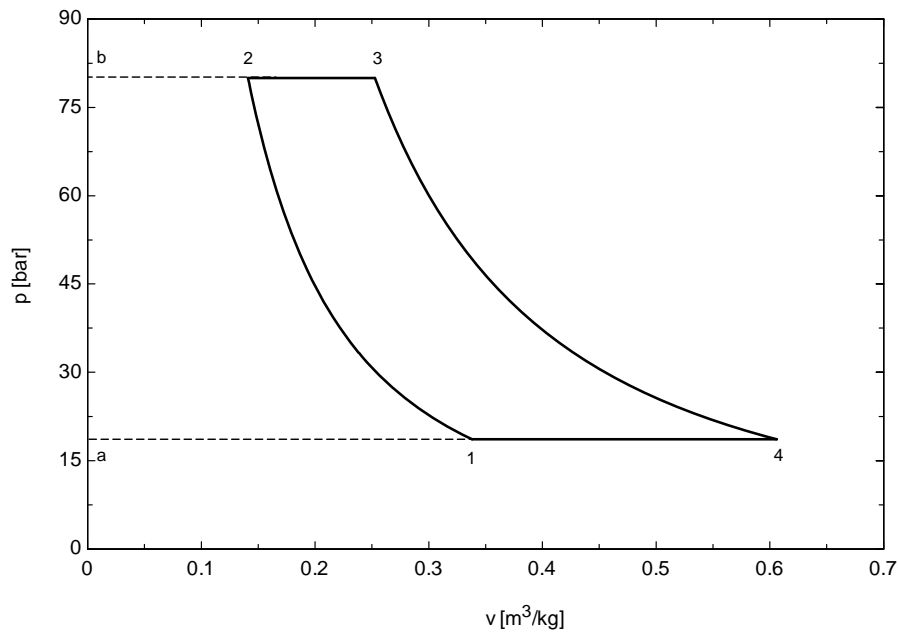
### 3.2.2. Ciclos Brayton con $\text{CO}_2$

El ciclo Brayton se lleva a cabo con un gas que tradicionalmente se comporta como un gas ideal [12]. Esto tiene como consecuencia que el consumo del compresor resulte una parte muy importante del trabajo producido por la turbina dado que el gas presenta un volumen específico muy elevado.

El elevado consumo del compresor en un ciclo Brayton queda de manifiesto en la Fig. 3.2. En ella se representa un ciclo Brayton<sup>20</sup> internamente reversible con helio, modelado como gas ideal, en el que la relación de presiones se ha elegido para maximizar el trabajo neto. El trabajo consumido por el compresor viene dado por el área  $a12b$ , mientras que el producido por la turbina por el área  $a43b$ , resultando el trabajo neto el área  $1234$ . El trabajo del compresor supone un 56% del producido por la turbina.

<sup>20</sup> El proceso 1-2 representa la compresión, el 2-3 el aporte isobárico de calor, el 3-4 la expansión y el 4-1 el rechazo de calor.

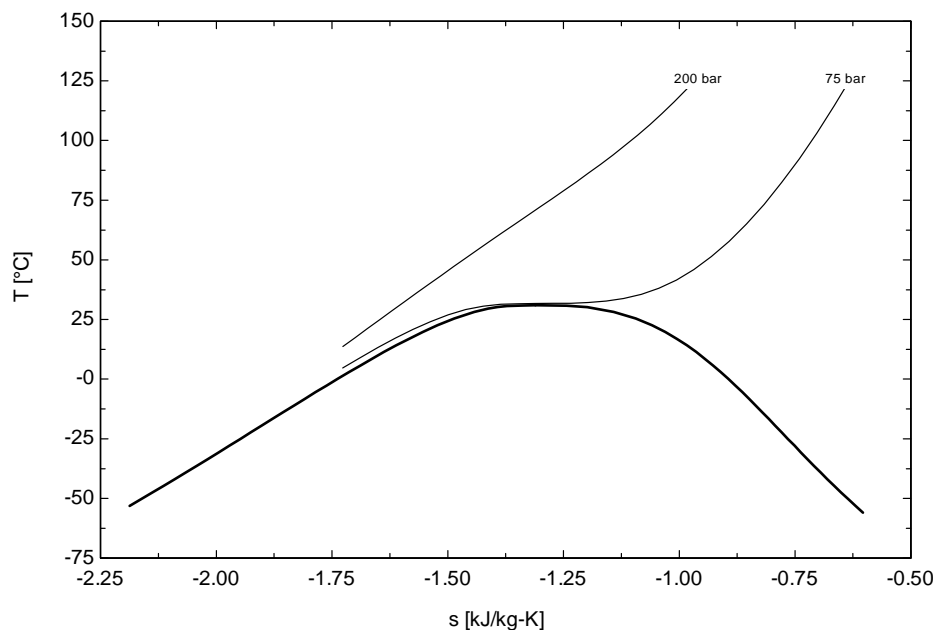




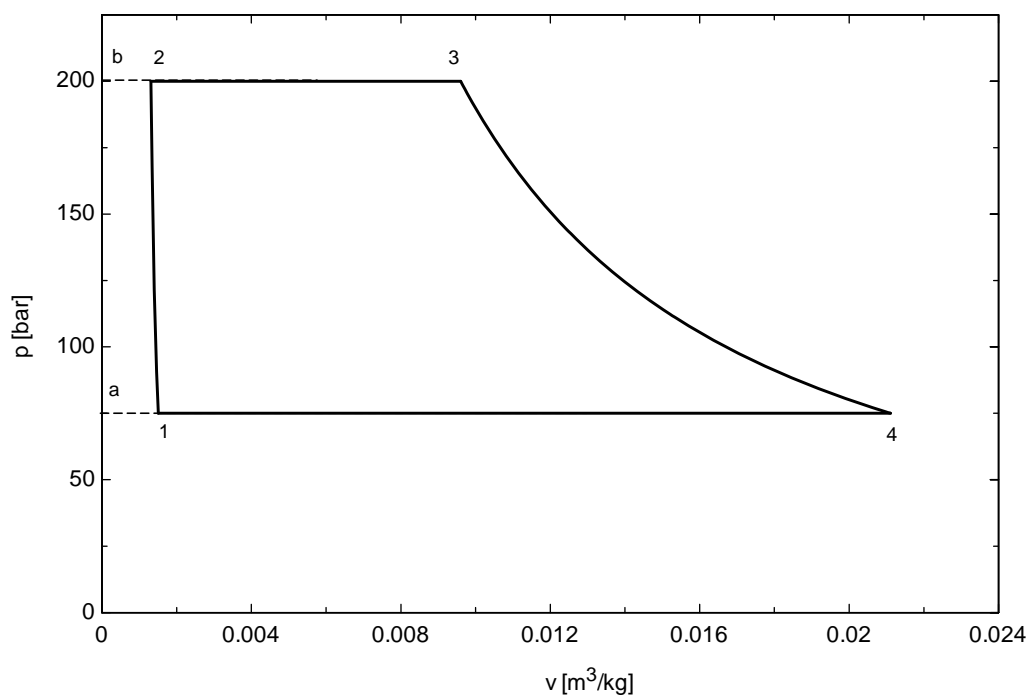
**Fig. 3.2. Ciclo Brayton ideal con helio como gas ideal.**

La reducción del trabajo consumido por el compresor puede solventarse de dos maneras: elevando la temperatura de entrada a la turbina o cambiando el comportamiento del fluido. La primera solución es la tradicional, y es la que hace que los ciclos Brayton se reserven para sistemas en los que se dispone de un foco de muy alta temperatura. En aplicaciones como en los futuros VHTR, con temperaturas esperables de 950°C [6], el compresor pasa a consumir menos del 50% del trabajo de la turbina en las condiciones del ejemplo presentado en la Fig. 3.2. La otra solución consiste en evitar, en parte, el comportamiento de gas ideal en el proceso de compresión. Por tanto, la finalidad es que el fluido se comporte como un líquido, de tal forma que el trabajo de compresión resulte muy pequeño, tal como ocurre en un ciclo Rankine. Esta segunda medida es la que se adopta en la literatura de plantas de fusión como la analizada aquí y en algunas de fisión (IV generación). Este procedimiento se materializa a través del ciclo con CO<sub>2</sub> en condiciones supercríticas.

Las condiciones críticas del CO<sub>2</sub> son 31°C y 74 bar. Eso significa que se puede realizar un ciclo Brayton donde la cesión de calor a un foco habitual ocurra a temperaturas ligeramente superiores a la crítica. La ventaja de esto es que el comportamiento del fluido en la consiguiente compresión se parecería mucho al de un líquido dado que las isobaras en el diagrama T-s son muy próximas en las cercanías del punto crítico, tal como se ilustra en la Fig. 3.3. La Fig. 3.4 muestra un ciclo Brayton empleando CO<sub>2</sub> en condiciones supercríticas (la cesión de calor se realiza a 75 bar y el aporte a 200 bar, siendo las temperaturas de entrada al compresor y turbina las mismas que en el caso del helio analizado previamente). Se aprecia que el área *a12b*, es decir, el trabajo demandado por el compresor, se ha reducido considerablemente, pasando a ser sólo el 10% del producido por la turbina.



**Fig. 3.3. Diagrama T-s del CO<sub>2</sub> con las isobaras habitualmente empleadas en aplicaciones nucleares (Fuente: EES en [13]).**

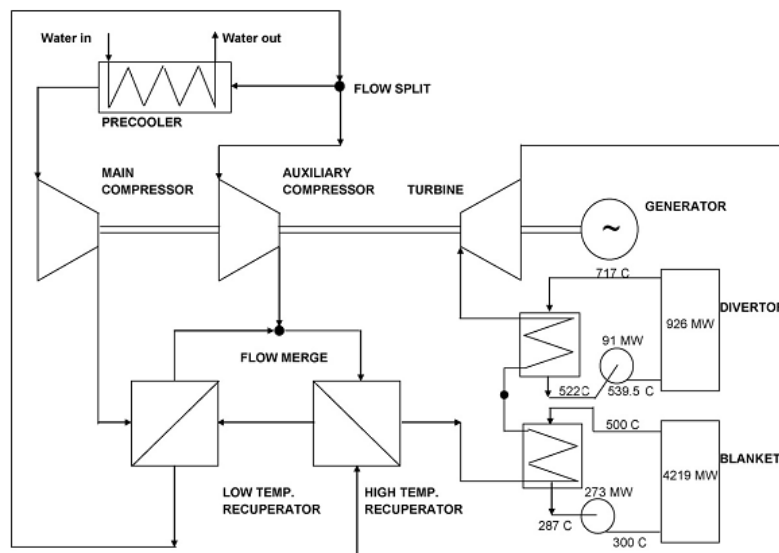


**Fig. 3.4. Ciclo Brayton ideal con CO<sub>2</sub> como sustancia pura en condiciones supercríticas.**

Una ventaja adicional del empleo de CO<sub>2</sub> supercrítico es que facilita mucho la integración de la regeneración. Así, en el ciclo mostrado en la Fig. 3.5 la temperatura de salida de la turbina es de 556°C, frente a la de salida del compresor, de sólo 53°C; por el contrario, en el ciclo equivalente con helio, la temperatura de salida de la turbina es de 270°C, coincidente con la de salida del compresor. Este aspecto de la regeneración resulta especialmente importante en el campo de la fusión pues el nivel de las fuentes térmicas del reactor impide que se pueda llevar a cabo la regeneración empleando helio, mientras que sí puede realizarse con el CO<sub>2</sub>, lo que conduce a rendimientos superiores [14]. Así, el ciclo con CO<sub>2</sub> supercrítico adoptado en las

diferentes propuestas para reactores de fusión es el llamado ciclo Brayton con recompresión, que emplea dos regeneradores y que se muestra en la Fig. 3.5.

La existencia de dos compresores (recompresión) y regeneradores es debido a la necesidad de desviar parte del flujo, por la diferencia existente en los calores específicos en el lado de alta y baja presión. Por tanto, para que ambos lados del intercambiador (frío y caliente) sufran la misma variación de temperatura, es necesario disminuir parte del flujo del CO<sub>2</sub>, principalmente en el lado de alta presión (corriente fría) donde el calor específico es mayor. Esta situación es apreciable principalmente en el intercambiador LTR (Low Temperature Recuperator) donde la diferencia de los calores específicos en ambos lados es más acentuada [14-17]. En el caso del intercambiador HTR (High Temperature Recuperator) los calores específicos ya no tienen una diferencia tan elevada y por ello se puede realizar el intercambio de calor entre ambos fluidos con el mismo flujo. Al reducir las diferencias de temperaturas en ambos lados del LTR, se reduce el grado de irreversibilidad, lo que favorece la eficiencia [18].



**Fig. 3.5. Ciclo Brayton con recompresión que usa CO<sub>2</sub> supercrítico como fluido de trabajo (Fuente: [19]).**

La fiabilidad del ciclo depende de la estabilidad del compresor cuando el CO<sub>2</sub> se encuentra próximo al punto crítico, o incluso por debajo de éste en la curva de saturación. El laboratorio estadounidense de SANDIA está realizando investigaciones sobre este hecho [20], llegando a la conclusión de que en torno al punto crítico el compresor se comporta de forma estable (Fig. 3.6). Fuller et al. realizan una pequeña síntesis del comportamiento de compresores y turbinas [21], más ampliamente estudiado en [22].

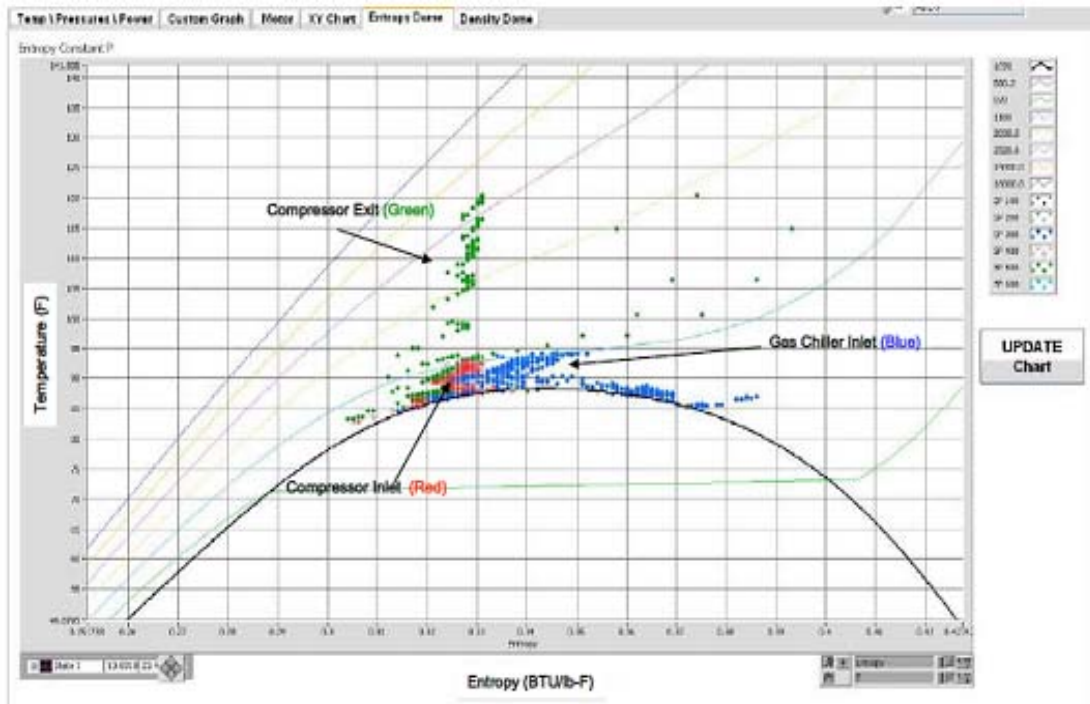


Fig. 3.6. Imagen del Laboratorio de SANDIA donde se muestra, dentro del diagrama T-s, el comportamiento del CO<sub>2</sub> del al realizar la compresión. Los puntos rojos y verdes son las condiciones de entrada y salida del compresor, respectivamente, mientras que los puntos azules son las condiciones del fluido después de la válvula de control [20].

Siguiendo con el comportamiento de la estabilidad del compresor Moisseytsev et al. [23] se plantean la conveniencia de reducir la temperatura de entrada a dicho elemento. Se centran en una presión de entrada de 74 bar, con una temperatura pseudocrítica<sup>21</sup> de 31°C. De esta forma si la temperatura de entrada es de 30°C la eficiencia del ciclo se vuelve máxima, pero alcanzar una temperatura inferior a la pseudocrítica requiere una superficie de intercambio de calor mayor, sin que redunde en una mejora de eficiencia (Fig. 3.7). La mayor eficiencia alcanzada es debida al incremento de la densidad cuando la temperatura de entrada al compresor es menor a la pseudocrítica.

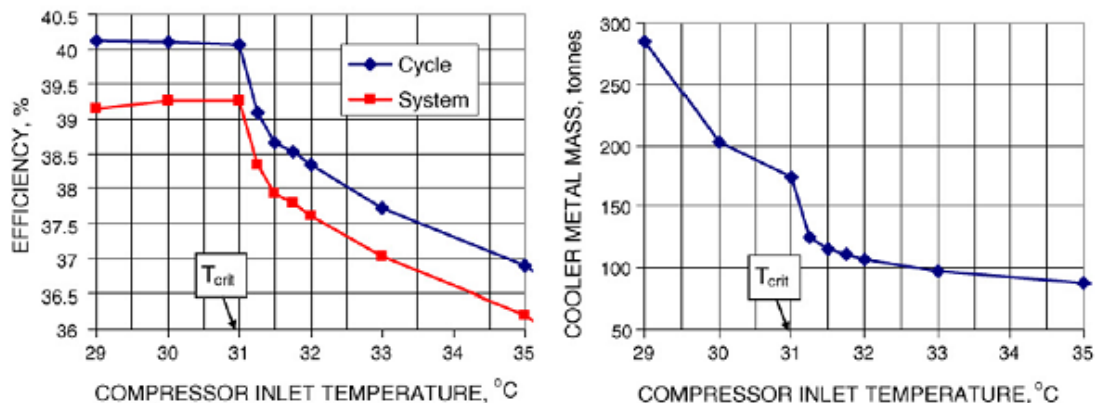
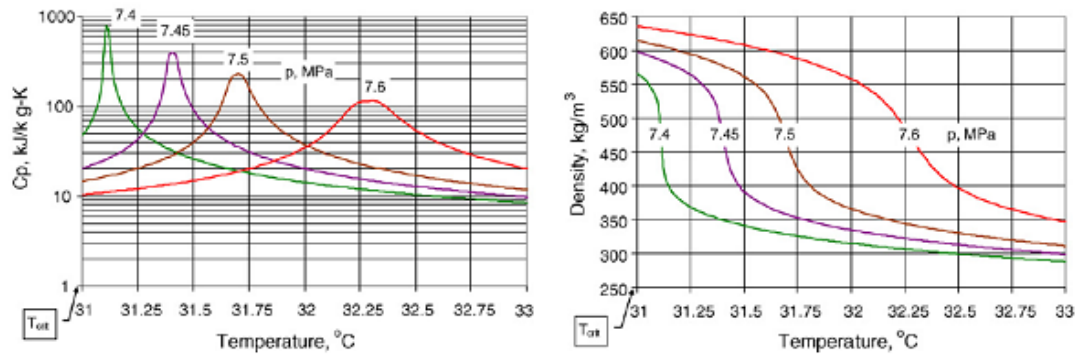


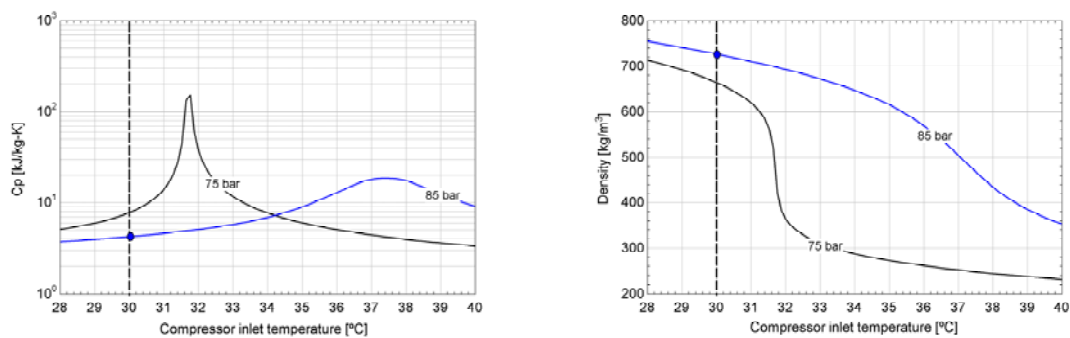
Fig. 3.7. Efecto del enfriamiento en la entrada al compresor alrededor de la temperatura pseudocrítica [23].

<sup>21</sup> Temperatura a la que se produce el pico de máximo valor del calor específico a presión constante para la presión considerada.

Un aspecto negativo de la fuerte variación de la densidad alrededor de la temperatura pseudocrítica es que con ligeros incrementos de temperatura la densidad se reduce drásticamente (Fig. 3.8), lo que puede causar problemas en la operación del compresor. Este problema puede solucionarse si la presión de aspiración del compresor se incrementa, tal como se muestra en la Fig. 3.9, obtenida para 85 bar.



**Fig. 3.8.** Brusca caída de la densidad con el incremento de la temperatura en las proximidades del punto pseudocrítico [23].



**Fig. 3.9.** Efecto de la presión en el comportamiento alrededor del punto pseudocrítico [23].

Medrano et al. [19] llevan a cabo una comparativa de los diferentes ciclos para un reactor de fusión, mostrándose los resultados en la Tabla. 3.1. Se aprecia cómo los mayores rendimientos se logran con ciclos Rankine, especialmente supercríticos. Como solución alternativa plantean la utilización de los llamados ciclos duales, en los que se emplean ciclos diferentes para los focos de alta temperatura (divertor) y de baja (envoltura).

En el caso de los ciclos duales se han estudiado dos configuraciones:

- Rankine para la envoltura/CO<sub>2</sub> supercrítico para el divertor
- CO<sub>2</sub> supercrítico para la envoltura/ CO<sub>2</sub> supercrítico para el divertor

De estas dos configuraciones, la que emplea dos ciclos de CO<sub>2</sub> da mejor rendimiento, similar al obtenido con el Rankine supercrítico, permitiendo suprimir el uso del agua, que como ya se ha dicho presenta problemas debido a la interacción con el tritio. Finalmente, si no se quiere complicar demasiado la planta puede emplearse únicamente CO<sub>2</sub>, obteniendo un rendimiento bruto del 42,5%.

**Tabla. 3.1. Comparativa de diferentes ciclos en un reactor de fusión. (Fuente: [19]).**

	SC CO <sub>2</sub> recompres	Ciclos independ: Rankine/SC CO <sub>2</sub>	Ciclos independ: SC CO <sub>2</sub> /SC CO <sub>2</sub>	SC Rankine mejorado	Rankine standard
Potencia fusión (MW)	4290	4290	4290	4290	4290
Potencia térmica (MW)	5144	5144	5144	5144	5144
Envoltura	4219	4219	4219	4219	4219
Divertor	926	926	926	926	926
Potencia Divertor (MW)	-	531	527	-	-
Potencia envoltura (MW)	-	1747	1928	-	-
Compresor helio (MW)	370	370	370	370	370
Calentamiento auxiliar (MW)	477	477	477	477	477
Bombas agua (MW)	-	40	-	88,32	47
Potencia bruta total (MW)	2185	2278	2455	2566	2353
Potencia neta (MW)	1338	1390	1608	1629	1458
Eficiencia bruta ciclo (%)	42,49	44,29	47,73	49,88	45,74
Eficiencia neta (%)	26,01	27,04	31,26	31,68	28,34

Ishiyama et al. [11] comparan los tres ciclos (Rankine, Brayton con helio y Brayton supercrítico con CO<sub>2</sub>) en una situación diferente al caso anterior. En esta ocasión la temperatura mínima del foco se fija en 480°C, en lugar de 300°C. Esto permite obtener unos rendimientos del 40%, 34% y 42% para los ciclos Rankine, de helio y CO<sub>2</sub> supercrítico respectivamente. Este estudio muestra que el helio requeriría temperaturas aún mayores para mejorar su rendimiento, siendo el CO<sub>2</sub> el ciclo adecuado para temperaturas intermedias; por el contrario, si la temperatura desciende hasta 250°C el ciclo Rankine pasa a tener un rendimiento del 37,7% y el de CO<sub>2</sub> supercrítico del 36,4%, lo que refleja que para temperaturas bajas el ciclo más adecuado es el Rankine.

A nivel de operación de la planta Ishiyama et al. [11] ponen de manifiesto otros aspectos importantes:

- Las turbomáquinas del ciclo Rankine tienen un volumen dos veces superior a las del ciclo con CO<sub>2</sub> supercrítico. En el caso del helio también ocurre este hecho. Esto ya fue planteado por Dostal [24], tal como se aprecia en la Fig. 3.10.
- El helio es un gas muy ligero, provocando abundantes fugas del sistema.
- El tritio puede reaccionar con el agua y es muy difícil de separar después, lo que desaconseja el uso de este fluido.
- La densidad del CO<sub>2</sub> es mayor que la del helio, de ahí que se requiera menor trabajo de compresión, como se comentó anteriormente.
- El CO<sub>2</sub> presenta menores costes de adquisición que el helio.
- El CO<sub>2</sub> supercrítico a temperaturas medias ya consigue rendimientos iguales a un ciclo Brayton con helio a altas temperaturas.

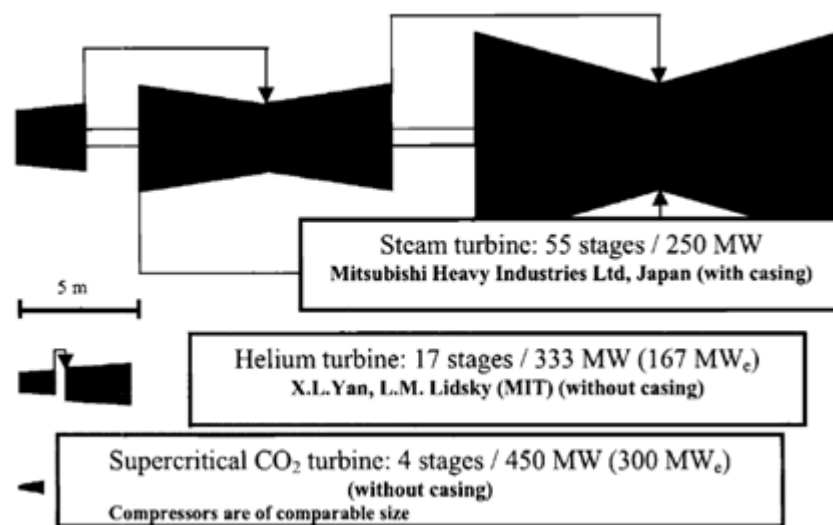


Fig. 3.10. Comparativa de tamaños de turbinas según el fluido de trabajo [24].

Por todo ello, estos autores se decantan por el ciclo con CO<sub>2</sub> supercrítico para un futuro reactor de fusión. El reducido tamaño de la planta en el caso del empleo de CO<sub>2</sub> es analizado por Kim et al. [25] estudiando el diseño de las turbomáquinas a implantar en un ciclo Brayton con recompresión para un reactor modular de 23 MWt de IV generación de plomo líquido. Mito et al. [26] analizan también las ventajas del reducido tamaño de la planta para un reactor rápido de sodio de IV generación.

Un aspecto significativo del CO<sub>2</sub> en las cercanías de su punto crítico lo constituye el comportamiento anómalo de su calor específico, como muestra la Fig. 3.11. El calor específico en el lado de mayor presión es superior al lado de menor presión en el rango 50°C a 150°C. Esto provoca la necesidad de emplear dos recuperadores en lugar de uno, tal como se explicó anteriormente (Fig. 3.5). Además de la necesidad de la regeneración dividida (que provoca la denominación del ciclo Brayton como de “recompresión”) el comportamiento del calor específico requiere un tratamiento iterativo del modelo de cálculo, [14], y un desarrollo de procedimientos numéricos específicos para los estudios CFD llevados a cabo en las turbomáquinas, tal como defienden Saez et al. [7]. Un análisis del diseño de las turbomáquinas se puede encontrar en Muto et al. [27].

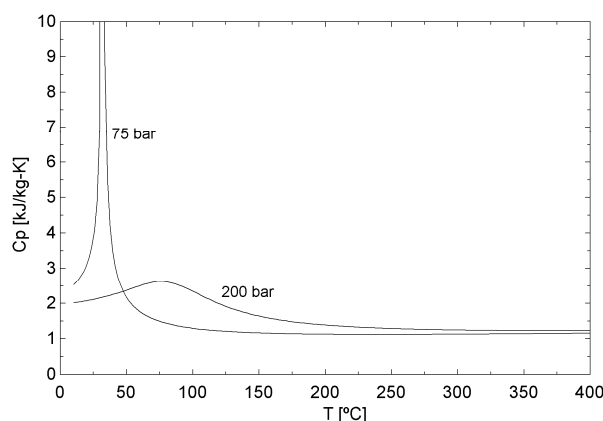


Fig. 3.11. Evolución del calor específico a presión constante del CO<sub>2</sub>.

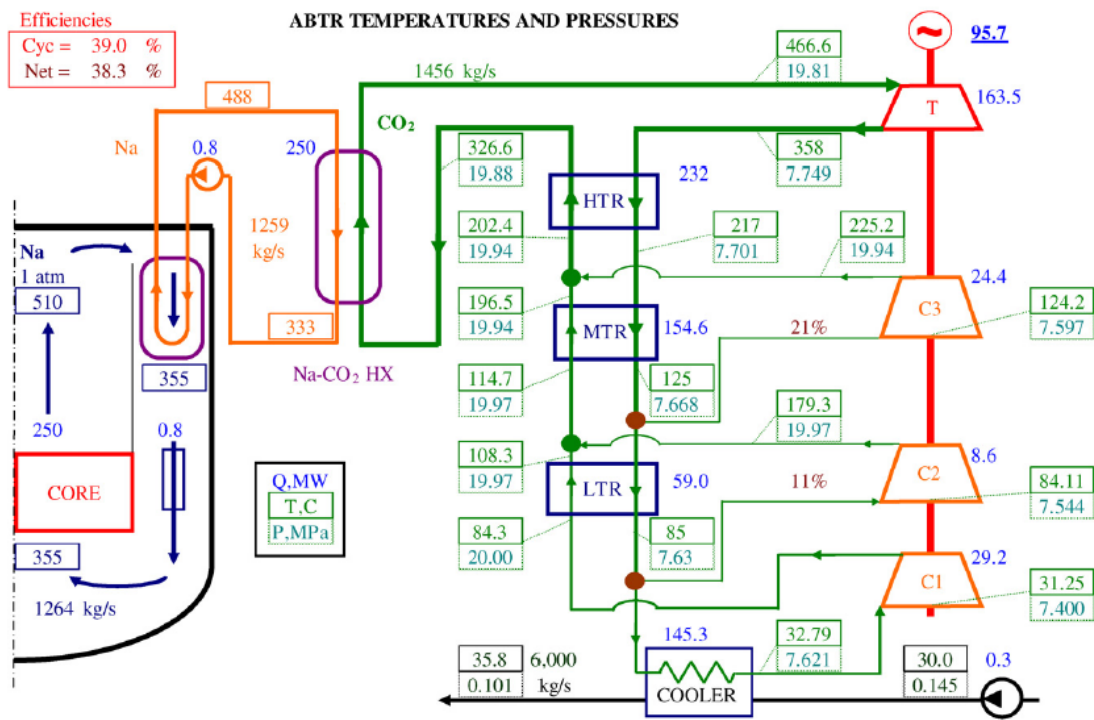
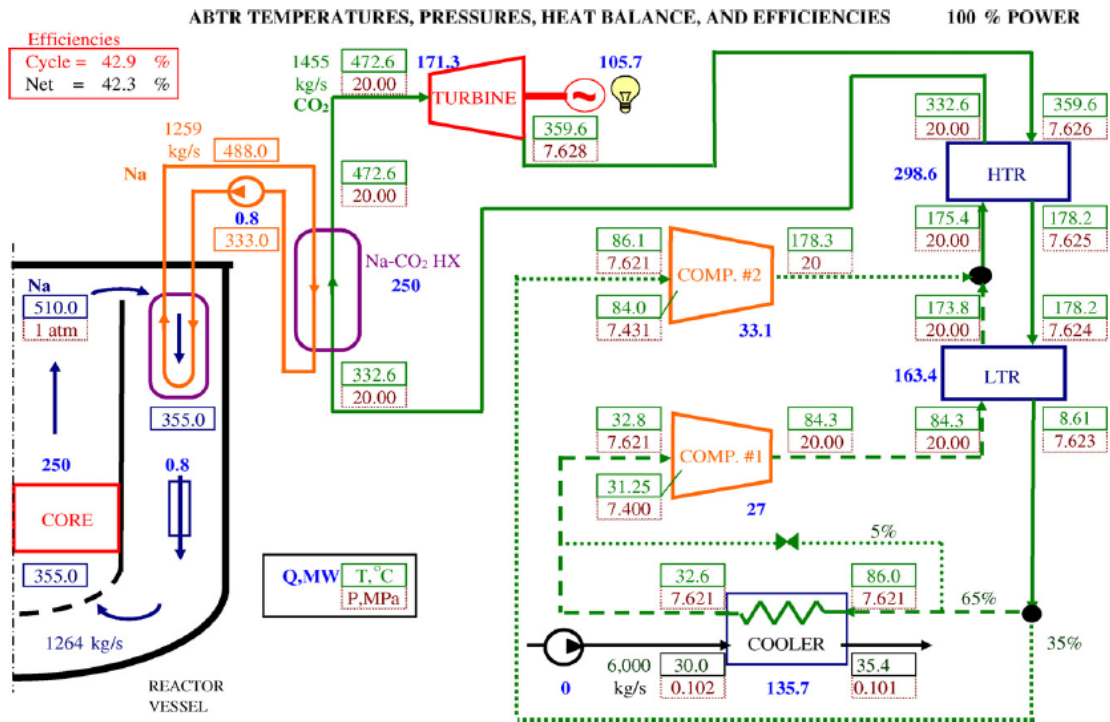
Sarkar et al. [28] analizan el ciclo Brayton con recompresión buscando la optimización de sus parámetros, especialmente en lo relativo al recalentamiento. Encuentran que las propiedades del CO<sub>2</sub> conducen a una expresión diferente que la media geométrica de las presiones para la presión óptima de recalentamiento. Dostal [24] y Halimi et al. [29] también analizan diferentes configuraciones con recalentamiento.

Moisseytsev et al. [23] realiza también un estudio de diferentes combinaciones. A partir del ciclo básico (Fig. 3.12) analiza la posibilidad de fraccionar aún más la regeneración mediante un ciclo de tres compresores y tres regeneradores (Fig. 3.13), de interrefrigerar el compresor principal (Fig. 3.14) o de realizar un recalentamiento (Fig. 3.15). Todos los estudios se llevan a cabo sobre un reactor rápido de sodio, que presenta un rango de temperaturas intermedio (333°C a 488°C). Este hecho condiciona los resultados mostrando que para ese rango de temperaturas el ciclo básico de recompresión (Fig. 3.12) es el que mejor eficiencia presenta. Dostal [24] obtuvo un resultado similar mientras que Halimi et al. [29], para un rango de temperaturas algo mayor (350°C a 700°C), demostró que con recalentamiento aumenta el rendimiento del ciclo Brayton con recompresión un 0,69%.

Dostal [24], basado en estudios de Angelino [30], [31], analiza la posibilidad de condensar el CO<sub>2</sub> en tres casos: básico (Fig. 3.16), condensación parcial (Fig. 3.17) y condensación con regeneración (Fig. 3.18). El estudio se centra en el cálculo de la pérdida de rendimiento de cada ciclo con respecto al ciclo de Carnot. De esta forma se obtiene que el ciclo que mayor pérdida tiene con respecto al rendimiento de Carnot es el llamado de condensación básico, dando una pérdida de rendimiento del 40%. A continuación el de condensación parcial que presenta una pérdida del 25% y, finalmente, el de condensación con regeneración, con una pérdida del 24%. El ciclo Brayton con recompresión (cesión de calor en estado supercrítico) tiene una pérdida de solamente el 21%.

Sin embargo este tipo de ciclos todavía no han tenido una implantación extendida. Esto se debe principalmente a que los estudios realizados son principalmente teóricos, y su implantación técnica es compleja por las altas presiones que requieren este tipo de ciclos en su funcionamiento [16] y la escasez de experiencia operativa con la turbomaquinaria en las proximidades del punto crítico.





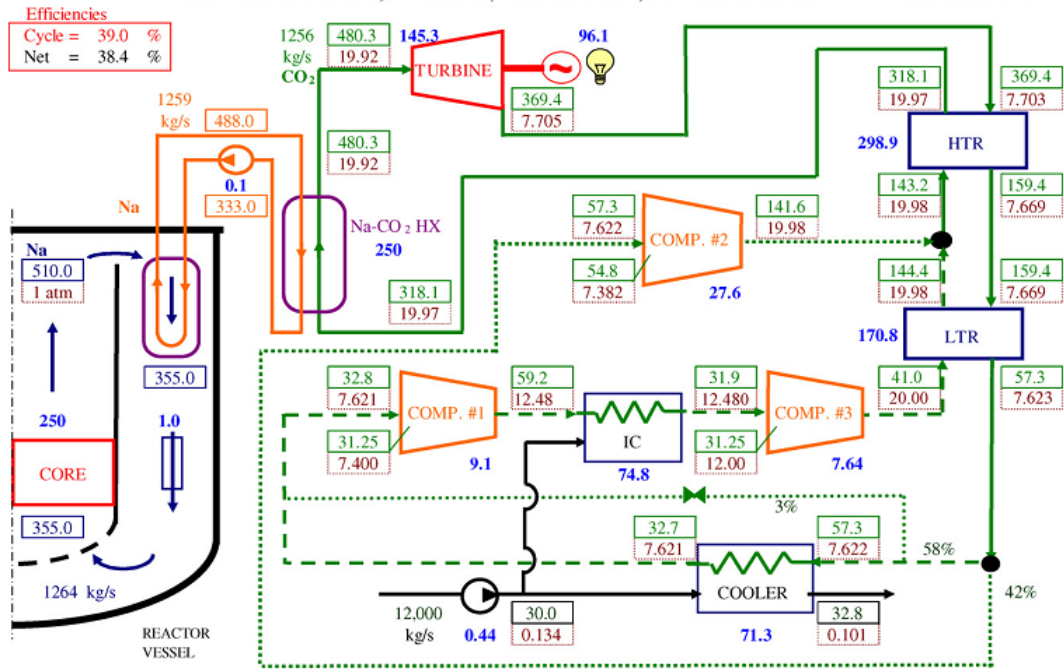


Fig. 3.14. Ciclo Brayton con interrefrigeración [23].

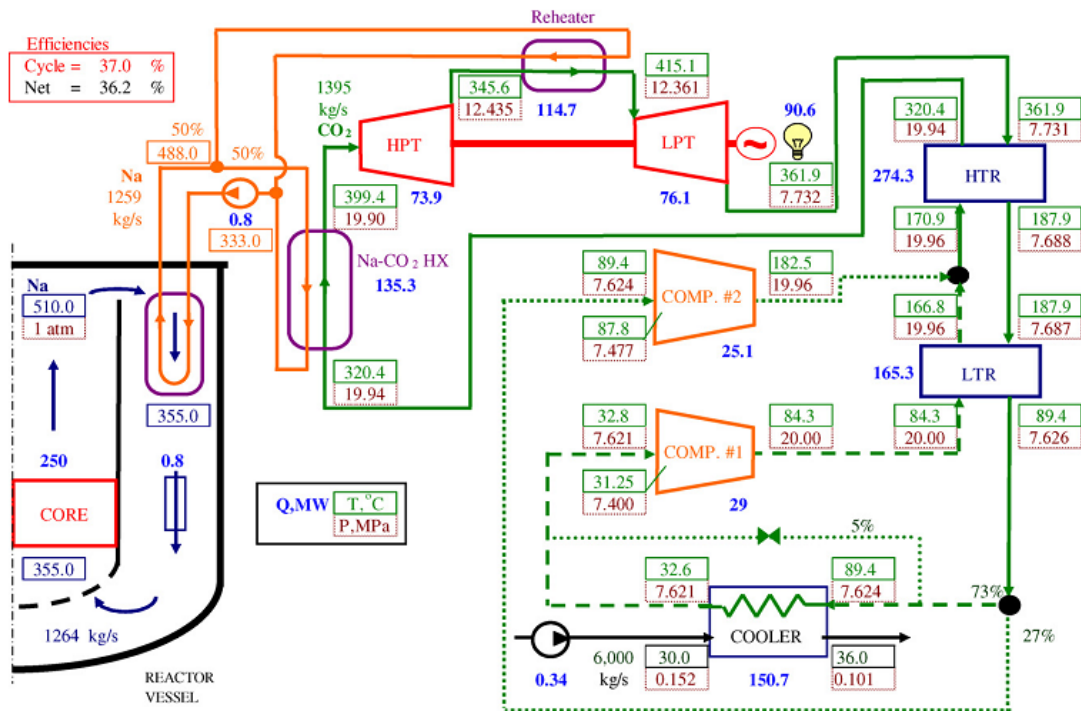


Fig. 3.15. Ciclo Brayton con recalentamiento [23].

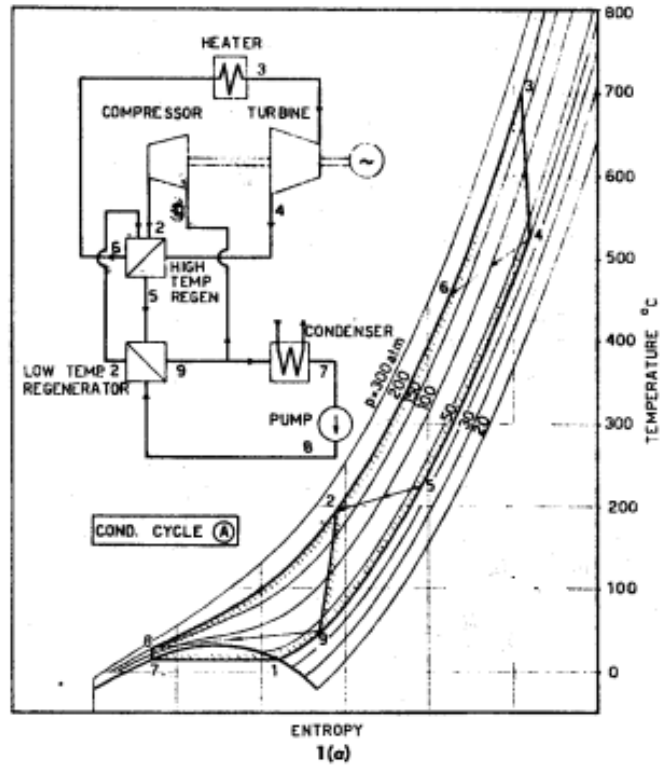


Fig. 3.16: Ciclo de CO<sub>2</sub> con condensación [24].

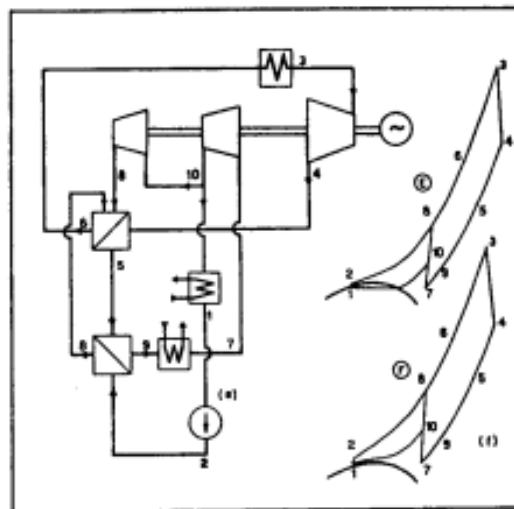


Fig. 3.17: Ciclo de CO<sub>2</sub> con condensación parcial [24].

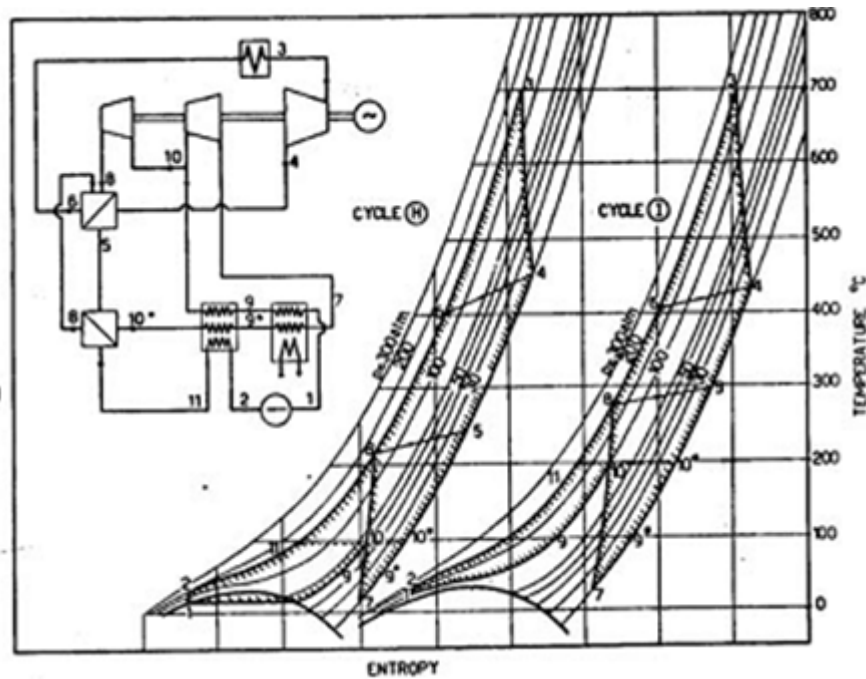


Fig. 3.18: Ciclo de CO<sub>2</sub> con condensación y regeneración ([24]).

Debido al comportamiento pulsado de los reactores nucleares de fusión es necesario un estudio del comportamiento de los ciclos de potencia frente a este hecho. De esta forma, y dentro de los ciclos que utilizan CO<sub>2</sub> como fluido de trabajo, se han tomado como referencia las centrales térmicas solares por concentración (CSP).

Los ciclos de potencia que utilizan CO<sub>2</sub> supercrítico se están planteando para centrales CSP, especialmente para aquellas de tipo torre (receptor central). El sistema propuesto para este tipo de instalaciones es un ciclo directo, donde el CO<sub>2</sub> absorbe el calor del receptor para posteriormente producir energía. Este tipo de centrales son compactas, con la reducción de costes en tuberías que ello supone. Ma et al. [32] realiza un estudio profundo, donde se propone un sistema de almacenamiento de energía utilizando sales fundidas. Una de las ventajas que presenta el CO<sub>2</sub> en este tipo de centrales solares con respecto a los ciclos Rankine, es la rápida respuesta que presenta frente a los regímenes transitorios, y más si es el único fluido, ya que en el caso de los ciclos Rankine éstos son indirectos, empleando aceites térmicos que extraen el calor del receptor para posteriormente intercambiarlo con el ciclo Rankine. El proyecto SunShot promovido por el DoE de Estados Unidos [33] tiene como objetivo desarrollar un ciclo de CO<sub>2</sub> que sea capaz de producir energía llegando al megavatio (MW), optimizándolo de tal forma que sea capaz de operar en los regímenes transitorios. En [34] se observan los resultados alcanzados en 2013, donde se muestra que tanto el laboratorio de SANDIA como NREL están estudiando realizar un desarrollo de la turbomaquinaria para los regímenes transitorios. Por otro lado Singh et al. [35] evalúan la utilización de diferentes estrategias para estudiar la influencia de las fluctuaciones diarias que se pueden producir en una central CSP.

Los laboratorios de SANDIA han realizado varias pruebas para averiguar la respuesta frente los regímenes transitorios que se pueden producir debido a las oscilaciones solares diarias. De esta forma se deduce que una baja capacidad térmica permite una buena adaptación a estos regímenes, mientras que un sistema térmico de

almacenaje sería más apropiado para largas fluctuaciones. Como conclusión este estudio recomienda el uso de CO<sub>2</sub> supercrítico para su uso en instalaciones CSP.

Ya dentro de la industria nuclear, Floy et al.[36] estudian la respuesta de los ciclos de CO<sub>2</sub> supercrítico en un reactor SFR ante variaciones de la temperatura del foco frío.

### 3.3. Ciclo Rankine

Como se ha comentado anteriormente, Medrano et al. [19] compararon diversos ciclos entre sí, entre ellos los Rankine. En este caso el estudio resulta muy detallado, analizando diversas configuraciones de ciclo supercrítico (por encima de 280 bar). Estas configuraciones son:

- “Ciclo sobrecalentado”. En la envoltura se produce la generación de vapor y después el divertor se encarga del sobrecalentamiento.
- “Ciclo con recalentamiento”. En este caso el calor del divertor es el responsable del recalentamiento.
- “Ciclo mejorado”. Aquí el intercambiador del divertor y el de la envoltura se dividen en varios módulos, dispuestos en paralelo. Por un lado se sobrecalienta el vapor que llega a la turbina de alta presión y por otro se recalienta el vapor que sale de dicha turbina, entrando en la de baja presión.

Los resultados obtenidos se muestran en la Tabla. 3.2. Como se ve, el mejor ciclo es el “ciclo mejorado”, con un rendimiento bruto cercano al 50%. Sin embargo, como ya se ha mencionado, el agua representa un problema en las plantas de fusión.

**Tabla. 3.2. Configuraciones de ciclos Rankine supercríticos [19].**

	SC ciclo sobrecalentamiento	SC ciclo recalentamiento	SC ciclo mejorado	Rankine standard
Potencia térmica (MW)	5144,83	5144,83	5144,83	5144,83
Temp entradaHP (°C)	530,8	456,7	525,4	642,5
Temp entradaLP (°C)	-	433	556,4	346,2
Presión entrada HP (bar)	280	280	280	86
Presión entrada LP (bar)	-	70	70	12
Flujo vapor (kg/s)	2400	2200	1800	3737
Potencia bruta (MW)	2433,8	2400,96	2566,23	2353,3
Potencia bomba (MW)	113,032	102,959	86,147	42,84
Pot bomba agua condensada (MW)	3,778	3,468	2,176	4,907
Auxiliares (MW)	847,43	847,43	847,43	847,43
Potencia neta (MW)	1469,56	1447,10	1629,99	1458,23
Eficiencia bruta (%)	47,31	46,56	49,88	45,74
Eficiencia neta (%)	28,56	28,13	31,68	28,34

### 3.3.1. Ciclo Rankine orgánico

En algunos de los ciclos analizados, especialmente en el Brayton con helio, existen disipaciones de calor a temperaturas moderadamente altas. Los ciclos adecuados para llevar a cabo tal transformación son los denominados ciclos Rankine orgánicos.

Un ciclo Rankine orgánico es un ciclo Rankine que usa un fluido orgánico como medio de trabajo. No siempre se usa únicamente un fluido puro. De hecho, existen estudios que plantean el uso de una mezcla de agua con amoníaco dando lugar al ciclo conocido como de Kalina<sup>22</sup>. Este ciclo tiene un comportamiento interesante debido a su evolución a lo largo del proceso de evaporación (la temperatura varía, lo que le permite acercarse mucho a la temperatura del medio caliente, reduciendo así las irreversibilidades) aunque todavía no tiene un uso comercial como comentan brevemente Chacartegui et al. [37].

Los ciclos orgánicos, denominados frecuentemente ORCs (*Organic Rankine Cycles*) son especialmente adecuados para fuentes de calor de baja/media temperatura. Este puede ser el caso de un ciclo combinado en el que el ORC esté situado en la parte baja de dicho ciclo usando el calor residual del ciclo Brayton. El uso de estos ciclos ya fue planteado por Najjar [38], el cual analizó su comportamiento para el aprovechamiento del calor residual de los ciclos Brayton. También, se plantea el uso de este tipo de procesos para el aprovechamiento del calor en plantas solares de baja temperatura, así como en plantas que utilicen la energía térmica que se encuentra en el océano debida a la diferencia de temperaturas entre la superficie y las profundidades, según los estudios realizados por Hung et al. [39]. En Schuster et al. [40] se encuentra una revisión de esta tecnología.

Los fluidos utilizados por este tipo de ciclos pueden ser de tres tipos: secos, húmedos e isentrópicos (Fig. 3.19). En cuanto a las configuraciones, pueden considerarse dos: ciclo Rankine simple y ciclo Rankine con regeneración (Fig. 3.20).

Saleh et al. [42] realizaron un estudio profundo sobre el uso de diferentes fluidos para las dos configuraciones anteriormente expuestas. El estudio se centró en el comportamiento de diferentes fluidos cuando se varía la temperatura de la fuente térmica entre 100°C y 350°C. Una de las conclusiones a las que se llegó es que los fluidos orgánicos a bajas temperaturas se comportan mejor que el agua, debido principalmente al ratio de volúmenes relativos obtenido entre la salida y la entrada de la turbina, siendo mucho más pequeño el resultante del uso de fluidos orgánicos. Esto hace que la turbina para este tipo de fluidos sea más simple y barata que la usada en el caso del agua. Las investigaciones de Saleh et al. [42] se centraron en el análisis de 31 sustancias puras y su comportamiento frente a ciclos Rankine básico y regenerado, situándose la entrada a la turbina en vapor saturado, sobrecalentado o supercrítico.

---

<sup>22</sup> Este ciclo no es un ciclo Rankine orgánico propiamente dicho, pero se incluye aquí por el elevado acercamiento que logra al foco frío y caliente al operar con una mezcla azeotrópica.

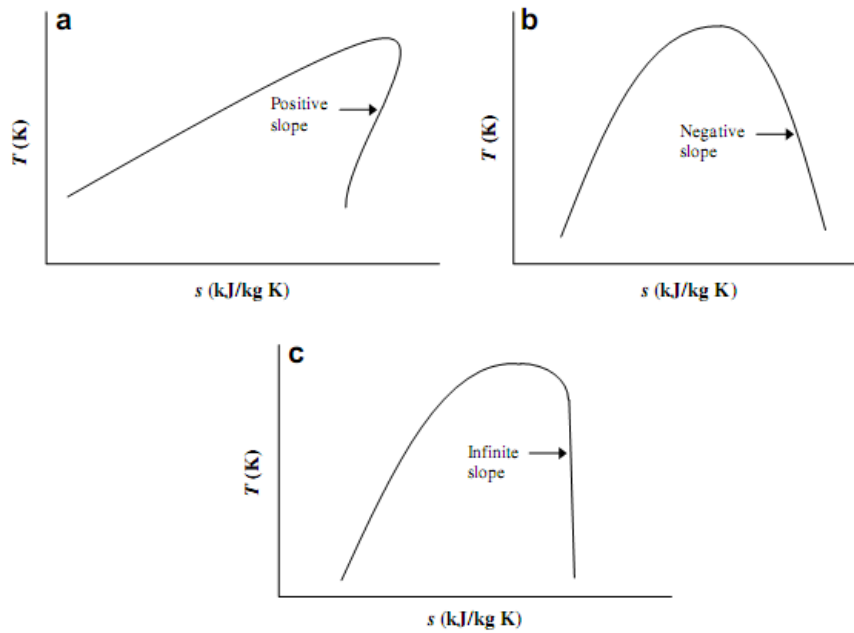


Fig. 3.19: Diagramas T-s para (a) fluido seco, (b) fluido húmedo y (c) fluido isentrópico. [41].

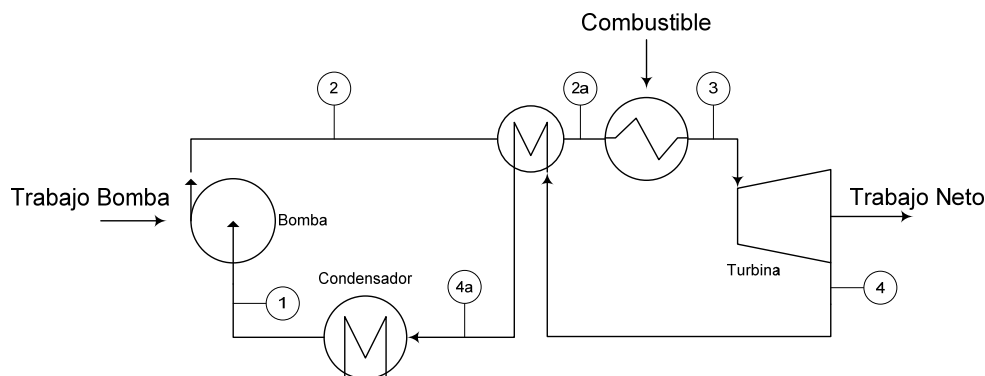


Fig. 3.20: Ciclo Rankine orgánico.

Existen otros estudios como los planteados por Schuster et al. [43] y Mago et al. [44] que se centran en el análisis exergético de los ciclos ORC. Mago et al. [44] realizaron un exhaustivo estudio que analiza la exergía destruida en cada elemento del ciclo, tanto en un ciclo Rankine básico como en uno con regeneración. Estos autores llegaron a la conclusión de que el punto donde más exergía se pierde es el evaporador. De esta forma, si se consigue mejorar el rendimiento exergético en dicho elemento, principalmente consiguiendo que el fluido orgánico tenga una temperatura de entrada que se asemeje a la que se encuentra en la de la fuente de calor, se mejoraría el rendimiento en el ciclo entero.

Otros aspectos a tener en cuenta en este tipo de ciclos son el impacto ambiental del fluido (sobre todo si son gases de efecto invernadero), la peligrosidad de dichos gases (inflamables, auto ignición, sobre todo en el caso de los hidrocarburos, con temperaturas por encima de  $200^{\circ}\text{C}$ ) y la estabilidad química de dichos fluidos [42].

### 3.4. Intercambiadores de calor

#### 3.4.1. Introducción

Existen diferentes tipos de intercambiadores. Los más utilizados son los de tipo de carcasa y tubos. Sin embargo, existen dos problemas relacionados con este tipo de intercambiadores. El primero tiene que ver con el nivel de compacidad. El segundo problema viene relacionado con los esfuerzos que tienen que soportar los tubos en este tipo de intercambiadores. Los ciclos termodinámicos para este tipo de reactores nucleares deben soportar presiones de hasta 200 bar. Con estos valores, la diferencia de presiones entre el lado de alta presión y el de baja requiere que los espesores de los tubos sean muy elevados, lo que reduce por tanto su compacidad [45], [24]. Por ello este tipo de intercambiadores ha sido desechado para futuras investigaciones.

El siguiente tipo de intercambiadores estudiados son los llamados de tipo compacto (densidades mayores a  $200 \text{ m}^2/\text{m}^3$  [46]). Este tipo de intercambiadores son ampliamente utilizados y han sido diseñados principalmente para el intercambio de calor entre gases. Éstos, normalmente, tienen baja capacidad de transmisión de calor y gracias a una elevada superficie de intercambio este problema queda subsanado. Dentro de este grupo existen diferentes tipos: placa con aletas, tubo con aletas, intercambiadores unidos por difusión... Los casos de placa con aletas y tubo con aletas tienen un nivel de compacidad adecuado, pero para soportar los esfuerzos debidos a la diferencia de presiones, generan unos espesores demasiados elevados [24]. En el caso de los intercambiadores unidos por difusión, los del tipo de circuito impreso (*Printed Circuit Heat Exchanger*, PCHE), comercializados por Heatric, cumplen ambos requisitos. Por un lado son compactos y por otro resisten los esfuerzos debidos a la diferencia de presiones. Además tienen valores elevados de efectividad (en torno al 98%) por lo que han sido escogidos como el tipo de intercambiador adecuado para estos ciclos termodinámicos [47], [24].

#### 3.4.2. Printed Circuit Heat Exchanger (PCHE)

Como ha sido expuesto anteriormente este tipo de intercambiadores se considera como la solución óptima para un ciclo de potencia instalado en un reactor nuclear de fusión (Fig. 3.21). Su gran compacidad y su alta efectividad térmica son los factores determinantes en este tipo de intercambiadores, como describen Nikitin et al. [47].

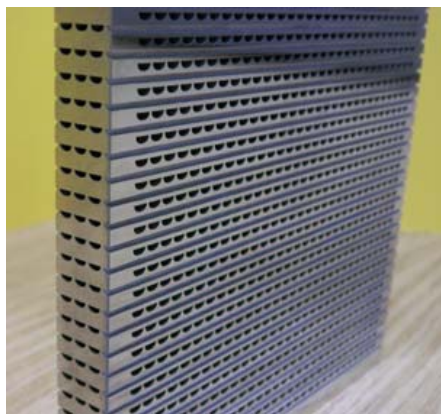


Fig. 3.21: Sección PCHE (www.heatric.com).



El intercambiador PCHE comienza a utilizarse en diferentes sectores industriales, incluyendo diseños para reactores nucleares de IV generación. Otros factores determinantes para la utilización de este tipo de intercambiadores se centran en su resistencia a las altas presiones y a la corrosión.

Centrando el desarrollo en el campo nuclear, en el reactor de IV generación STAR-LM, desarrollado en las instalaciones del Argonne National Laboratory (ANL), se ha utilizado este tipo de intercambiador para el prerrefrigerador y para los recuperadores de baja y alta temperatura, utilizando agua y CO<sub>2</sub> como fluidos de trabajo, como muestra Song et al. [48]. También se han propuesto este tipo de intercambiadores para reactores nucleares de muy alta temperatura (VHTR), más en particular en el desarrollo llevado a cabo por el Idaho National Laboratory (INL) [45], [49,50]. Otros estudios realizados por el KAERI (Korean Atomic Energy Research Institute) demuestran que para ciclos que utilicen CO<sub>2</sub> supercrítico como fluido de trabajo los intercambiadores PCHE son los más idóneos [51].

### Permeabilidad del tritio

En los reactores nucleares de fusión es importante estudiar la permeabilidad del tritio a lo largo de los diferentes componentes. Así la permeabilidad del tritio en los intercambiadores de calor ha sido estudiada en dos trabajos:

- Oh et al.[45] estudian dicho fenómeno en un PCHE que se encuentra en un circuito secundario y otro terciario en un reactor VHTR. En este caso el tritio es generado en una fisión ternaria. Para el estudio de su comportamiento los autores realizan cálculos mediante elementos finitos para obtener el grosor idóneo del intercambiador utilizando el diámetro del conducto, la separación entre conductos y el grosor de cada placa como variables.
- Fernandez et al. [52] desarrollan un modelo de transporte para evaluar la permeabilidad del tritio de un fluido primario (en este caso un eutéctico de litio-plomo) a otro secundario (CO<sub>2</sub>) a través de un PCHE que utiliza carburo de silicio como material estructural. Los resultados obtenidos muestran que el flujo de tritio al CO<sub>2</sub> es prácticamente inexistente, gracias al material estructural utilizado.

Por otro lado, las uniones conseguidas entre las diferentes placas mediante la soldadura por difusión no tienen por qué presentar un punto débil o una vía preferencial para la permeabilidad de tritio. Debido a que las juntas están formadas por el mismo material que las diferentes placas, su comportamiento será similar y por ello no se han encontrado evidencias de transporte de tritio a lo largo de dichas juntas.

### Obstrucción

La obstrucción de los PCHE es relativamente usual según ciertos autores debido a los microcanales que forman los intercambiadores. Sin embargo, la compatibilidad entre el tratamiento químico y la soldadura por difusión con un amplio rango de materiales permite minimizar la corrosión que se puede producir en el interior de los PCHE.

Además, la estabilidad química del CO<sub>2</sub> y del helio dificulta aún más si cabe dicha corrosión (el caso de los intercambiadores que usan H<sub>2</sub>O/CO<sub>2</sub> es diferente). Aún así, es necesario el desarrollo de algún método de purificación para eliminar impurezas y productos de la corrosión para evitar de esta forma la obstrucción de los canales que forman el PCHE.

Actualmente, varios autores están realizando estudios sobre el comportamiento de los diferentes fluidos que se pueden utilizar en un reactor nuclear de fusión en el interior de los intercambiadores de calor. Dichas investigaciones se centran principalmente en el helio, el CO<sub>2</sub> supercrítico, el metal líquido (Li-Pb) y el agua. Otra corriente de investigación se centra en el estudio del comportamiento de los diferentes materiales que forman los intercambiadores de calor frente a los esfuerzos que supone soportar gradientes tan elevados de presión y temperatura, como se expondrá más adelante.

### 3.4.2.1. Helio

Oh et al. [45] estudian el comportamiento del helio en un reactor nuclear de fisión de muy alta temperatura (VHTR). El estudio se centra en la comparación de tres tipos diferentes de intercambiadores (carcasa y tubos, PCHE y tubo helicoidal), divididos en una sola fase o en dos (Fig. 3.22).

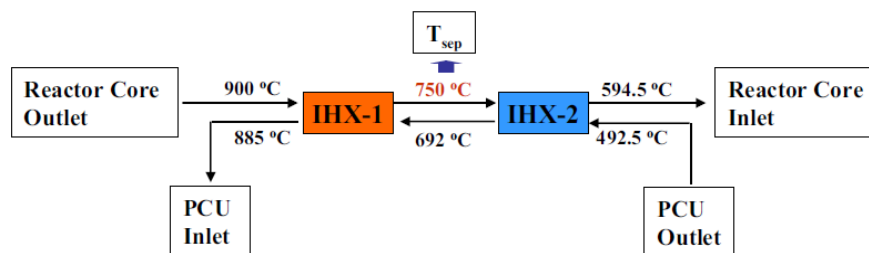


Fig. 3.22: Intercambiadores de calor divididos en dos fases [45].

De esta forma, Oh et al. [45] obtienen como conclusiones que los intercambiadores de tipo PCHE son los mejor situados, desde el punto de vista de la efectividad, el tamaño y la compacidad. Sin embargo, tienen los inconvenientes de la falta de experiencia que existe de cara a la determinación de su comportamiento a lo largo de su vida útil y la dificultad que entraña su revisión y mantenimiento. En cambio, lo que son inconvenientes para los PCHE pasan a ser ventajas para los intercambiadores de carcasa y tubos y los helicoidales. Este tipo de intercambiadores están muy estudiados y su comportamiento a lo largo de su vida útil es totalmente conocido y el mantenimiento sencillo, aunque requieren grandes tamaños para alcanzar efectividades elevadas. De esta forma Oh et al. [45] destacan que de cara a un futuro reactor, los intercambiadores óptimos serían los de tipo PCHE, haciendo hincapié en que si estuvieran divididos en dos fases (Fig. 3.22) se obtendrían mejores prestaciones de cara al coste, seguridad y fiabilidad.

Kim et al. [53] estudian el comportamiento de los fluidos de trabajo, en este caso helio y agua, dependiendo de la disposición en la que se encuentre el PCHE, vertical u horizontal, para posteriormente comparar los resultados con los obtenidos a partir de simulaciones numéricas. De esta forma se llega a la conclusión de que en el caso de que el intercambiador estuviera situado de forma horizontal, se obtendría un

comportamiento más complejo que en el caso vertical. Esto es debido a que en posición horizontal, el flujo de helio no es uniforme a lo largo del intercambiador, mientras que en posición vertical sí que lo es. Esto es mostrado en las Fig. 3.23 y Fig. 3.24, donde se observa que en el caso vertical (Fig. 3.23) la pérdida de carga obtenida a partir de las simulaciones es más parecida a la obtenida experimentalmente, mientras que en el caso de que dicho elemento este situado en posición horizontal, la pérdida calculada a partir de las simulaciones se aleja más de la real (Fig. 3.24). De ahí que Kim et al. [53], recomienden la colocación del intercambiador de forma vertical.

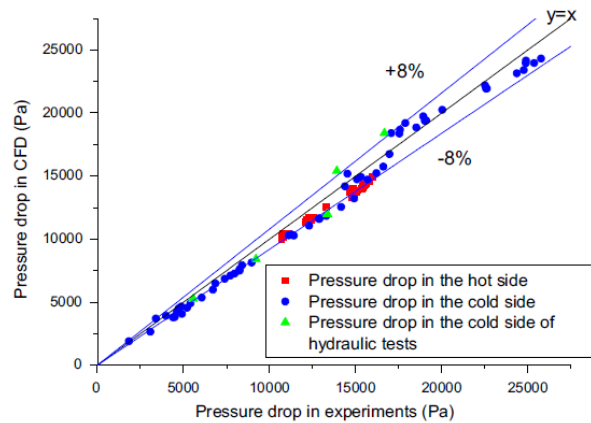


Fig. 3.23. Comparación de pérdida de presión en el caso del PCHE en posición vertical [53].

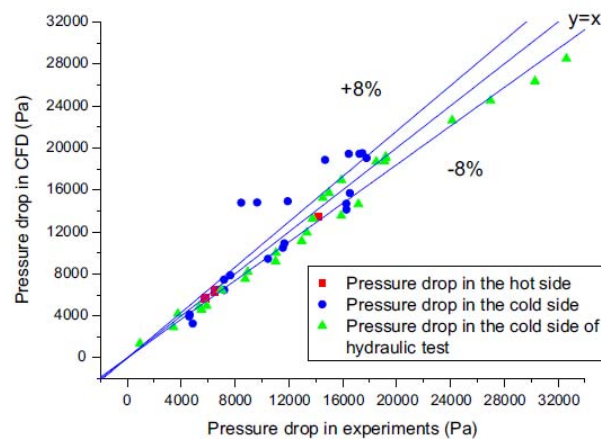


Fig. 3.24. Comparación de pérdida de presión en el caso del PCHE en posición horizontal [53].

Para el estudio de un módulo de envoltura en un reactor de fusión refrigerado por helio el KAERI utiliza los intercambiadores PCHE, mostrando sus resultados en [54].

### 3.4.2.2. $\text{CO}_2$ supercrítico

Se están realizando nuevas investigaciones en torno al  $\text{CO}_2$ , cuya finalidad es la descripción de su comportamiento cuando se encuentra próximo a su punto crítico y, por ello, donde sus propiedades sufren los mayores cambios. De esta forma Nikitin et al. [55] realizan estudios para obtener la pérdida de carga y la transmisión de calor en el interior de un PCHE. Como resultado se plantean diferentes correlaciones cuya

finalidad es el cálculo del coeficiente global de transmisión de calor (“U”). La Fig. 3.25 muestra la comparación entre las correlaciones propuestas por Nikitin et al. [55] y los resultados experimentales, que lleva a la conclusión por parte de los autores, de que el PCHE es ideal para ciclos termodinámicos que utilicen CO<sub>2</sub> supercrítico como fluido de trabajo.

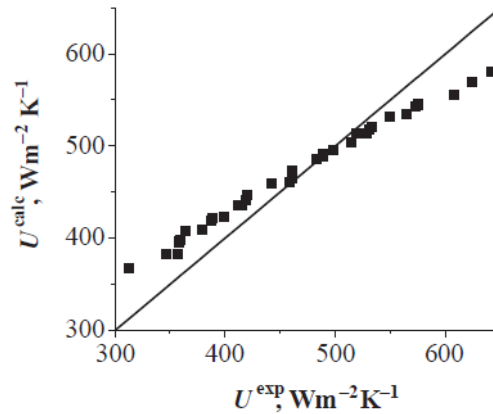
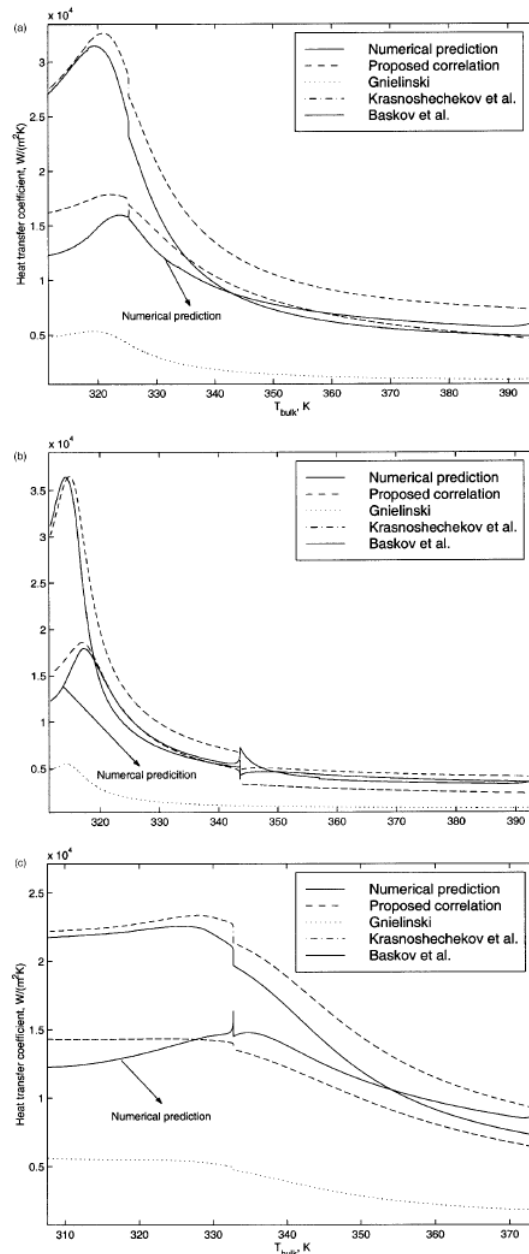


Fig. 3.25: Coeficiente global de transmisión de calor experimental frente al calculado [55].

Pitla et al. [56] también plantean nuevas correlaciones para calcular el coeficiente de transmisión de calor cuando el CO<sub>2</sub> supercrítico se encuentra en torno a su punto pseudocrítico y, además, en régimen turbulento. Para ello realizan una serie de ensayos con diferentes situaciones de funcionamiento (Tabla. 3.3). El proceso que llevan a cabo consiste en el cálculo de dicho coeficiente a partir del número de Nusselt, cuyo valor es el resultado de la aplicación de las correlaciones planteadas en dicho artículo. Así, se obtiene que el 85% de los valores calculados se desvían como máximo un 20% de los valores obtenidos numéricamente como muestra la Fig. 3.26, donde también se pueden observar su comparación con correlaciones planteadas por otros autores.

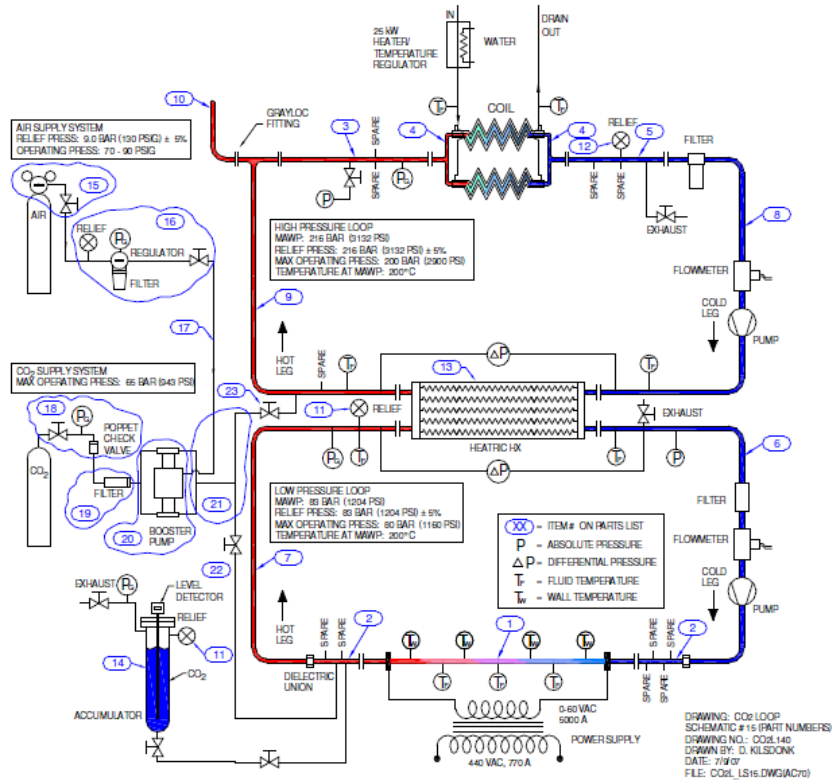
Tabla. 3.3: Características del CO<sub>2</sub> en las pruebas realizadas por Pitla et al. [56].

Test	Presión entrada (MPa)	Temperatura entrada-salida (°C)	Flujo másico (kg/s)
1	10,8	124-27	0,029
2	9,4	121-34	0,020
3	13,4	101-20	0,039



**Fig. 3.26:** Comparación de los resultados obtenidos por Pitla et al. con la obtenida por otros autores y el cálculo numérico en los casos 1(a), 2(b) y 3(c) [56].

Moisseytsev et al. [57] continúan las investigaciones relacionadas con el comportamiento del  $CO_2$ , realizando un estudio sobre el cálculo del valor del coeficiente de transmisión de calor en un intercambiador PCHE con  $CO_2$  tanto en el lado frío como en el caliente (Fig. 3.27). En este caso Moisseytsev et al. plantean el uso de correlaciones para el cálculo del factor “ $j$ ” de Colburn, y calcular así el número de Nusselt y por tanto el coeficiente de transmisión de calor. Como resultado Moisseytsev et al. [57] concluyen que su correlación se aproxima bastante a la realidad en el campo térmico, mientras que en el hidráulico las correlaciones que plantean generan errores en torno al 50% con respecto a la pérdida de carga (Tabla. 3.4).



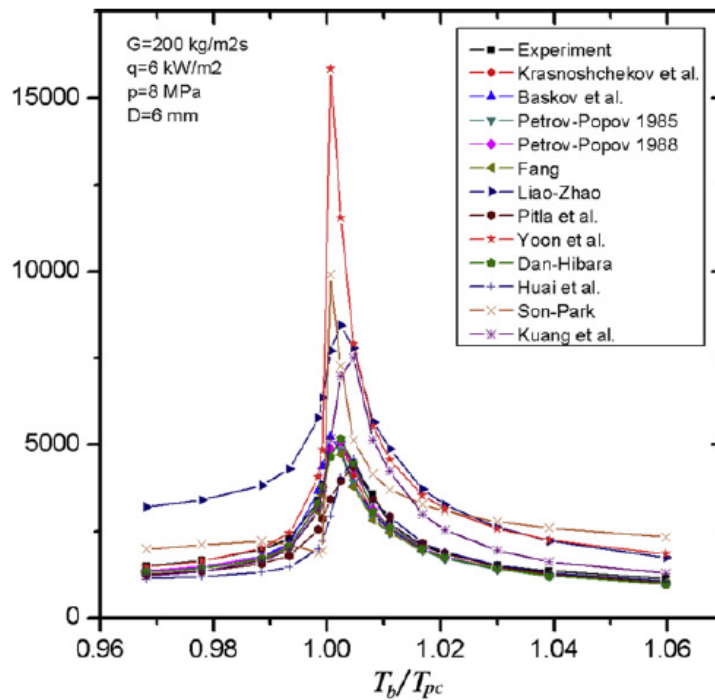
Cao et al. [58] estudian el comportamiento del CO<sub>2</sub> supercrítico en intercambiadores de calor horizontales con canales de sección circular o triangular, en régimen laminar. Como conclusión más interesante extraen que el régimen perfectamente desarrollado sólo se alcanza si la pared de los canales y el fluido están en equilibrio térmico. También destacan que se producen flujos secundarios a la entrada del intercambiador lo que genera grandes distorsiones en la velocidad y la temperatura.

Fang et al. [59], Cheng et al. [60] y Oh et al. [61] realizan una revisión sobre las investigaciones relacionadas con el comportamiento del CO<sub>2</sub> en torno a su punto crítico. De esta forma, Fang et al. [59] utilizan las correlaciones planteadas por Krasnoshchekov et al. [62], Baskov et al. [63], Petrov et al. [64,65] y Fang et al. [66]. Llegan a la conclusión de que son las planteadas en este último estudio las que más se aproximan al comportamiento del CO<sub>2</sub> en torno a su punto crítico. A las mismas conclusiones llegan Cheng et al. [60], al comparar dicha correlación con las planteadas por Liao et al. [67], el anteriormente comentado Pitla et al. [56] y Yoon et al. [68]. Sin embargo, Cheng et al. [60] concluyen que ninguna aproximación resulta completamente satisfactoria.

**Tabla. 3.4: Resultados obtenidos por Moisseytsev et al. En cada experimento, la fila superior representa los resultados obtenidos mediante las correlaciones y la inferior (azul), los resultados experimentales. El ensayo M-4 es utilizado para futuros estudios [57].**

Run No.	Lower Loop						Upper Loop						ΔQ (kW)
	Pressure (bar)	Flow Rate (kg/hr)	T inlet (°C)	T outlet (°C)	Δp (kPa)	Q (kW)	Pressure (bar)	Flow Rate (kg/hr)	T inlet (°C)	T outlet (°C)	Δp (kPa)	Q (kW)	
M-1	79.2	306	159.4	51.6	5.00	12.88	175	224	46.6	138.7	3.10	13.68	-0.79
				49.1	6.87	13.41				136.1	2.47	13.41	0.00
M-2	84.5	311	158.8	46.5	4.83	15.08	113	214	43.1	157.1	5.38	15.56	-0.48
				44.9	7.43	15.62				157.9	4.31	15.62	0.00
M-3	81.9	312	160.0	54.6	5.66	12.90	177	195	45.9	155.5	2.96	13.41	-0.51
				51.8	8.00	13.49				156.5	2.37	13.49	0.00
M-4	84.5	319	161.1	54.0	5.71	13.74	200	203	40.7	156.3	2.91	14.37	-0.63
				51.1	8.20	14.41				156.8	2.40	14.41	0.00
M-5	83.5	326	150.1	51.0	5.25	13.43	169	217	44.4	140.0	3.27	13.82	-0.39
				49.5	7.55	13.80				139.8	2.59	13.80	0.00
M-6	84.5	331	160.2	52.3	5.52	14.56	187	233	43.6	146.3	3.46	15.27	-0.71
				49.8	7.76	15.21				145.7	2.79	15.21	0.00
M-7	83.3	328	160.4	53.6	5.50	13.99	156	226	48.8	147.7	3.79	14.59	-0.59
				51.1	7.50	14.59				147.7	2.89	14.59	0.00
M-8	82.5	330	153.8	48.5	5.39	14.50	145	215	42.9	146.5	3.77	14.89	-0.39
				46.9	7.68	14.93				147.0	2.84	14.93	0.00
M-9	84.7	331	157.6	47.9	5.39	15.51	127	220	42.8	154.6	4.83	16.05	-0.54
				46.0	7.88	16.12				155.5	3.71	16.12	0.00

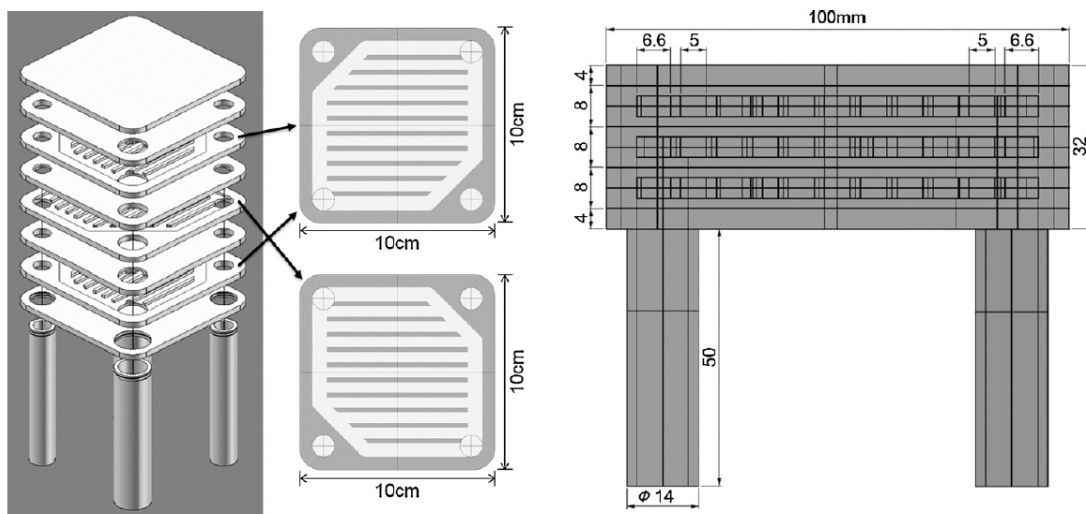
Oh et al. [61] comparan sus resultados experimentales en tubos circulares que van desde 4,55 a 7,75 mm de diámetro con los obtenidos mediante las correlaciones anteriormente comentadas. Concluyen que Pitla et al.[56] y Fang et al. [66] son las que más se aproximan a la realidad en su caso. Así, Fang et al. [69] plantean nuevas correlaciones a partir de las anteriormente estudiadas, con la finalidad de minimizar los errores. De esta forma, llegan a nuevas aproximaciones que mejoran los resultados obtenidos hasta el momento (Fig. 3.28).



**Fig. 3.28: Comparación de los resultados obtenidos por Fang et al. con otras correlaciones [69].**

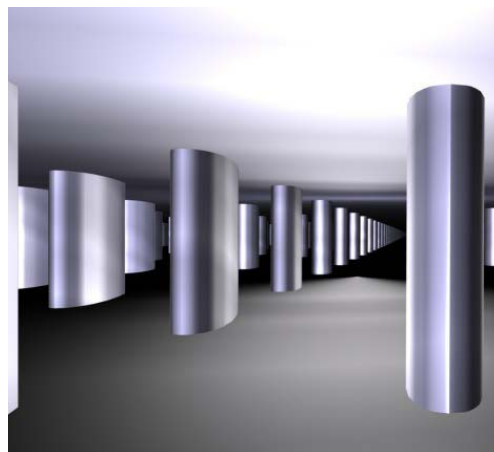
### 3.4.2.3. Metal Líquido

Otra línea de investigación se centra en los intercambiadores de calor necesarios para realizar una óptima transmisión de calor entre el fluido de trabajo del ciclo termodinámico y el metal líquido proveniente del reactor, en este caso un eutéctico de litio y plomo (Li-Pb). Este es el caso de Takeuchi et al. [70] que analizan un intercambiador para dicho eutéctico de metal líquido (Fig. 3.29) formado por una placa de una aleación de silicio y carbono (SiC). En este caso los fluidos de trabajo son helio y el eutéctico de metal líquido (Li-Pb). Como resultado Takeuchi et al. [70] resaltan que con este tipo de fluidos y estos intercambiadores los resultados obtenidos experimentalmente se asemejan a los calculados numéricamente.



**Fig. 3.29:** Intercambiador diseñado por Takeuchi et al. para funcionar con un eutéctico de metal líquido (Li-Pb) y helio [70].

Fernandez et al. [71] realizan un diseño de PCHE utilizando carburo de silicio como material estructural. Dicho intercambiador tiene la finalidad de refrigerar el eutéctico de metal líquido (Li-Pb) proveniente del reactor con  $\text{CO}_2$ . El intercambiador está formado por placas de 1,5 mm de espesor (Fig. 3.30) unidas mediante aletas de 1,5 mm de altura, de tal forma que no existen canales sino únicamente el espacio que se encuentra entre las placas.



**Fig. 3.30.** Esquema del diseño presentado por Fernandez et al. [71].



### 3.4.3. Materiales

Aparte de los estudios centrados en el comportamiento de los fluidos en el interior de los intercambiadores de calor, existen varios autores que se centran en el desarrollo de los materiales constitutivos de este tipo de elementos. Este es el caso de Li et al. [72] que estudian el comportamiento del PCHE formado por dos materiales diferentes: el acero SS316/316L y la aleación basada en níquel Inconel 617. Según comentan Li et al. [72], el acero SS316/316L es el más utilizado por Heatric en sus intercambiadores ya que tiene una gran resistencia mecánica y a la corrosión. Además, es idóneo para su uso en el caso de que los fluidos de trabajo sean CO<sub>2</sub>, agua, sodio y helio. En el caso de la aleación Inconel 617, está siendo desarrollada por Heatric para su posible utilización en intercambiadores que funcionen en reactores nucleares de alta temperatura. Por tanto, llegan a la conclusión de que tanto el acero SS316/316L como la aleación Inconel 617 superan perfectamente los requerimientos establecidos por la *American Society of Mechanical Engineers* (ASME).

Así la elección de un material u otro depende de las condiciones de trabajo del reactor. Si los intercambiadores funcionan con temperaturas inferiores a 550°C el material adecuado sería el acero SS316/316L, mientras que si estas temperaturas fueran superiores a dicho valor lo mejor sería utilizar la aleación Inconel 617 hasta un valor de 900°C. Lo mismo sucede con un estudio realizado por los mismos autores en el año 2008. En este caso Li et al. [73] se centran únicamente en el estudio de la aleación Inconel 617, llegando ya a la conclusión de que este tipo de aleación es el más recomendable para intercambiadores de calor de alta temperatura soldados por difusión, comentando también que Heatric ya tenía desarrollada la fabricación de intercambiadores con este material para fines comerciales.

Southall [74] se centra en el estudio del comportamiento mecánico de los intercambiadores formados por el acero SS316/316L. Como conclusión obtiene que dichos intercambiadores cumplen sobradamente los requisitos impuestos por ASME y que, gracias a la unión por difusión que tienen las diferentes placas del intercambiador, tienen un mejor comportamiento termohidráulico y una gran flexibilidad de diseño. De esta forma, este tipo de intercambiadores de calor son idóneos para los reactores nucleares de nueva generación.



## 4. MODELADO TERMODINÁMICO

### 4.1. Metodología

Este Capítulo expone los métodos utilizados para la resolución de los diferentes ciclos termodinámicos y de los intercambiadores de calor. De esta forma se comienza con una explicación de las fuentes térmicas con las que se cuenta en un futuro reactor nuclear de fusión (DEMO) de tipo DCLL. A continuación se expone el método utilizado para la obtención del ciclo de potencia óptimo, para finalizar describiendo el diseño de los intercambiadores de calor que formarán parte de dicho ciclo.

La herramienta principal escogida para el diseño y resolución de los diferentes ciclos termodinámicos ha sido el programa informático Engineering Equation Solver (EES) desarrollado por el profesor S. A. Klein de la Universidad de Wisconsin<sup>23</sup>.

En el caso de los intercambiadores de calor se realizará un diseño mediante EES, para posteriormente, y sólo en el caso de los intercambiadores más complejos, emplear un método de dinámica de fluidos computacional (CFD) implantado en el programa informático ANSYS-Fluent que permitirá corroborar el diseño efectuado con EES en los casos en los que los fluidos experimenten una acusada variación de propiedades.

### 4.2. Fuentes térmicas

Entre los condicionantes más importantes para la conversión termoeléctrica en un reactor de fusión destaca la variedad de focos térmicos, cada uno con rangos de temperatura diferentes. El diseño conceptual europeo de envoltura con doble refrigerante (DCLL) aparece descrito por Norajitra et al.[3], exponiéndose a continuación sus aspectos fundamentales (Fig. 4.1).

Se dispone de cuatro fuentes térmicas:

- BNK: constituye la refrigeración de la estructura de la envoltura. Emplea helio como fluido caloportador.
- LM: constituye la refrigeración de la parte generadora de tritio de la envoltura. Emplea un eutéctico de Li-Pb (metal líquido) como fluido caloportador.

---

<sup>23</sup> [www.fchart.com](http://www.fchart.com)

- HDIV: constituye la refrigeración de la parte del divertor de mayor temperatura. Emplea helio como fluido caloportador.
- LDIV: constituye la refrigeración de la parte del divertor de menor temperatura. Emplea helio como fluido caloportador.

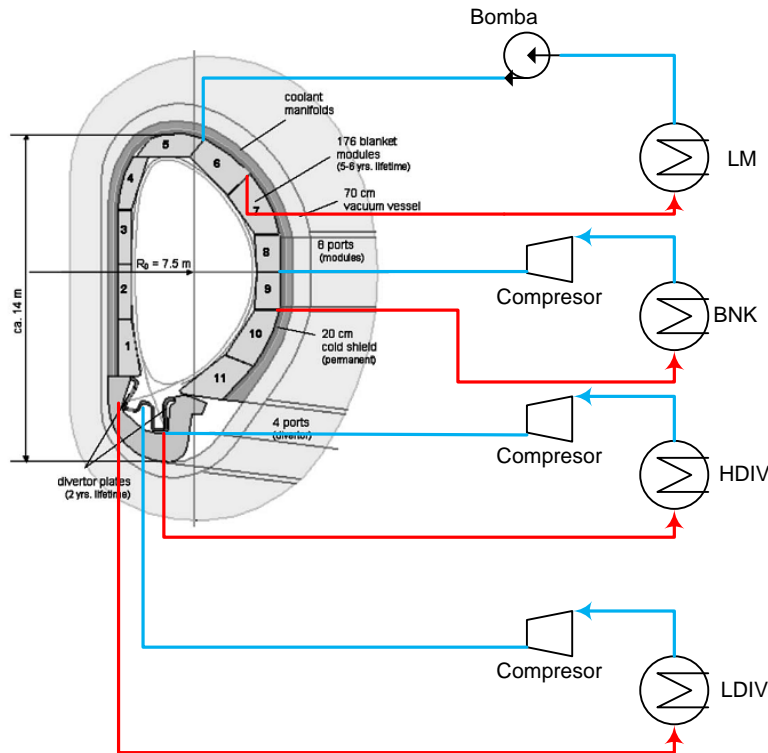


Fig. 4.1. Estructura de los módulos de la envoltura [3].

La Fig. 4.1 muestra su composición, estando formado por los módulos numerados del 1 al 11. La envoltura doblemente refrigerada es uno de los conceptos más complejos que está estudiando la Unión Europea de cara al futuro diseño de DEMO. Sus características principales son el uso de helio, que reduce las probabilidades de fugas de tritio, y el del metal líquido (un eutéctico de litio y plomo, Li-Pb), que sirve por un lado como refrigerante y por otro como generador de tritio y amplificador de neutrones. El metal líquido utilizado tiene además la ventaja de permitir una temperatura de salida relativamente elevada ( $700^{\circ}\text{C}$ ), lo que a priori facilita la obtención de elevadas eficiencias.

La estructura de la envoltura (Fig. 4.2) está formada por un acero ferrítico (ODS) situado en la primera pared, la más cercana al plasma, cuya resistencia térmica le permite soportar hasta  $650^{\circ}\text{C}$ . A continuación hay una capa de 2-3 mm formada por acero de tipo EUROFER que soporta temperaturas de hasta  $550^{\circ}\text{C}$ . Por último, están los canales por los que circulará el metal líquido, cuya estructura es de una aleación de silicio y carbono. La capa exterior de la envoltura está formada por conducciones por donde circulará tanto el helio como el metal líquido, dando como resultado la llamada envoltura doblemente refrigerada.

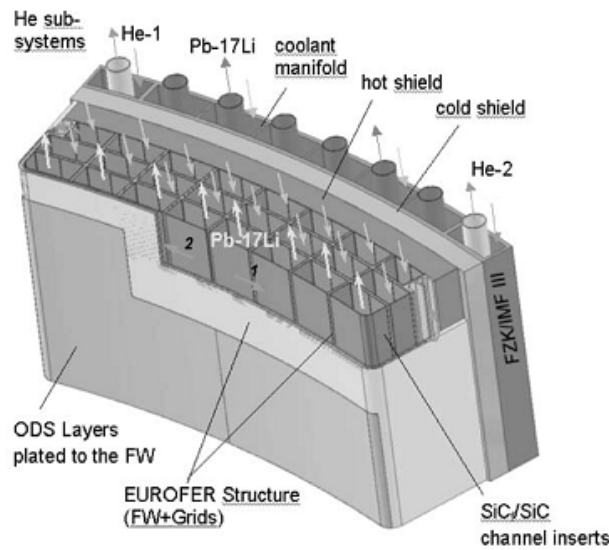


Fig. 4.2. Esquema de un módulo de la envoltura [3].

Inicialmente la estructura de la envoltura estaba definida por un perfil en forma de “banana”. Pero, tras ciertos estudios, se decidió sustituir esta estructura por una modular, debido a que por un lado se reducen los esfuerzos térmicos y por otro en caso de avería resulta mucho más sencillo reemplazar los módulos que habrían sufrido daños que cambiar todo el perfil [3].

En cuanto a la circulación de los dos refrigerantes, es destacable que el helio entra por la parte baja de la envoltura a 300°C, recorre la sección y cuando llega a la parte más elevada vuelve a ser recirculado hacia la parte inferior, a la cual llega con una temperatura de 440°C. Este flujo de doble sentido es debido a que así se consigue una distribución uniforme de la temperatura en la parte exterior de la estructura, minimizando por tanto la fátiga térmica. De igual forma, el metal líquido se introduce por la parte inferior de la envoltura a 460°C, se recircula cuando llega a la parte superior (630°C) y sale con una temperatura de 700°C.

En la Tabla. 2.1 se muestran las fuentes térmicas que se utilizarán en un ciclo de potencia que forme parte de un reactor nuclear de fusión con las características anteriormente comentadas y por ello en esta tesis doctoral. Cada lazo de refrigeración (Fig. 4.1) cumplirá que la suma del calor extraído del reactor y el trabajo de bombeo o compresión será igual a la potencia intercambiada con el ciclo (Tabla. 2.1).

La integración de las diferentes fuentes se realizará de tal forma que el ciclo termodinámico obtenga los rendimientos más elevados. Se ha de prestar especial atención a la fuente térmica BNK (refrigeración de la estructura de la envoltura), ya que debido a su baja temperatura limita el rendimiento del ciclo. Por ello se han estudiado diferentes formas de minimizar dichos inconvenientes utilizando tanto diferentes fluidos de trabajo (helio, CO<sub>2</sub>, agua...) como diferentes ciclos de potencia (Duales, Combinados, Rankine, Brayton...).

### 4.3. Ciclos de Potencia

#### 4.3.1. Metodología y revisión

Los ciclos propuestos sólo se analizan en régimen permanente, aplicando a cada componente el balance másico y energético. El balance de entropía sólo se tiene en cuenta en las turbomáquinas mediante la aplicación del rendimiento isentrópico.

La herramienta escogida para la resolución de los diferentes ciclos termodinámicos es EES. Se trata de un programa matemático capaz de abordar sistemas de ecuaciones no lineales, así como de aplicar técnicas de optimización y resolución paramétrica, visualización gráfica de los resultados,... Una de las ventajas de este programa informático sobre otros es que incorpora una librería de propiedades de fluidos muy extensa, de modo que los cálculos matemáticos pueden integrarse fácilmente [16]. El software utiliza una variación del método de Newton para la resolución de sistemas de ecuaciones algebraicas no lineales [75-78].

#### 4.3.2. Fluidos de trabajo

Se han estudiado diferentes tipos de ciclos de potencia (Duales, Combinados, Rankine, Brayton...) y diferentes fluidos de trabajo. Dentro de este segundo campo los fluidos investigados han sido:

- Helio.
- CO<sub>2</sub>.
- Agua.
- Metal líquido (eutéctico Li-Pb).
- Fluidos orgánicos (Iso-Pentano, Iso-Butano y N-Butano).

El CO<sub>2</sub>, el agua y los fluidos orgánicos son considerados como fluidos reales. El valor de sus propiedades se toma de la librería de EES, que incorpora diferentes correlaciones: para el CO<sub>2</sub> se basa en los estudios realizados por R. Span y W. Wagner [79]; en el caso del agua se utilizan los desarrollos realizados por Wagner et al. [80] y para el caso de los fluidos orgánicos utiliza los estudios de Reiner Tillner-Roth (Iso-Pentano) [81] y Miyamoto (Iso-Butano y N-Butano) [82, 83].

A diferencia de los casos anteriores, en el caso del metal líquido sólo es necesario el uso de su calor específico, habiéndose tomado un valor medio de 0,195 kJ/kg-K [84]. El helio se ha modelado como gas perfecto, es decir, con calores específicos constantes dados en la Tabla 4.1. La Fig. 4.3 muestra la diferencia entre los calores específicos tanto del CO<sub>2</sub> (calculado tanto a 85 como a 250 bar) como del helio.

**Tabla 4.1. Propiedades del helio [12].**

Propiedades	He
$R$ (kJ/kg-K)	2,07727
$C_p/R$	5/2
$C_v/R$	3/2

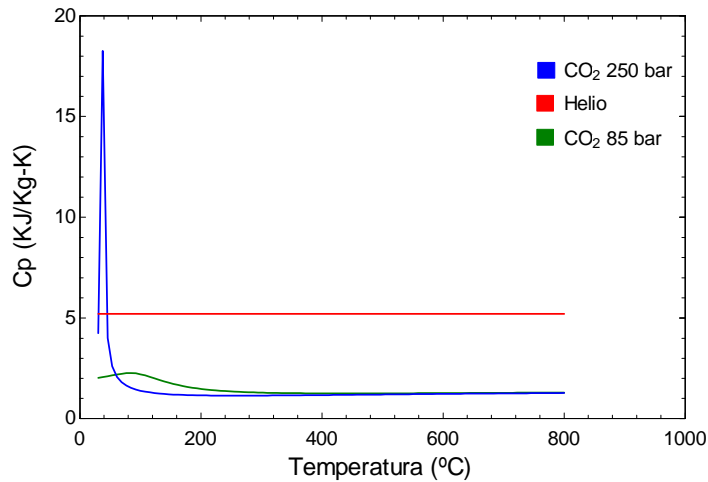


Fig. 4.3. Calores específicos del helio y CO<sub>2</sub> a diferentes presiones.

### 4.3.3. Configuraciones analizadas

Debido a la variedad de focos térmicos se han estudiado diferentes ciclos termodinámicos. Estos se pueden englobar en las siguientes familias:

- Ciclos Brayton con helio.
- Ciclos Brayton con CO<sub>2</sub> supercrítico.
- Ciclos Rankine con agua y fluidos orgánicos (ORC).

#### 4.3.3.1. Ciclos Brayton con helio

La Fig. 4.4 muestra los diferentes ciclos Brayton que utilizan helio como fluido de trabajo que han sido estudiados. Estos se pueden englobar en tres grandes grupos<sup>24</sup> (Tabla. 4.2):

- Ciclo sencillo (Casos A y B).
  - Ciclo Brayton sencillo (CBT) (caso A).
  - Ciclo Brayton interrefrigerado (CICBT) (caso B).
- Ciclo combinado (Casos C y D).
  - Ciclo combinado CBT/ORC (caso C).
  - Ciclo combinado CICBT/ORC (caso D).
- Ciclo dual (Casos E y F).
  - Ciclo dual CBTX/Rankine (caso E).
  - Ciclo dual CICBTX/Rankine (caso F).

El ciclo sencillo considera un único ciclo de potencia, de tipo Brayton operado con helio, que puede ser básico (un solo compresor, A) o interrefrigerado (dos

<sup>24</sup> Se emplea la notación de Haywood, donde C indica “compresor”, B “fuente de calor”, T “turbina”, I “interrefrigerador” y X “regenerador” [15].

compresores, B). El ciclo combinado integra un ciclo Brayton con helio como ciclo de alta y un ciclo Rankine orgánico (ORC) como ciclo de baja, denominándose la caldera de recuperación HRGG (Heat Recovery Gas Generator) debido a que el ciclo Rankine opera en condiciones supercríticas. Existen dos versiones, según que el ciclo Brayton sea sencillo (C) o interrefrigerado (D). Finalmente, en el ciclo dual se emplean dos ciclos diferentes, uno Rankine convencional con agua para convertir el calor del BNK, y otro Brayton con helio para el resto de fuentes. Este último puede ser regenerado (al suprimir el BNK de las fuentes puede realizarse regeneración, E) o regenerado con interrefrigeración (F). Un esquema que integra las diferentes soluciones aparece en la Fig. 4.4, resumiendo la Tabla. 4.2 los equipos empleados.

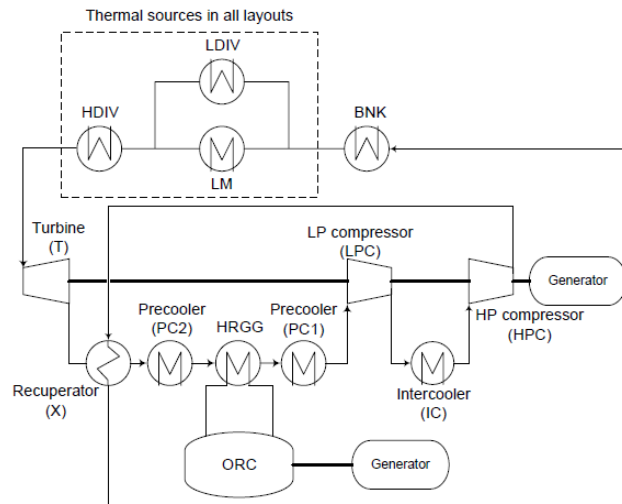


Fig. 4.4. Esquema de los diferentes ciclos Brayton con helio como fluido de trabajo estudiados [85].

Tabla. 4.2. Resumen de los ciclos Brayton de helio estudiados.

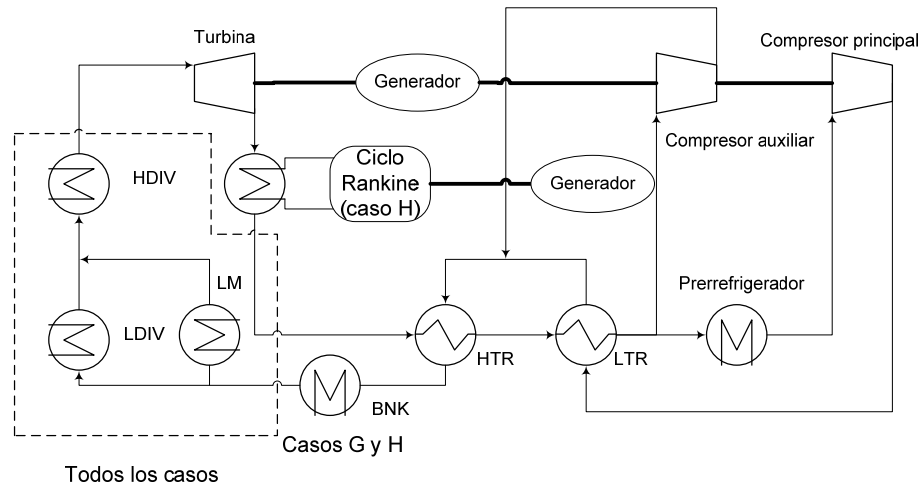
Ciclo	LPC	LPC	T	PC1	PC2	IC	HRGG	X	BNK
A	1	-	1	1	-	-	-	-	1
B	1	1	1	1	-	1	-	-	1
C	1	-	1	1	1	-	1	-	1
D	1	1	1	-	-	1	1	-	1
E	1	-	1	1	-	-	-	1	-
F	1	1	1	1	-	1	-	1	-

#### 4.3.3.2. Ciclos Brayton de CO<sub>2</sub> supercrítico

En este caso se han estudiado cinco configuraciones:

- Ciclo Brayton con recompresión S-CO<sub>2</sub> básico (caso G).
- Ciclo Brayton con recompresión S-CO<sub>2</sub> combinado con ciclo Rankine subcrítico (caso H).
- Ciclo Brayton con recompresión S-CO<sub>2</sub> dual (caso I).
- Ciclo Brayton con recompresión S-CO<sub>2</sub> con 3 recuperadores (REC3).
- Ciclo Brayton con recompresión S-CO<sub>2</sub> con 2 recuperadores (REC2).





**Fig. 4.5. Casos G, H, I de los ciclos Brayton de S-CO<sub>2</sub> estudiados [85].**

La Fig. 4.5. muestra los casos G, H, I. El caso G muestra el ciclo de recompresión clásico, para, posteriormente, estudiar un ciclo combinado y aprovechar el calor residual de la turbina utilizando un ciclo Rankine convencional de agua (caso H). El caso I muestra un ciclo dual extrayendo la fuente BNK, que impulsará un ciclo Rankine independiente, ya que es perjudicial para el rendimiento del ciclo por su baja temperatura.

Los ciclos REC3 y REC2 (Fig. 4.6) son variaciones del ciclo G, añadiéndoles un regenerador en paralelo al BNK.

**4.3.3.3. Ciclos Rankine**

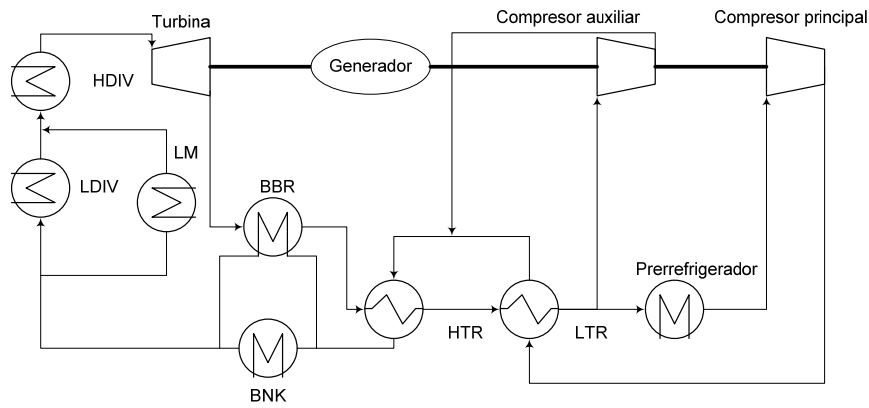
Se han estudiado dos tipos de ciclos Rankine:

- Aquellos que usan agua como fluido de trabajo.
- Aquellos que usan sustancias orgánicas como fluido de trabajo (ORC).

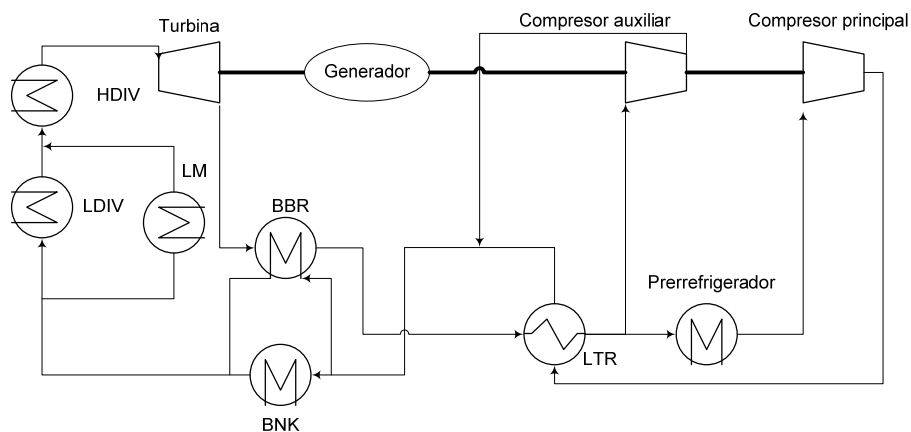
Para los ciclos que emplean agua se ha considerado un ciclo subcrítico convencional como el empleado en centrales fósiles; en los ciclos ORC se ha considerado una planta básica, aunque con presión supercrítica en el evaporador. Ambos ciclos Rankine serán estudiados con mayor profundidad en el Capítulo 5.

**4.3.4. Equipos**

Se detallan seguidamente las ecuaciones empleadas para modelar cada componente de los diferentes ciclos.



Ciclo REC 3



Ciclo REC2

Fig. 4.6. Ciclos REC3 y REC2.

#### 4.3.4.1. Turbomáquinas

Las turbomáquinas se suponen adiabáticas, empleando el rendimientos isentrópico para modelar ( $\eta_t$  para turbina,  $\eta_c$  para compresor y  $\eta_b$  para bomba). En el caso del helio se han utilizado las fórmulas clásicas de rendimiento isentrópico de gas perfecto, mientras que para el CO<sub>2</sub> y el agua se han utilizado las ecuaciones que describen el comportamiento de un fluido real.

##### - **Helio:**

$$\eta_t = \frac{T_i - T_{i+1}}{T_i - T_{i+1_s}} \quad (4.1)$$

$$\eta_c = \frac{T_{i+1_s} - T_i}{T_{i+1} - T_i} \quad (4.2)$$

$$\frac{T_i}{T_{i+1_s}} = \left( \frac{P_i}{P_{i+1}} \right)^\gamma \quad (4.3)$$

$$\gamma = \frac{C_p}{C_v} \quad (4.4)$$

$$\dot{W}_t = \dot{m}_t \cdot C_p \cdot (T_i - T_{i+1}) \quad (4.5)$$

$$\dot{W}_c = \dot{m}_c \cdot C_p \cdot (T_{i+1} - T_i) \quad (4.6)$$

Donde  $T_{i+1}$  representa la temperatura a la salida de la turbina, subíndice  $t$ , o el compresor, subíndice  $c$ ;  $T_i$  representa la temperatura en la entrada; el subíndice  $s$  denota que dicho punto se ha alcanzado mediante un proceso isentrópico;  $\dot{m}_t$  y  $\dot{m}_c$  denotan los flujos máxicos que atraviesan la turbina y el compresor, respetivamente;  $C_p$  representa el calor específico a presión constante mientras que  $C_v$  representa el calor específico del fluido a volumen constante. En el caso del fluido de trabajo considerado, es decir el helio, dichos calores específicos se consideran constantes y vienen expuestos en la Tabla 4.1.  $\dot{W}_t$  (4.5) representa el trabajo obtenido en la turbina y  $\dot{W}_c$  (4.6) el requerido por el compresor.

- **CO<sub>2</sub>:**

$$\eta_t = \frac{H_i - H_{i+1}}{H_i - H_{i+1_s}} \quad (4.7)$$

$$\eta_b = \frac{H_{i+1_s} - H_i}{H_{i+1} - H_i} \quad (4.8)$$

Donde  $H_i$  y  $H_{i+1}$  representan las entalpías de entrada y salida de cada elemento y  $H_{i+1_s}$  la entalpía si la expansión o la compresión se realiza de forma isentrópica. La potencia obtenida o requerida por la turbina y el compresor vienen definidas por las ecuaciones (4.9) y (4.10), respetivamente.  $\dot{W}_{neto,Brayton}$  representa el trabajo neto (4.11) y  $\eta_{em}$  el rendimiento electromecánico.

$$\dot{W}_t = \dot{m}_t \cdot (H_i - H_{i+1}) \quad (4.9)$$

$$\dot{W}_c = \dot{m}_c \cdot (H_{i+1} - H_i) \quad (4.10)$$

$$\dot{W}_{neto,Brayton} = \eta_{em} \cdot (\dot{W}_t - \dot{W}_c) \quad (4.11)$$

- **Ciclo Rankine:**

$$\dot{W}_b = \dot{m}_b \cdot (H_{i+1} - H_i) \quad (4.12)$$

$$\eta_b = \frac{V_i \cdot (p_{i+1} - p_i)}{H_{i+1} - H_i} \quad (4.13)$$

$$\dot{W}_{neto, Rankine} = \eta_{em} \cdot \dot{W}_t - \frac{\dot{W}_b}{\eta_{em}} \quad (4.14)$$

La formulación en el caso de la turbina es similar a la expuesta en el caso de los ciclos Brayton de S-CO<sub>2</sub>, dado que el fluido se trata como sustancia pura en ambos casos<sup>25</sup>. En cambio, para la bomba se ha realizado la hipótesis de líquido incompresible para obtener el trabajo isentrópico, lo que facilita la convergencia de las ecuaciones. En este caso  $V_i$  representa el volumen específico del líquido a la entrada de la bomba;  $p_i$  y  $p_{i+1}$  las presiones a la entrada y la salida respectivamente;  $\dot{W}_b$  representa el trabajo necesario de bombeo y  $\eta_b$  su rendimiento.

Para los tres casos (Rankine, Helio y CO<sub>2</sub>)  $\eta$  representa el rendimiento del ciclo (4.15) y  $\dot{Q}_{aportado}$  el calor aportado al ciclo<sup>26</sup>. El  $\dot{W}_{neto, total}$  representa el trabajo neto total del ciclo, es decir, la suma del de todos los ciclos que los forman (en el caso de que fuera dual o combinado).

$$\eta = \frac{\dot{W}_{neto, total}}{\dot{Q}_{aportado}} \quad (4.15)$$

#### 4.3.5. Intercambiadores de calor

La Fig. 4.7 muestra la notación que se usa en un intercambiador de calor, en este caso un regenerador. El caso de un intercambiador de una fuente térmica o prerrefrigerador se muestra en la Fig. 4.8. Los superíndices *cal* y *frío* representan el lado caliente y el lado frío respectivamente.

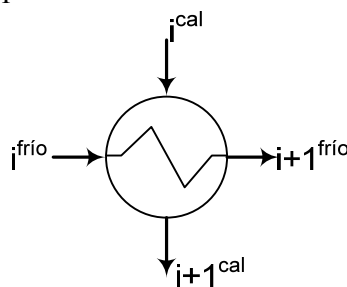


Fig. 4.7. Notación para un intercambiador de calor (regenerador).

<sup>25</sup> En los ciclos ORC la turbina carece de extracciones. En los ciclos de vapor de agua la turbina presenta extracciones a los precalentadores, definiéndose el rendimiento isentrópico entre cada dos extracciones consecutivas.

<sup>26</sup> El intercambiado entre el fluido primario y el secundario, es decir, el liberado por el reactor junto con el consumo de circulación del fluido primario.

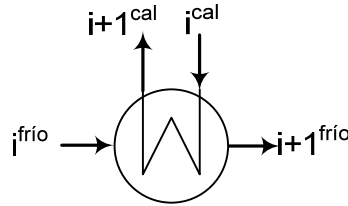


Fig. 4.8. Notación utilizada para las fuentes térmicas y el prerrefrigerador.

El modelado de los intercambiadores se ha realizado de dos formas. En los ciclos A hasta I se ha dado como dato la efectividad del intercambiador, mientras que en los ciclos REC2 y REC3 se ha dado como dato el acercamiento térmico. Ambos procedimientos son equivalentes, pero cuando el fluido que recorre el intercambiador es el CO<sub>2</sub>, el método de la efectividad se vuelve iterativo al no ser constante el calor específico.

La expresión (4.16) evalúa la efectividad del equipo [86] siguiendo el método ε-NTU. Los subíndices *cal* y *frío* representan el lado caliente y el lado frío, respectivamente, siendo  $\dot{Q}_{int}$  el calor intercambiado.

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_{int}}{\min(\dot{m}_{cal} \cdot C_{p,cal}; \dot{m}_{frío} \cdot C_{p,frío}) \cdot (T_{i,cal} - T_{i,frío})} \quad (4.16)$$

Aunque el proceso iterativo fue ya aplicado con éxito por Pérez-Pichel [16] y ha dado buenos resultados en la presente tesis en los ciclos G, H e I, se optó finalmente por tomar como dato el acercamiento térmico de los intercambiadores, calculando la efectividad a posteriori, lo que logró mejorar el proceso de convergencia.

En el LTR, debido a que opera cerca del punto crítico del CO<sub>2</sub> y a que se le exige un acercamiento muy pequeño, puede ocurrir que el acercamiento mínimo no se presente en los extremos del intercambiador sino en el interior de mismo. Para poder calcular el acercamiento real se realiza una discretización que permite obtener de forma detallada el perfil de temperatura-calor en cada corriente, calculando así el acercamiento real. El proceso llevado a cabo comienza con la división del intercambiador en 50 secciones iguales (4.17). Conociendo el calor intercambiado en cada sección se puede conocer la temperatura en cada extremo a partir de la entalpía (4.18) y (4.19), y con ello la diferencia entre las temperaturas del lado caliente y del lado frío. Conocidas así las temperaturas en cada punto y la diferencia entre ellas, se puede hallar el valor real del acercamiento.

$$\dot{Q}_j = \frac{\dot{Q}_{LTR}}{49} \cdot (j-1) \quad (4.17)$$

$$\dot{Q}_j = \dot{m}_{cal} \cdot (H_{ext,cal} - H_{j,cal}) \quad (4.18)$$

$$\dot{Q}_j = \dot{m}_{frío} \cdot (H_{ext,frío} - H_{j,frío}) \quad (4.19)$$

En las ecuaciones (4.17) a (4.19) el subíndice  $j$  representa la sección estudiada,  $\dot{Q}_j$  el calor intercambiado hasta esa sección,  $\dot{Q}_{LTR}$  el calor total intercambiado en el LTR,  $H_{p,cal}$  entalpía de la salida del lado caliente,  $H_{p,frío}$  entalpía de la entrada del lado frío,  $H_{j,frío}$  y  $H_{j,cal}$  las entalpías en la sección estudiada tanto en el lado frío como en el caliente a partir de las cuales se despeja la temperatura.

#### 4.3.6. Conductos y válvulas

No se considera pérdida de carga en los conductos pero sí en los diferentes intercambiadores de calor. Dicha pérdida se considerará nula en los ciclos Rankine, mientras que en los ciclos Brayton (tanto helio como S-CO<sub>2</sub>) tendrá un valor de 0,4 bar [7].

### 4.4. Intercambiadores de Calor

En la sección anterior se ha explicado cómo se han modelado los intercambiadores dentro de los ciclos. En ésta se explica cómo se han modelado para obtener un dimensionado de los mismos que permita estimar su integración en la planta.

El diseño se ha planteado sobre la base de intercambiadores de circuito impreso (Printed Circuit Heat Exchanger, PCHE) fabricados por Heatric, debido a su elevada compacidad y su buen diseño para soportar elevadas presiones diferenciales (Fig. 4.9).

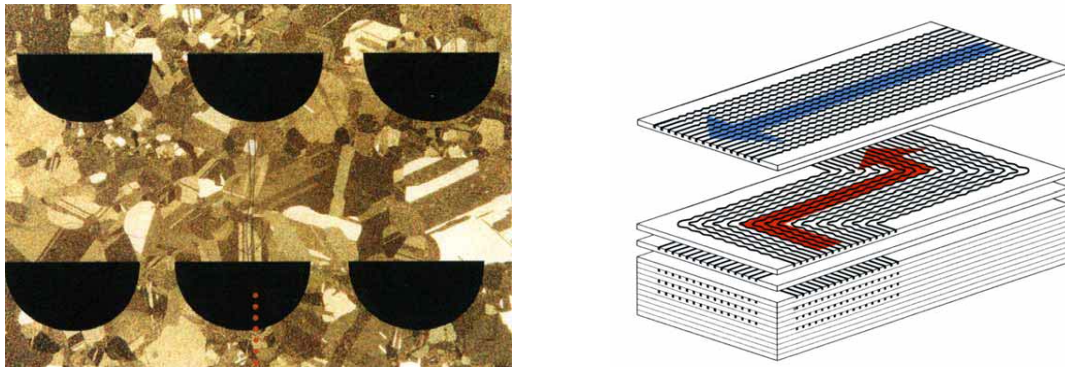


Fig. 4.9. Sección transversal y apilamiento de las diferentes placas de un PCHE [47].

El dimensionado se va a llevar a cabo sólo sobre los intercambiadores de calor del ciclo final propuesto para el reactor (ciclo REC2 con CO<sub>2</sub>). Dicho dimensionamiento se realizará principalmente mediante el empleo de correlaciones para obtener los coeficientes de transferencia de calor aplicadas de forma discretizada para retener la influencia de las variaciones de las propiedades de los fluidos. Estas ecuaciones de balance discretizadas se han implantado en el programa EES.

En los intercambiadores que operan cerca del punto crítico (prerrefrigerador y LTR) se ha hecho además una comprobación de los coeficientes de transferencia determinados por las correlaciones mediante técnicas CFD implantadas en el programa ANSYS-Fluent.

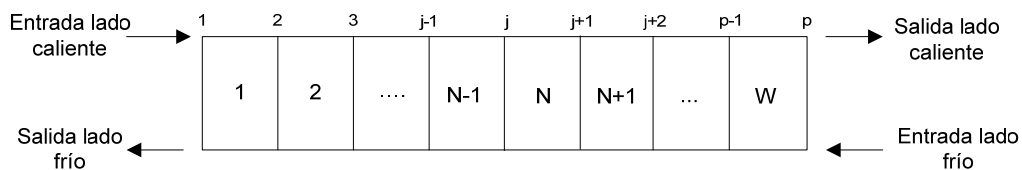
**4.4.1. Dimensionamiento mediante correlaciones discretizadas**

El proceso escogido se centra en la división de los intercambiadores en nodos. El número de nodos en cada intercambiador dependerá de la variación del tamaño existente entre el cálculo con un número determinado de nodos y el cálculo con otro mayor que éste. De esta forma, la diferencia de tamaño entre un intercambiador calculado mediante N nodos y otro calculado mediante N+1 nodos debe ser menor de un 1%.

Para llevar a cabo este proceso se realizarán ciertas suposiciones [24]:

- El flujo másico se considera uniformemente distribuido a lo largo de las diferentes conducciones.
- La distribución de temperaturas es periódica, es decir se repite cada dos hileras de canales.
- La geometría tanto en el lado caliente como en el lado frío es la misma.
- A diferencia de los intercambiadores fabricados por Heatric cuyo perfil longitudinal cuenta con partes curvas [87] para favorecer el intercambio de calor, en este estudio se suponen conductos rectos para favorecer la velocidad de cálculo [87].
- La temperatura es constante a lo largo de cada sección del fluido.
- La distancia de conducción de calor es la misma que la distancia que separa el fluido caliente del fluido frío.
- El número de tubos del lado caliente es igual al número de tubos del lado frío.

De esta forma, y teniendo en cuenta las suposiciones anteriormente descritas, se llega al esquema representado en la Fig. 4.10, en el cual se expone que sólo se estudiarán un conducto caliente y otro frío, y que los resultados se repetirán periódicamente en el resto de conductos.



**Fig. 4.10. Esquema de la división de dos conductos (lado frío y caliente) de forma nodal.**

En todos los intercambiadores se conocen los datos y las propiedades de los diferentes fluidos de trabajo (caliente y frío) tanto a la entrada como a la salida de dicho elemento. Por ello al conocerse la potencia calorífica que se intercambia en cada elemento y las condiciones de contorno se puede comenzar a realizar el dimensionamiento según los pasos siguientes:

- 1) Se establece el número inicial de conductos que forman parte del intercambiador, determinando así el calor intercambiado en cada conducto o tubo.

- 2) Se escoge un lado para el comienzo del cálculo, que en este caso será la entrada del fluido caliente. Conocidas las características tanto en la entrada del fluido caliente como en la salida del fluido frío se comienza con el proceso iterativo.
- 3) Para comenzar el proceso iterativo, si se inicia en el nodo  $j$ , las propiedades iniciales dadas al nodo  $j+1$  serán las mismas que las del nodo  $j$  (principalmente temperatura y presión).
- 4) Conocidas la presión y la temperatura en cada extremo del elemento  $N$  (Fig. 4.10), se calculan la presión y temperatura medias, y a partir de estas se calculan el resto de propiedades (densidad, viscosidad y conductividad).
- 5) A partir de las propiedades se pasa al cálculo del número de Nusselt. Dicho cálculo se expone con mayor detalle en la sección 4.4.1.1.
- 6) Se utilizan tres correlaciones diferentes para el cálculo del número de Nusselt. El proceso que se realizará consistirá en el dimensionamiento de cada intercambiador con cada una de las correlaciones para más tarde comparar los resultados obtenidos. El siguiente paso consistirá en el cálculo del coeficiente de convección ( $h_N$ ) tanto en el lado del fluido frío como en el del fluido caliente según (4.20).

$$h_N = \frac{Nu_N \cdot K_N}{D_{hidráulico}} \quad (4.20)$$

donde  $K_N$  representa la conductividad

- 7) Se calcula la longitud de cada elemento (4.21).

$$\dot{Q}_N = U_N \cdot A_N \cdot (\bar{T}_{cal,N} - \bar{T}_{frío,N}) \quad (4.21)$$

donde el coeficiente global de transmisión de calor se evalúa como:

$$\frac{1}{U_N} = \frac{1}{h_{cal,N}} + \frac{1}{h_{frío,N}} + \frac{t}{K} \quad (4.22)$$

donde:

- $h_{cal}$  y  $h_{frío}$  son los coeficientes de convección del lado caliente y del frío, respectivamente.
- $t$  es el espesor de la placa, tomada como 1,5 mm, medida aconsejada por el fabricante del intercambiador (Heatric).
- $A_N$  es el área de intercambio de calor
- $\bar{T}_{cal,N}$  y  $\bar{T}_{frío,N}$  son las temperaturas medias del nodo en el lado caliente y en el frío, tal como recomienda Dostal [24].

- 8) Calculada la longitud en un elemento  $N$  del intercambiador, se establece la pérdida de carga en dicha parte

$$\Delta p_N = f_N \cdot \frac{L_N}{D_{hidraulico}} \cdot \rho_N \cdot \frac{v_N^2}{2} \quad (4.23)$$



donde:

$$- v_N = \frac{\dot{m}_{tubo}}{A_{frontal} \cdot \rho_N} \text{ velocidad del fluido en el elemento N} \quad (4.24)$$

- $\dot{m}_{tubo}$  es el flujo másico por conducto
- $A_{frontal}$  es la sección de cada conducto
- $\rho_N$  es la densidad del fluido en el elemento N
- $f_N$  es el factor de fricción de Darcy, cuyo valor se obtiene a partir de diferentes correlaciones dependiendo del método que se utilice. Su cálculo viene expuesto en la sección 4.4.1.2.

9) Se calcula la presión final en el extremo del elemento N.

10) Conocida la presión y la entalpía en el extremo de la sección de cálculo (nodo j+1) se puede evaluar la temperatura en dicho punto a partir de la entalpía (4.26) .

$$\dot{Q}_N = \frac{\dot{Q}_{total}}{N_{tubos} \cdot N_W} \quad (4.25)$$

$$H_{j+1} = H_j - \frac{\dot{Q}_N}{\dot{m}_{tubo}} \quad (4.26)$$

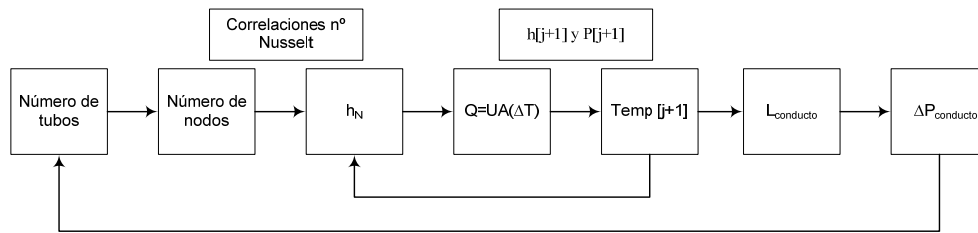
donde:

- $\dot{Q}_N$  representa el calor intercambiador por elemento.
- $N_{tubos}$  describe el número de conductos fríos o calientes, existentes en el intercambiador.
- $N_W$  es el número de elementos existentes por conducto.
- $\dot{Q}_{total}$  es el calor total intercambiado en el intercambiador.
- $H_{j+1}$  y  $H_j$  son las entalpías en los extremos de cada elemento N.

11) Se comprueba que tanto la temperatura, como la entalpía y la presión en el nodo j+1 no difieren de las dadas inicialmente en dicho nodo (paso 3). Si estas difieren en más del 1% se vuelve a realizar el proceso iterativo con las propiedades obtenidas en la última iteración.

12) Resuelto el equilibrio térmico, se obtienen las pérdidas de carga totales en el intercambiador (4.27). Estas deberán ser iguales a las establecidas en el cálculo de los ciclos termodinámicos; si no es así se variará el número de tubos o conductos del intercambiador y se comenzará de nuevo con el proceso iterativo (Fig. 4.11).

$$\Delta p_{total} = \sum_1^W \Delta p_N \quad (4.27)$$



**Fig. 4.11. Esquema del proceso iterativo para el diseño de los intercambiadores de calor mediante el EES.**

#### 4.4.1.1. Cálculo del número de Nusselt

Para el cálculo del valor del número de Nusselt se utilizan diferentes correlaciones empíricas extraídas de la literatura. Éstas se centran en los estudios presentados por Gnielinski [24,46] (4.28)-(4.30), Dittus-Boelter (4.33) y Moisseytsev et al. [57] (4.34)-(4.39). Sin embargo, la segunda opción (Dittus-Boelter) viene desaconsejada por Hesselgreaves [46], siendo utilizada aún así con la finalidad de comparar los resultados.

Tanto las correlaciones de Gnielinski como las de Dittus-Boelter se utilizan para el cálculo con helio y CO<sub>2</sub>, mientras que las presentadas por Moisseytsev et al. [57] (4.34)-(4.39) se utilizarán únicamente para el cálculo cuando el fluido de trabajo sea CO<sub>2</sub>.

Para el metal líquido la ecuación utilizada es la (4.40) y viene expuesta por Mikityuk [88] y Dostal [24]. Las propiedades que determinan el comportamiento de fluido serán extraídas de los resultados expuestos por Mas et al. [84].

#### **Gnielinski:**

$$Nu_N = 4,089 \quad (\text{Re} < 2.300) \quad (4.28)$$

$$Nu_N = 4,089 + \frac{Nu_{5000} - 4,089}{5000 - 2300} \cdot (\text{Re}_N - 2300) \quad (2.300 \leq \text{Re} \leq 5.000) \quad (4.29)$$

$$Nu_N = \frac{f_{c,N} \cdot (\text{Re}_N - 1.000) \cdot \text{Pr}_N}{1 + 12,7 \cdot \left( \text{Pr}_N^{\frac{2}{3}} - 1 \right) \cdot \sqrt{\frac{f_{c,N}}{8}}} \quad (\text{Re} > 5.000) \quad (4.30)$$

donde:

- Nu<sub>5000</sub> es el valor del número de Nusselt utilizando la correlación de Gnielinski y un número de Reynolds igual a 5000.

- factor de fricción de Darcy:

$$f_{c,N} = \left( \frac{1}{1,8 \cdot \log_{10} \text{Re}_N - 1,5} \right)^2 \quad (4.31)$$

- Número de Reynolds

$$Re_N = \frac{\rho_N \cdot v_N \cdot D_{hidráulico}}{\mu_N} \quad (4.32)$$

donde  $\mu_N$  es la viscosidad dinámica del fluido

- Número de Prandtl

$$Pr_N = \frac{C_{p,N} \cdot \mu_N}{K_N}$$

- El subíndice N representa la sección del tubo en la que se está realizando el cálculo (Fig. 4.10).

**Dittus-Boelter:**

Si el número de Reynolds tiene un valor menor o igual a  $10^4$  se utiliza el mismo proceso planteado por Gnielinski, mientras que si este supera dicho valor se utilizará la ecuación (4.33) .

$$Nu_N = 0,023 \cdot Re_N^{\frac{4}{5}} \cdot Pr_N^r \quad (Re > 10^4) \quad (4.33)$$

donde:

- r tiene un valor variable: 0,3 si el fluido se enfría y 0,4 si se calienta.

**Moisseytsev:**

Este método se centra en la utilización del factor de Colburn, denotado como  $j_N$

$$j_{0,N} = \frac{4,1}{Re_N} \quad (4.34)$$

$$a_j = 0,6 + 0,5 \cdot \tan\left(\frac{\alpha}{2}\right) \quad (4.35)$$

siendo  $\alpha$  el ángulo de los canales con respecto a la horizontal, que en este caso se han supuesto totalmente rectos, por lo que  $\alpha = 0$  .

$$a_{jlam} = \frac{a_j \cdot 0,1341 \cdot (1.300)^{-0,3319} \cdot \frac{1.300}{4,1} - 1}{1.300 + 50} \quad (4.36)$$

$$j_N = j_{0,N} \cdot (1 + a_{jlam} \cdot (Re_N + 50)) \quad (Re_N < 2.300) \quad (4.37)$$

$$j_N = a_j \cdot 0,1341 \cdot Re_N^{-0,3319} \quad (Re_N \geq 2.300) \quad (4.38)$$

Para ambos casos:

$$Nu_N = j_N \cdot Re_N \cdot Pr_N^{\frac{1}{3}} \quad (4.39)$$

**Metal líquido (Li-Pb):**

$$Nu_N = 5 + 0,025 \cdot (Pe_N)^{0,8} \quad (Pe_N > 100) \quad (4.40)$$

donde:

- Número de Peclet:

$$Pe_N = Re_N \cdot Pr_N \quad (4.41)$$

**4.4.1.2. Cálculo del factor de fricción**

En el caso de que se utilicen las correlaciones planteadas por Gnielinski y Dittus-Boelter se utilizará el método planteado por Dostal [24] y Gezelius [89]. En caso contrario se utilizará la planteada por Moisseytsev et al. [57].

**Dostal [24] y Gezelius [89]:**

Para calcular correctamente el factor de fricción es necesario cubrir todas las situaciones en las que se pueda encontrar el fluido. De esta forma es necesario realizar un desarrollo a lo largo del régimen laminar, de transición y turbulento. Para el caso de régimen laminar ( $Re_N < Re_0$ ) la fórmula utilizada será la expuesta por la ecuación (4.45).

$$\Delta = \frac{\zeta}{D_{hidráulico}} \quad (\text{rugosidad relativa}) \quad (4.42)$$

$$Re_0 = 754 \cdot e^{\frac{0,0065}{\Delta}} \quad (\Delta > 0,007) \quad (4.43)$$

$$Re_0 = 2000 \quad (\Delta \leq 0,007) \quad (4.44)$$

$$f_N = \frac{64}{Re_N} \quad (Re_N < Re_0) \quad (4.45)$$

Si por el contrario el número de Reynolds supera este valor  $Re_0$ , el factor de fricción sigue disminuyendo pero de una forma menor que en el caso anterior, hasta que llega un punto en el que comienza a aumentar. El término  $Re_1$  representa este punto de mínimo valor del factor de fricción. Dicho término viene definido por la expresión de Samolienko [24]:

$$Re_1 = 2.000 \quad (\Delta \leq 0,007) \quad (4.46)$$

$$Re_1 = 1.160 \cdot \left(\frac{1}{\Delta}\right)^{0,11} \quad (\Delta > 0,007) \quad (4.47)$$

De esta forma si el valor de  $Re_N$  se encuentra entre  $Re_0$  y  $Re_1$  el coeficiente de fricción vendrá definido por la ecuación (4.48).

$$f_N = 4,4 \cdot \text{Re}_N^{-0,595} \cdot e^{\frac{0,00275}{\Delta}} \quad (\text{Re}_0 \leq \text{Re}_N \leq \text{Re}_1) \quad (4.48)$$

Como ha sido comentado, a partir de  $\text{Re}_1$  el factor de fricción aumenta. Esto sucede hasta que se alcanza un valor del número de Reynolds que viene definido por  $\text{Re}_2$ . Si el valor del número de Reynolds se encuentra entre  $\text{Re}_1$  y  $\text{Re}_2$  (4.49) el factor de fricción viene definido por la ecuación (4.50).

$$\text{Re}_2 = 2.090 \cdot \left(\frac{1}{\Delta}\right)^{0,0635} \quad (4.49)$$

$$f_N = (f_2 - f^*) \cdot e^{-[0,0017 \times (\text{Re}_2 - \text{Re}_N)^2] + f^*} \quad (\text{Re}_1 < \text{Re}_N \leq \text{Re}_2) \quad (4.50)$$

donde:

$$f^* = f_1 \quad (\Delta \leq 0,007) \quad (4.51)$$

$$f^* = f_1 - 0,0017 \quad (\Delta > 0,007) \quad (4.52)$$

$f_1$  se calcula a partir de Idelchick et al. [90]:

$$f_1 = 0,032 \quad (\Delta \leq 0,007) \quad (4.53)$$

$$f_1 = 0,075 - \frac{0,0109}{\Delta^{0,286}} \quad (\Delta > 0,007) \quad (4.54)$$

De la misma forma, Idelchick [90] planteó el mismo proceso para el cálculo de los valores de  $f_2$ , pero descubrió que se obtenían valores erróneos en la transición al siguiente régimen. Por ello es más correcto utilizar la fórmula planteada por Colebrook-White (4.56) sustituyendo el número de Reynolds por el de  $\text{Re}_2$  y obteniendo de esta forma el valor de  $f_2$ .

Cuando el valor del número de Reynolds supera el valor  $\text{Re}_2$  y hasta alcanzar un valor determinado marcado por  $\text{Re}_3$  (4.55), se comienza a estabilizar el régimen turbulento.

$$\text{Re}_3 = 441,19 \cdot \Delta^{-1,1772} \quad (4.55)$$

Para la región de régimen turbulento desarrollado ( $\text{Re}_2 \leq \text{Re}_N \leq \text{Re}_3$ ) el factor de fricción se obtendrá a partir de la fórmula de Coolebrook-White (4.56)

$$f_N = \frac{1}{\left[2 \cdot \log_{10} \left( \frac{2,51}{\text{Re}_N \cdot \sqrt{f_N}} + \frac{\Delta}{3,7} \right)\right]^2} \quad (\text{Re}_2 < \text{Re}_N \leq \text{Re}_3) \quad (4.56)$$

En el caso de que  $\text{Re}_N$  sea mayor que  $\text{Re}_3$ , Dostal [24] recomienda la utilización una vez más de la fórmula de Coolebrook-White (4.56) sustituyendo  $\text{Re}_N$  por  $\text{Re}_3$  y

obteniendo así el valor del factor de fricción en esta zona de régimen turbulento estabilizado.

En todos los cálculos se ha utilizado una rugosidad típica en este tipo de intercambiadores de calor, siendo esta igual a  $10^{-5}$  m [24].

**Moisseytsev et al. [57]:**

$$f_N = \frac{64}{\text{Re}_N} \quad (\text{Re}_N < 1.700) \quad (4.57)$$

$$f_N = 0,00000265 \times \text{Re}_N + 0,004905 \quad (1.700 \leq \text{Re}_N \leq 2.300) \quad (4.58)$$

$$f_N = \frac{0,3164}{\text{Re}_N^{0,25}} \quad (\text{Re}_N > 2300) \quad (4.59)$$

**4.4.2. Diseño mediante CFD**

En este caso sólo se diseñaran los intercambiadores más complejos, es decir, donde las propiedades del fluido de trabajo tengan variaciones más acusadas. Existen varios autores que utilizan simulaciones mediante CFD para, por un lado corroborar sus aproximaciones, y por otro comprobar que los datos obtenidos mediante simulaciones se asemejan a los resultados obtenidos experimentalmente, como en Muhammad et al. [91] o los estudios realizados por Kim et al. [92] y Serrano et al. [87].

En esta ocasión se realiza un modelo del intercambiador a estudiar, se determina la malla de dicho elemento y se realiza el cálculo del comportamiento de los fluidos de trabajo mediante ANSYS-Fluent.

**4.4.2.1. Modelo del intercambiador de calor**

Se realiza un modelo donde se representa la forma que tendrán los canales en el intercambiador de calor. La sección transversal será constante (Fig. 4.12) para todos los intercambiadores, y las medidas son las propuestas por Heatric como óptimas para el funcionamiento de dicho elemento. Sólo se han tomado dos tubos (uno caliente y uno frío) de tal forma que se reduce la potencia de cálculo necesaria, asumiendo que el resto del intercambio de calor se produce de una forma periódica entre los demás tubos [87]. Otros estudios realizados hasta el momento utilizan el mismo método [87] con resultados positivos.

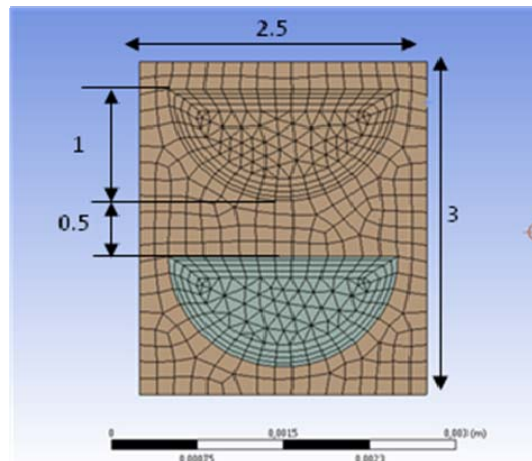


Fig. 4.12. Esquema de la sección transversal de dos tubos del PCHE con sus medidas en mm.

En el desarrollo longitudinal del intercambiador se utiliza el valor obtenido de los cálculos realizados anteriormente mediante EES (apartado 4.4.1).

#### 4.4.2.2. Realización de la malla de volúmenes finitos

El tipo de volúmenes finitos escogido para la realización del mallado son tetraedros [87, 92]. Se han probado mallas de diferentes tamaños en diseños que tengan la misma estructura que el intercambiador a estudiar. Las propiedades del fluido en dichos elementos "de prueba", son las mismas que en el intercambiador definitivo. La finalidad del estudio con diferentes mallados es ensayar tamaños cada vez menores hasta obtener resultados similares con dos mallados consecutivos en tamaño. De esta forma por un lado se obtienen resultados óptimos y por otro lado la potencia de cálculo es menor. El tamaño del mallado se verá influenciado por el valor de  $y^+$  (4.60), el cual determina el método de cálculo del régimen turbulento en los diferentes conductos. Según la Nuclear Energy Agency [93] dicho valor debe ser inferior a 500:

- $30 < y^+ < 500$  no existe un perfil logarítmico para el régimen turbulento en el entorno de la pared.
- $y^+ < 5$  para determinados métodos de cálculo de la turbulencia es necesaria la utilización de especificaciones especiales (low-Re methods)

$$y^+ = \frac{y \cdot \rho \cdot u_\tau}{\mu} \tag{4.60}$$

donde:

- $y$  representa la distancia entre el primer punto del mallado y la pared
- $u_\tau$  es la velocidad de fricción

En todo caso lo que se buscará es que el valor de  $y^+$  se mantenga entre los valores de 30 y 500, de esta forma no se requerirá ninguna especificación especial para el cálculo de la turbulencia.

Otro factor definido por la Nuclear Energy Agency es el método de cálculo de la turbulencia. Dicha institución plantea diferentes métodos, centrándolos principalmente en el modelo  $k-\varepsilon$  y el  $k-\omega$ , recomendándose éste último en el caso de existencia de régimen turbulento y laminar. Además, si se le suma la utilización del modelo SST, recomendado en el caso de existencia de convección, se obtiene aún una mayor precisión en el cálculo. Por tanto, el método utilizado para el cálculo de la turbulencia será el modelo  $k-\omega$  SST.

#### 4.4.2.3. Condiciones de contorno

Éstas vendrán definidas por la entrada y la salida de cada uno de los conductos, las paredes frontales y posteriores del segmento del intercambiador a estudiar, y las paredes laterales (Tabla. 4.3).

**Tabla. 4.3. Condiciones de contorno de la fracción del intercambiador estudiada mediante ANSYS-Fluent (Fig. 4.12).**

Sección	Condición de contorno
Entrada lado caliente	Flujo másico
Salida lado caliente	Presión
Entrada lado frío	Flujo másico
Salida lado frío	Presión
Pared frontal	Pared adiabática
Pared posterior	Pared adiabática
Pared superior e inferior	Periódico
Pared lado izquierdo y lado derecho	Periódico

#### 4.4.2.4. Simulaciones numéricas

El primer paso consiste en la introducción de las propiedades tanto de los fluidos de trabajo del intercambiador, como del material que forma dicho componente del ciclo (densidad, conductividad térmica, calor específico y viscosidad). En el caso de que dichas propiedades no se encuentren en la biblioteca del software ANSYS-Fluent se introducen mediante el método UDF (User Defined Function), el cual, si este es el caso, será mostrado en los anexos que forman parte de esta tesis.



## 5. CICLOS BRAYTON DE HELIO

### 5.1. Introducción

En este Capítulo se desarrolla el estudio llevado a cabo con los ciclos Brayton que emplean helio como fluido de trabajo. Estos ciclos son abundantemente referenciados para reactores de fisión de Generación III+, como el HTGR, y para reactores de Generación IV, como el VHTR [6, 7, 26]. En ambos casos resultan muy adecuados al disponer de temperaturas en el reactor suficientemente altas que permiten enviar el helio a la turbina a 800°C o más. Si bien en el modelo C de reactor analizado en la presente tesis los divertores son fuentes de alta temperatura, la baja energía que desprenden hace pensar que no se podrán alcanzar temperaturas a la entrada de la turbina suficientemente elevadas como para aprovechar el potencial de un ciclo Brayton con helio. No obstante, se ha desarrollado un exhaustivo estudio sobre su viabilidad técnica.

En un ciclo Brayton donde el fluido de trabajo sea un gas el autoconsumo para accionar el compresor supone una carga muy alta para la turbina. En el caso del helio, cuya temperatura crítica son -267.95 °C, incluso en la disipación de calor la temperatura menor del ciclo (30°C) excede en casi 60 veces a la temperatura crítica, con lo que la hipótesis de gas ideal, e incluso perfecto (calores específicos constantes) resulta muy adecuada. Por otra parte, la reducida masa molecular del helio (4 kg/kmol) hace que el trabajo de compresión sea más de 8 veces mayor que en el aire para las mismas condiciones<sup>27</sup>.

Para compensar el elevado autoconsumo de un ciclo Brayton operado con gas se puede emplear dos soluciones: elevar la temperatura de entrada en la turbina [11], para generar más trabajo en la misma, o acercar la aspiración del compresor al punto crítico [24], para reducir el trabajo de éste. En la operación con helio se toma la primera solución, mientras que en la operación con CO<sub>2</sub>, analizada en el Capítulo siguiente, la segunda.

En este Capítulo se han abordado diferentes configuraciones, buscando siempre alcanzar el máximo rendimiento. Los grupos analizados son:

- Ciclos simples. Consisten en un ciclo Brayton en configuración sencilla (CBT) o interrefrigerada (CICBT).
- Ciclos combinados. La elevada temperatura de rechazo de calor de los ciclos simples es aprovechada para activar, previamente al prerrefrigerador, un ciclo Rankine orgánico (ORC). El ciclo de alta sigue siendo un ciclo Brayton en configuración sencilla (CBT) o interrefrigerada (CICBT).
- Ciclos duales. En los ciclos Brayton anteriores no se ha podido incluir el regenerador (CBTX o CICBTX) debido a la baja temperatura del BNK. Como solución los ciclos duales dedican un ciclo de vapor Rankine al BNK y un ciclo Brayton regenerado (sencillo o interrefrigerado) al resto de fuentes.

---

<sup>27</sup> Compresión isentrópica, 30 °C y 10 bar en la aspiración y 80 bar en la impulsión.

Puede encontrarse un resumen de los resultados mostrados en este Capítulo en el artículo [CICLOS-1] cuyo resumen aparece en el anexo C.

Como paso previo al análisis de los ciclos se ha estudiado la mejor forma de integrar las diferentes fuentes térmicas disponibles en el reactor para aprovechar lo mejor posible sus diferentes niveles de temperatura.

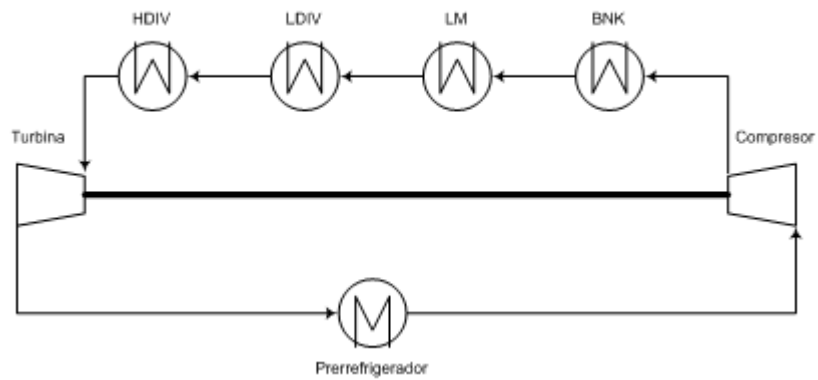
## 5.2. Fuentes térmicas

Ya fueron descritas anteriormente las fuentes térmicas disponibles en el reactor modelo C con envoltura de doble refrigerante, mostrando la Tabla. 2.1 un resumen de las mismas [3]. Como puede observarse, el helio proveniente del BNK aporta calor al ciclo sólo a 400°C (retornándolo a 300°C), lo que resulta muy bajo y va a impedir el empleo de regenerador, salvo en los ciclos duales en los que se dedica un ciclo convencional Rankine para el BNK, dado que sus temperaturas son comparables a las del campo solar de una central de colectores cilindro-parabólicos, donde esta temperatura es sobradamente empleada [94].

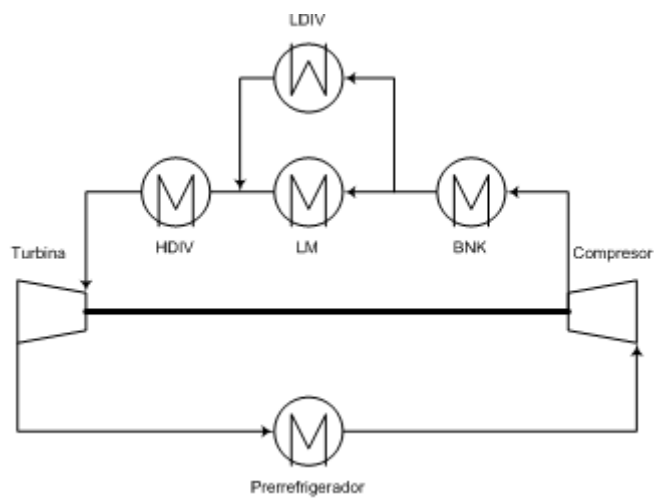
Al existir cuatro fuentes térmicas se ha realizado el estudio de varias configuraciones para determinar la óptima de cara a un ciclo termodinámico con el mayor rendimiento posible. De esta forma se estudió su colocación en serie (Fig. 5.1), en paralelo (Fig. 5.2), o con recalentamiento, ya sea empleando como recalentador el divertor de baja temperatura (Fig. 5.3) o el de alta (Fig. 5.4). En todas las configuraciones se utilizó un ciclo Brayton con helio como fluido de trabajo. Las características comunes a cada ciclo son las siguientes [14]:

- Temperatura a la entrada del compresor: 30°C.
- Efectividad del intercambiador BNK: 95%.
- Rendimiento electromecánico: 97%.
- Presión a la entrada de la turbina: 80 bar.
- Rendimiento de la turbina: 88%.
- Rendimiento del compresor: 93%.

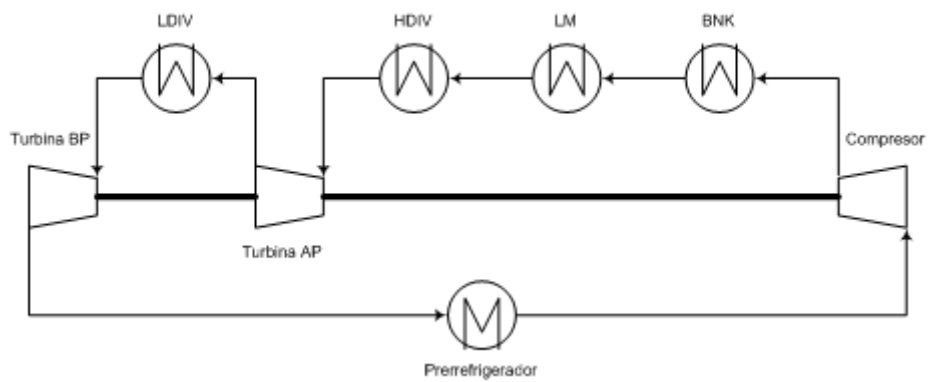
Los resultados obtenidos se exponen en la Tabla. 5.1.



**Fig. 5.1. Fuentes térmicas en serie.**



**Fig. 5.2. Fuentes térmicas en paralelo.**



**Fig. 5.3. Fuentes térmicas con recalentamiento mediante el LDIV.**

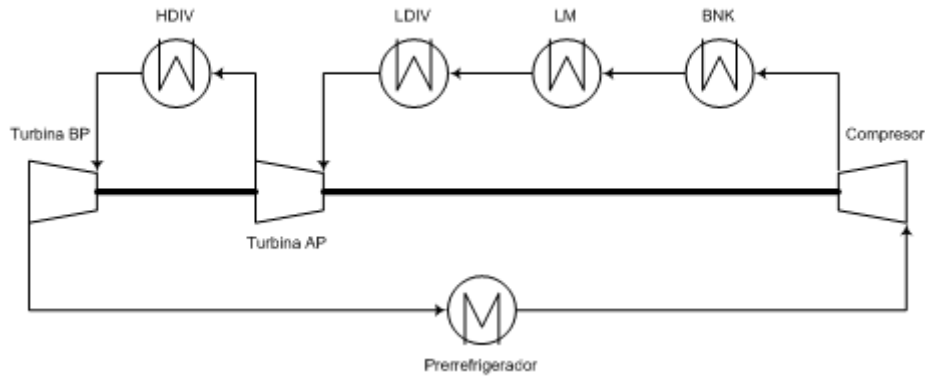


Fig. 5.4. Fuentes térmicas con recalentamiento mediante el HDIV.

Tabla. 5.1. Resultados con diferentes combinaciones de fuentes térmicas.

	$m$ (kg/s)	$T_{\text{entrada,turbina}}$ (°C)	$\eta$ (%)
Serie (Fig. 5.1)	1.987	619	26,4
Paralelo (Fig. 5.2)	1.530	715,9	29,4
LDIV (Fig. 5.3)	1.896	601,2	26,9
HDIV (Fig. 5.4)	2.018	590,3	26,3

Los resultados de la Tabla. 5.1 muestran que la mejor configuración es en paralelo, que logra un mayor rendimiento debido a la elevada temperatura de entrada en turbina. El resto de configuraciones obtiene resultados similares en rendimiento, en torno al 26,5%. En la configuración en serie el acoplamiento entre LM y LDIV no es adecuado al tener ambas fuentes la misma temperatura de salida del reactor (la efectividad del intercambiador LM queda limitada al 67%); en cambio, en la configuración en paralelo ambas fuentes emplean al máximo su potencial al tener temperaturas similares de entrada/salida, pudiendo alcanzar la efectividad del intercambiador LM el 95%. En las configuraciones con recalentamiento el posible potencial del incremento de la temperatura media de aceptación de calor no se aprovecha adecuadamente al no lograr una temperatura elevada de entrada en la turbina de alta presión (AP). En ambos casos la efectividad del intercambiador LM es del orden del 67% para que la temperatura de entrada en el recalentador sea adecuada.

Tras este análisis se selecciona la configuración en paralelo (Fig. 5.2) como integración de fuentes para todos los casos analizados, tanto con helio como con CO<sub>2</sub>, salvo en los casos en los que el intercambiador BNK activa un ciclo independiente (ciclos duales).

### 5.3. Ciclos termodinámicos

Los ciclos analizados son los siguientes:

- Ciclo Brayton sencillo (CBT).
- Ciclo Brayton interrefrigerado (CICBT).
- Ciclo combinado CBT/ORC.
- Ciclo combinado CICBT/ORC.
- Ciclo dual CBTX/Rankine.
- Ciclo dual CICBTX/Rankine.

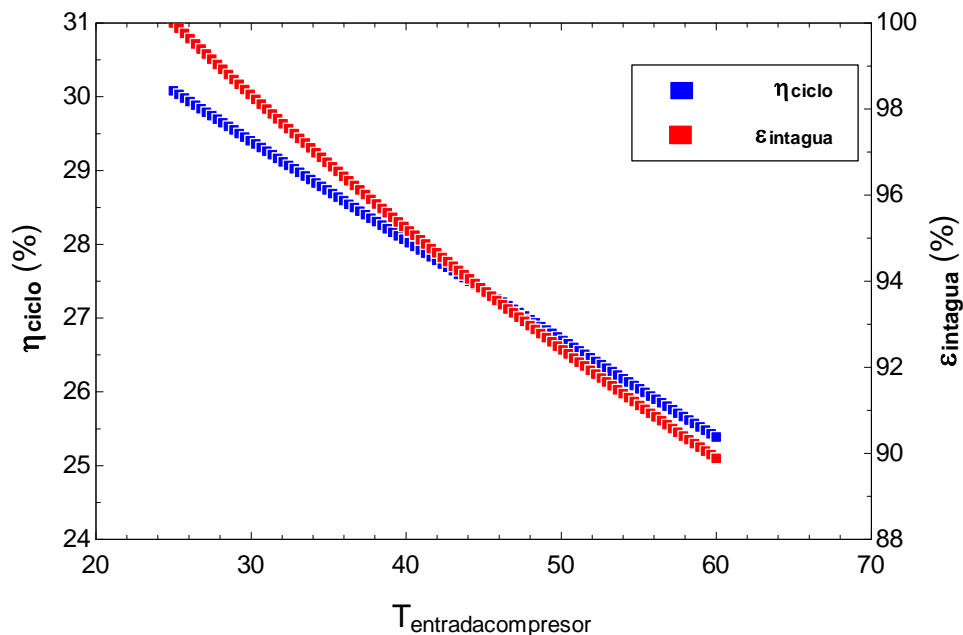
En el análisis de todos los ciclos se ha seleccionado algún parámetro para optimizar el rendimiento. Así, en los ciclos Brayton se ha jugado con la presión del lado de baja; en los ORC con la presión del lado de alta y en los Rankine con las presiones de las extracciones.

#### 5.4. Hipótesis iniciales

Los parámetros fijados en todos los ciclos estudiados son [14]:

- Ciclos Brayton:
  - Rendimiento de la turbina: 88%.
  - Rendimiento del compresor: 93%.
  - Caída de presión en los intercambiadores: 0,4 bar.
  - Temperatura de entrada al compresor: 30°C.
  - Efectividad de los intercambiadores y regeneradores: 95%.
  - Rendimiento electromecánico: 97%.
  - Temperatura de entrada del agua al prerrefrigerador: 20°C.
  - Temperatura de salida del agua del prerrefrigerador: 30°C.
  - Presión de entrada en la turbina: 80 bar.
  - Acercamiento: Siempre deberá ser mayor a 5°C en todos los intercambiadores.

La temperatura de entrada del helio en el compresor se ha tomado de 30°C al alcanzarse con ella el 98% de efectividad en el prerrefrigerador (máxima efectividad permitida para intercambiadores del tipo PCHE<sup>28</sup>), tal como se ve en la Fig. 5.5.



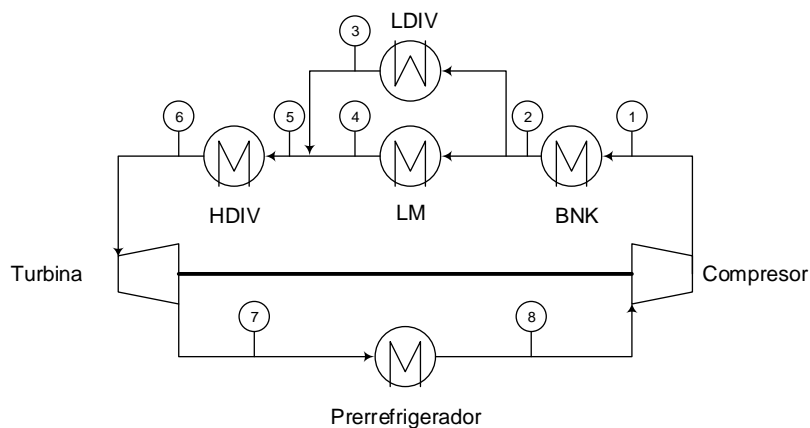
**Fig. 5.5. Evolución del rendimiento del ciclo Brayton básico según la temperatura de entrada al compresor y su influencia sobre la efectividad en el prerrefrigerador.**

<sup>28</sup> [http://www.heatric.com/typical\\_characteristics.html](http://www.heatric.com/typical_characteristics.html)

- Ciclos ORC [85]:
  - Rendimiento de la turbina: 90%.
  - Rendimiento del compresor: 75%.
  - Caída de presión en los diferentes intercambiadores: 1 bar.
  - Rendimiento electromecánico: 97%.
  - Temperatura de salida HRGG: 20°C inferior a la de entrada del fluido en el ciclo Brayton.
  - Temperatura de salida del condensador: 35°C.
  - Temperatura de entrada del agua al prerrefrigerador: 20°C.
  - Temperatura de salida del agua del prerrefrigerador: 30°C.
  - Acercamiento: Deberá tener un valor superior a 5°C.
  
- Ciclos Rankine [16]:
  - Rendimiento de la turbina: 88%.
  - Rendimiento del compresor: 75%.
  - Caída de presión en los diferentes intercambiadores: 0 bar.
  - Rendimiento electromecánico: 97%.
  - Temperatura de salida del generador de vapor y del recalentador: 20°C inferior a la de entrada del helio proveniente del BNK.
  - Acercamiento en el generador de vapor: Deberá tener un valor superior a 11°C.

### 5.5. Ciclo Brayton sencillo (CBT)

Esta configuración ya fue resuelta en el análisis de fuentes térmicas, pero aquí se detallan sus prestaciones pues serán tomadas como punto de partida para el resto de resultados. La configuración de la planta se muestra en la Fig. 5.6, resumiéndose las prestaciones en la Tabla. 5.2. En este caso la efectividad de los intercambiadores LDIV, BNK y LM están fijados a un 95%, dejando libre la efectividad del HDIV y tratando de optimizarla para tener el máximo rendimiento. Todos los acercamientos presentan un valor superior al mínimo requerido (5°C). El estado de todos los puntos del ciclo se detalla en la Tabla. 5.3.



**Fig. 5.6. Esquema del ciclo Brayton sencillo (CBT).**

Tabla. 5.2. Características del ciclo Brayton sencillo (CBT).

<b>Parámetros principales</b>	
Rendimiento del ciclo (%)	29,4
Potencia neta (MW)	983,6
Flujo másico de helio (kg/s)	1.530
Fracción de helio desviada por el LDIV (%)	14,2
<b>Potencia obtenida de la turbina (MW)</b>	
Turbina	3.117
<b>Potencia consumida por el compresor (MW)</b>	
Compresor	2.103
<b>Potencia en los intercambiadores (MW)</b>	
BNK	793,4
LM	1.976
LDIV	329,1
HDIV	247,6
Prerrefrigerador	2.332
<b>Efectividad de los intercambiadores (%)</b>	
BNK	95
LM	95
LDIV	95
HDIV	86,9
Prerrefrigerador	98

Tabla. 5.3. Temperaturas y presiones en el ciclo Brayton sencillo (CBT).

Punto (Fig. 5.6)	Temperatura (°C)	Presión (bar)
1	294,7	81,2
2	394,6	80,8
3	684,7	80,4
4	684,7	80,4
5	684,7	80,4
6	715,9	80
7	323,5	19,9
8	30	19,5

Dado que se trata de un ciclo Brayton sencillo se observa el elevado autoconsumo que supone el compresor (67,4%). La optimización del acoplamiento de las fuentes térmicas permite alcanzar una temperatura de entrada en turbina de casi 716°C, que no es suficiente para compensar el elevado autoconsumo del compresor (los ciclos Brayton con helio presentan buenos resultados con temperatura de entrada en turbina por encima de 800°C [11]). Como se había adelantado, la entrada del fluido de trabajo al BNK presenta una temperatura (295 °C) muy similar a la de la salida de la turbina (324 °C), lo que restringe el uso de la regeneración.

Se observa en la Tabla. 5.3 que la temperatura de salida de la turbina es muy elevada (324°C) para dirigirse al sumidero de calor. Dado que no puede emplearse para una regeneración interna se podría emplear para integrar una caldera de recuperación y activar así un ciclo Rankine, constituyendo así un ciclo combinado. Debido a las bajas temperaturas, dicho ciclo de baja operará con un fluido orgánico, constituyendo así un ciclo ORC. Esta solución se verá en apartados siguientes.

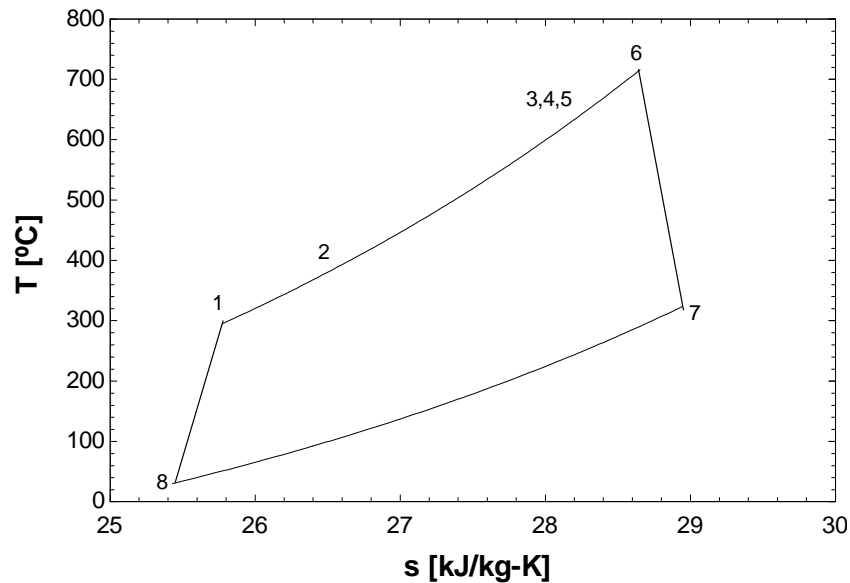


Fig. 5.7. Gráfico T-s del ciclo CBT

### 5.6. Ciclo Brayton interrefrigerado (CICBT)

Antes de analizar los ciclos combinados se ha evaluado la mejora que supone realizar la compresión interrefrigerada, con arreglo a la configuración dada en la Fig. 5.8. En la Tabla. 5.4 se observan los resultados obtenidos en este ciclo, mientras que en la Tabla. 5.5 se detallan las temperaturas y presiones en cada punto, siguiendo el esquema presentado en la Fig. 5.8. Todos los acercamientos presentan un valor superior al mínimo aceptado ( $5^{\circ}\text{C}$ ).

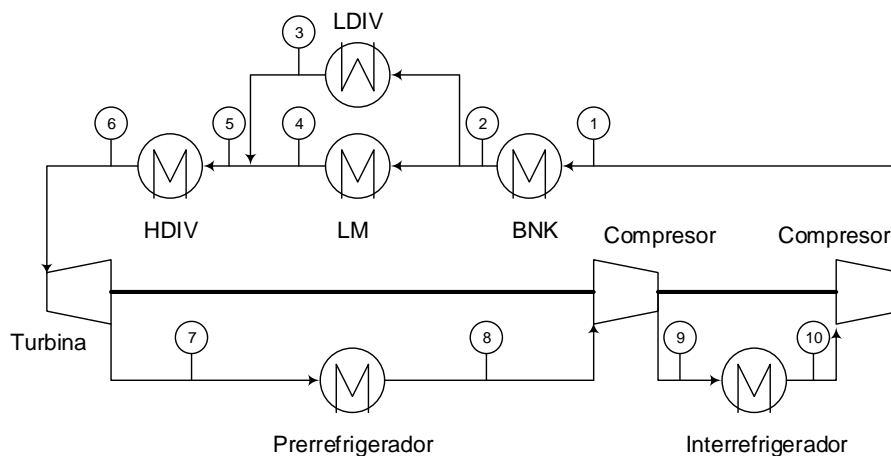


Fig. 5.8. Esquema del ciclo Brayton interrefrigerado (CICBT).

En un ciclo Brayton abierto la adopción de la interrefrigeración supone siempre un aumento del trabajo neto y no siempre una mejora del rendimiento, salvo que se combine la interrefrigeración con la regeneración, lo cual no puede realizarse en este caso [18]. Sin embargo, en el ciclo cerrado analizado al mantenerse la temperatura de entrada en ambos compresores ( $30^{\circ}\text{C}$ ), la presión de entrada en turbina (80 bar) y la temperatura de salida del compresor de alta presión (entrada al intercambiador BNK) la



presión de salida de la turbina se ve reducida (12 bar frente a 19,91 bar en CBT), lo que aumenta su trabajo (745 MW), si bien también lo hace el consumo de los compresores (640 MW) resultando así un aumento del trabajo neto del ciclo en 105 MW, que suponen 3 puntos porcentuales más de rendimiento para la opción interrefrigerada.

La reducción en la presión de salida de la turbina reduce también la temperatura de entrada al prerrefrigerador, pero aún sigue siendo adecuada (227°C) para la activación de un ORC en una configuración de ciclo combinado.

**Tabla. 5.4. Resultados obtenidos en el ciclo Brayton interrefrigerado (CICBT).**

<b>Parámetros principales</b>	
Rendimiento del ciclo (%)	32,6
Potencia neta (MW)	1.089
Flujo másico de helio (kg/s)	1.530
Fracción de helio desviada por el LDIV (%)	14,2
<b>Potencia obtenida de la turbina (MW)</b>	
Turbina	3.885
<b>Potencia consumida por los compresores (MW)</b>	
Compresor de alta presión	2.103
Compresor de baja presión	659
Compresión total	2.762
<b>Potencia en los intercambiadores (MW)</b>	
BNK	793,4
LM	1.976
LDIV	329,1
HDIV	247,6
Prerrefrigerador	1.564
Interrefrigerador	659,8
<b>Efectividad de los intercambiadores (%)</b>	
BNK	95
LM	95
LDIV	95
HDIV	86,7
Prerrefrigerador	97,5
Interrefrigerador	94,3

**Tabla. 5.5. Temperaturas y presiones en el ciclo Brayton interrefrigerado (CICBT).**

Punto (Fig. 5.8)	Temperatura (°C)	Presión (bar)
1	294,7	81,2
2	394,6	80,8
3	684,7	80,4
4	684,7	80,4
5	684,7	80,4
6	715,9	80
7	226,8	12
8	30	11,6
9	113	19,9
10	30	19,5

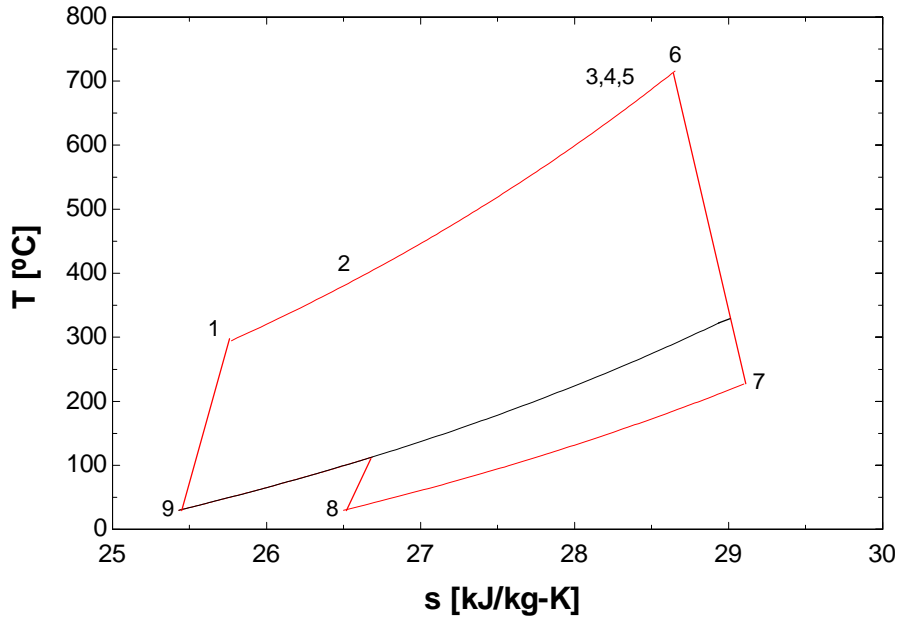


Fig. 5.9. Gráfico T-s del ciclo CICBT (rojo) superpuesto al CBT (negro).

### 5.7. Ciclo combinado CBT/ORC

Para tratar de sacar partido de la elevada temperatura de salida de la turbina se ha explorado el uso de ciclos combinados, tanto con la configuración CBT (presente sección) como con la CICBT (siguiente sección). El ciclo de baja es un ORC, que como fue expuesto en el Capítulo 3 resultan más adecuados que los Rankine convencionales para recuperar calores residuales de temperatura inferior a 300°C. La Fig. 5.10 muestra el esquema del ciclo estudiado para la configuración CBT.

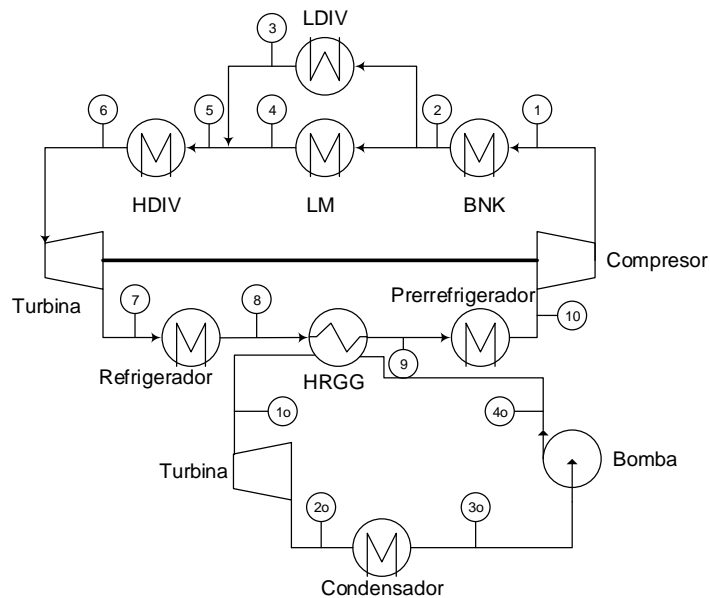


Fig. 5.10. Esquema del ciclo combinado CBT/ORC.

### 5.7.1. Ciclo Brayton

La Tabla. 5.6 muestra los resultados obtenidos en el ciclo de alta (CBT) y la Tabla. 5.7 las temperaturas y presiones. Se trata de resultados muy similares a los del ciclo CBT expuestos en la sección 5.5, si bien puede apreciarse un menor rendimiento debido a un menor trabajo en la turbina. Ello se debe al efecto de la contrapresión provocada por la caldera de recuperación, que eleva la presión de escape de la turbina, con la consiguiente reducción de la expansión que supone una reducción en su potencia de un 2%.

La colocación de un refrigerador aguas arriba de la caldera de recuperación es necesaria para reducir la temperatura antes de la entrada en la misma, pues los fluidos orgánicos presentan temperaturas límites por encima de las cuales existen problemas de descomposición. De igual modo, la existencia del prerrefrigerador se debe a que el helio que abandona la caldera de recuperación se encuentra a más de 30°C.

La Tabla. 5.6 muestra elevadas efectividades en los intercambiadores, salvo en el caso del refrigerador previo a la caldera de recuperación. Ello se debe a la gran diferencia con el agua de refrigeración, que entra a dicho intercambiador a 20°C.

**Tabla. 5.6. Ciclo Brayton en la configuración CBT/ORC.**

<b>Parámetros principales</b>	
Rendimiento del ciclo Brayton (%)	27,4
Potencia neta (MW)	919,1
Flujo másico de helio (kg/s)	1.530
Fracción de helio desviada por el LDIV (%)	14,2
<b>Potencia obtenida de la turbina (MW)</b>	
Turbina	3.051
<b>Potencia consumida por el compresor (MW)</b>	
Compresor	2.103
<b>Potencia en los intercambiadores (MW)</b>	
BNK	793,4
LM	1.976
LDIV	329,1
HDIV	247,7
HRGG	1.951
Refrigerador	94,4
Prerrefrigerador	352
<b>Efectividad de los intercambiadores (%)</b>	
BNK	95
LM	95
LDIV	95
HDIV	86,7
HRGG	92,9
Refrigerador	4
Prerrefrigerador	89,88

**Tabla. 5.7. Temperaturas y presiones en el ciclo Brayton en la configuración CBT/ORC.**

Punto (Fig. 5.10)	Temperatura (°C)	Presión (bar)
1	294,7	81,2
2	394,6	80,8
3	684,7	80,4
4	684,7	80,4
5	684,7	80,4
6	715,9	80
7	331,9	20,71
8	320	20,31
9	57,68	19,91
10	30	19,51

### 5.7.2. Ciclo ORC

Se han estudiado diferentes fluidos orgánicos, centrandose las investigaciones en hidrocarburos para así disponer de un elevado límite ante la descomposición térmica. Los estudios realizados se han focalizado en la utilización de n-pentano, iso-pentano, n-butano e iso-butano. Finalmente, el n-pentano e hidrocarburos de mayor número de carbonos han sido descartados debido a su reducida presión de saturación a temperatura ambiente, lo que provocaría presiones de vacío en el condensador para las que el ciclo no dispone de elementos adecuados (no hay desaereador ni se emplea hidracina).

Debido al perfil de temperaturas del helio en la caldera de recuperación (320°C ÷ 58°C) se ha optado por ciclos ORC del tipo supercrítico, con objeto de acercarse lo más posible a la temperatura del helio. La ventaja de operar con fluidos orgánicos es su generalmente baja presión crítica, por lo que no ha sido preciso trabajar con presiones excesivamente altas para tener condiciones supercríticas en la caldera de recuperación de calor. Esta es la razón de denominar a la caldera HRGG (Heat Recovery Gas Generator) en lugar de HRSG (Heat Recovery Steam Generator).

La Fig. 5.11 muestra la influencia de los diferentes hidrocarburos probados sobre el rendimiento del ciclo combinado en función de la temperatura de salida del condensador (condensación). Se aprecia que los resultados son similares en los tres hidrocarburos, escogiéndose el iso-butano por operar a 4 bar en el condensador. En cuanto a la temperatura de condensación, se eligió finalmente 35°C con objeto de mantener la temperatura de entrada del agua de refrigeración al condensador en 20°C y un acercamiento adecuado.

Las prestaciones del ciclo ORC vienen expuestas en la Tabla. 5.8, dando la Tabla 5.9 los estados termodinámicos.

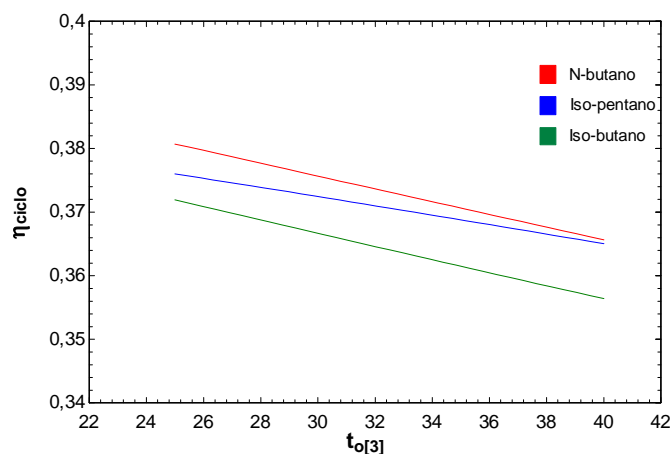


Fig. 5.11. Rendimiento del ciclo combinado CBT/ORC dependiendo del fluido orgánico utilizado, según el esquema presentado en la Fig. 5.10.

Tabla. 5.8. Prestaciones del ciclo ORC en el ciclo combinado CBT/ORC.

Parámetros principales	
Rendimiento del ciclo ORC(%)	14
Potencia neta (MW)	290,3
Flujo másico de iso-butano (kg/s)	2.336
Potencia obtenida de la turbina (MW)	
Turbina	318,3
Potencia consumida por la bomba (MW)	
Bomba	28
Potencia en los intercambiadores (MW)	
HRGG	2.068
Condensador	1.702
Efectividad de los intercambiadores (%)	
HRGG	92,8
Condensador	92,9

Tabla. 5.9. Temperaturas y presiones del ciclo ORC en el ciclo combinado CBT/ORC.

Punto (Fig. 5.10)	Temperatura (°C)	Presión (bar)
1o	300	50,9
2o	232,6	5,6
3o	35	4,6
4o	39,6	51,9

### 5.7.3. Resultados globales del ciclo combinado CBT/ORC

La Tabla. 5.10 muestra los resultados finales del ciclo combinado, apreciándose un aumento de la potencia neta del ciclo de más de un 20% respecto al ciclo CBT, alcanzando un rendimiento global del 36%, lo cual sigue sin ser un valor elevado.

Tabla. 5.10. Resultados finales de ciclo combinado CBT/ORC.

Parámetros principales	
Rendimiento del ciclo (%)	36,2
Potencia neta (MW)	1.210,2

### 5.8. Ciclo combinado CICBT/ORC

La Fig. 5.12 muestra el esquema del ciclo termodinámico que se estudia en este apartado. Recordando las prestaciones del ciclo CICBT estudiado previamente, la menor presión a la salida de la turbina provoca una menor temperatura a la entrada de la caldera de recuperación, evitando así la necesidad del refrigerador previo a ésta.

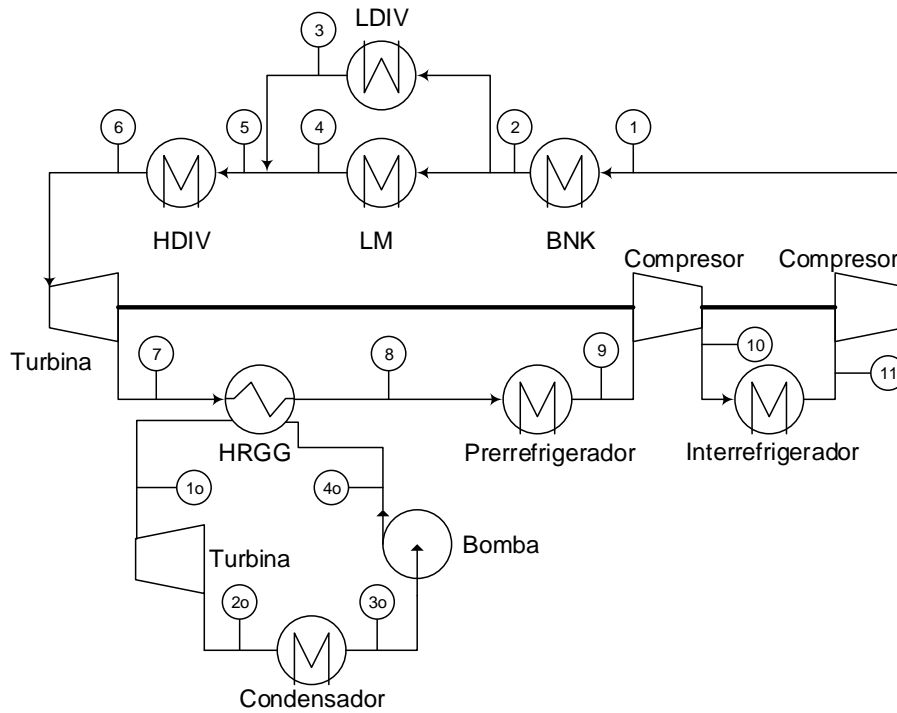


Fig. 5.12. Esquema del ciclo combinado CICBT/ORC.

#### 5.8.1. Ciclo Brayton

La Tabla. 5.11 muestra los resultados del ciclo de alta y la Tabla. 5.12 las temperaturas y presiones en cada uno de sus puntos. Al igual que ocurría en los casos CBT y CICBT, en esta caso la presión de salida de la turbina es menor que en el caso anterior (CBT/ORC). Esto produce que el trabajo tanto en la turbina como en la compresión sean mayores. Como resultado el rendimiento del ciclo Brayton aumenta tres puntos.

#### 5.8.2. Ciclo ORC

Tras el análisis hecho con el ciclo combinado CBT/ORC se ha optado nuevamente por un ciclo ORC supercrítico con iso-butano con una temperatura de condensación de 35°C. La Tabla. 5.13 muestra las prestaciones del ciclo y la Tabla. 5.14 los estados termodinámicos de los puntos. Se aprecia que en este ciclo combinado el trabajo neto producido por el ciclo ORC resulta menor que en el caso CBT/ORC, debido principalmente a una menor temperatura del helio a la salida de la turbina, lo que provoca un menor calor disponible para la caldera de recuperación.

Tabla. 5.11. Ciclo Brayton en la configuración CICBT/ORC.

<b>Parámetros principales</b>	
Rendimiento del ciclo Brayton(%)	30,4
Potencia neta (MW)	1.081
Flujo másico de helio (kg/s)	1.530
Fracción de helio desviada por el LDIV (%)	14,28
<b>Potencia obtenida de la turbina (MW)</b>	
Turbina	3.445
<b>Potencia consumida por los compresores (MW)</b>	
Compresor de alta presión	2.103
Compresor de baja presión	292
Compresión total	2.395
<b>Potencia en los intercambiadores (MW)</b>	
BNK	793,4
LM	1.976
LDIV	329,1
HDIV	247,6
HRGG	1.760
Prerrefrigerador	243,8
Interrefrigerador	292,8
<b>Efectividad de los intercambiadores (%)</b>	
BNK	95
LM	95
LDIV	95
HDIV	86,7
HRGG	91,7
Prerrefrigerador	75,4
Interrefrigerador	78,6

Tabla. 5.12. Temperaturas y presiones del ciclo Brayton en la configuración CICBT/ORC.

Punto (Fig. 5.12)	Temperatura (°C)	Presión (bar)
1	294,7	81,2
2	394,6	80,8
3	684,7	80,4
4	684,7	80,4
5	684,7	80,4
6	715,9	80
7	282,2	16,24
8	60,7	15,84
9	30	15,44
10	66,87	19,91
11	30	19,51

Tabla. 5.13. Resultados del ciclo ORC en el ciclo combinado CICBT/ORC.

<b>Parámetros principales</b>	
Rendimiento del ciclo ORC (%)	12,6
Potencia neta (MW)	284
Flujo másico de iso-butano (kg/s)	2.335
<b>Potencia obtenida de la turbina (MW)</b>	
Turbina	303,3
<b>Potencia consumida por la bomba (MW)</b>	
Bomba	34,8
<b>Potencia en los intercambiadores (MW)</b>	
HRGG	1.760
Condensador	1.418
<b>Efectividad de los intercambiadores (%)</b>	
HRGG	91,7
Condensador	90,8

Tabla. 5.14. Temperaturas y presiones del ciclo ORC en el ciclo combinado CICBT/ORC.

Punto (Fig. 5.12)	Temperatura (°C)	Presión (bar)
o1	262,2	61,9
o2	184,2	5,6
o3	35	4,6
o4	40,69	62,9

### 5.8.3. Resultados globales del ciclo CICBT/ORC

En la Tabla. 5.15 se muestran los resultados finales del ciclo combinado CICBT/ORC, siendo la potencia neta producida un 19% superior a la del ciclo CICBT y casi un 7% superior a la del ciclo combinado CBT/ORC.

Tabla. 5.15. Resultados finales del ciclo combinado CICBT/ORC.

<b>Parámetros principales</b>	
Rendimiento del ciclo (%)	38,9
Potencia neta (MW)	1.302

## 5.9. Ciclo dual CBTX/Rankine

En el análisis de los ciclos Brayton llevado a cabo previamente ha quedado patente que la presencia del intercambiador BNK impedía recurrir a ciclos regenerados, con la consiguiente pérdida de oportunidad, tanto en el ciclo básico como especialmente en el interrefrigerado. Como solución alternativa se procede a estudiar los llamados ciclos duales, en los que se dispone de dos ciclos de potencia: uno para el BNK y otro para el resto de fuentes. Esta idea ya fue empleada por Medrano et al. [19] en un estudio comparativo de diversos ciclos de conversión de potencia para un reactor de fusión.



Para el intercambiador BNK se empleará un ciclo Rankine con agua, adecuado para las temperaturas disponibles (similares, por ejemplo, a las de una planta termosolar de colectores cilindro-parabólicos [94]); para el resto de fuentes se continuará empleando el ciclo Brayton, esta vez en la variante regenerada, al poder elevar la temperatura de salida del compresor con el flujo que abandona la turbina.

Evidentemente, la configuración dual complica la planta en tanto que recurre a dos ciclos de conversión de potencia, pero se trata de obtener una cota máxima del rendimiento alcanzable. Por otra parte, la problemática del agua con el tritio hace que no sea recomendable el uso de un ciclo Rankine con el calor del BNK<sup>29</sup>.

Seguidamente se analizan las dos opciones de ciclo Brayton regenerado, sencillo (CBTX) y regenerado (CICBTX), para pasar luego a proponer el ciclo Rankine que convierte el calor del BNK y finalmente dar la solución integrada CBTX/Rankine y CICBTX/Rankine.

### 5.9.1. Ciclo Brayton CBTX

El esquema del ciclo se muestra en la Fig. 5.13. Se aprecia como nuevo elemento, el regenerador, que precalienta el helio que abandona el compresor antes de acceder a las fuentes térmicas con la corriente de gas aún caliente que abandona la turbina. La Tabla. 5.16 muestra las prestaciones de este ciclo, mientras que la Tabla 5.17 los estados termodinámicos de cada uno de los puntos del ciclo.

Como cabía esperar [18], la relación de presiones se ha reducido mucho, es decir, la presión del lado de baja ha aumentado, con objeto de disponer de una elevada temperatura de salida de la turbina (485°C) para regenerar. Debido al calor cedido en el regenerador, la temperatura de entrada al prerrefrigerador ha bajado considerablemente respecto a la versión CBT (162°C frente a 324°C). Todo ello redundará en un rendimiento 13 puntos porcentuales superior al ciclo CBT.

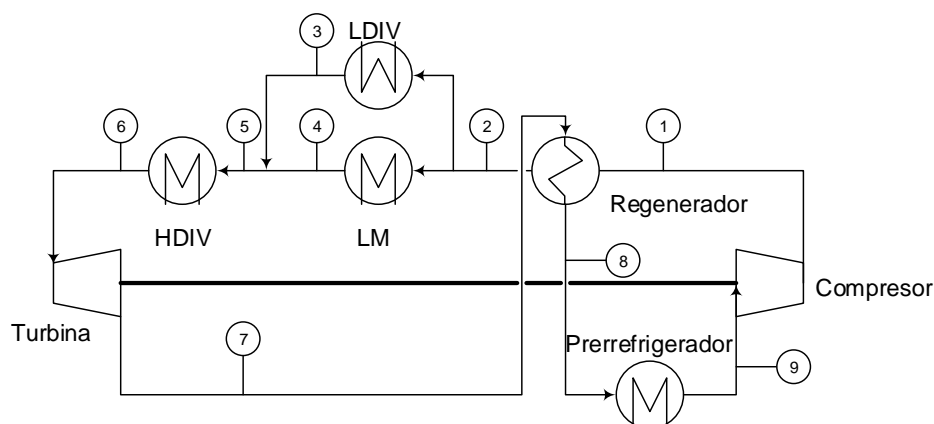


Fig. 5.13. Ciclo CBTX.

<sup>29</sup> Nótese que los ciclos ORC de los apartados anteriores estaban en el lado “terciario”, es decir, el ciclo de alta actuaba como barrera frente a los fluidos caloportadores que recorrían el reactor.

Tabla. 5.16. Prestaciones del ciclo CBTX.

<b>Parámetros principales</b>	
Rendimiento del ciclo (%)	42,5
Potencia neta (MW)	1.086
Flujo másico de helio (kg/s)	2.049
Fracción de helio desviada por el LDIV (%)	14,06
<b>Potencia obtenida de la turbina (MW)</b>	
Turbina	2.373
<b>Potencia consumida por el compresor (MW)</b>	
Compresor	1.254
<b>Potencia en los intercambiadores (MW)</b>	
LM	1.976
LDIV	329,1
HDIV	247,6
Prerrefrigerador	1.433
Regenerador	3.410
<b>Efectividad de los intercambiadores (%)</b>	
LM	95
LDIV	94
HDIV	87
Prerrefrigerador	93
Regenerador	95

Tabla. 5.17. Temperaturas y presiones en el ciclo CBTX.

Punto (Fig. 5.13)	Temperatura (°C)	Presión (bar)
1	147,8	81,2
2	468,4	80,8
3	685,1	80,4
4	685,1	80,4
5	685,1	80,4
6	708,3	80
7	485,3	38,2
8	161,7	37,8
9	30	37,4

En este diseño la variable que queda libre, a diferencia de los expuestos hasta ahora, es la efectividad del intercambiador HDIV. Como es de esperar, a mayor efectividad del intercambiador, mayor rendimiento (Fig. 5.15). Se debe principalmente a que se alcanza una mayor temperatura a la llegada a la turbina, lo que evidentemente favorece el aumento del rendimiento del ciclo. Por ello el valor que se le ha dado a dicha variable en este diseño ha sido del 87%. Este factor no puede ser aumentado ya que en caso contrario, el intercambiador LM tendría una efectividad mayor al 95%.

Tras la comprobación de los acercamientos en cada uno de los intercambiadores se observa que todos cumplen la condición de tener dicho factor por encima del valor de 5°C.

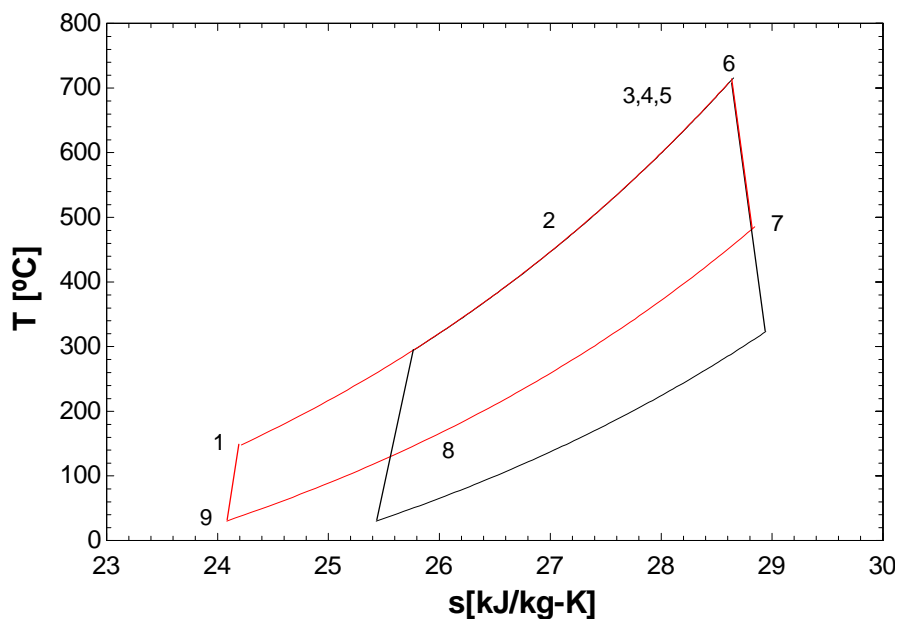


Fig. 5.14. Diagrama T-s ciclo CBTX (rojo) en comparación al CBT (negro)

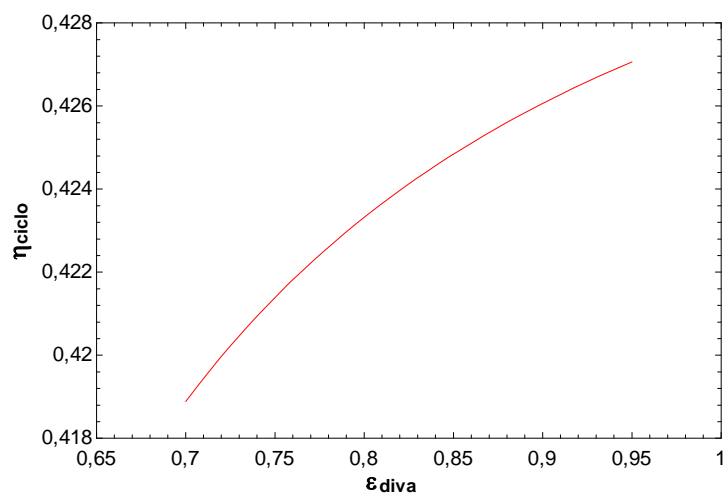


Fig. 5.15. Evolución del rendimiento del ciclo CBTX respecto a la efectividad del HDIV.

### 5.9.2. Ciclo Brayton CICBTX

La Fig. 5.16 muestra el esquema del ciclo Brayton que se va a desarrollar en este punto, básicamente la modificación del anterior al interrefrigerar la compresión. La Tabla. 5.18 muestra los resultados obtenidos, mientras que la Tabla. 5.19 da los estados termodinámicos en todos los puntos.

Se observa que la presión de salida de la turbina es similar a la del ciclo CBTX, lo que no ocurría entre el CBT y el CICBT, mostrando que la relación de presiones óptima viene condicionada principalmente por la presencia del regenerador. En cuanto a la ganancia de rendimiento frente al caso CBTX es de 2 puntos porcentuales, frente a los 3 en el caso de los ciclos no regenerados (CICBT frente a CBT).

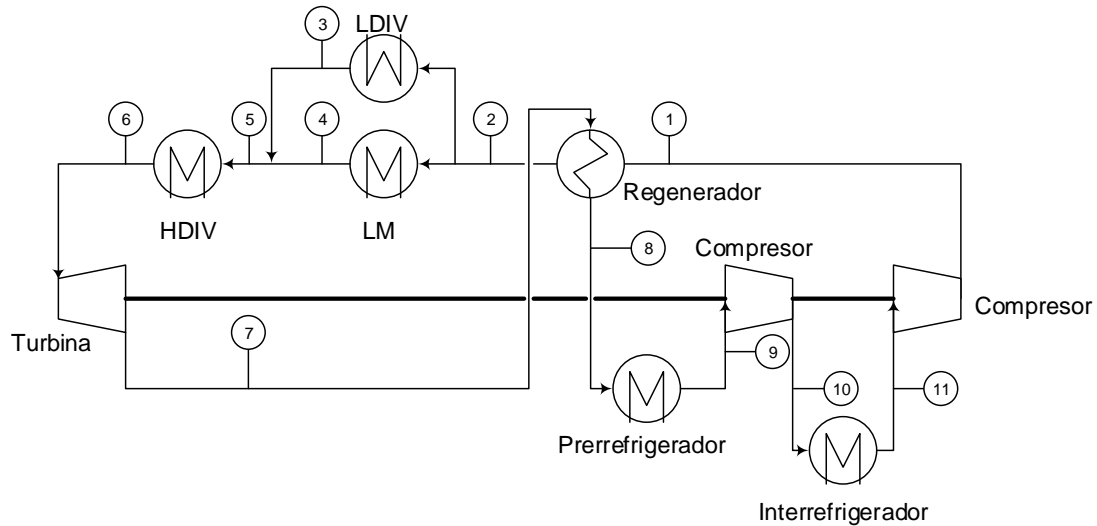


Fig. 5.16. Ciclo CICBTX.

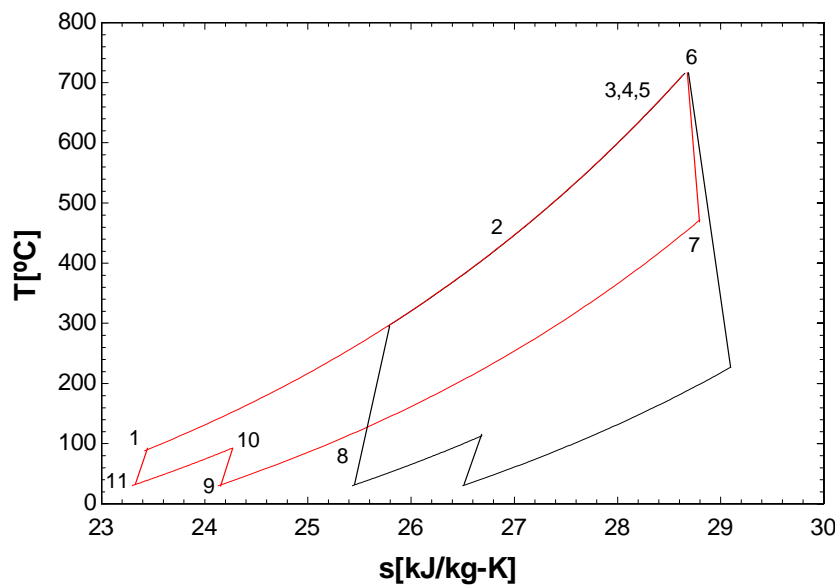
De la Tabla. 5.18 se puede extraer que las efectividades de los intercambiadores están totalmente dentro de los márgenes admisibles. Con respecto a los valores de los diferentes acercamientos cabe destacar que ninguno tiene un valor inferior a 5°C.

Tabla. 5.18. Prestaciones del ciclo CICBTX.

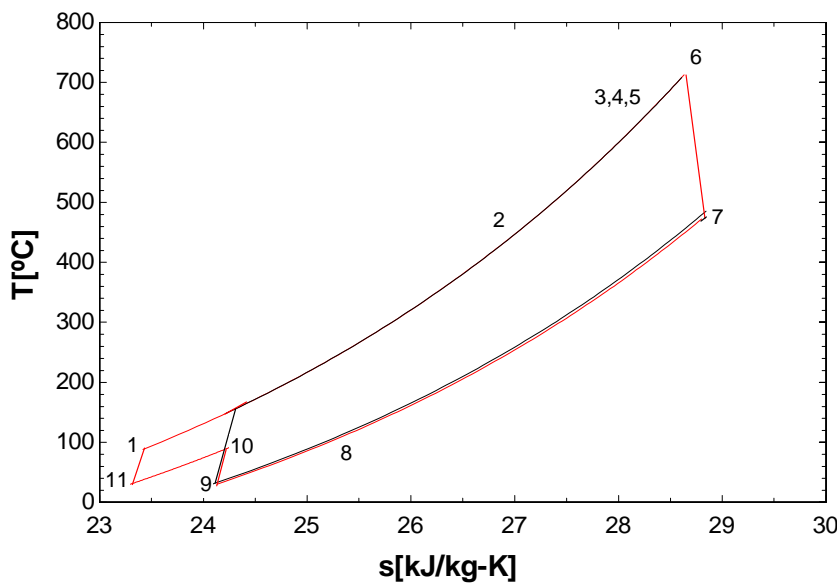
<b>Parámetros principales</b>	
Rendimiento del ciclo Rankine (%)	44,9
Potencia neta (MW)	1.147
Flujo másico de helio (kg/s)	1.890
<b>Potencia obtenida de la turbina (MW)</b>	
Turbina	2.364
<b>Potencia consumida por los compresores (MW)</b>	
Compresor de alta presión	570
Compresor de baja presión	611
Compresión total	1.181
<b>Potencia en los intercambiadores (MW)</b>	
LM	1.976
LDIV	329,1
HDIV	247,6
Regenerador	3.580
Prerrefrigerador	758,5
Interrefrigerador	611,8
<b>Efectividad de los intercambiadores (%)</b>	
LM	95
LDIV	95
HDIV	89
Regenerador	95
Prerrefrigerador	88,5
Interrefrigerador	86,1

**Tabla. 5.19. Temperaturas y presiones del ciclo CICBTX**

Punto (Fig. 5.16)	Temperatura (°C)	Presión (bar)
1	88	81,2
2	452,8	80,8
3	687,6	80,4
4	687,6	80,4
5	687,6	80,4
6	712,9	80
7	472	37,3
8	107,3	36,9
9	30	36,5
10	92,34	55,3
11	30	54,9



**Fig. 5.17. Comparación diagrama T-s entre el ciclo CICBTX (rojo) y el CICBT (negro).**



**Fig. 5.18. Comparación diagrama T-s entre CBTX (negro) y CICBTX (rojo).**



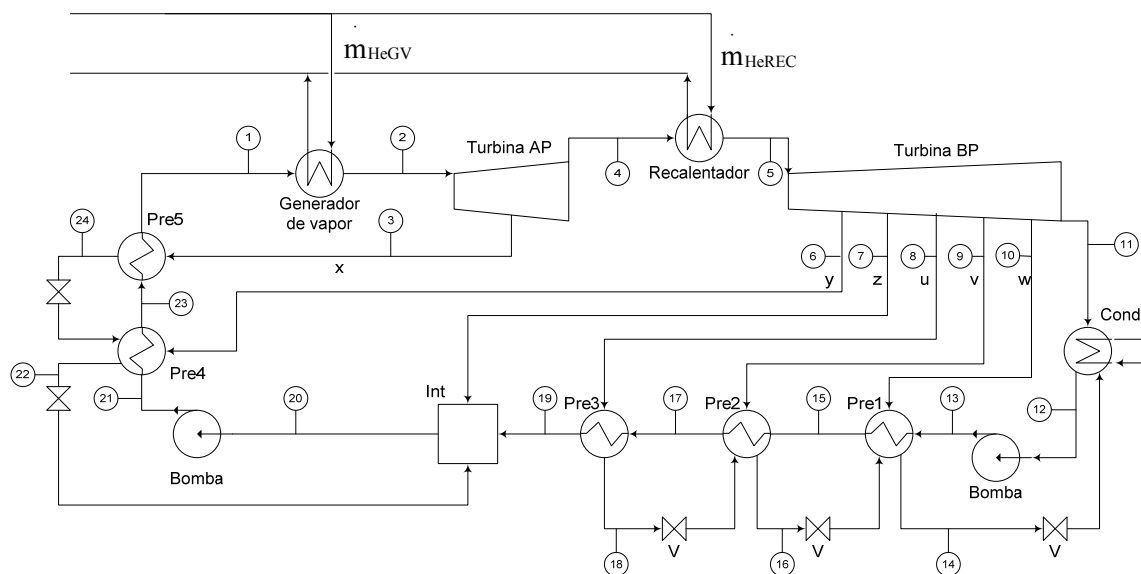


Fig. 5.20. Ciclo Rankine A para el BNK en ciclo dual.

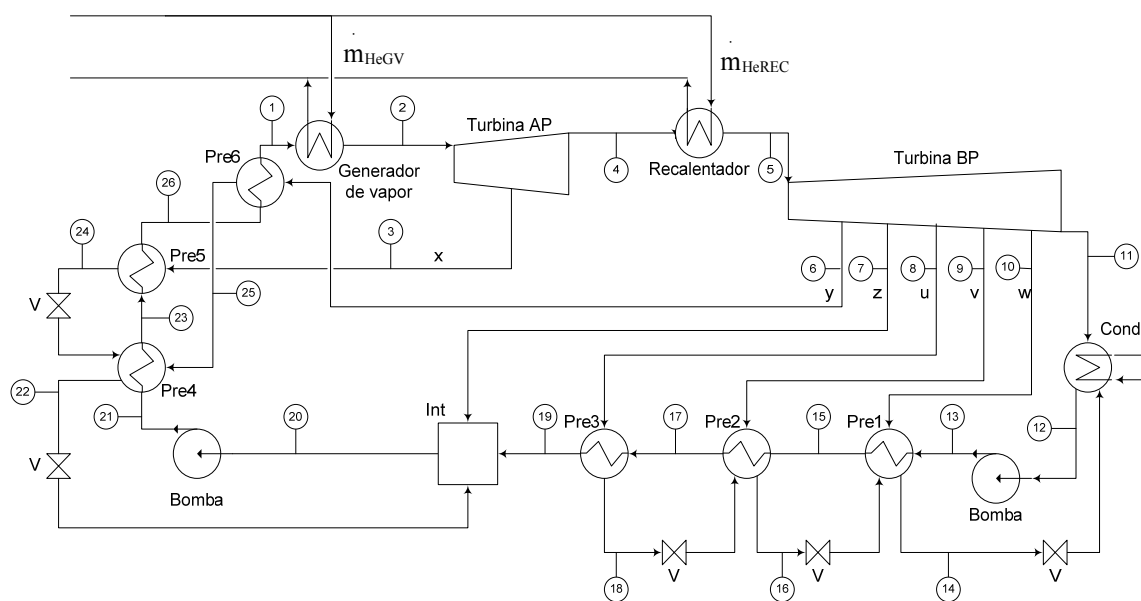


Fig. 5.21. Ciclo Rankine B para el BNK en ciclo dual.

La Tabla. 5.20 resume los resultados logrados por cada ciclo estudiado. Como se había adelantado, el ciclo de CO<sub>2</sub> está claramente por debajo de los Rankine al no operar en su zona de temperaturas. En cuanto a los ciclos Rankine analizados, son esquemas clásicos de ciclos subcríticos con recalentamiento, siendo la principal diferencia la ubicación del Precalentador número 6 en el ciclo B, que permite sacar el máximo partido de la elevada temperatura disponible en la extracción de mayor presión en la turbina de baja presión, aguas abajo del recalentamiento. Este tipo de solución es habitual en plantas fósiles [15,18] y ya fue analizada por Pérez-Pichel en su tesis doctoral [16].

Por tanto, se escoge el ciclo Rankine B, pasando seguidamente a detallar sus principales parámetros.

**Tabla. 5.20. Rendimientos de los diferentes ciclos duales.**

Tipo de ciclo	$\eta_{\text{ciclo}}(\%)$
Ciclo supercrítico de CO <sub>2</sub>	35,38
Ciclo Rankine tipo A	39,4
Ciclo Rankine tipo B	41,31

La Tabla. 5.21 muestra un detalle de las prestaciones del ciclo Rankine B, en el que las presiones de extracción para los precalentadores han sido optimizadas para maximizar el rendimiento. La Tabla 5.22 muestra los estados termodinámicos de todos los puntos. La Fig. 5.22 muestra el diagrama T-s de dicho ciclo con la indicación de los estados más representativos.

Con respecto al valor de los acercamientos, dicha condición es siempre mayor a 5°C en todos los intercambiadores de calor.

**Tabla. 5.21. Prestaciones del ciclo Rankine B propuesto para el ciclo dual.**

<b>Parámetros principales</b>	
Rendimiento del ciclo Rankine (%)	41,31
Potencia neta (MW)	327,424
Flujo másico de agua (kg/s)	300,4
<b>Potencia obtenida de las turbinas (MW)</b>	
Turbina de baja presión	96,147
Turbina de alta presión	235,865
<b>Potencia consumida por las bombas (MW)</b>	
Bomba de alta presión	4,109
Bomba de baja presión	0,479
Trabajo total de las bombas	4,588
<b>Potencia en los intercambiadores (MW)</b>	
Pre1	36,768
Pre2	43,529
Pre3	43,520
Pre4	10,318
Pre5	9,017
Pre6	0,003135
Generador de vapor	657,281
Recalentador	135,341



Tabla. 5.22. Temperaturas y presiones del ciclo Rankine B propuesto para el ciclo dual.

Punto (Fig. 5.21)	Temperatura (°C)	Presión (bar)
1	208	100
2	394,4	100
3	208	18,34
4	207,1	18
5	380	18
6	364,5	15,99
7	336,3	12,97
8	210	4,261
9	108	1,338
10	69,09	0,3
11	36,16	0,06
12	36,16	0,06
13	36,3	12,97
14	69,09	0,3
15	69,09	12,97
16	108	1,338
17	108	12,97
18	145,9	4,261
19	145,9	12,97
20	191,5	12,97
21	193,6	100
22	201,3	15,99
23	201,3	100
24	208	18,34
25	364,2	15,99
26	208	100

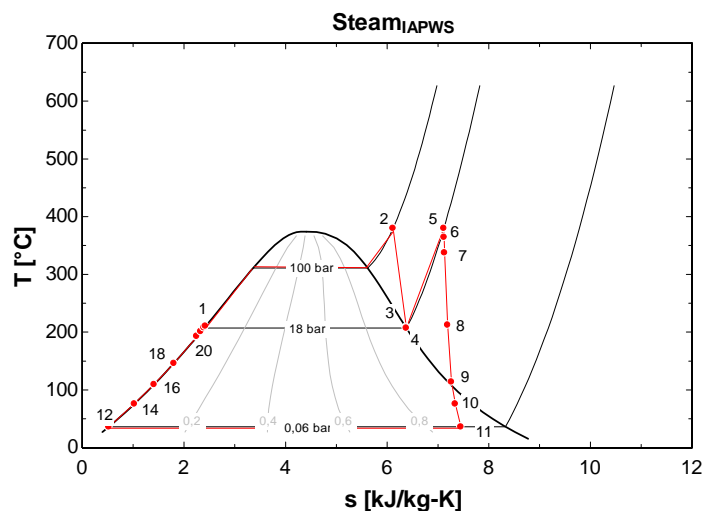


Fig. 5.22. Diagrama T-s del ciclo Rankine B propuesto para el ciclo dual.

#### 5.9.4. Resultados finales del ciclo dual

La Tabla. 5.23 muestra los resultados finales del ciclo dual completo, tanto en la opción Brayton CBTX como CICBTX. El rendimiento alcanzado en ambos casos supera el 42,2%, siendo del 44% en la opción CICBTX. Esto supone una mejora del 6% del CBTX/Rankine respecto al caso CBT/ORC y del 5% del caso CICBTX/Rankine respecto al CICBT/ORC, con lo que se obtiene que el ciclo dual es el de mejor rendimiento, si bien requiere el empleo de agua como fluido de trabajo, lo que no es recomendable en un reactor de fusión.

**Tabla. 5.23. Resumen de las prestaciones obtenidas con ciclos duales.**

Tipo de ciclo	Rendimiento (%)	Potencia neta (MW)
Dual CBTX/Rankine	42,2	1.413,43
Dual CICBTX/Rankine	44	1.474,42

#### 5.10. Síntesis final de resultados

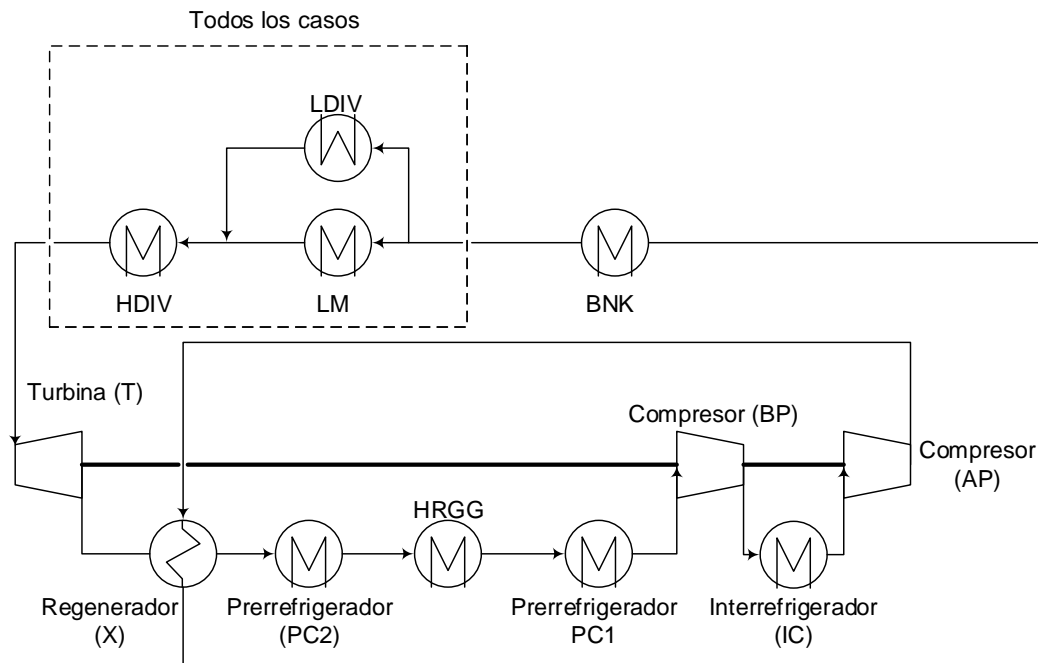
La Tabla. 5.24 muestra el resumen de todos los ciclos estudiados en este Capítulo. Mientras que la Tabla 5.25 y la Fig. 5.23 muestran la estructura de las diferentes combinaciones estudiadas.

**Tabla. 5.24. Síntesis de los resultados obtenidos en los diferentes ciclos estudiados en este Capítulo.**

Tipos de ciclo	$\eta$ (%)
CBT	29,4
CICBT	32,6
CBT/ORC	36,2
CICBT/ORC	38,9
CBTX/Rankine	42,2
CICBTX/Rankine	44

**Tabla. 5.25. Tabla resumen de los componentes de todos los ciclos estudiados**

Ciclo	BP	AP	T	PC1	PC2	IC	HRGG	X	BNK
CBT	1	-	1	1	-	-	-	-	1
CICBT	1	1	1	1	-	1	-	-	1
CBT/ORC	1	-	1	1	1	-	1	-	1
CICBT/ORC	1	1	1	1	-	1	1	-	1
CBTX/Rankine	1	-	1	1	-	-	-	1	-
CICBTX/Rankine	1	1	1	1	-	1	-	1	-



**Fig. 5.23. Resumen de todos los ciclos estudiados.**

## 5.11. Conclusiones

De los resultados obtenidos en este Capítulo se concluye que para que los ciclos Brayton con helio alcancen rendimientos significativos (superiores al 40%) es preciso recurrir a ciclos duales, donde se destine un ciclo específico para el BNK. Esto da idea de la seria limitación que incluye esta fuente en la integración con las demás, al ser de un nivel de temperaturas considerablemente inferior.

El problema del empleo de los ciclos duales es doble: por una parte la planta se complica excesivamente; por otra, es deseable no emplear agua en los ciclos, al menos en el circuito primario.

Para solventar los problemas anteriores se analizarán en el siguiente Capítulo los ciclos Brayton que emplean  $\text{CO}_2$  supercrítico como fluido de trabajo.



## 6. CICLOS BRAYTON CON CO<sub>2</sub> SUPERCRÍTICO

### 6.1. Introducción

Este Capítulo se centra en la aplicación de los ciclos supercríticos de CO<sub>2</sub> (S-CO<sub>2</sub>) al reactor de fusión. En el Capítulo anterior se detectó que el principal problema para la integración de las fuentes térmicas es la reducida temperatura del BNK, en concreto la baja temperatura de retorno del helio al reactor, que impedía la regeneración en los ciclos Brayton con helio como fluido de trabajo. Para resolver este problema se han planteado diferentes configuraciones ya sea combinando el ciclo S-CO<sub>2</sub> con otros o bien introduciendo nuevos elementos.

Si bien existen diferentes configuraciones dentro del ciclo S-CO<sub>2</sub>, tal como se vio en el Estado del Arte [23] (Capítulo 3), se ha escogido la recompresión, por presentar los mayores rendimientos, aunque con mayores presiones de trabajo [16], [95]. Las configuraciones analizadas han sido:

- Ciclo S-CO<sub>2</sub> básico (BAS)
- Ciclo combinado S-CO<sub>2</sub>/Rankine
- Ciclo dual S-CO<sub>2</sub>/Rankine
- Ciclo S-CO<sub>2</sub> con 3 recuperadores (REC3)
- Ciclo S-CO<sub>2</sub> con 2 recuperadores (REC2)

Puede encontrarse un resumen de los resultados relativos a los ciclos REC3 y REC2 mostrados en este Capítulo en los artículos [CICLOS-2] y [CICLOS-3] (Anexo C). Un resumen de los tres primeros ciclos se halla en el artículo [CICLOS-1] del mismo Anexo.

Las fuentes térmicas se acoplarán de la misma manera que en el Capítulo anterior, que demostró ser la más eficiente para los rangos de temperatura disponibles.

Para finalizar se expondrán las conclusiones donde se presentará el ciclo óptimo, y a partir de los resultados obtenidos y su comparación con los ciclos Brayton de helio, se decidirá cuál es el ciclo idóneo.

### 6.2. Parámetros e hipótesis de partida

En este apartado se muestran los valores que se han fijado en el cálculo de los diferentes ciclos estudiados en este Capítulo. Otros parámetros de funcionamiento son propios de cada configuración y se expondrán en los apartados correspondientes.

- Ciclos S-CO<sub>2</sub> [29], [85], [87]:
  - Rendimiento isentrópico de la turbina: 93%.
  - Rendimiento isentrópico del compresor: 88%.
  - Rendimiento electromecánico: 97%.
  - Caída de presión en cada uno de los intercambiadores de calor: 0,4 bar.
  - Temperatura de entrada del agua de refrigeración al prerrefrigerador: 20°C.
  - Temperatura de salida del agua de refrigeración al prerrefrigerador: 30°C.
  - Las pérdidas de carga a lo largo de las tuberías han sido omitidas.
  
- Ciclos Rankine utilizados en los ciclos combinados [16]:
  - Rendimiento isentrópico de las turbinas: 88%.
  - Rendimiento isentrópico de las bombas: 75%.
  - La pérdida de carga en intercambiadores y conductos ha sido omitida.
  - Presión de entrada a la turbina de alta presión: 160 bar.
  - Presión de operación del condensador: 0,05 bar.
  - Drenajes del condensador, desgasificador y precalentadores son asumidos en estado de líquido saturado.
  - Valores característicos del generador de vapor: El acercamiento deberá tener valores superiores a 15°C; los acercamientos tanto en el sobrecalentador como en el recalentador se toman de 25°C.

### 6.3. Ciclo S-CO<sub>2</sub> básico

El ciclo básico de recompresión se ha analizado en dos fases. En un primer lugar se ha resuelto tomando como referencia los valores habituales de presiones de trabajo (alrededor de 74 bar en la aspiración de los compresores y 200 bar en la impulsión) [30], [31], [23], [16]. En una segunda fase se ha incrementado la presión de aspiración de los compresores a aproximadamente 85 bar y se han analizado diferentes escenarios para la presión de impulsión.

El ciclo S-CO<sub>2</sub> basa su funcionamiento en realizar la aspiración del compresor en la zona supercrítica, pero próxima al punto crítico. De este modo, el proceso de compresión en el compresor principal se asemeja al de un líquido, reduciéndose considerablemente el trabajo de compresión. Este hecho lo reflejan todos los estudios clásicos sobre ciclos S-CO<sub>2</sub> [30], [31], [23], [16]. Sin embargo, ya se comentó en el Estado del Arte que la operación en las proximidades del punto crítico puede resultar conflictiva ante las grandes variaciones de densidad por pequeñas variaciones de temperatura [20]; de igual modo, el calor específico presenta un pico muy acusado que hace que se desaproveche el área de trabajo del prerrefrigerador [87]. Ambos hechos se ponen de manifiesto en la Fig. 6.1, donde se aprecia que si la presión se desplaza a 85 bar ambos comportamientos se suavizan considerablemente. Esta es la razón por la que se acometió la segunda fase, en la que la presión de aspiración se estableció en 85 bar.

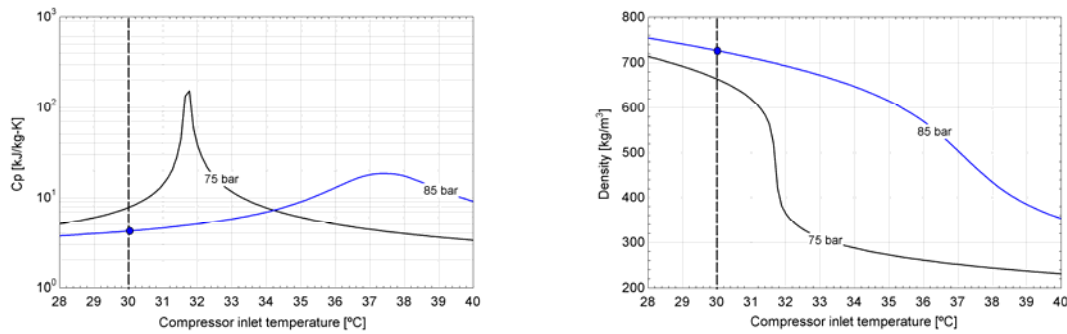


Fig. 6.1. Variación de las propiedades termodinámicas del CO<sub>2</sub> en las cercanías del punto crítico.

El primer caso que se estudia es aquel llamado como básico. Dicho ciclo es conocido como ciclo Brayton con recompresión y, entre otros autores, fue ya estudiado por Angelino [30], [31], Moiseyev et al. [23] y Perez-Pichel [16]. Este tipo de ciclos de potencia cuenta con una turbina, dos compresores, dos regeneradores, un prerrefrigerador y las fuentes térmicas, cuya integración tiene la misma estructura que la presentada en el Capítulo anterior. Lo que se busca en este tipo de ciclos es que la salida del prerrefrigerador se produzca con el CO<sub>2</sub> lo más próximo a su punto crítico, ya que al presentar propiedades similares a las de un líquido, el trabajo necesario en su compresión es menor. La Fig. 6.2 muestra la configuración del ciclo.

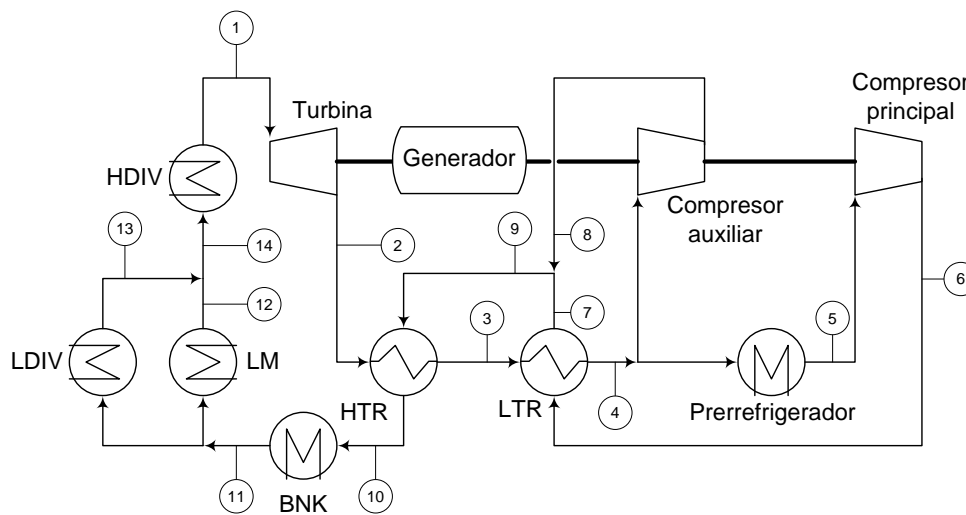


Fig. 6.2. Ciclo Brayton con recompresión S-CO<sub>2</sub> básico.

### 6.3.1. Primera fase

La Tabla. 6.1 muestra las características principales del ciclo y la Tabla. 6.2 las presiones y temperaturas según el esquema mostrado en la Fig. 6.2.

Tabla. 6.1. Características del ciclo Brayton con recompresión S-CO<sub>2</sub> básico (74 bar).

<b>Parámetros principales</b>	
Rendimiento del ciclo Brayton (%)	41
Potencia neta (MW)	1.375
Flujo másico de CO <sub>2</sub> (kg/s)	18.345
Fracción de CO <sub>2</sub> desviada por el LDIV (%)	14,2
Fracción de CO <sub>2</sub> del compresor auxiliar (%)	40,08
<b>Potencia obtenida de la turbina (MW)</b>	
Turbina	2.077
<b>Potencia consumida por los compresores (MW)</b>	
Compresor principal	227,1
Compresor auxiliar	432,1
Compresión total	659,2
<b>Potencia en los intercambiadores (MW)</b>	
BNK	793,4
LM	1.976
LDIV	329,1
HDIV	247,6
HTR	3.408
LTR	2.473
Prerrefrigerador	3.215
<b>Efectividad de los intercambiadores (%)</b>	
BNK	95
LM	59,3
LDIV	27,1
HDIV	36,1
HTR	95
LTR	95
Prerrefrigerador	76,1

Tabla. 6.2. Temperaturas y presiones del ciclo Brayton con recompresión S-CO<sub>2</sub> básico (74 bar).

Punto (Fig. 6.2)	Temperatura (°C)	Presión (bar)
1	442,7	201,8
2	331,4	75,2
3	166,6	74,8
4	61,7	74,4
5	30	74
6	56,1	203,8
7	160,8	203,4
8	153,8	203,4
9	157,9	203,4
10	294,7	203
11	329,4	202,6
12	431,7	202,4
13	431,7	202,4
14	431,7	202,4



En esta primera fase la variable que se dejó libre fue la temperatura de entrada a la turbina (punto 1), optimizándola, dentro de las limitaciones impuestas por el BNK, para maximizar el rendimiento global del ciclo. Como se puede observar, el rendimiento del ciclo (41%) es superior al de los ciclos Brayton de helio básicos y combinados presentados en el Capítulo anterior. Este mayor rendimiento está directamente relacionado con el descenso del trabajo de compresión. Así, en el ciclo S-CO<sub>2</sub> el trabajo obtenido en la turbina no es tan elevado como en los Brayton con helio, pero en cambio el trabajo realizado por los compresores es mucho menor. De ahí que el rendimiento final sea mayor. Como ya se ha justificado, el factor determinante en esta reducción de trabajo en la compresión se debe principalmente al comportamiento del CO<sub>2</sub> en torno a su punto crítico. De hecho, puede observarse cómo el trabajo demandado por el compresor auxiliar (aspiración a 61°C) es mucho mayor que el que requiere el principal (aspiración a 30°C).

Como en el caso de los ciclos comentados en el Capítulo anterior, aquí también se han tenido en cuenta los valores de los acercamientos en cada intercambiador. En este caso ningún intercambiador alcanza un valor inferior a 5°C. El LTR, HTR y BNK tienen unos valores en torno a 5°C, 10°C y 5°C respectivamente. En el caso del HDIV, LDIV y LM tampoco alcanzan un valor inferior a 5°C, debido a que el lado caliente y el frío distan mucho. En el prerrefrigerador los perfiles de temperatura también están suficientemente separados (61,7°C/30°C en el CO<sub>2</sub> y 20°C/30°C en el agua).

### **6.3.2. Segunda fase**

Tras los resultados obtenidos en el estudio previo de la primera fase se procede a fijar como presión de aspiración en los compresores 85 bar y a hacer variar tanto la presión de impulsión como la temperatura de entrada en turbina, obteniéndose así la Fig. 6.3. En lo que sigue, se denominará BAS a este ciclo básico de recompresión.

Las curvas de rendimiento expuestas en la Fig. 6.3 tienen la típica forma en “V” característica de los ciclos termodinámicos Brayton con regeneración, donde como es sabido el incremento del rendimiento con la presión se debe a que aunque la temperatura de entrada de calor se reduzca, se reduce también la temperatura de rechazo, que pesa más en el rendimiento. Sin embargo, para presiones mayores que la óptima, la reducción de la temperatura de rechazo de calor no compensa la de adición de calor, pudiendo ocurrir que la temperatura de salida de la turbina fuese tan baja que no fuese posible la regeneración.

Como se observa en la Fig. 6.3 el rendimiento aportado por el ciclo BAS alcanza valores en torno al 43% llegando, incluso, a alcanzar 44%. Este tipo de ciclos en su forma más sencilla ya aportan rendimientos mayores que los ciclos Brayton con helio básicos y con ORC estudiados en el Capítulo anterior, alcanzando así a los ciclos duales.

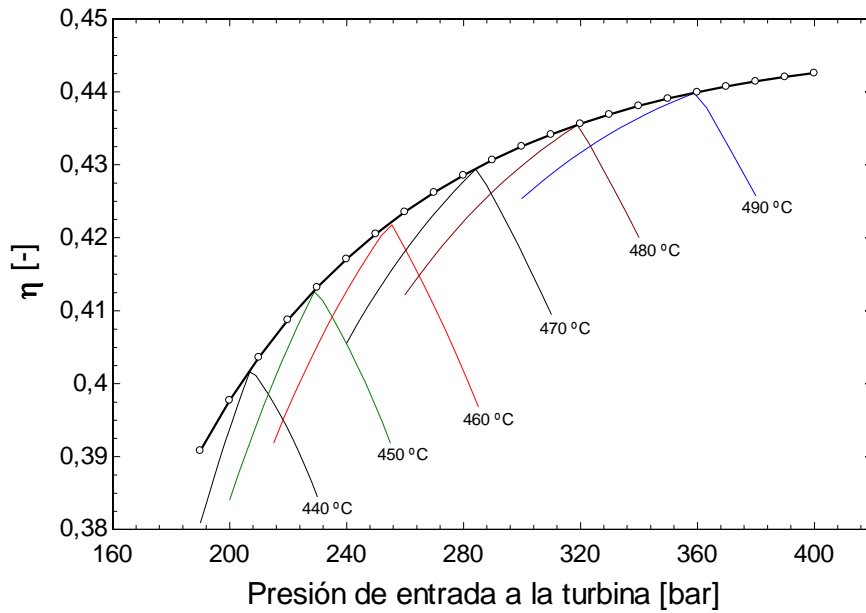


Fig. 6.3. Rendimiento del ciclo BAS en función de la presión y de la temperatura de entrada a la turbina.

Con respecto a la envolvente de los diferentes máximos en la Fig. 6.3 se observa que el rendimiento crece fuertemente según aumenta la presión de entrada a la turbina, suavizándose la tendencia para presiones mayores de 325 bar.

La Tabla. 6.3 muestra los resultados del ciclo tanto a corto plazo (CP) como a largo plazo (LP). A corto plazo se ha elegido una presión de entrada a la turbina de 250 bar, a partir de los datos extraídos de la literatura [11, 17, 23, 31]. A largo plazo se ha escogido una presión de 400 bar. La Tabla. 6.4 muestra las temperaturas y presiones de dicho ciclo BAS en cada punto según la Fig. 6.2.

El aumento de rendimiento entre el ciclo de corto plazo y el de largo plazo es únicamente del 2%, mientras que el aumento de presión del uno al otro es considerable. Otros factores a tener en cuenta son, por un lado, el cumplimiento de la limitación de 5°C en todos los acercamientos (Tabla 6.5) y por otro, el descenso en el intercambio de calor producido en el HTR (dos tercios). Como ya fue comentado, el intercambiador BNK tiene una temperatura reducida y por ello condiciona el intercambio de calor en el HTR, limitando también el rendimiento del ciclo. En el resto de secciones se proponen diferentes ciclos que intentan solucionar este problema.

Tabla. 6.3. Características del ciclo Brayton con recompresión S-CO<sub>2</sub> básico (BAS).

<b>Parámetros principales</b>	<b>CP</b>	<b>LP</b>
Rendimiento del ciclo Brayton (%)	42	44,1
Potencia neta (MW)	1.406	1.475
Flujo másico de CO <sub>2</sub> (kg/s)	16.307	12.528
Fracción de CO <sub>2</sub> desviada por el LDIV (%)	14,2	14,2
Fracción de CO <sub>2</sub> por el compresor auxiliar (%)	32	27,6
<b>Potencia obtenida de la turbina (MW)</b>		
Turbina	2.029	2.302
<b>Potencia consumida por los compresores (MW)</b>		
Compresor principal	270,1	404,1
Compresor auxiliar	309,8	377,6
Compresión total	580	781,8
<b>Potencia en los intercambiadores (MW)</b>		
BNK	793,4	793,4
LM	1.976	1.976
LDIV	329,1	329,1
HDIV	247,6	247,6
HTR	3.009	1.015
LTR	2.568	2.652
Prerrefrigerador	1.896	1.825
<b>Efectividad de los intercambiadores (%)</b>		
BNK	95,2	95,2
LM	59,9	61,4
LDIV	36,5	39,3
HDIV	28,2	31,5
HTR	94,1	87,7
LTR	95,8	97,1
Prerrefrigerador	75	82,2

Tabla. 6.4. Temperaturas y presiones del ciclo Brayton con recompresión S-CO<sub>2</sub> básico (BAS).

Punto (Fig. 6.2)	Temperatura (°C)		Presión (bar)	
	CP	LP	CP	LP
1	458	498,0	250	400
2	335	319,2	86,2	86,2
3	174	248	85,8	85,8
4	60,1	76,4	85,4	85,4
5	30	30	85	85
6	154	225	252	401,6
7	169,3	243	251,6	401,6
8	154	238	251,6	401,6
9	164,3	225	251,6	401,6
10	295	295	251,2	401,2
11	333	341,7	250,8	400,8
12	445,8	482,7	250,4	400,4
13	445,8	482,6	250,4	400,4
14	445,8	482,7	250,4	400,4

**Tabla. 6.5. Acercamientos de los intercambiadores del ciclo Brayton con recompresión S-CO<sub>2</sub> básico (BAS).**

Intercambiador	Acercamiento (°C)	
	CP	LP
BNK	5	5
LDIV	233	217,3
LM	147	138,3
HDIV	254,2	217,3
HTR	10	10
LTR	5	5
Prerrefrigerador	10	10

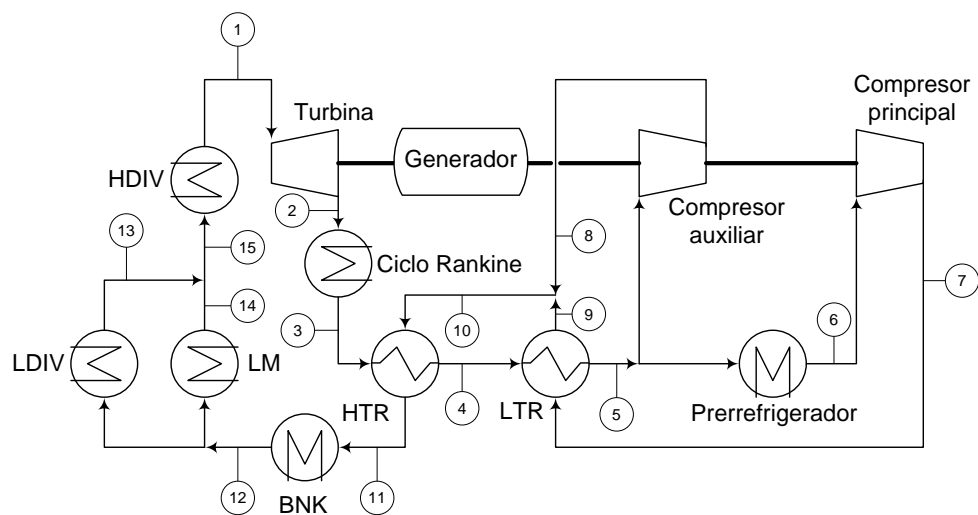
#### 6.4. Ciclo combinado S-CO<sub>2</sub>/Rankine

El intercambiador BNK limita el rendimiento del ciclo debido a que produce que la temperatura de entrada a la fuente térmica deba ser reducida. Esto hace que la temperatura a la salida de la turbina (punto 2 en la Fig. 6.2) no pueda ser muy elevada y que por ello la temperatura a la entrada de dicho componente del ciclo (punto 1 en la Fig. 6.2) tampoco lo sea. Para dar solución a esta limitación se han estudiado diferentes ciclos, consistiendo el primero de ellos en un ciclo combinado formado por el ciclo Brayton S-CO<sub>2</sub> y un ciclo Rankine colocado a la salida de la turbina del primero. Al realizar este diseño se permite que la salida de la turbina se produzca a mayor temperatura y que sea el ciclo Rankine subcrítico el encargado de reducirla, para que así el CO<sub>2</sub> en el HTR no incremente por encima de lo permitido la temperatura del fluido que llega al BNK. De esta forma también se consigue que la entrada a la turbina se produzca a una temperatura mayor, lo que favorece que el calor aportado por las fuentes térmicas sea mejor aprovechado y por ello el rendimiento del ciclo sea superior.

Al ser éste uno de los primeros ciclos que se investigaron, el ciclo Brayton utilizado es el presentado al comienzo del Capítulo donde la presión mínima del ciclo es de 74 bar. Aunque como se verá en los resultados el rendimiento alcanzado es elevado, la complejidad de la planta es muy alta, y exige manejar agua (aunque en circuito terciario), con los problemas que ello plantea. Por ello, no se ha replanteado la configuración con 85 bar de presión de aspiración, al obtener resultados similares con otras configuraciones más sencillas. A diferencia de los casos anteriores, en este caso el control de los acercamientos se realiza estableciendo la efectividad de los diferentes intercambiadores de calor, la cual ha sido fijada al 95%, excepto la del prerrefrigerador que será extraída al resolver el diseño del ciclo. Como en el Capítulo anterior, primero se estudiará el ciclo Brayton, posteriormente el ciclo Rankine, para finalizar realizando el desarrollo de la unión de ambos ciclos.

##### 6.4.1. Ciclo Brayton

Como se muestra en la Fig. 6.4, el esquema del ciclo Brayton es similar al mostrado en la Fig. 6.2, con la única diferencia de la colocación de un intercambiador de unión a la salida de la turbina, encargado de unir el ciclo Brayton con el ciclo Rankine.



**Fig. 6.4. Ciclo Brayton perteneciente al ciclo combinado.**

La Tabla. 6.6 muestra los resultados obtenidos en el ciclo Brayton, mientras que la Tabla 6.7 expone las temperaturas y presiones en los diferentes puntos del ciclo según la Fig. 6.4.

El rendimiento del ciclo Brayton en el ciclo combinado es inferior al del ciclo Brayton básico estudiado al comienzo del Capítulo (apartado 6.3.1) debido a que en el caso combinado el rendimiento del ciclo de alta se mide considerando el calor cedido al ciclo de baja como una pérdida. Sin embargo, la cesión de ese calor permite hacer un uso más eficiente de las fuentes térmicas, como lo demuestran las mayores efectividades de los intercambiadores.

Aún teniendo unas efectividades en los diferentes intercambiadores tan elevadas, los acercamientos se mantienen dentro del margen aceptable, sin llegar ningún intercambiador a tener dicho factor por debajo de los 5°C. Los diferentes acercamientos se pueden observar en la Tabla. 6.8.

Tabla. 6.6. Resultados del ciclo Brayton perteneciente al ciclo S-CO<sub>2</sub>/Rankine

<b>Parámetros principales</b>	
Rendimiento del ciclo Brayton (%)	23,1
Potencia neta (MW)	775,5
Flujo másico de CO <sub>2</sub> (kg/s)	6.406
Fracción de CO <sub>2</sub> desviada por el LDIV (%)	14,27
Fracción de CO <sub>2</sub> por el compresor auxiliar (%)	37,61
<b>Potencia obtenida de la turbina (MW)</b>	
Turbina	1.017
<b>Potencia consumida por los compresores (MW)</b>	
Compresor principal	80,3
Compresor auxiliar	137,1
Compresión total	217,4
<b>Potencia en los intercambiadores (MW)</b>	
BNK	793,4
LM	1.976
LDIV	329,1
LDIV	247,6
HTR	1.307
LTR	792,6
Prerrefrigerador	693
<b>Efectividad de los intercambiadores (%)</b>	
BNK	95
LM	95
LDIV	95
HDIV	86,7
HTR	95
LTR	95
Prerrefrigerador	47

Tabla. 6.7. Temperaturas y presiones del ciclo Brayton combinado.

Punto (Fig. 6.4)	Temperatura (°C)	Presión (bar)
1	715,2	198
2	582,1	75,6
3	336	75,2
4	155,3	74,8
5	60,6	74,4
6	30	74
7	55,6	200
8	150,3	199,6
9	143,1	199,6
10	145,8	199,6
11	294,2	199,2
12	394,7	198,8
13	684,7	198,4
14	684,7	198,4
15	684,7	198,4

Tabla. 6.8. Acercamientos de los intercambiadores del ciclo Brayton de ciclo combinado.

Intercambiador	Acercamiento (°C)
BNK	5,2
LDIV	5,2
LM	15
HDIV	15
HTR	9,5
LTR	5
Prerrefrigerador	10
S-CO <sub>2</sub> /Rankine	15

6.4.2. Ciclo Rankine

El ciclo Rankine elegido es subcrítico, regenerado y con recalentamiento, similar al propuesto en el Capítulo anterior para los ciclos Brayton con helio. La Fig. 6.5 muestra un esquema del mismo.

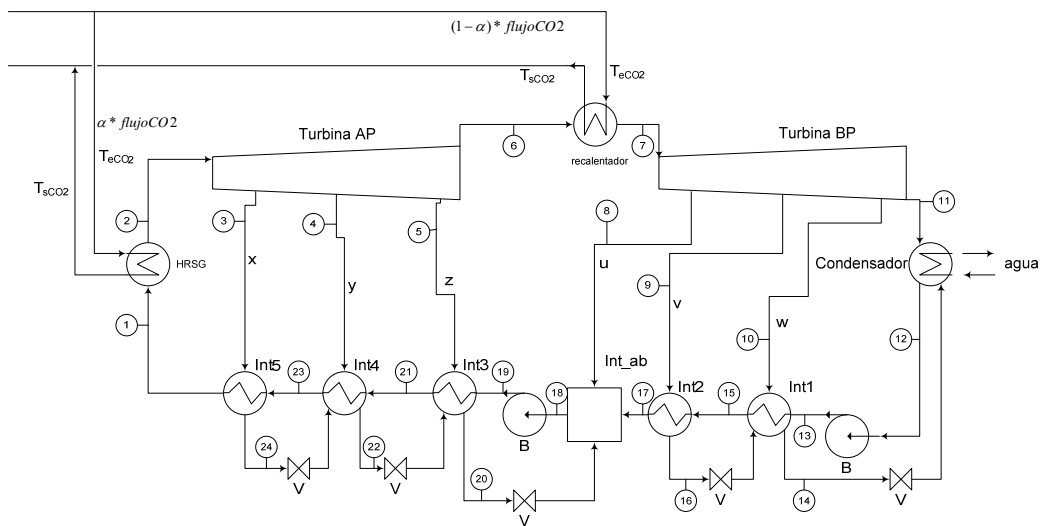


Fig. 6.5. Ciclo Rankine perteneciente al ciclo S-CO<sub>2</sub>/Rankine.

La Tabla. 6.9 muestra los resultados obtenidos en el ciclo Rankine, mientras que la Tabla. 6.10 las temperaturas y presiones en cada punto.

El rendimiento alcanzado es del 43%, habiéndose seleccionado las presiones de las extracciones para los precalentadores para maximizarlo.

Tabla. 6.9. Resultados del ciclo Rankine del ciclo S-CO<sub>2</sub>/Rankine.

<b>Parámetros principales</b>	
Rendimiento del ciclo Rankine (%)	43,6
Potencia neta (MW)	807,9
Flujo másico de agua (kg/s)	724,7
<b>Potencia obtenida de las turbinas (MW)</b>	
Turbina de baja presión	289,3
Turbina de alta presión	536,8
<b>Potencia consumida por los compresores (MW)</b>	
Bomba de alta presión	15,7
Bomba de baja presión	2,4
<b>Potencia en los intercambiadores (MW)</b>	
Int1	258,7
Int2	187,2
Int3	132,7
Int4	39,2
Int5	82,8
Generador de vapor	1505
Recalentador	347,1

Tabla. 6.10. Temperaturas y presiones del ciclo Rankine del ciclo S-CO<sub>2</sub>/Rankine.

Punto (Fig. 6.5)	Temperatura (°C)	Presión (bar)
1	308	160
2	557,1	160
3	474,3	96
4	426,7	70
5	404,2	60
6	302,9	28
7	557,1	28
8	567,7	30,1
9	508,7	19,6
10	297,2	3,5
11	32,87	0,05
12	32,87	0,05
13	33,19	30,1
14	138,8	3,4
15	138,8	30,1
16	211,4	19,6
17	211,4	30,1
18	234	30,1
19	238	160
20	275,5	59,9
21	275,5	160
22	285,9	70
23	285,9	160
24	308	96



### 6.4.3. Resultados globales del ciclo S-CO<sub>2</sub>/Rankine

La Tabla. 6.11 muestra los resultados del ciclo combinado del ciclo Brayton con el ciclo Rankine. El rendimiento alcanzado es próximo al 47%, aunque para ello la planta resulta excesivamente compleja y se requiere el empleo de agua. Por ello, se estudiarán otras alternativas en las secciones siguientes, tomándose este valor como cota a intentar superar.

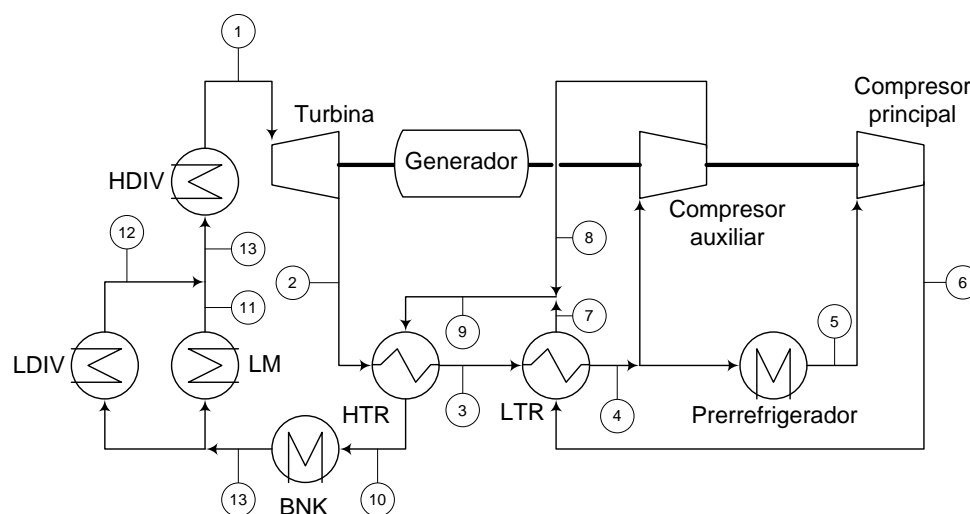
**Tabla. 6.11. Resultados del ciclo combinado.**

Parámetros principales	
Rendimiento del ciclo (%)	47,34
Potencia neta (MW)	1.583,4

### 6.5. Ciclo dual S-CO<sub>2</sub>/Rankine

En este caso, como ya sucedió en el Capítulo anterior, la idea se centra en extraer la fuente térmica BNK para que alimente un ciclo termodinámico independiente y así minimizar los problemas acarreados por las bajas temperaturas de dicha fuente. De esta forma se tendría por un lado el ciclo S-CO<sub>2</sub> que utilizará las fuentes LDIV, LDIV y LM, y por otro lado un ciclo Rankine que sería impulsado mediante la fuente BNK. Este ciclo Rankine será el mismo que en el Capítulo anterior.

La Fig. 6.6 muestra el ciclo S-CO<sub>2</sub>. La ausencia del BNK permite un mejor aprovechamiento de los intercambiadores, lo que va a favorecer el rendimiento del ciclo.



**Fig. 6.6. Ciclo S-CO<sub>2</sub> en la configuración dual.**

La Tabla. 6.12 muestra los resultados obtenidos en el ciclo S-CO<sub>2</sub> y la Tabla. 6.13 muestra las temperaturas y presiones en cada punto del ciclo acorde a la Fig. 6.6. Al igual que pasaba con el ciclo combinado, esta variante dual se ha desarrollado sólo para el ciclo básico de la primera fase, es decir, con 74 bar de presión de aspiración en los compresores.

En la Tabla. 6.13 se aprecia cómo la temperatura de entrada a la turbina es mucho mayor que la de los ciclos Brayton con recompresión básicos estudiados en el apartado 6.3. Esto se debe a que al eliminar las restricciones impuestas por las bajas temperaturas en el intercambiador BNK, el regenerador HTR no está tan limitado y por ello la temperatura (punto 2) a la salida de la turbina puede ser más elevada. Como resultado se observa que el rendimiento del ciclo Brayton alcanza un valor del 48% lo cual da idea del mejor funcionamiento de este tipo de ciclos a medias y altas temperaturas, superando el rendimiento de los ciclos Brayton duales con helio mostrados en el Capítulo anterior con las mismas fuentes térmicas.

Respecto a los acercamientos, como se observa en la Tabla. 6.14, ningún valor es inferior al recomendable de 5°C.

**Tabla. 6.12. Resultados del ciclo S-CO<sub>2</sub> en la configuración dual.**

<b>Parámetros principales</b>	
Rendimiento del ciclo Brayton (%)	48
Potencia neta (MW)	1.226
Flujo másico de CO <sub>2</sub> (kg/s)	11.437
Fracción de CO <sub>2</sub> desviada por el LDIV (%)	14,2
Fracción de CO <sub>2</sub> por el compresor auxiliar (%)	34,9
<b>Potencia obtenida de la turbina (MW)</b>	
Turbina	1.619
<b>Potencia consumida por los compresores (MW)</b>	
Compresor principal	140,1
Compresor auxiliar	215,5
Compresión total	355,6
<b>Potencia en los intercambiadores (MW)</b>	
LM	1.976
LDIV	329,1
HDIV	247,6
HTR	4.636
LTR	1.609
Prerrefrigerador	1.289
<b>Efectividad de los intercambiadores (%)</b>	
LM	93
LDIV	69
HDIV	58
HTR	95
LTR	95
Prerrefrigerador	75

Tabla. 6.13. Temperaturas y presiones del ciclo S-CO<sub>2</sub> en configuración dual.

Punto (Fig. 6.6)	Temperatura (°C)	Presión (bar)
1	645	190
2	522,9	75,2
3	169,8	74,8
4	60,4	74,4
5	30	74
6	54,3	191,6
7	150,8	191,2
8	146	191,2
9	149,1	191,2
10	465	190,8
11	627,7	190,4
12	627,7	190,4
13	627,7	190,4

Tabla. 6.14. Acercamientos del ciclo Brayton con recompresión S-CO<sub>2</sub> dual.

Intercambiador	Acercamiento (°C)
LDIV	72,24
LM	15
HDIV	72,24
HTR	20,67
LTR	6,175
Prerrefrigerador	10

En cuanto al ciclo Rankine, por comodidad se reproducen en la Fig. 6.15 los resultados relevantes y en la Fig. 6.7 el esquema. Para más detalles puede consultarse el apartado 5.9.3.

Tabla. 6.15. Resultados del ciclo Rankine en la configuración dual.

Parámetros principales	
Rendimiento del ciclo (%)	41,3
Potencia neta (MW)	327,4

La Tabla. 6.16 muestra los resultados obtenidos con el ciclo dual completo. Como se puede observar, el rendimiento es levemente inferior al ciclo combinado presentado en este Capítulo (apartado 6.4) y muy superior al rendimiento del ciclo Brayton con recompresión sencillo (apartado 6.3). Como en el caso presentado en el Capítulo anterior, el aumento de temperatura producido por la eliminación del BNK favorece un mayor rendimiento. Sin embargo en este caso el rendimiento del S-CO<sub>2</sub> es 4 puntos mayor, lo que demuestra la idoneidad de estos ciclos en este rango de temperaturas.

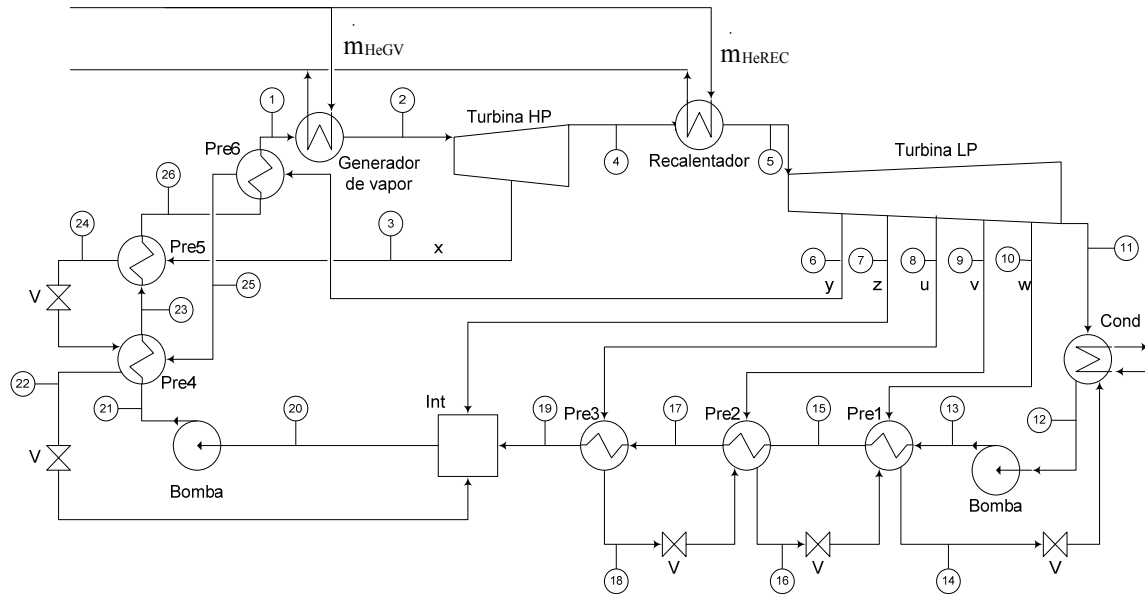


Fig. 6.7. Ciclo Rankine en la configuración dual.

Tabla. 6.16. Resultados del ciclo dual S-CO<sub>2</sub>/Rankine.

Parámetros principales	
Rendimiento del ciclo (%)	46,3
Potencia neta (MW)	1.553,4

### 6.6. Ciclo S-CO<sub>2</sub> con 3 recuperadores (REC3)

Esta propuesta pretende lograr los mismos efectos que el ciclo Rankine en la configuración combinada pero sin recurrir a un segundo ciclo. Así, para reducir la temperatura del CO<sub>2</sub> caliente que llega al HTR se añade un nuevo regenerador a la salida de la turbina colocado en paralelo sobre el BNK designado en la Fig. 6.8 como BBR (By-pass Envoltura Recuperator). De esta forma se permite que la entrada a la turbina se produzca a una temperatura mayor, ya que el calor residual de la turbina es aprovechado por el regenerador para calentar el CO<sub>2</sub> en paralelo con el BNK, produciendo así una temperatura adecuada en la llegada del fluido caliente al intercambiador HTR. Este ciclo se ha denominado REC3 por emplear tres recuperadores.

Esta configuración permitirá alcanzar eficiencias bastante elevadas, no exigiendo el empleo de ciclos de conversión adicionales, por lo que en este caso se ha evolucionado a partir del ciclo básico de la segunda fase, es decir, con presiones de aspiración de 85 bar.

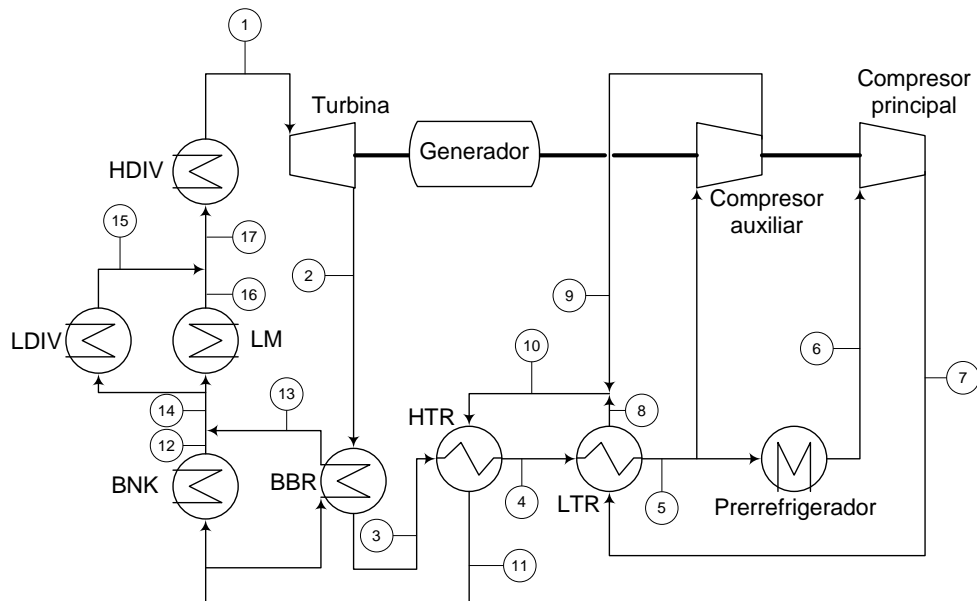


Fig. 6.8. Ciclo S-CO<sub>2</sub> con 3 recuperadores (REC3).

La Fig. 6.9 muestra la evolución de los diferentes rendimientos del ciclo REC3 a partir de las temperaturas de entrada a la turbina. Comparando con el ciclo BAS presentado en el apartado 6.3.2, se puede observar que el ciclo REC3 alcanza mayores temperaturas a menores presiones, siendo además el rango de presiones mayor. En este caso también existe una curva envolvente que engloba los máximos que se pueden alcanzar con el ciclo. La curva coincide con la presentada por la temperatura de 650°C a partir de una presión aproximada de entrada a la turbina de 240 bar, mientras que para presiones menores los máximos son alcanzados por una temperatura de entrada de 600°C. Este comportamiento se diferencia bastante con el mostrado por el ciclo BAS, donde la envolvente sí que corta a todas las isotermas. Este hecho es debido al comportamiento del intercambiador BBR, como se deriva de las Fig. 6.10 y Fig. 6.11.

La Fig. 6.10 muestra tanto el rendimiento del ciclo como la temperatura de entrada de la corriente de baja presión (alta temperatura) en el HTR (punto 3 según la Fig. 6.8). La Fig. 6.11 muestra la carga térmica en los regeneradores y las fracciones de flujo másico. Ambas figuras se calcularon a partir de una temperatura de entrada a la turbina de 550°C y en ambas se pueden observar tres zonas bien marcadas:

- La primera zona se corresponde a una presión de entrada a la turbina inferior a 225 bar (zona A). En dicha zona la temperatura del punto 3 se ha elegido para maximizar el rendimiento de modo que según descende dicha temperatura descende la carga térmica del HTR y aumenta en el BBR (se incrementa el flujo que lo recorre).
- Para presiones comprendidas entre 225 bar y 300 bar se encuentra la llamada zona B. En esta zona la temperatura de entrada al HTR en el lado de baja presión ha sido fijada como constante para evitar dejar sin carga térmica al HTR. De esta forma la fracción desviada al BBR se mantiene casi constante, provocando una leve caída en el rendimiento.
- A partir de una presión de 300 bar se llega a la zona denominada como C. En esta zona la temperatura de entrada al HTR vuelve a ser optimizada para

alcanzar el máximo rendimiento en cada punto. De esta forma se reduce la carga térmica en el BBR y la fracción de flujo que se desvía, aumentando así la carga térmica que se intercambia en el HTR.

A partir de la Fig. 6.11 también se puede destacar que la fracción de flujo desviada por el compresor auxiliar sigue un comportamiento similar al de la carga térmica en el intercambiador LTR.

La temperatura de 550°C ha sido escogida para trazar las Fig. 6.10 y Fig. 6.11 porque con ella las zonas A, B y C se distinguen con claridad. Sin embargo, dependiendo de la temperatura de entrada en la turbina la diferencia entre estas tres zonas puede ser más o menos marcada. Así, en la Fig. 6.9 se muestra que a una temperatura de 530°C de entrada a la turbina, únicamente está presente la zona A; a 600°C se encuentran las zonas B y C y a 650°C sólo la zona B. Esto significa que a mayor temperatura, la zona B engloba un mayor rango de presiones.

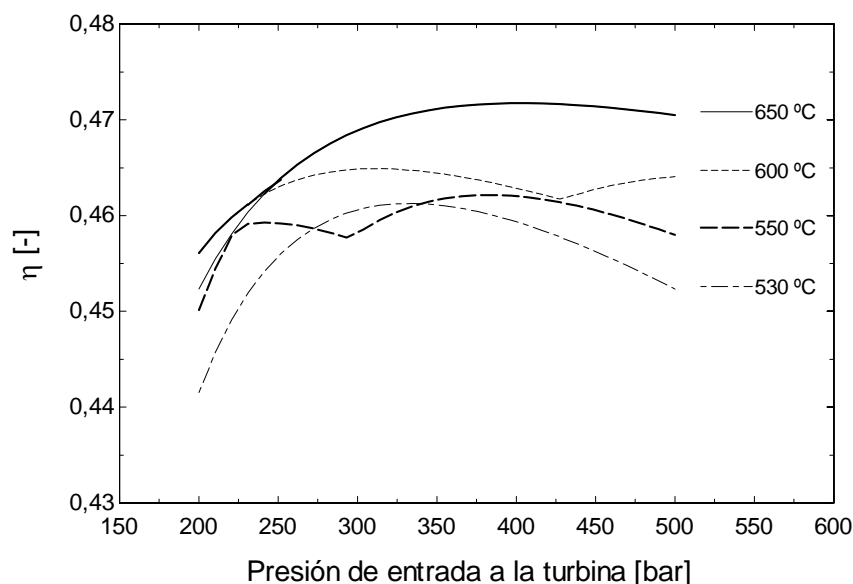


Fig. 6.9. Eficiencia para un diferente rango de temperaturas de entrada a la turbina del ciclo REC3.

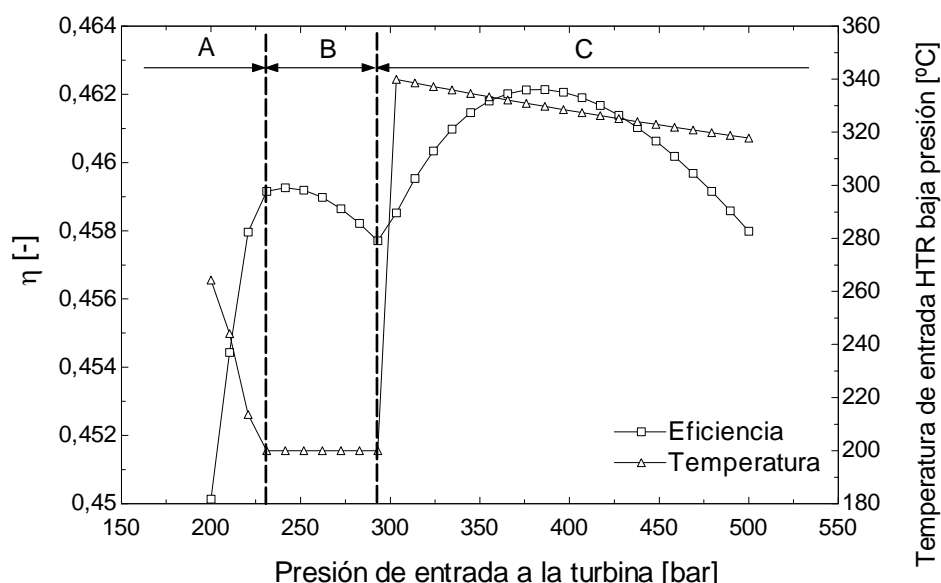


Fig. 6.10. Temperatura de entrada en el lado de baja presión al HTR en el ciclo REC3 y eficiencia del ciclo a una temperatura de entrada a la turbina de 550°C.

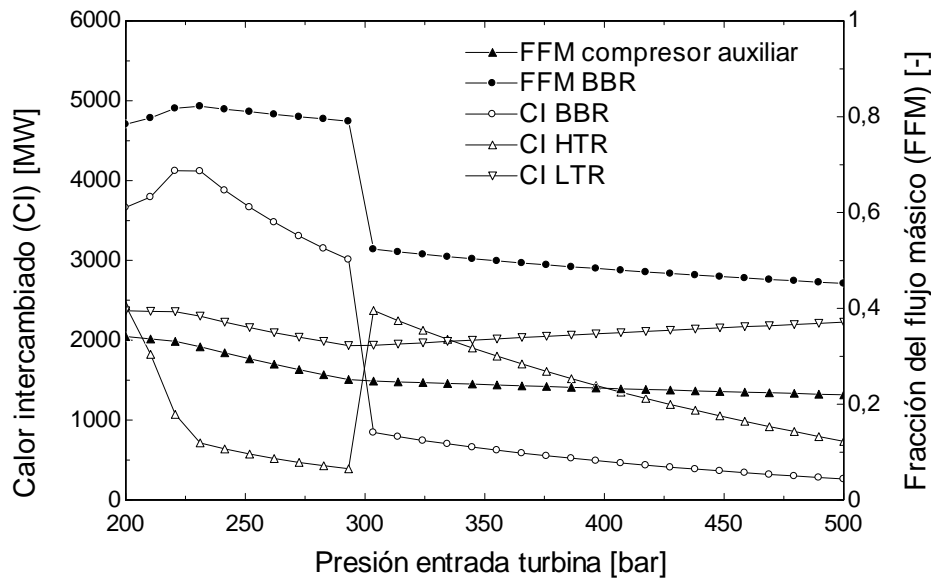


Fig. 6.11. Calor intercambiado y fracción de flujo másico en el ciclo REC3 con una temperatura de entrada a la turbina de 550°C.

La Fig. 6.12 muestra las cargas térmicas y la fracción de flujo desviada para el punto óptimo en cada una de las presiones, es decir, siguiendo la envolvente de la Fig. 6.9 correspondiente al REC3. Dicha curva se encuentra plenamente en la zona B, lo que implica que el intercambiador con mayor carga térmica es el BBR.

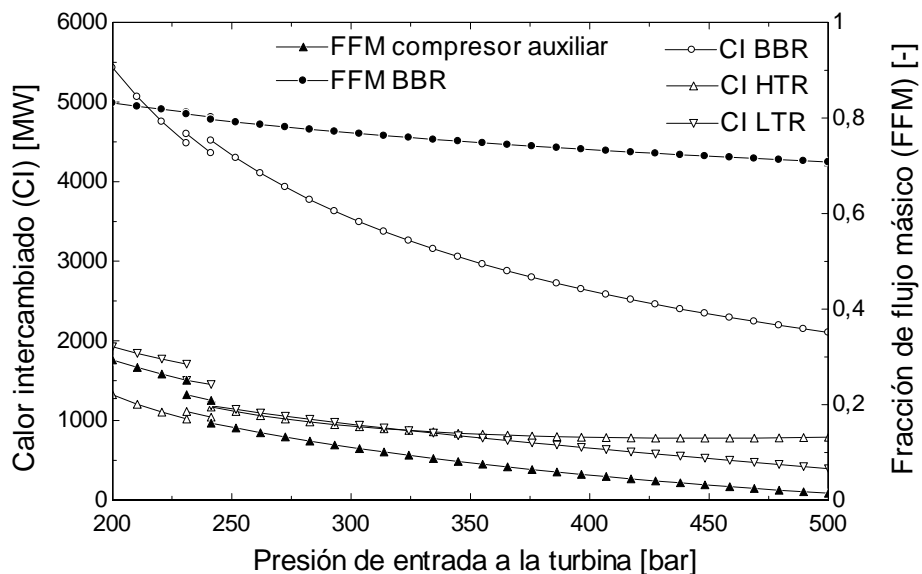


Fig. 6.12. Calor intercambiado y fracción del flujo másico en el ciclo REC3 a la temperatura óptima de entrada al HTR en el lado de baja presión (punto 3).

La Tabla. 6.17 describe el comportamiento del ciclo REC3 para dos circunstancias: a corto plazo (CP) y a largo plazo (LP), y la Tabla. 6.18 las temperaturas y presiones en cada punto del ciclo. El diseño a corto plazo utiliza una presión de 225 bar [11, 17, 23, 31] y por ello su temperatura de entrada a la turbina es de 600°C (Fig. 6.9) ya que se obtiene el mayor rendimiento en esa presión. En la opción de largo plazo se utiliza una presión de 400 bar y por ello su temperatura de entrada a la turbina será de 650°C (Fig. 6.9). A partir de ambos desarrollos se puede observar que el consumo global de los compresores en ambos casos es similar, aunque en el caso desarrollado a largo plazo

(LP) el trabajo en el compresor auxiliar es mucho menor que en el principal debido a la menor fracción de flujo que lo atraviesa. En ambos casos el trabajo consumido por los compresores está en torno al 21% del producido por la turbina, mientras que en el caso BAS se consume en torno al 30%, lo que da idea de por qué el ciclo REC3 obtiene mejores rendimientos. Una vez más los acercamientos tienen un valor superior a 5°C (vienen establecidos, en este caso, como condiciones de contorno).

**Tabla. 6.17. Características del ciclo S-CO<sub>2</sub> con 3 regeneradores (REC3).**

<b>Parámetros principales</b>	<b>CP</b>	<b>LP</b>
Rendimiento del ciclo Brayton (%)	46	46,7
Potencia neta (MW)	1.540,2	1.563,6
Flujo másico de CO <sub>2</sub> (kg/s)	14.475	8.929
Fracción de CO <sub>2</sub> desviada por el LDIV (%)	14,2	14,2
Fracción de CO <sub>2</sub> por el compresor auxiliar (%)	25,8	2,6
Fracción de CO <sub>2</sub> por el BBR (%)	81,5	65,5
<b>Potencia obtenida de la turbina (MW)</b>		
Turbina	2.000,6	2.024,9
<b>Potencia consumida por los compresores (MW)</b>		
Compresor principal	224	387,3
Compresor auxiliar	188,7	25,6
Compresión total	412,7	412,9
<b>Potencia en los intercambiadores (MW)</b>		
BNK	793,4	793,4
LM	1.976	1.976
LDIV	329,1	329,1
HDIV	247,7	247,7
BBR	4.638	1.898
HTR	1.068	1.598
LTR	1.744	500
Prerrefrigerador	1.757	1.733
<b>Efectividad de los intercambiadores (%)</b>		
BNK	97,8	97,3
LM	91	81
LDIV	55,4	73,7
HDIV	46,8	58,3
BBR	98,3	97,9
HTR	86,2	93,8
LTR	94,1	88,6
Prerrefrigerador	72,9	81,9



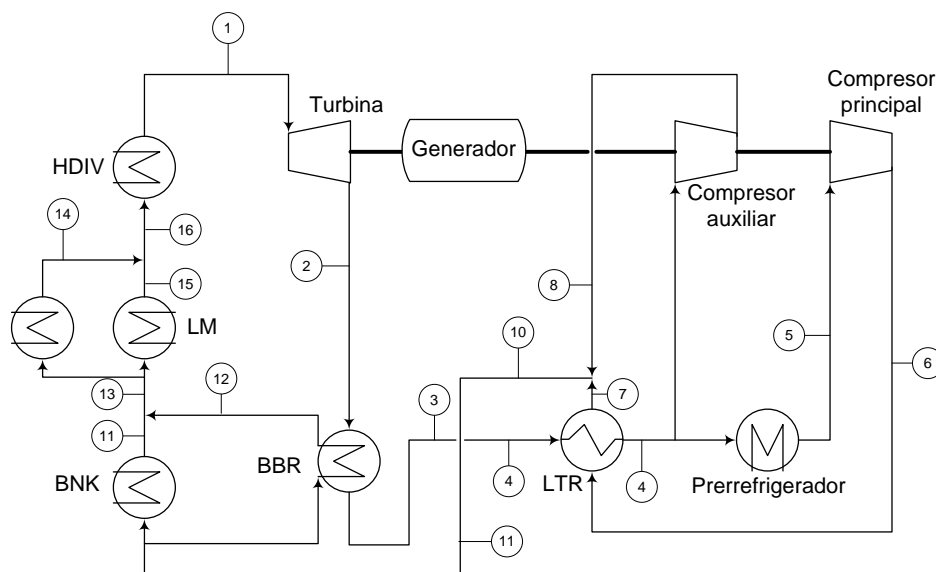
Tabla. 6.18. Temperaturas y presiones del ciclo S-CO<sub>2</sub> con 3 regeneradores (REC3).

Punto (Fig. 6.8)	Temperatura (°C)		Presión (bar)	
	CP	LP	CP	LP
1	600	650	225	400
2	477,8	451,3	86,6	86,6
3	200	267	86,2	86,2
4	137,2	114,4	85,8	85,8
5	56,8	75,3	85,4	85,4
6	30	30	85	85
7	51,8	70,3	227	402
8	123,2	101,5	226,6	401,6
9	139,5	223	226,6	401,6
10	127,3	104,4	226,6	401,6
11	169,7	209,3	226,2	401,2
12	395	395	225,8	400,8
13	472,8	446,3	225,8	400,8
14	458,4	428,6	225,8	400,8
15	586,4	628,6	225,4	400,4
16	586,4	628,6	225,4	400,4
17	586,4	628,6	225,4	400,4

A partir de lo comentado anteriormente se puede extraer que el ciclo denominado REC3 tiene buenas características para poder formar parte del reactor nuclear de fusión, ya que alcanza rendimientos superiores a los ciclos Brayton que utilizan helio y a los que utilizan CO<sub>2</sub> como fluidos de trabajo, exceptuando los casos del ciclo combinado y el dual, los cuales presentan rendimientos similares. Pero existen dos ventajas que decantan la idoneidad del ciclo REC3 sobre dichos ciclos. La primera se centra en que este ciclo no requiere de dos ciclos termodinámicos, eliminando así complejidad de la instalación. Y la segunda, quizás más importante, es que el ciclo REC3 elimina la utilización del agua, la cual, como ya fue comentado, no es aconsejable en este tipo de reactores nucleares debido a que complica la destritiación. Por ello y a partir de estos dos factores el ciclo REC3 presenta, hasta el momento, las mejores propiedades para una futura instalación en un reactor nuclear de fusión.

### 6.7. Ciclo CO<sub>2</sub> con 2 recuperadores (REC2)

Los resultados obtenidos con el ciclo REC3 muestran que en ciertas condiciones de presión el recuperador HTR opera con baja carga. Esto, unido a la necesidad de incluir un tercer recuperador hace plantear una evolución del ciclo, denominada REC2, que consiste en suprimir el HTR. En esta sección se comprueba la viabilidad técnica de esta propuesta. El esquema de la nueva configuración aparece mostrado en la Fig. 6.13. La presión mínima del ciclo es de 85 bar (punto 6).



**Fig. 6.13. Ciclo S-CO<sub>2</sub> con 2 recuperadores (REC2).**

La Fig. 6.14 muestra la comparación de los rendimientos de los ciclos REC3 y REC2 con respecto a la temperatura y a la presión de entrada a la turbina. En este caso se ha optimizado la temperatura de salida de la rama de baja presión del intercambiador BBR (punto 3 en Fig. 6.8 y Fig. 6.13) para obtener los mejores rendimientos sin ninguna restricción a la misma<sup>30</sup>. Se observa que el rendimiento mejora en la variante REC2 respecto a la REC3, ocurriendo el rendimiento máximo para una temperatura dada a una presión menor en la configuración REC2 que en la REC3.

En el caso donde la temperatura de entrada a la turbina es de 650°C no es posible operar a presiones menores a la indicada en la Fig. 6.14, en torno a 275 bar, debido a que la temperatura tras la unión de las salidas del BNK y del BBR (punto 13 en Fig. 6.13) sería mayor que la admitida por el intercambiador de metal líquido (LM).

La Fig. 6.15 describe la temperatura de salida del intercambiador BBR en el lado de baja presión para la configuración REC2 en comparación con la de entrada por la misma rama al HTR y LTR en la configuración REC3. Se observa que para presiones inferiores a 425 bar la salida del BBR de REC2 reproduce la temperatura de entrada a LTR en REC3 dado que en ese rango de presiones el HTR resulta descargado y en el ciclo REC2 es el BBR quien asume ese papel; para presiones superiores a 425 bar la temperatura de salida de BBR en REC2 reproduce la temperatura de entrada al HTR en REC3, indicando entonces un funcionamiento normal del HTR en REC3. En este caso será LTR quien en la configuración REC2 asuma el papel del HTR suprimido.

Este comportamiento de la temperatura óptima de salida de la rama caliente (baja presión) del BBR cuando no se impone ninguna restricción a su valor determina las dos zonas de la curva de rendimiento que se aprecian en la isolínea de 600°C de la Fig. 6.14. La Fig. 6.16 ahonda en esta explicación. Así, en la línea que describe T<sub>3</sub> se observa que inicialmente dicha temperatura está optimizada a un valor bajo, para, a partir de 420 bar, pasar a una optimización con un valor más elevado. Por ello a bajas presiones el

<sup>30</sup> Recuérdese que en la Fig. 6.10 se estableció un límite inferior de unos 200 °C.

máximo rendimiento se logra con un valor bajo de  $T_3$  (el BBR asume el papel del HTR), mientras que para altas presiones el mejor rendimiento se logra con un valor alto de  $T_3$  (asumiendo el LTR el papel del HTR).

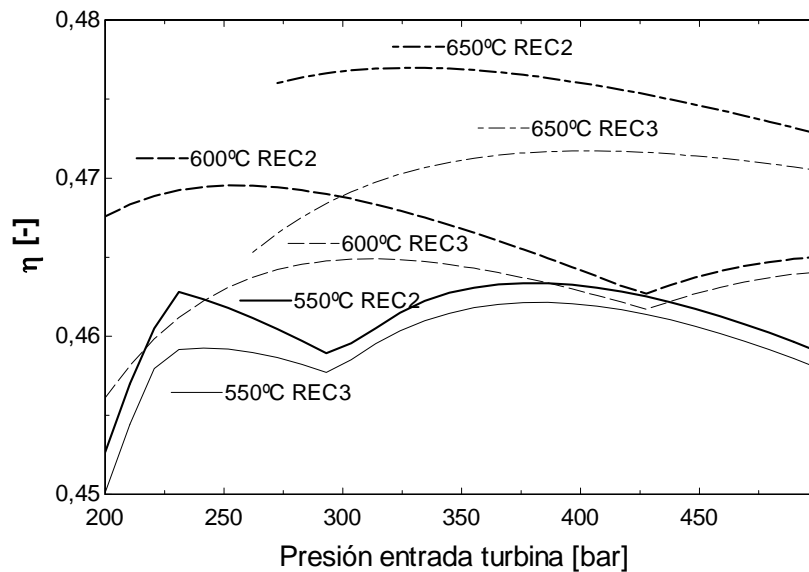


Fig. 6.14. Comparación de rendimientos de los ciclos REC3 y REC2 en función de la temperatura de entrada a la turbina.

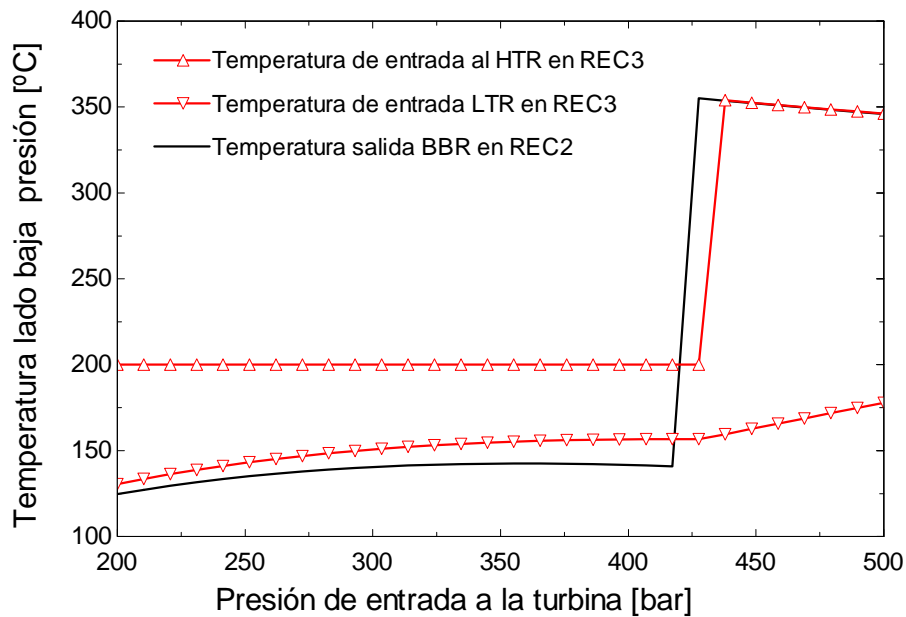


Fig. 6.15. Temperatura en el lado de baja presión en algunos regeneradores en función de la presión de entrada a la turbina con 600°C de temperatura en dicho punto.

La Fig. 6.17 pone de manifiesto nuevamente cómo el BBR y el LTR asumen en la configuración REC2 el papel del HTR suprimido. Así, para presiones por debajo de 425 bar se ve que el calor del HTR en REC3 es pequeño, y que supone el incremento del calor intercambiado en REC2 por el BBR respecto al que intercambia en REC3, siendo el calor intercambiado por LTR similar en ambas configuraciones. Por el contrario, para presiones por encima de 425 bar el calor intercambiado por LTR en REC2 crece respecto al del caso REC3 en una cuantía similar al incremento del calor intercambiado

por HTR en REC3, mientras que es ahora el BBR quien presenta el mismo calor en ambas configuraciones. Queda claro, por tanto, que en la configuración REC2 puede suprimirse el intercambiador HTR, siendo recuperado su calor por BBR a bajas presiones y por LTR a altas.

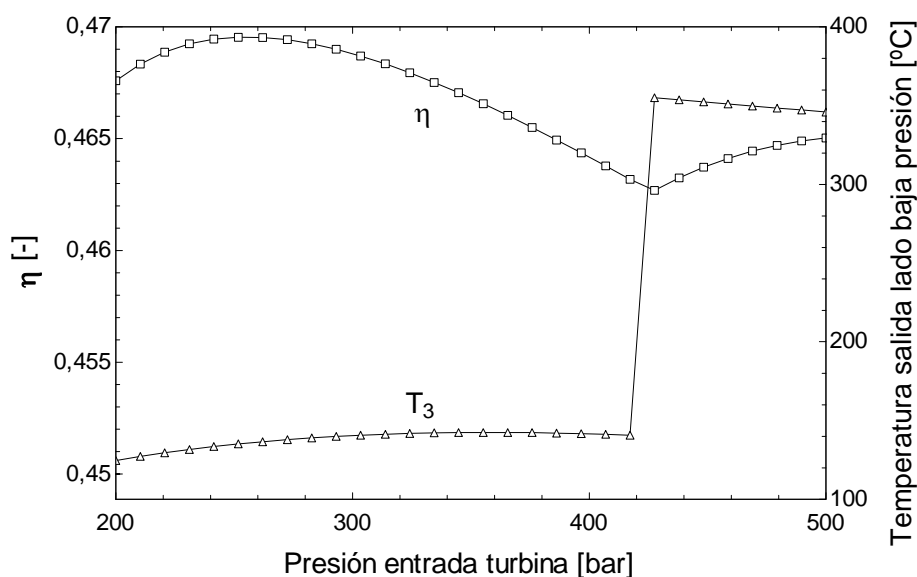


Fig. 6.16. Influencia de la temperatura óptima de salida de la rama caliente de BBR ( $T_3$ ) en el ciclo REC2 para una temperatura de entrada en turbina de  $600^{\circ}\text{C}$ .

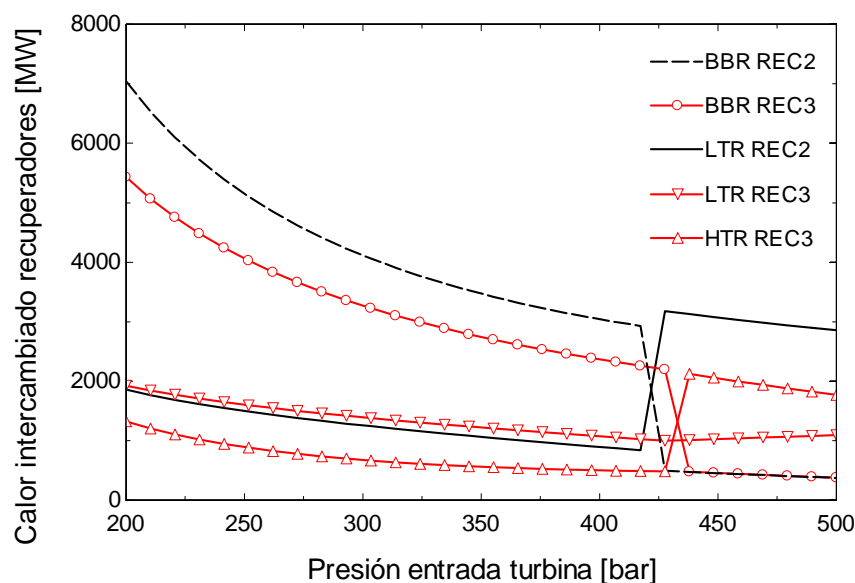
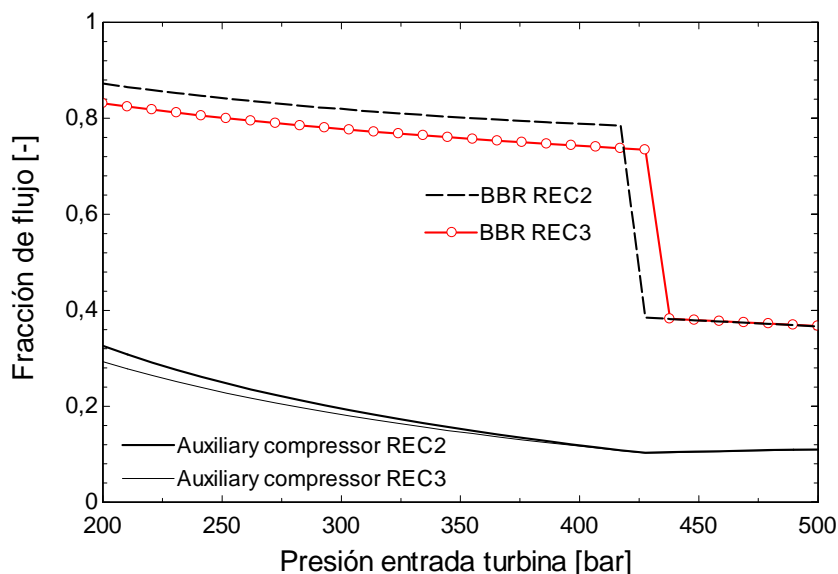


Fig. 6.17. Calor intercambiado en los regeneradores con una temperatura de entrada a la turbina de  $600^{\circ}\text{C}$ .

La Fig. 6.18 muestra la fracción de flujo másico que atraviesa tanto el lado frío del intercambiador BBR como el compresor auxiliar en los ciclos REC2 y REC3, apreciándose un comportamiento similar en ambas configuraciones. Es el comportamiento del BBR quien explica las prestaciones de ambas configuraciones, de modo que a baja presión un 80% del flujo frío se deriva por el BBR (descargando así el BNK), provocando que la entrada de la rama caliente del HTR tenga baja temperatura, y por tanto dicho intercambiador pueda ser suprimido, al hacer BBR su papel. Por otro lado, en alta presión, el flujo frío se reparte casi a partes iguales por el BBR y el BNK,

lo que provoca que la temperatura del lado caliente a la entrada del HTR sea alta de manera que para suprimir dicho intercambiador sea preciso que el LTR haga su papel.



**Fig. 6.18. Fracción de flujo que atraviesa el compresor auxiliar y el BBR a una temperatura de entrada a la turbina de 600°C.**

Finalmente, la Fig. 6.18 muestra también que cuando el BBR y el BNK son recorridos por un flujo similar el flujo que recorre el compresor auxiliar resulta bastante reducido (alrededor del 10%), lo que podría plantear suprimirlo. En este caso nótese que el LTR intercambiaría el calor del conjunto HTR-LTR y no habría compresor auxiliar, con lo que se estaría ante un ciclo CBTX con CO<sub>2</sub> supercrítico y con un regenerador auxiliar (BBR) en paralelo con BNK. Si bien la sencillez de esta configuración resulta atractiva, ésta no ha sido analizada por requerir elevadas presiones de trabajo (superiores a 425 bar) y producir menores rendimientos.

La Tabla 6.19 muestra las características del ciclo REC2 para una temperatura de entrada a la turbina de 600°C y una presión de 250 bar. No se ha escogido una temperatura mayor porque eso demandaría presiones también mayores. La

Tabla. 6.20 muestra las presiones y temperaturas en cada punto del ciclo REC2. Al igual que en el caso REC3 los acercamientos han sido fijados como condiciones de contorno, siendo por ello superiores a 5°C. Aún así serán estudiados más en profundidad en el próximo Capítulo.

Como conclusión se obtiene que la configuración REC2 es técnicamente viable, siendo por tanto preferible al REC3 ya que permite suprimir un intercambiador y alcanzar rendimientos similares (incluso algo mayores).

Tabla. 6.19. Características del ciclo S-CO<sub>2</sub> con 2 regeneradores (REC2)

<b>Parámetros principales</b>	
Rendimiento del ciclo Brayton (%)	46,95
Potencia neta (MW)	1.570,6
Flujo másico de CO <sub>2</sub> (kg/s)	13.507
Fracción de CO <sub>2</sub> desviada por el LDIV (%)	85,7
Fracción de CO <sub>2</sub> por el compresor auxiliar (%)	25
Fracción de CO <sub>2</sub> por el BBR (%)	84,2
<b>Potencia obtenida de la turbina (MW)</b>	
Turbina	2.064,9
<b>Potencia consumida por los compresores (MW)</b>	
Compresor principal	246,2
Compresor auxiliar	199,4
Compresión total	445,7
<b>Potencia en los intercambiadores (MW)</b>	
BNK	793,4
LM	1.976
LDIV	329,1
HDIV	247,6
BBR	5.145
LTR	1.501
Prerrefrigerador	1.726
<b>Efectividad de los intercambiadores (%)</b>	
BNK	98,1
LM	87,7
LDIV	54,3
HDIV	46,6
BBR	98,5
LTR	93,8
Prerrefrigerador	74,9

Tabla. 6.20. Temperaturas y presiones del ciclo S-CO<sub>2</sub> con 2 regeneradores (REC2).

Punto (Fig. 6.13)	T (°C)	P (bar)
1	600	250
2	464,3	86,2
3	135	85,8
4	59,8	85,4
5	30	85
6	54,8	251,6
7	122,7	251,2
8	153,4	251,2
9	129,9	251,2
11	395	250,8
12	459,3	250,8
13	449,1	250,8
14	585,5	250,4
15	585,5	250,4
16	585,5	250,4

## 6.8. Conclusiones

La Tabla. 6.21 muestra el resumen de los rendimientos de todos los ciclos estudiados en este Capítulo:

- Los ciclos básicos presentan rendimientos considerablemente menores que los demás, lo que hace descartarlos. El que opera a 74 bar en la aspiración de los compresores no está optimizado por tratarse de una primera exploración, de ahí su bajo rendimiento.
- Los ciclos que emplean un ciclo Rankine, tanto en configuración dual como combinada obtienen muy altos rendimientos, pero también han sido descartados debido a la necesidad de instalación de dos ciclos y la utilización de agua.
- Los ciclos con el regenerador adicional BBR (REC2 y REC3) presentan rendimientos elevados, muy próximos al logrado con el ciclo combinado, con la ventaja de estar constituidos por un solo ciclo y no emplear agua como fluido de trabajo.

De los resultados obtenidos se desprende que la mejor configuración es la denominada REC2 que emplea el mismo número de elementos que un ciclo de recompresión convencional, aunque con una disposición diferente en los recuperadores.

**Tabla. 6.21. Resumen de los resultados de los ciclos Brayton de CO<sub>2</sub> supercrítico.**

Tipos de ciclo	$\eta(\%)$
S-CO <sub>2</sub> básico (74 bar)	41
S-CO <sub>2</sub> básico (85 bar)	42
Combinado S-CO <sub>2</sub> /Rankine	47,34
Dual S-CO <sub>2</sub> /Rankine	46,3
S-CO <sub>2</sub> con 3 recuperadores (REC3)	46
S-CO <sub>2</sub> con 2 recuperadores (REC2)	46,97





## 7. INTERCAMBIADORES DE CALOR

### 7.1. Introducción

En este Capítulo se exponen los resultados obtenidos al aplicar el modelo descrito en el Capítulo 4 a los intercambiadores del ciclo REC2, elegido para el reactor. Como ya fue explicado en el Capítulo 3, el tipo de intercambiador de calor más apropiado para este tipo de ciclos es el conocido como “Printed Circuit Heat Exchanger” (PCHE) fabricado por Heatric, tal como explican varios autores, como Nikitin et al. [55] y Dostal et al. [24].

En este Capítulo se persiguen dos objetivos. Por una parte, se valoran diferentes correlaciones disponibles en la literatura para dimensionar este tipo de intercambiadores en aplicaciones similares; por otra, se obtiene un diseño preliminar de los mismos determinando las dimensiones exteriores de cara a futuros estudios de implantación. Los equipos modelados son:

- Cuatro fuentes térmicas:
  - BNK
  - LDIV
  - HDIV
  - LM
- Dos regeneradores:
  - BBR
  - LTR
- Un refrigerador:
  - Prerrefrigerador

Todos ellos son de tipo PCHE, exceptuando el LM, el cual debido al metal líquido eutéctico que utiliza (Li-Pb), requiere un diseño diferente, en desarrollo en la actualidad.

Debido al comportamiento complejo del CO<sub>2</sub>, especialmente en el entorno del punto crítico, se ha realizado una discretización nodal de la metodología clásica de dimensionado de intercambiadores de calor, evaluándose tres correlaciones diferentes para calcular el número de Nusselt y las pérdidas de carga. En los intercambiadores donde el CO<sub>2</sub> trabaja más próximo a su punto crítico (Prerrefrigerador y LTR), se han realizado también simulaciones mediante dinámica de fluidos computacional (CFD) para corroborar los resultados obtenidos y verificar así las aproximaciones realizadas.

En primer lugar se presentan los resultados correspondientes a la metodología clásica discretizada para finalizar con los obtenidos mediante CFD.

Puede encontrarse un resumen de los resultados mostrados en este Capítulo en el artículo [INTERCAMBIADORES-1] cuyo resumen aparece en el Anexo C. Una ampliación sobre el modelado del Interrefrigerador se puede encontrar en el artículo [INTERCAMBIADORES-2] cuyo resumen se encuentra en el Anexo C.

## 7.2. Resultados con la metodología clásica discretizada.

### 7.2.1. Introducción

En esta sección se exponen los resultados obtenidos mediante la discretización nodal de los diferentes intercambiadores de calor. Como ya fue comentado en el Capítulo 4 las ecuaciones se han implantado en el paquete informático “Engineering Equation Solver” (EES). Es conveniente recordar que las correlaciones de Dittus-Boelter y Gnielinski se emplean para el agua, helio y CO<sub>2</sub>, mientras que la de Moisseytsev se emplea sólo para este último. El cálculo del intercambiador se realiza conjuntamente en ambas corrientes, designándose cada caso en los resultados mostrados en este Capítulo por la correlación empleada en el CO<sub>2</sub>; en el caso de utilizar Moisseytsev en el CO<sub>2</sub>, se utilizará Gnielinski en agua y en helio. En el metal líquido se ha empleado la correlación experimental propuesta por Dostal et al. [24].

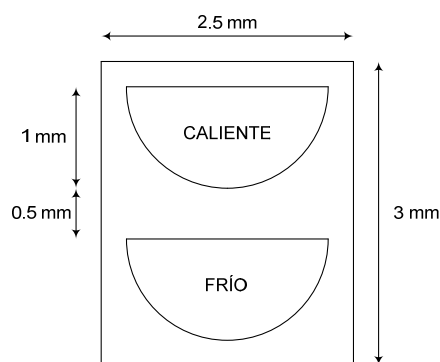
### 7.2.2. Dimensiones

Los intercambiadores están formados por módulos, cuyas dimensiones máximas son las siguientes [87]:

- 600 mm de altura
- 600 mm de anchura
- 1.500 mm de longitud

Si es necesario un intercambiador con un tamaño que supere las dimensiones máximas, se pueden apilar o alinear varios módulos para conseguir las medidas necesarias.

Siguiendo el procedimiento descrito en el Capítulo 4 para el diseño del intercambiador se estudiará sólo un conducto frío y otro caliente [89, 92], tomando como medidas las mostradas en la Fig. 7.1, extraídas de los estudios realizados por Dostal [24] y de las medidas recomendadas por Heatric. En el caso del intercambiador LM estas dimensiones variarán, ya que no se trata de un PCHE sino que sigue un diseño en desarrollo por Fernández-Berceruelo et al. [52], las cuales serán expuestas en el apartado correspondiente (apartado 7.2.4.4).



**Fig. 7.1. Dimensiones de los conductos para el cálculo mediante EES.**

Así, conociendo el área frontal máxima que puede tener un módulo ( $360.000 \text{ mm}^2$ ), se puede hallar el número de tubos por módulo del PCHE (96.000), y según el número de ellos necesario para realizar la transferencia de calor se pueden obtener los módulos y dimensiones finales requeridos en cada intercambiador.

La Tabla. 7.1 muestra los valores publicados por HEATRIC como recomendables para el funcionamiento de los PCHE. De esta forma en cada diseño se buscará que las características de cada elemento cumplan con los valores publicados por la empresa fabricante.

### 7.2.3. Materiales

Li et al. [72], [73] han realizado estudios sobre la utilización del acero SS316/316L (la más utilizada por Heatric en los PCHE) o la aleación Inconel 617. De ellos se concluye que para casos donde la temperatura y la presión superen  $550^\circ\text{C}$  y 200 bar el material más recomendable era el Inconel 617 (Tabla. 7.2). Así, y debido a que tanto en el divertor de alta temperatura (HDIV) como en el de baja (LDIV) se supera esta temperatura, el metal escogido para el diseño de todos los intercambiadores de calor es el Inconel 617.

**Tabla. 7.1. Características de diseño del intercambiador PCHE (Fuente: [www.Heatric.com](http://www.Heatric.com)).**

<b>Peso por unidad</b>	<b>1 kg hasta 60 toneladas por unidad</b>
Máxima presión de diseño	650 bar
Rango temperaturas de diseño	2 K hasta 1160 K
Máximo tamaño de la tobera	900 mm NB
Máxima área superficial por unidad	$10.000 \text{ mm}^2$
Área típica/Volumen unidad	$1300 \text{ m}^2/\text{m}^3$ a 100 bar $650 \text{ m}^2/\text{m}^3$ a 500 bar
Mínimo acercamiento de temperatura	$1^\circ\text{C}$ (típico $3^\circ\text{C} - 5^\circ\text{C}$ )
Coefficientes medios de transferencia de calor globales	BP refrigerador de gas $500 - 1.000 \text{ W/m}^2\text{K}$ AP refrigerador de gas $1.000 - 4.000 \text{ W/m}^2\text{K}$ Agua/Agua $7.000 - 7.000 \text{ W/m}^2\text{K}$
Grosor de las placas	0,1 mm hasta 5,0 mm
Separación entre conductos	0,5 mm a 5,0 mm
Números de Reynolds comunes	Gases: 1.000 – 100.000 Líquidos: 10 – 5.000
Efectividad del intercambiador de calor	Hasta 98%

**Tabla. 7.2. Máximo esfuerzo permitido para el material SS316/316L y para el Inconel 617 según ASME [72].**

Temperatura (°C)	Máximo esfuerzo permitido (bar)	
	SS316/316L (hasta 550°C)	Inconel 617 (hasta 982°C)
Temperatura ambiente	1.380	1.610
200	1.340	1.610
400	1.110	1.500
550	1.050	1.440
800	-	313
900	-	12,3
950	-	79,1
982	-	50

Las propiedades del Inconel 617 utilizadas tanto en el cálculo mediante EES, como para la posterior simulación mediante ANSYS-Fluent son las siguientes<sup>31</sup>:

- Densidad: 8.360 kg/m<sup>3</sup>
- Calor específico: 419 J/kg-K
- Conductividad térmica: 17 W/m-K

## 7.2.4. Resultados

### 7.2.4.1. BNK

La Tabla. 7.3 muestra las características generales de los fluidos que lo atraviesan.

**Tabla. 7.3. Características del intercambiador BNK.**

Fluido	T <sub>entrada</sub> (°C)	T <sub>salida</sub> (°C)	Flujo másico (kg/s)	Potencia (MW)
He	400	300	1.528	793
CO <sub>2</sub>	129,9	395	2.131	

En la Tabla. 7.4 se pueden observar las dimensiones que tomará el intercambiador BNK. La primera columna muestra las correlaciones utilizadas en el cálculo del BNK. Como fue expuesto en el Capítulo 4 se utilizan tres tipos diferentes de correlaciones para el dimensionamiento de los intercambiadores: Dittus-Boelter [46], Gnielinski [24,46] y Moisseytsev [57]. La segunda columna muestra el número de divisiones “W” (4.4.1) en el que ha sido fraccionado el intercambiador para realizar la discretización nodal. La tercera columna expone el número de conductos totales (suma de calientes y fríos) con los que contará el intercambiador, mientras que la cuarta columna muestra la longitud de cada conducto para así obtener en la quinta el volumen final del intercambiador de calor. La siguiente columna muestra la relación existente entre la energía térmica que se intercambia en cada elemento y su volumen.

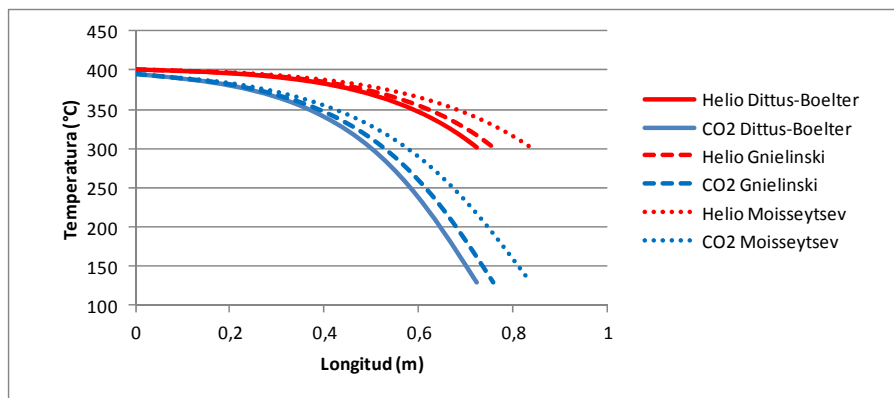
La última columna de la Tabla. 7.4 muestra la relación existente entre el área de intercambio de calor y el volumen del intercambiador. Con este valor se verifican las

<sup>31</sup> <http://www.hightempmetals.com/techdata/hitempInconel617data.php>

características expuestas por el fabricante del grado de compacidad (Tabla. 7.1). HEATRIC recomienda un valor entre 1.200 y 1.300  $\text{m}^2/\text{m}^3$ , siendo el obtenido en este caso similar (1.370,66  $\text{m}^2/\text{m}^3$ ). Dicho valor no depende de las diferentes correlaciones, ya que aunque aumente el área necesaria para la transferencia de calor el volumen aumenta en la misma proporción. Se podría reducir dicho valor aumentando las dimensiones de la sección, con lo que se conseguiría soportar mejor los esfuerzos producidos por el diferencial de presión. Esto no es necesario ya que realizando los cálculos pertinentes [24], se observa que con el material y dimensiones utilizadas el intercambiador resiste adecuadamente los esfuerzos.

**Tabla. 7.4. Dimensiones del intercambiador BNK según las diferentes correlaciones.**

Correlación	Nºdiv (W)	NºConductos	L (m)	V ( $\text{m}^3$ )	$\dot{Q}/V$ ( $\text{MW}/\text{m}^3$ )	A/V ( $\text{m}^2/\text{m}^3$ )
Dittus-Boelter	30	$292 \cdot 10^4$	0,7	7,9	100,2	1.370,6
Gnielinski	30	$306 \cdot 10^4$	0,76	8,7	90,8	
Moisseytsev	30	$248 \cdot 10^4$	0,84	7,8	101,5	



**Fig. 7.2. Evolución de las temperaturas a lo largo del BNK.**

La Fig. 7.2 muestra la evolución de las temperaturas a lo largo del intercambiador, dependiendo de las correlaciones utilizadas. Dichas curvas llevan la misma trayectoria, variando únicamente la longitud obtenida con cada método de cálculo. La entrada del lado frío se produce con una diferencia de temperaturas de 175°C, pero según se va transmitiendo el calor esta diferencia se reduce a 5°C (acercamiento considerado en el diseño), situación que se produce en la entrada del lado caliente.

La Fig. 7.3 muestra el valor del coeficiente de transferencia de calor por convección a lo largo del intercambiador en el lado caliente (helio), obtenido mediante las tres correlaciones. Las correlaciones de Dittus-Boelter y Moisseytsev aportan resultados casi idénticos (de ahí que la segunda se superponga sobre la primera). En conjunto las tres correlaciones obtienen un coeficiente similar y casi constante, comprendido entre 14.000 y 12.000  $\text{W}/\text{m}^2\text{-K}$ . Estos valores son acordes a los obtenidos por Chang H. Oh et al. [45] en un diseño de un PCHE instalado en un circuito secundario, cuya finalidad es la producción de hidrógeno.

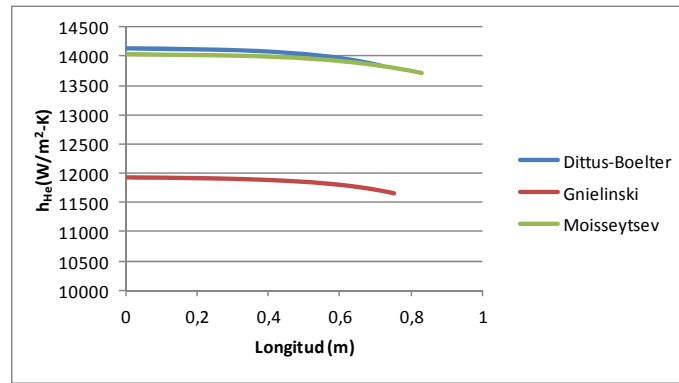


Fig. 7.3. Coeficiente de transferencia de calor en el lado caliente (helio) en el BNK.

La Fig. 7.4 muestra la variación del coeficiente de transferencia de calor del lado frío ( $CO_2$ ). Como se observa a la entrada del lado frío se produce una caída del coeficiente debido al cambio de propiedades (viscosidad y conductividad térmica) en el rango de temperaturas, que provoca a su vez el rápido acercamiento de temperaturas en el primer tramo (Fig. 7.2). Pitla et al. [56] obtienen resultados similares en sus estudios para predecir correlaciones que describan el comportamiento del  $CO_2$ .

En la Fig. 7.5 se muestra el coeficiente de transferencia de calor global, con valores y tendencia similares a los del  $CO_2$  (2.500-2.800  $W/m^2-K$ ), debido a que la resistencia térmica del helio es despreciable comparada con la del  $CO_2$ . Estos valores son típicos en un PCHE, como ya mostraba Gezelius [89].

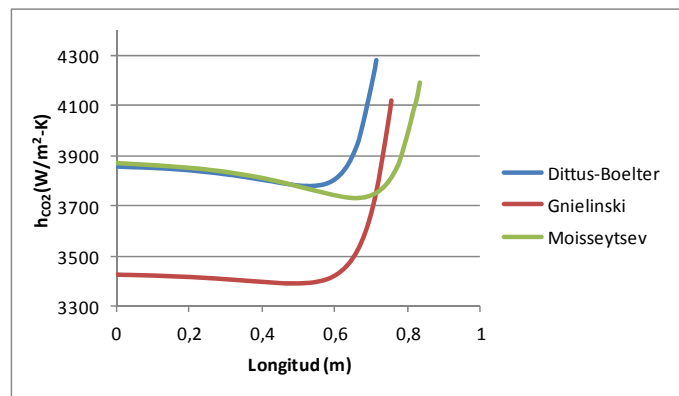


Fig. 7.4. Coeficiente de transferencia de calor en el lado frío ( $CO_2$ ) en el BNK.

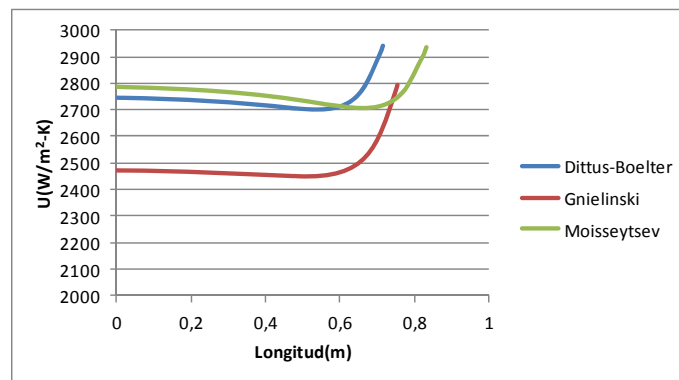


Fig. 7.5. Coeficiente de transferencia de calor global en el BNK.

7.2.4.2. LDIV

La Tabla. 7.5 muestra los fluidos del intercambiador LDIV y sus características.

**Tabla. 7.5. Fluidos del intercambiador LDIV.**

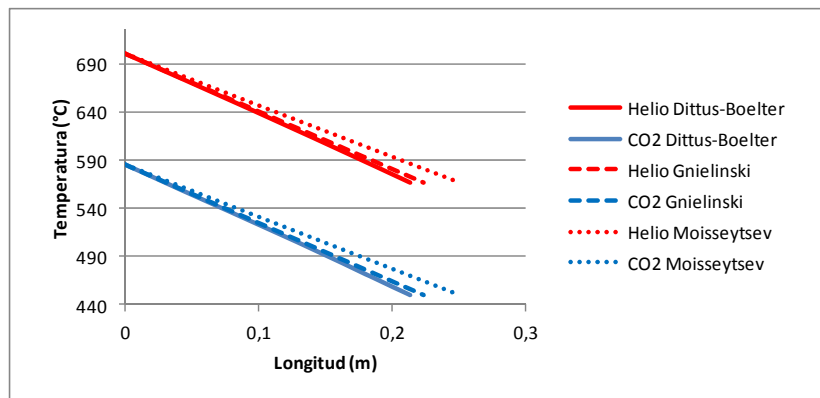
Fluido	T <sub>entrada</sub> (°C)	T <sub>salida</sub> (°C)	Flujo másico (kg/s)	Potencia (MW)
He	700	566	473	329
CO <sub>2</sub>	449,16	585,47	1927,4	

La Tabla. 7.6 muestra las dimensiones del intercambiador. Por el rango de temperaturas de ambos fluidos las variaciones de sus propiedades son moderadas, lo que permite reducir el número de divisiones. En este caso el acercamiento viene determinado por la resolución del ciclo, resultando muy elevado. Eso conduce a un intercambiador de menor tamaño relativo que en el BNK.

**Tabla. 7.6. Dimensiones del intercambiador LDIV según las diferentes correlaciones.**

Correlación	Nºdiv (W)	NºConductos	L (m)	V (m <sup>3</sup> )	Q/V (MW/m <sup>3</sup> )	A/V (m <sup>2</sup> /m <sup>3</sup> )
Dittus-Boelter	5	174·10 <sup>4</sup>	0,21	1,4	235,9	1.370,6
Gnielinski	5	178·10 <sup>4</sup>	0,22	1,5	220	
Moisseytsev	5	140·10 <sup>4</sup>	0,25	1,3	250,6	

La Fig. 7.6 muestra la evolución de las temperaturas de ambos fluidos a lo largo del intercambiador.



**Fig. 7.6. Evolución de las temperaturas a lo largo del LDIV.**

La Fig. 7.7 muestra el coeficiente de transferencia de calor a lo largo de la longitud del tubo dependiendo de la correlación utilizada. La correlación planteada por Dittus-Boelter sufre una variación brusca, debido a que para valores del número de Reynolds inferiores a 10<sup>4</sup> se debe emplear la correlación de Gnielinski. Los valores obtenidos son habituales, tal como muestra Chang H. Oh et al. [45] en sus investigaciones en el Idaho National Laboratory (INL), y apenas varían a lo largo del intercambiador debido a la estabilidad de las propiedades del helio.

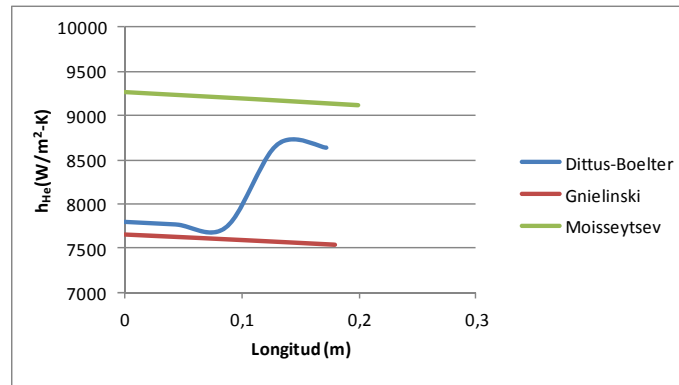


Fig. 7.7. Coeficiente de transferencia de calor en el lado caliente (helio) en el LDIV.

La Fig. 7.8 muestra el coeficiente de transferencia de calor en el lado frío ( $CO_2$ ), siendo casi idénticos los valores obtenidos con Dittus-Boelter y Moisseytsev. La poca variación de las propiedades en este margen de temperatura determina nuevamente la uniformidad de las gráficas.

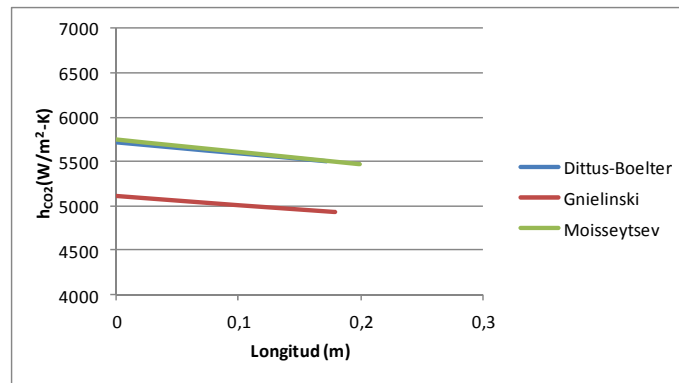


Fig. 7.8. Coeficiente de transferencia de calor en el lado frío ( $CO_2$ ) en el LDIV.

En la Fig. 7.9 se observa que el coeficiente de transferencia de calor global mantiene un valor constante en torno a  $3.000 W/m^2-K$ , el cual está dentro de las especificaciones mostradas por HEATRIC (Tabla. 7.1). Ahora las resistencias térmicas de ambos fluidos son similares, apreciándose la influencia de la variación en la correlación de Dittus-Boelter del helio.

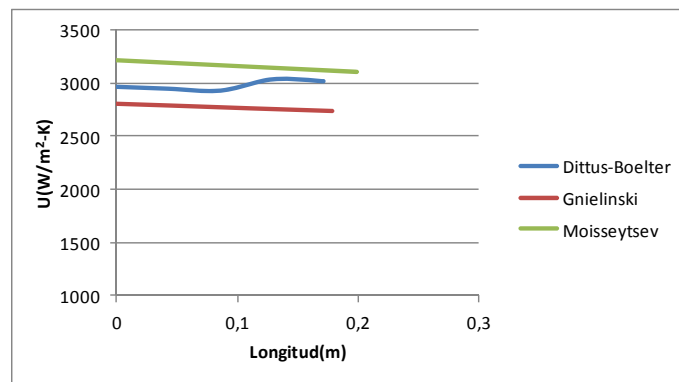


Fig. 7.9. Coeficiente de transferencia de calor global en el LDIV.



7.2.4.3. HDIV

La Tabla. 7.7 expone los fluidos que atraviesan el intercambiador HDIV y sus condiciones. Como se puede observar la potencia térmica intercambiada es muy similar a la realizada por el intercambiador LDIV (apartado 7.2.4.2). En este caso el CO<sub>2</sub> experimenta un salto térmico reducido (menor de 15°C) debido al elevado flujo que lo atraviesa. Por tanto, la capacidad térmica limitante es la del helio.

Tabla. 7.7. Fluidos del intercambiador HDIV.

Fluido	T <sub>entrada</sub> (°C)	T <sub>salida</sub> (°C)	Flujo másico (kg/s)	Potencia (MW)
He	800	700	477	247
CO <sub>2</sub>	585,47	600	13.507	

En la Tabla. 7.8 se muestran las dimensiones obtenidas para HDIV. Pese a tener una potencia similar a la de LDIV el volumen relativo de HDIV resulta aproximadamente el doble. Ello se debe principalmente a que el CO<sub>2</sub> en HDIV opera a mayores temperaturas medias que en LDIV, lo que, como se verá seguidamente, conduce a un menor coeficiente de transmisión de calor en el helio, que resulta el limitante.

Tabla. 7.8. Dimensiones del intercambiador HDIV según las diferentes correlaciones.

Correlación	Nºdiv(W)	NºConductos	L (m)	V (m <sup>3</sup> )	Q/V (MW/m <sup>3</sup> )	A/V (m <sup>2</sup> /m <sup>3</sup> )
Dittus-Boelter	5	77 · 10 <sup>5</sup>	0,078	2,26	109,2	1.370,6
Gnielinski	5	77 · 10 <sup>5</sup>	0,079	2,28	108,3	
Moisseytsev	5	66 · 10 <sup>5</sup>	0,083	1,9	124,2	

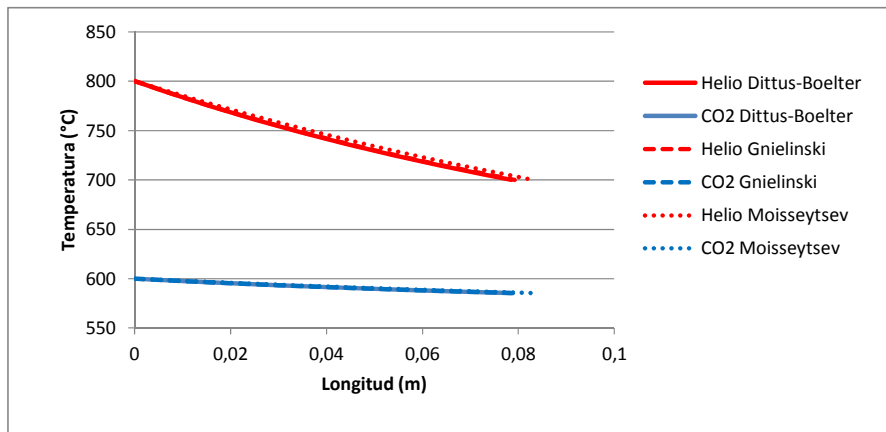


Fig. 7.10. Evolución de las temperaturas a lo largo del HDIV.

La Fig. 7.10 muestra la evolución de las temperaturas a lo largo del intercambiador dependiendo de la correlación utilizada. Como se puede observar el lado caliente (helio) sufre una caída similar a la mostrada en el LDIV, a diferencia del lado frío (CO<sub>2</sub>) el cual prácticamente no aumenta su temperatura. Esto se debe a que la capacidad térmica del CO<sub>2</sub> es mucho mayor que la del helio.

El coeficiente de transferencia de calor en el lado caliente (Fig. 7.11) resulta mucho menor que en LDIV, presentando valores habituales para las temperaturas de trabajo, tal

como muestra Mylavarapu et al. [50] en sus estudios sobre PCHE utilizando helio. En este caso los resultados obtenidos por Gnielinski y Dittus-Boelter son idénticos ya que el número de Reynolds es inferior a  $10^4$ . El método presentado por Moisseytsev difiere ya que, a diferencia de las otras dos correlaciones, en este caso el helio no se mueve en régimen laminar, sino que se encuentra en la zona de transición.

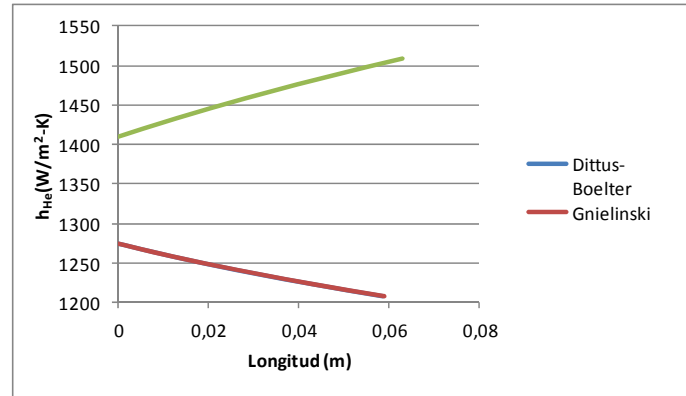


Fig. 7.11. Coeficiente de transferencia de calor en el lado caliente (helio) en el HDIV.

En el caso del coeficiente de transferencia de calor del  $\text{CO}_2$  las tres correlaciones aportan resultados similares ya que sus números de Reynolds son muy elevados (en torno a  $8 \cdot 10^4$ ).

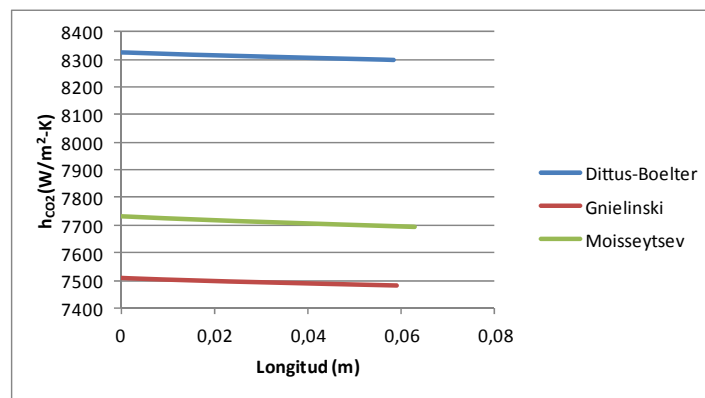


Fig. 7.12. Coeficiente de transferencia de calor en el lado frío ( $\text{CO}_2$ ) en el HDIV.

El coeficiente de transferencia global (Fig. 7.13) se encuentra entre 1.000 y 1.200  $\text{W/m}^2\text{-K}$ , quedando por tanto muy influido por el helio y presentando valores semejantes a los que muestra Gezelius [89].

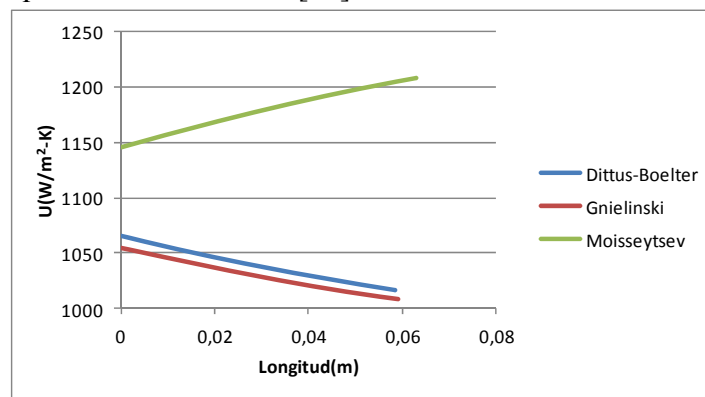


Fig. 7.13. Coeficiente de transferencia de calor global en el HDIV.

#### 7.2.4.4. LM

A diferencia de los casos anteriores donde el fluido que actuaba junto al CO<sub>2</sub> era helio, en este caso es un metal líquido formado por un eutéctico de litio y plomo. Los números de Reynolds que se alcanzarían utilizando un PCHE superarían el valor límite de 10<sup>5</sup> recomendado por HEATRIC (Tabla. 7.1). Por ello, el intercambiador utilizado en este caso es un diseño en desarrollo actualmente por Fernández-Berceruelo et al. [52]. Dicho intercambiador se centra en la utilización de placas unidas entre sí mediante perfiles aerodinámicos, tal como se muestra en la Fig. 7.14.

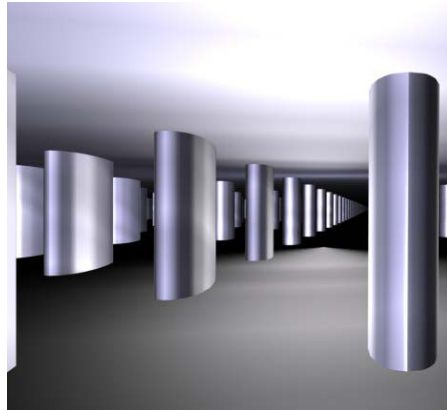


Fig. 7.14. Esquema del interior del intercambiador presentado por Fernández-Berceruelo et al.[52].

Las dimensiones de las placas serán de 820 mm de longitud, 588 mm de anchura y 1,5 mm de espesor, unidas mediante los perfiles (1,5 mm de altura), empleando como material carburo de silicio [52]. La Tabla. 7.9 muestra las características de los fluidos que atraviesan dicho intercambiador.

Tabla. 7.9. Fluidos del intercambiador LM.

Fluido	T <sub>entrada</sub> (°C)	T <sub>salida</sub> (°C)	Flujo másico (kg/s)	Potencia (MW)
Li-Pb	700	480	46.053	1.976
CO <sub>2</sub>	449,16	585,47	13.507	

En este caso no existe un número de conductos, sino un número de canales (Tabla. 7.10). Este valor indica el número de espacios entre placas o perfiles por el que circularán los fluidos. De esta forma, el área frontal necesaria es muy elevada, lo que conlleva un alto volumen, aún teniendo unas longitudes del intercambiador relativamente reducidas.

Tabla. 7.10. Dimensiones del intercambiador LM según las diferentes correlaciones.

Correlación	Nºdiv (W)	NºConductos	L (m)	V (m <sup>3</sup> )	Q/V (MW/m <sup>3</sup> )	A/V (m <sup>2</sup> /m <sup>3</sup> )
Dittus-Boelter	30	2·10 <sup>4</sup>	0,85	31,4	62,8	668,33
Gnielinski	30	2·10 <sup>4</sup>	0,81	29,5	66,95	
Moisseytsev	30	1,8·10 <sup>4</sup>	1,08	35,3	55,9	

Debido a la diferencia de geometría utilizada en este tipo de elementos la relación área-volumen tiene un valor de  $688,33 \text{ m}^2/\text{m}^3$ , demostrando también la compacidad del intercambiador aunque con un valor menor a los PCHE.

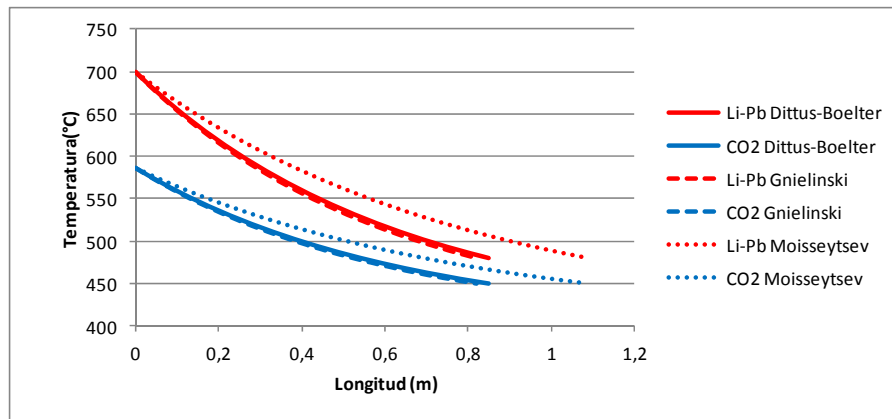


Fig. 7.15. Evolución de las temperaturas a lo largo del LM.

La Fig. 7.15 muestra la evolución de las temperaturas a lo largo del intercambiador dependiendo de la correlación utilizada. En este caso las correlaciones Dittus-Boelter, Gnielinski y Moissseytsev sólo se usan para el  $\text{CO}_2$ , mientras que para el eutéctico se utilizará la de Mikityuk y Dostal mostrada en el apartado 4.4.1.1 (Ecuaciones 4.40 y 4.41). La capacidad calorífica en ambos lados (caliente y frío) es bastante similar, teniendo valores en torno a  $900 \text{ W/K}$  (Li-Pb) y  $1.400 \text{ W/K}$  ( $\text{CO}_2$ ) lo que produce que la variación de temperaturas no sufra cambios bruscos.

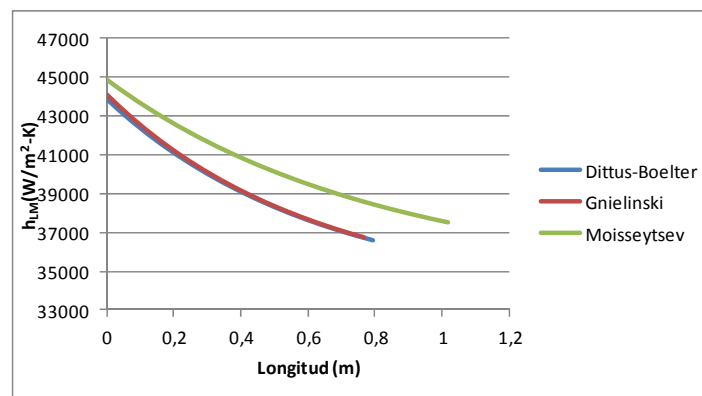


Fig. 7.16. Coeficiente de transferencia de calor en el lado caliente (Li-Pb) en el LM.

La Fig. 7.17 muestra los valores del coeficiente de transmisión de calor para el  $\text{CO}_2$ , siendo similares en las tres correlaciones, con una variación suave como en LDIV, donde el rango de temperaturas es el mismo. En esta ocasión los valores son menores ( $3.600 - 4.400 \text{ W/m}^2\text{-K}$ ) debido a la variación en el número de Reynolds.

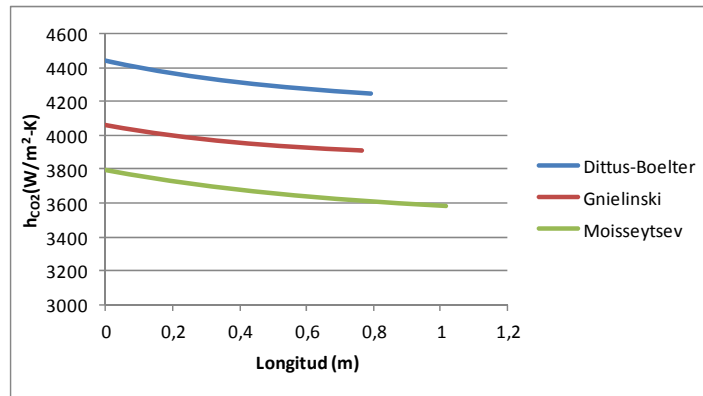


Fig. 7.17. Coeficiente de transferencia de calor en el lado frío (CO<sub>2</sub>) en el LM.

Los valores obtenidos para el coeficiente global de transferencia de calor (Fig. 7.18) son comparables a los del LDIV dado que la resistencia térmica que presenta el eutéctico resulta despreciable.

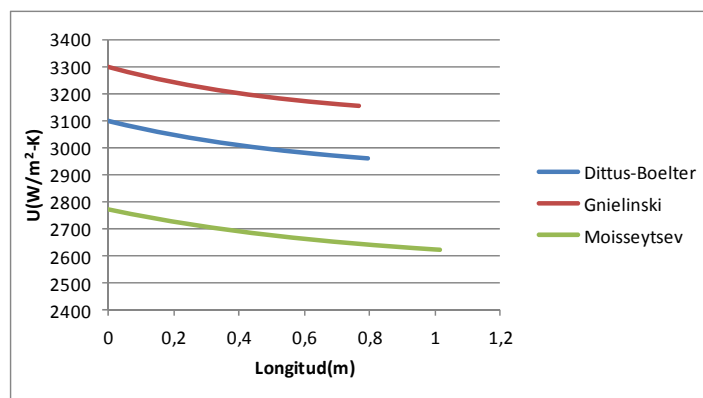


Fig. 7.18. Coeficiente de transferencia de calor global en el LM.

7.2.4.5. BBR

Como ya fue comentado en capítulos anteriores, la colocación de este intercambiador se debe a la búsqueda de una solución a los problemas que conllevan las bajas temperaturas necesarias para el correcto funcionamiento del BNK. De esta forma el BBR permite regenerar el calor residual de la turbina dejando la temperatura de la corriente caliente a un nivel adecuado para que funcione correctamente el BNK. La Tabla. 7.11 describe las condiciones de los fluidos que lo atraviesan.

Tabla. 7.11. Fluidos del intercambiador BBR.

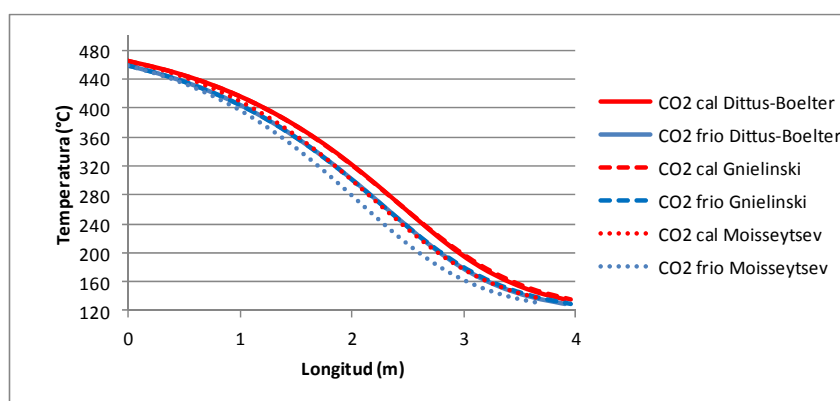
Fluido	T <sub>entrada</sub> (°C)	T <sub>salida</sub> (°C)	Flujo másico (kg/s)	Potencia (MW)
CO <sub>2</sub>	464,31	135,06	13.507	5.145
CO <sub>2</sub>	129,97	459,31	11.376	

El BBR es el elemento que mayor intercambio térmico realiza en todo el ciclo termodinámico. Debido a ello requiere una cantidad elevadísima de conductos (Tabla. 7.12), de una longitud importante. Ya que las capacidades caloríficas de las dos corrientes son muy similares el acercamiento de temperaturas se mantiene a lo largo de

toda la longitud del intercambiador. Se requiere una gran área de intercambio, generando una baja relación de calor intercambiado a volumen.

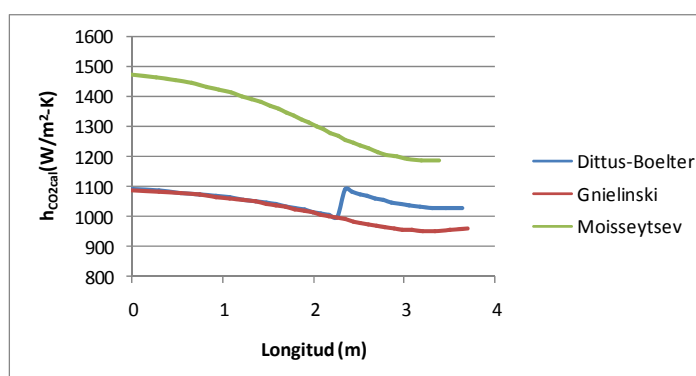
**Tabla. 7.12. Dimensiones del intercambiador BBR según las diferentes correlaciones.**

Correlación	Nºdiv (W)	NºConductos	L (m)	V (m <sup>3</sup> )	Q̇/V (MW/m <sup>3</sup> )	A/V (m <sup>2</sup> /m <sup>3</sup> )
Dittus-Boelter	30	78,4 · 10 <sup>6</sup>	3,89	1.145	4,48	1.370,66
Gnielinski	30	78,6 · 10 <sup>6</sup>	3,95	1.166	4,41	
Moisseytsev	30	64,4 · 10 <sup>6</sup>	3,62	874	5,88	



**Fig. 7.19. Evolución de las temperaturas a lo largo del BBR.**

La Fig. 7.19 muestra la evolución de las temperaturas a lo largo del intercambiador, apreciándose la constancia del salto térmico a lo largo de la longitud. Se observa, a diferencia de los casos estudiados hasta el momento, que la correlación de Moisseytsev calcula una longitud de intercambiador menor que las de los otros dos intercambiadores. Esto se debe a que el número de Reynolds en este caso es mucho menor que en el de los intercambiadores anteriormente estudiados. A menor número de Reynolds (en este caso próximo a 10.000), la longitud necesaria es mayor, pero este aumento de la longitud es mucho más pronunciado en las correlaciones de Dittus-Boelter y Gnielinski, que en Moisseytsev, haciendo que esta correlación pueda llegar a dar un valor menor.



**Fig. 7.20. Coeficiente de transferencia de calor en el lado caliente (CO<sub>2</sub>) en el BBR.**

El coeficiente de transferencia de calor del lado caliente (Fig. 7.20) desciende a lo largo del intercambiador. Hay que destacar de nuevo el cambio que sufre a una longitud de dos metros, debido al salto de correlación cuando el número de Reynolds alcanza el

valor de  $10^4$ . El coeficiente de transmisión de calor alcanza valores similares a las presentadas por Song et al.[48] en sus estudios.

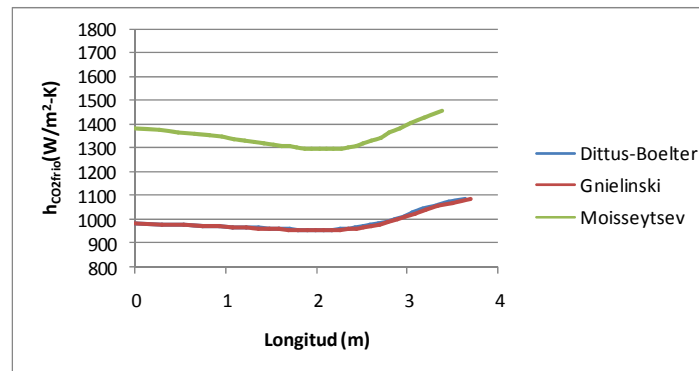


Fig. 7.21. Coeficiente de transferencia de calor en el lado frío (CO<sub>2</sub>) en el BBR.

El CO<sub>2</sub> que circula a través del lado frío alcanza unos valores similares a los obtenidos para el lado caliente y más o menos con una trayectoria estable sin variar sustancialmente a lo largo del intercambiador (Fig. 7.21). El cambio de pendiente que se produce a la altura del punto 2,3 m se debe al cambio en la tendencia de la viscosidad y de la conductividad térmica para el rango de temperaturas, al igual que sucedía en el intercambiador BNK. El valor de ambas propiedades desciende desde la entrada del lado frío hasta alcanzar un mínimo donde comienza de nuevo a aumentar. Esto influye en el número de Reynolds y por ello en el coeficiente de transferencia de calor.

Un factor importante a destacar en este intercambiador es el reducido valor que alcanza en el coeficiente global de transferencia de calor debido al bajo valor de los coeficientes de transmisión de calor en ambas corrientes. Aún así son valores similares a los recomendados por HEATRIC (Tabla. 7.1) y obtenidos por Nikitin et al. [55] en sus estudios.

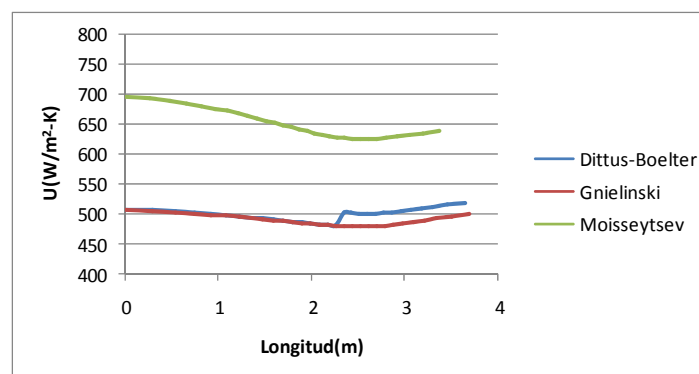


Fig. 7.22. Coeficiente de transferencia de calor global en el BBR.

#### 7.2.4.6. Prerrefrigerador

El prerrefrigerador y el LTR son los intercambiadores más complejos, ya que es donde el CO<sub>2</sub> se encuentra en las cercanías de su punto crítico. Por ello los resultados obtenidos en ambos intercambiadores serán comprobados mediante CFD. La Tabla.

7.13 muestra las características de los fluidos al atravesar el intercambiador estudiado en este apartado.

**Tabla. 7.13. Fluidos del prerrefrigerador.**

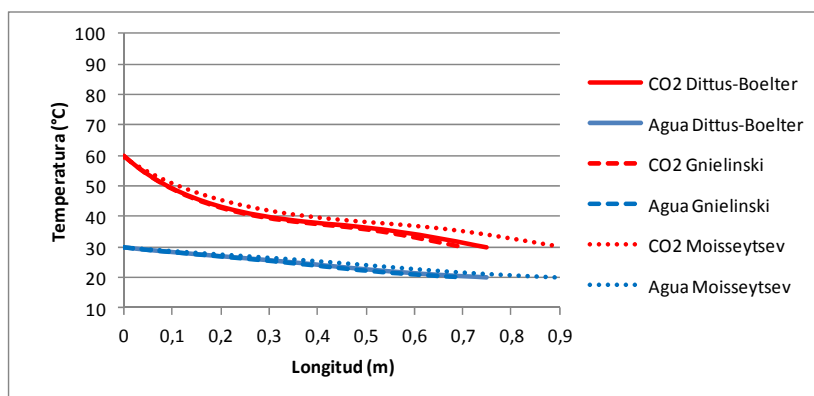
Fluido	T <sub>entrada</sub> (°C)	T <sub>salida</sub> (°C)	Flujo másico (kg/s)	Potencia (MW)
CO <sub>2</sub>	59,8	30	10.132,9	1.726
H <sub>2</sub> O	20	30	41.272	

La Tabla. 7.14 muestra las dimensiones del intercambiador. Se aprecia que el tamaño relativo es similar al obtenido en el LM, motivado por emplear líquido en ambos casos y ser el salto térmico en el prerrefrigerador mayor. No obstante, esta comparación ha de establecerse con precaución, al ser la tipología de estos dos intercambiadores diferente.

**Tabla. 7.14. Dimensiones del prerrefrigerador según las diferentes correlaciones.**

Correlación	Nºdiv (W)	NºConductos	L (m)	V (m <sup>3</sup> )	Q/V (MW/m <sup>3</sup> )	A/V (m <sup>2</sup> /m <sup>3</sup> )
Dittus-Boelter	30	11·10 <sup>6</sup>	0,74	30,9	55,8	1.370,66
Gnielinski	30	9,92·10 <sup>6</sup>	0,7	26,2	65,8	
Moisseytsev	30	8,9·10 <sup>6</sup>	0,89	29,7	58	

La Fig. 7.23 muestra la evolución de las temperaturas a lo largo del intercambiador. El agua sufre un aumento constante a lo largo del intercambiador, debido a su calor específico constante, mientras que en el caso del CO<sub>2</sub> dicho valor es muy variable, influido por su proximidad al punto crítico. Por ello inicialmente sufre una brusca caída en su temperatura, propiciado por su baja capacidad calorífica, mientras que según se aproxima al punto crítico el calor específico aumenta y por ello la capacidad calorífica, lo que estabiliza la temperatura. Una vez superado el punto crítico, el calor específico vuelve a disminuir y se vuelve a producir una caída en la temperatura aunque con menor pendiente.



**Fig. 7.23. Evolución de las temperaturas a lo largo del prerrefrigerador.**

En la Fig. 7.24 se muestra la evolución del coeficiente de transferencia de calor a lo largo del intercambiador en el CO<sub>2</sub>. Como se puede observar la zona donde el coeficiente sufre un pico coincide con la zona donde la temperatura del CO<sub>2</sub> desciende de una forma estable. Como ya se ha comentado esto es debido a la proximidad del punto crítico, lo que hace que las propiedades del gas sufran cambios bruscos. De esta



forma el número de Nusselt sufre un máximo en torno a 0,4 m, lo que produce, debido al aumento de la conductividad, un pico en el coeficiente de transferencia de calor. El comportamiento del fluido es el clásico en torno a su punto crítico, como ya muestra Pitla et al.[56] en sus estudios.

En contraposición a lo mostrado por el  $\text{CO}_2$ , el agua sufre un aumento progresivo en su coeficiente de transmisión de calor a lo largo del intercambiador, debido al descenso de su viscosidad y aumento de su conductividad térmica (Fig. 7.25).

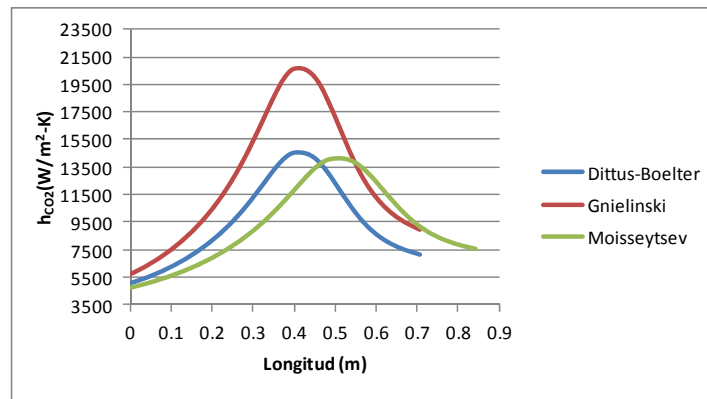


Fig. 7.24. Coeficiente de transferencia de calor en el lado caliente ( $\text{CO}_2$ ) en el prerrefrigerador.

Debido a la baja resistencia térmica del agua el coeficiente global de transferencia de calor (Fig. 7.26) adopta una trayectoria similar a la mostrada por el coeficiente de transferencia de calor del  $\text{CO}_2$ . Dichos valores se encuentran dentro de las especificaciones mostradas por HEATRIC (Tabla. 7.1).

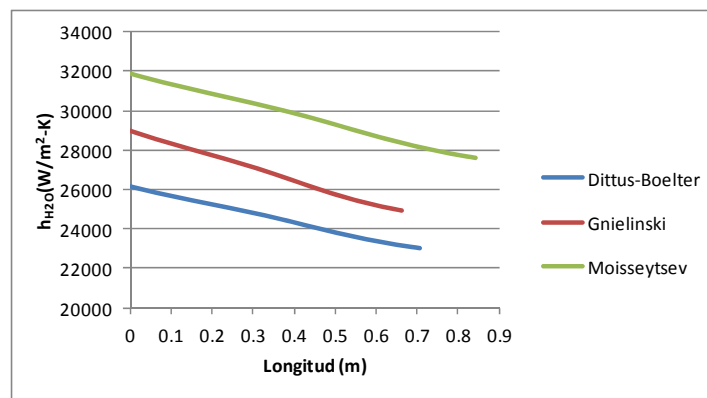


Fig. 7.25. Coeficiente de transferencia de calor en el lado frío ( $\text{H}_2\text{O}$ ) en el prerrefrigerador.

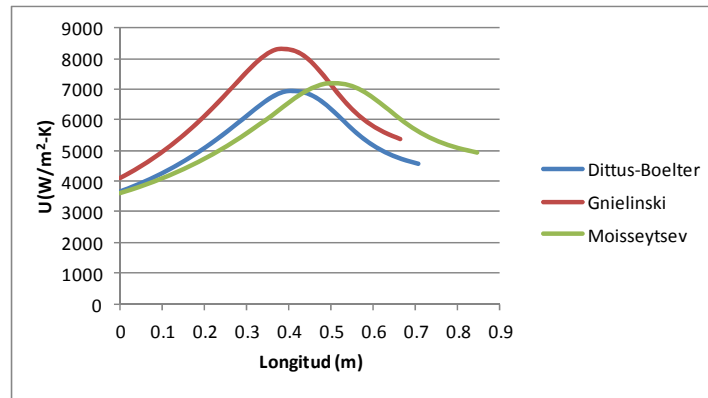


Fig. 7.26. Coeficiente de transferencia de calor global en el prerrefrigerador.

#### 7.2.4.7. LTR

Dicho intercambiador cuenta con el flujo total de CO<sub>2</sub> en el lado caliente, mientras que por el lado frío sólo circula parte del flujo, ya que, como fue comentado en el Capítulo 6, se desvía parte debido a la diferencia entre los calores específicos entre el lado caliente y el lado frío. Así la Tabla. 7.15 muestra las características de los fluidos que atraviesan dicho intercambiador. El CO<sub>2</sub> del lado caliente se aproxima a su punto crítico al estar en baja presión.

Tabla. 7.15. Fluidos del intercambiador LTR.

Fluido	T <sub>entrada</sub> (°C)	T <sub>salida</sub> (°C)	Flujo másico (kg/s)	Potencia (MW)
CO <sub>2</sub>	135,06	59,84	13.507	1.501
CO <sub>2</sub>	122,73	54,84	10.132.95	

La Tabla. 7.16 muestra las dimensiones del intercambiador. En términos relativos presenta el mayor volumen, siendo comparable con el BBR, el otro regenerador de reducido salto térmico. Comparativamente con él, los coeficientes de transferencia de calor del LTR (Fig. 7.28 y Fig. 7.29), son algo menores, lo que justifica su mayor tamaño relativo.

Tabla. 7.16. Dimensiones del intercambiador LTR según las diferentes correlaciones.

Correlación	Nº div (W)	Nº Conductos	L (m)	V (m <sup>3</sup> )	Q/V (MW/m <sup>3</sup> )	A/V (m <sup>2</sup> /m <sup>3</sup> )
Dittus-Boelter	30	47 · 10 <sup>6</sup>	3,22	568,2	2,64	1.370,66
Gnielinski	30	47,4 · 10 <sup>6</sup>	3,25	578,9	2,59	
Moisseytsev	30	37,9 · 10 <sup>6</sup>	3,25	462,6	3,24	

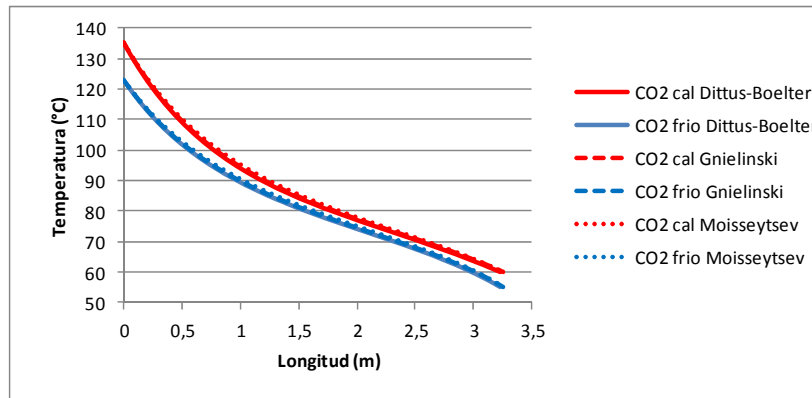


Fig. 7.27. Evolución de las temperaturas a lo largo del LTR.

La Fig. 7.27 muestra el perfil de temperaturas obtenido. Inicialmente el CO<sub>2</sub> del lado caliente sufre un descenso más drástico que el lado frío, pero alcanzada la distancia de un metro, dicho descenso se suaviza. Esto es debido a la menor capacidad calorífica del lado caliente. Sin embargo, según avanza a lo largo del intercambiador, ésta se estabiliza en un valor muy próximo a 1.000 W/K, valor que también alcanza el lado frío, lo que hace que las temperaturas pasen a tener trayectorias prácticamente paralelas.

Otro factor a tener en cuenta es la aproximación de las temperaturas del lado caliente y del lado frío, sobre todo en la parte intermedia, alcanzando en ciertos puntos valores inferiores a 5°C con un mínimo de 4,3°C. Aún así no se ha tenido en cuenta debido a que Heatric limita esta diferencia a 1°C (Tabla. 7.1).

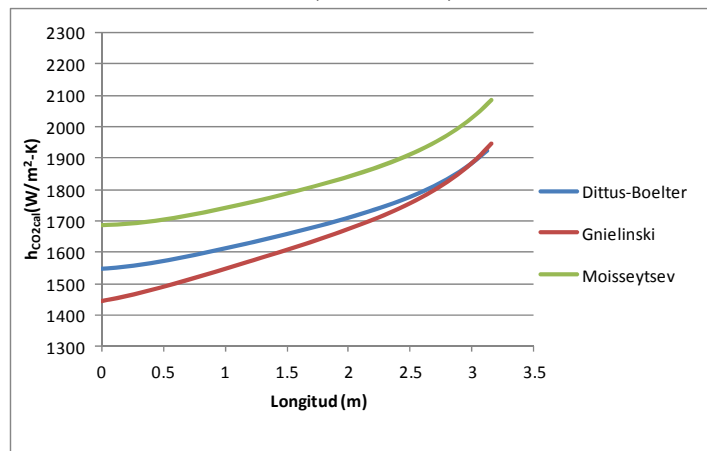


Fig. 7.28. Coeficiente de transferencia de calor en el lado caliente (CO<sub>2</sub>) en el LTR.

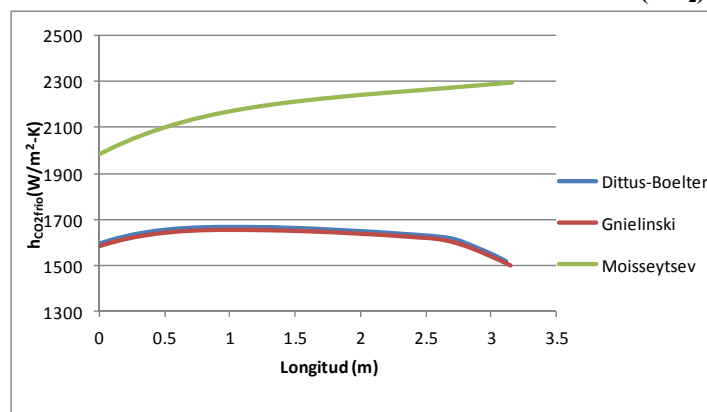


Fig. 7.29. Coeficiente de transferencia de calor en el lado frío (CO<sub>2</sub>) en el LTR.

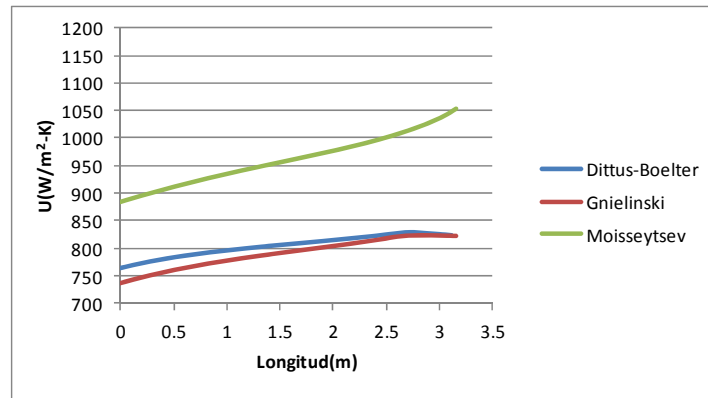


Fig. 7.30. Coeficiente de transferencia de calor global en el LTR.

### 7.3. Resultados con CFD

A continuación se expondrán los resultados obtenidos mediante las simulaciones realizadas con CFD mediante el paquete informático ANSYS-Fluent. Como ya ha sido comentado, dichas simulaciones se realizan para corroborar los resultados obtenidos en el apartado 7.2 en las proximidades del punto crítico del CO<sub>2</sub>. Por tanto, se analizarán sólo el LTR y el prerrefrigerador.

#### 7.3.1. Prerrefrigerador

En este caso se ha estudiado únicamente la zona donde el CO<sub>2</sub> se encontraba en las proximidades de su punto crítico y por ello tenía un comportamiento más complejo.

##### 7.3.1.1. Mallado

Se ha buscado la malla óptima para este problema, analizando diferentes tipos y tamaños, empleándose siempre elementos tetraédricos. Los diferentes tipos de malla analizados han sido:

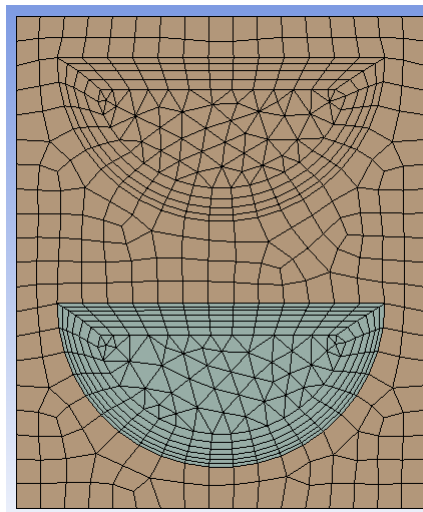
- Tipo 1: Malla gruesa.
- Tipo 2: Mayor resolución del mallado en torno a la pared.
- Tipo 3: Con 5 elementos en torno a la pared (Fig. 4.12)
- Tipo 4: Diferente número de elementos en el lado frío y caliente.

La Tabla. 7.17 recoge las características de los mallados.

Los tipos 3 y 4 generan resultados más o menos similares, escogiendo como solución para el cálculo del prerrefrigerador la opción 4 debido a que es más fina, sobre todo en el tratamiento del CO<sub>2</sub>. La máxima oblicuidad se mantiene siempre por debajo del máximo aceptado por ANSYS (0,98). De esta forma la Fig. 7.31 muestra la sección final escogida para el mallado del prerrefrigerador.

**Tabla. 7.17. Características de los mallados estudiados para el prerrefrigerador.**

Tipo	Mínima distancia tetraedro (m)	Máxima longitud Cara (m)	Máxima distancia tetraedro (m)	Nº elementos inflation	Tamaño primer elemento inflation	Factor de crecimiento	Máxima oblicuidad
1	$9 \cdot 10^{-6}$	$1,5 \cdot 10^{-4}$	$1,6 \cdot 10^{-4}$	-	-	-	0,82
2	$9 \cdot 10^{-6}$	$1,5 \cdot 10^{-4}$	$1,6 \cdot 10^{-4}$	3	$2 \cdot 10^{-4}$	1,2	0,84
3	$7 \cdot 10^{-6}$	$1,5 \cdot 10^{-4}$	$1,6 \cdot 10^{-4}$	5	$3 \cdot 10^{-5}$	1,2	0,87
4	$7 \cdot 10^{-6}$	$1,5 \cdot 10^{-4}$	$1,6 \cdot 10^{-4}$	6 (cal) y 4 (frío)	$3 \cdot 10^{-5}$	1,2	0,86

**Fig. 7.31. Esquema del mallado utilizado en el prerrefrigerador.**

### 7.3.1.2. Condiciones de contorno

Como ya ha sido expuesto en el Capítulo 4, la simulación se centrará en el estudio de dos únicos conductos, uno frío y otro caliente. La Tabla. 7.18 muestra las condiciones de contorno utilizadas para la simulación. Inicialmente las fronteras llamadas pared superior, inferior, lado izquierdo y derecho fueron consideradas adiabáticas. Posteriormente, se comprobó la mejor predicción en los resultados con la condición periódica, utilizada en estudios similares como los presentados por Kim et al.[92]. Las presiones de salida se establecieron como 0 para así calcular comodamente la pérdida de carga en cada uno de los tubos.

**Tabla. 7.18. Condiciones de contorno utilizadas en el prerrefrigerador**

Sección	Condición de contorno
Entrada CO <sub>2</sub>	Flujo másico
Salida CO <sub>2</sub>	Presión
Entrada H <sub>2</sub> O	Flujo másico
Salida H <sub>2</sub> O	Presión
Pared frontal	Pared adiabática
Pared posterior	Pared adiabática
Pared superior e inferior	Periódico
Pared lado izquierdo y lado derecho	Periódico

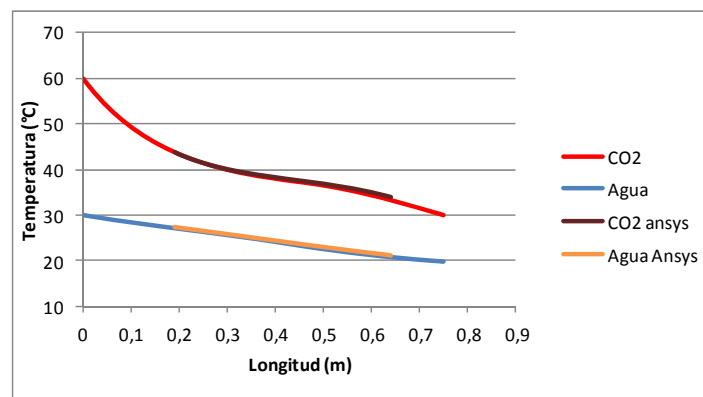
### 7.3.1.3. Simulaciones numéricas

Debido al comportamiento del CO<sub>2</sub> es necesario introducir sus propiedades con suficiente detalle. Para ello se ha recurrido a las funciones definidas por el usuario (UDF) en lugar de emplear la base de datos del entorno de programación. La complejidad del comportamiento del CO<sub>2</sub> requiere la división de sus propiedades en tramos, dependiendo de la temperatura. Incluso es necesario un cambio de variable para así conseguir que se asemeje a un polinomio y así poder ser introducido en ANSYS-Fluent. De esta forma los polinomios resultantes se muestran en el Anexo A.

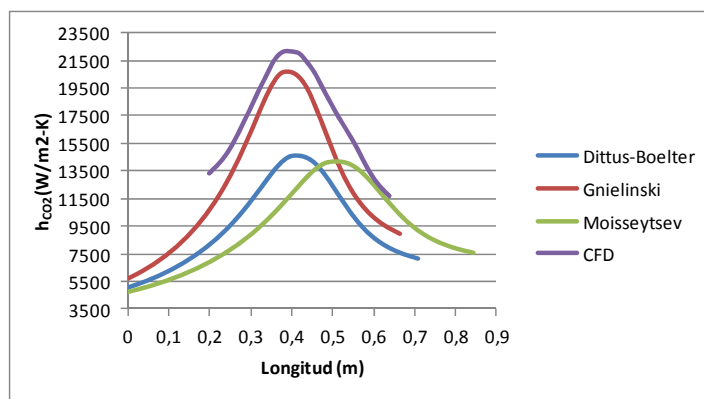
En el caso del agua, sin embargo, se ha empleado dicha base de datos, aunque corrigiendo los valores dados para la entalpía al ser el origen de dicha base diferente del que emplea EES.

### 7.3.1.4. Resultados prerrefrigerador

La sección estudiada se sitúa entre los 0,19 m y los 0,64 m (medidos desde la entrada del CO<sub>2</sub>). La Fig. 7.32 muestra la evolución de las temperaturas a lo largo del fragmento estudiado, comparándolas con los resultados obtenidos mediante EES. Como se observa la evolución es similar, verificando así los cálculos realizados para alcanzar el balance térmico entre las corrientes del intercambiador.

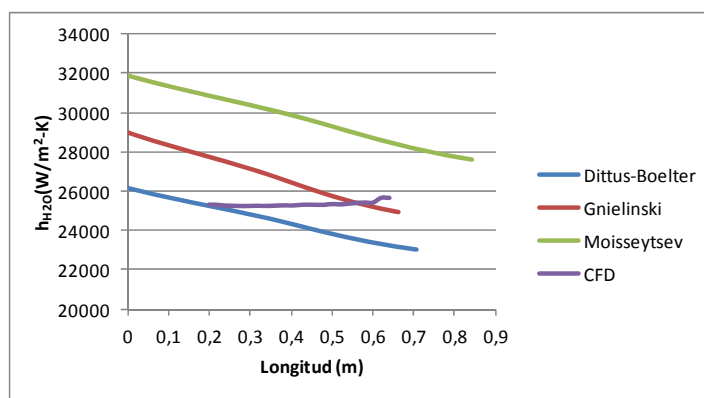


**Fig. 7.32. Evolución de las temperaturas a lo largo del prerrefrigerador con ANSYS-Fluent y EES.**



**Fig. 7.33. Coeficiente de transferencia de calor en el lado caliente (CO<sub>2</sub>) del prerrefrigerador con ANSYS-Fluent y EES.**

La Fig. 7.33 muestra que la correlación que más se aproxima a los resultados obtenidos mediante ANSYS-Fluent es la planteada por Gnielinski, superando incluso a la planteada por Moisseytsev et al. [57]. Esto es debido principalmente a que las investigaciones realizadas por dicho autor estudiaban el CO<sub>2</sub> en diferentes franjas de temperatura (46 - 140°C) y presiones (83 - 175 bar).



**Fig. 7.34. Coeficiente de transferencia de calor en el lado frío (H<sub>2</sub>O) del prerrefrigerador ANSYS-Fluent y EES.**

El coeficiente de transferencia de calor del agua (Fig. 7.34) se mantiene constante debido a que la gran mayoría de sus propiedades (conductividad, densidad y viscosidad) se mantienen constantes, mientras que el calor específico y la entalpía varían levemente, lo que determina su estabilidad.

Con respecto al coeficiente de transferencia de calor global (Fig. 7.35) se observa que los resultados finales se aproximan bastante a los realizados mediante EES, siendo las correlaciones planteadas por Dittus-Boelter y Gnielinski las más cercanas.

A pesar de las variaciones bruscas en las propiedades del CO<sub>2</sub>, las tres correlaciones se aproximan a las simulaciones realizadas mediante CFD y por ello, para un diseño preliminar, se consideran correctas. Aún así, si se analizan las tendencias, se observa que la correlación planteada por Gnielinski es la más próxima a los resultados obtenidos mediante CFD y por ello se ha escogido como la más apropiada.

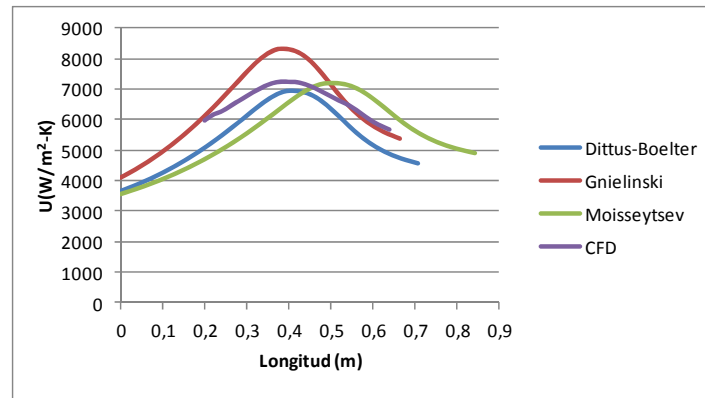


Fig. 7.35. Coeficiente de transferencia de calor global del prerrefrigerador con ANSYS-Fluent y EES.

### 7.3.2. LTR

En este apartado se mostrarán los resultados obtenidos en el diseño mediante CFD del LTR. En dicho intercambiador el  $\text{CO}_2$  de la rama caliente se aproxima levemente a su punto crítico, aunque no tanto como en el prerrefrigerador, por lo que se creyó aconsejable estudiarlo mediante ANSYS-Fluent.

#### 7.3.2.1. Mallado

Debido a la elevada longitud de este intercambiador (3,25 m) se dividió en fragmentos de 0,5 m para que su resolución resultara más sencilla y requiriera menor potencia de cálculo. Las dimensiones utilizadas en los elementos del mallado son las mismas que en el Prerrefrigerador, exceptuando el mallado en torno a la pared del fluido (*inflation*). En este caso se han tomado 4 elementos en el contorno, tanto en el  $\text{CO}_2$  frío como en el caliente, ya que al estar más alejado del punto crítico no es necesario tanto detalle. El factor que determina el mallado en torno a la pared del fluido es el grosor total (*total thickness*), alcanzando un valor de  $2,096 \cdot 10^{-4}$  m. Con este mallado (Fig. 7.36) se alcanza un valor de oblicuidad de 0,88, inferior al máximo propuesto por ANSYS.

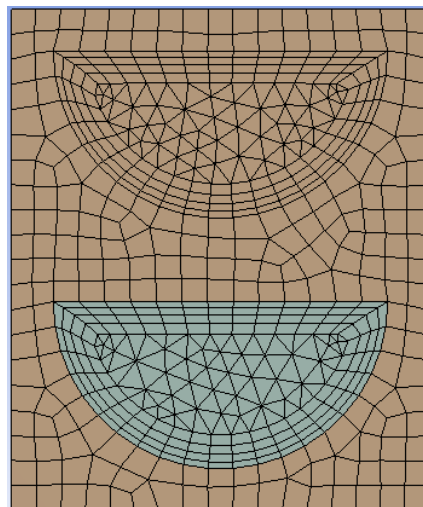


Fig. 7.36. Sección utilizada en el LTR.



### 7.3.2.2. Condiciones de contorno

Las condiciones de contorno utilizadas en este intercambiador son las mismas que las utilizadas en el prerrefrigerador (Tabla. 7.18).

### 7.3.2.3. Simulaciones numéricas

Como en el caso del prerrefrigerador, en el LTR también se han introducido las propiedades del CO<sub>2</sub> mediante el uso de UDF (Anexo A).

### 7.3.2.4. Resultados LTR

Como se observa en la Fig. 7.37, la evolución de temperaturas es similar tanto en el caso del dimensionamiento mediante las correlaciones como con CFD. Cada 0,5 metros se observan picos en la temperatura, sobre todo en el lado frío. Esto es debido a la división que se ha hecho en el intercambiador. La unión de cada una de las secciones es lo que produce dichas discontinuidades.

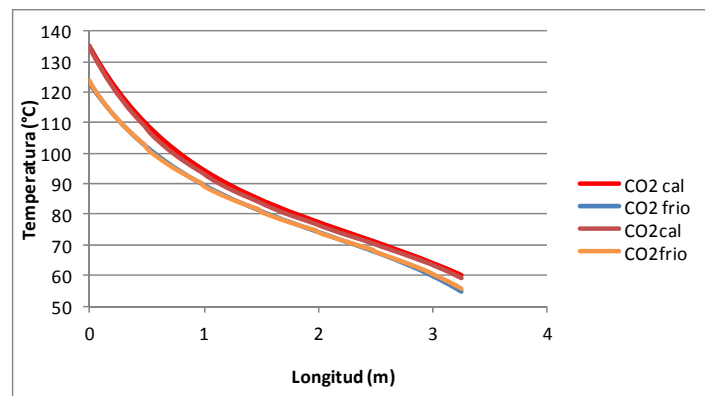


Fig. 7.37. Evolución de las temperaturas a lo largo del LTR con ANSYS-Fluent y EES.

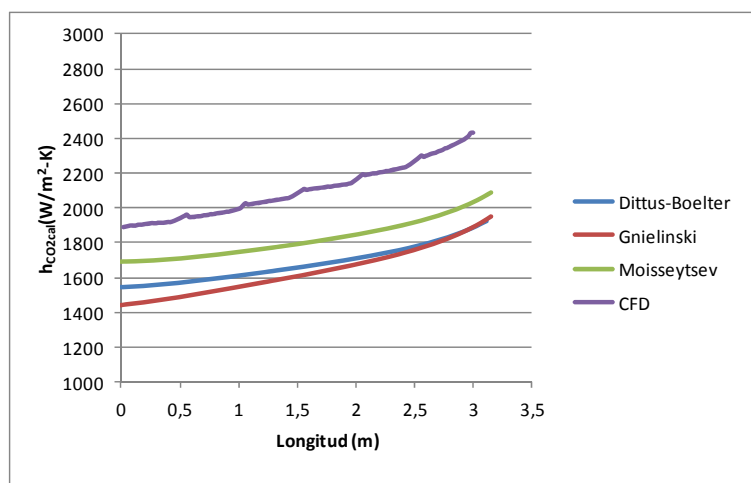


Fig. 7.38. Coeficiente de transferencia de calor en el lado caliente (CO<sub>2</sub> caliente) del LTR con ANSYS-Fluent y EES.

Como se observa en la Fig. 7.38 los coeficientes de transferencia de calor calculados mediante EES tienen la misma tendencia que los calculados mediante ANSYS-Fluent. Esto confirma que si el  $\text{CO}_2$  se aleja del punto crítico, las diferentes correlaciones se acercan más a los valores obtenidos mediante las simulaciones numéricas. En este caso prácticamente se obtienen los mismos resultados tanto con los cálculos realizados mediante CFD como con los registrados utilizando las diferentes correlaciones.

En el caso del coeficiente de calor del lado frío (Fig. 7.39), las tendencias vuelven a ser similares extrayendo las mismas conclusiones que en el lado caliente. Al igual que en el caso de las temperaturas, se produce un pico cada 0,5 metros, debido a la unión de los diferentes segmentos en los que se ha dividido el intercambiador para su cálculo.

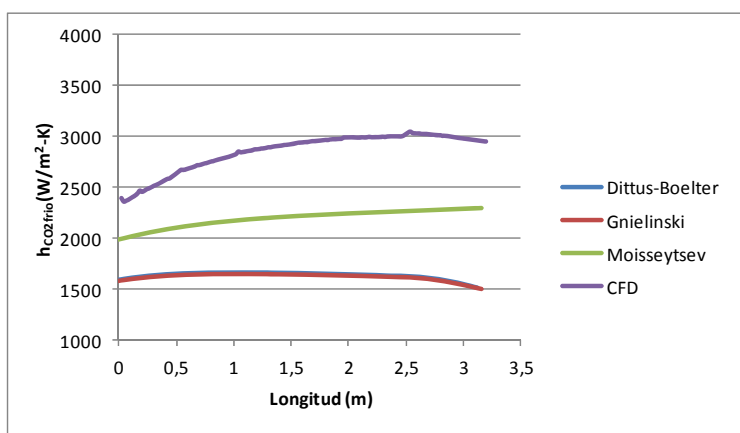


Fig. 7.39. Coeficiente de transferencia de calor en el lado frío ( $\text{CO}_2$  frío) del LTR con ANSYS-Fluent y EES.

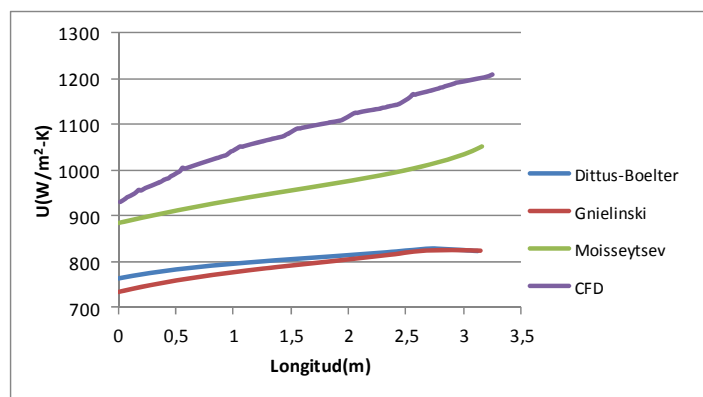


Fig. 7.40. Coeficiente de transferencia de calor global en el LTR con ANSYS-Fluent.

El coeficiente de transferencia de calor global (Fig. 7.40) muestra el mismo comportamiento que los ya comentados. Destaca que en este intercambiador, a diferencia que en el Prerrefrigerador, los valores obtenidos mediante CFD se acercan más a los calculados por la correlación de Moisseytsev que por Dittus-Boelter y Gnielinski, dado que en esta ocasión las temperaturas de trabajo son más próximas a las empleadas por este autor [57].

## 7.4. Conclusiones

Los objetivos perseguidos en este Capítulo eran dos: valorar la correlación más adecuada para el modelado de los intercambiadores y obtener un pre-diseño de los intercambiadores de calor del ciclo REC2.

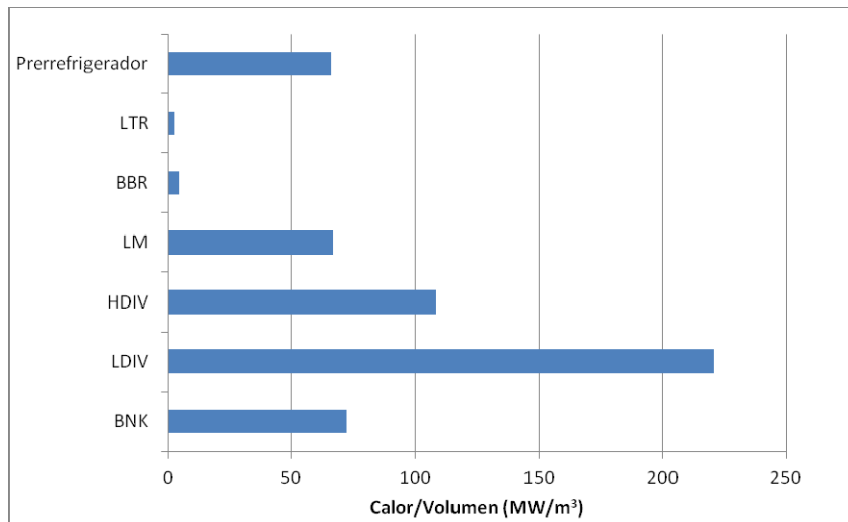
Respecto al primer objetivo, se ha observado unos resultados similares entre las tres correlaciones, siendo preciso sustituir la de Dittus-Boelter en varios rangos por la de Gnielinski debido a los valores del número de Reynolds alcanzados. En los casos más próximos al punto crítico (prerrefrigerador) se ha comprobado que la solución por CFD concuerda mejor con Gnielinski, mientras que en el LTR dan valores similares. Por ello, se propone la correlación de Gnielinski para todos los fluidos excepto para el eutéctico que emplea la de Dostal et al. [24].

En cuanto al segundo objetivo, se comparan en la Fig. 7.41 los tamaños relativos obtenidos con la correlación de Gnielinski, apreciándose tres grupos de intercambiadores:

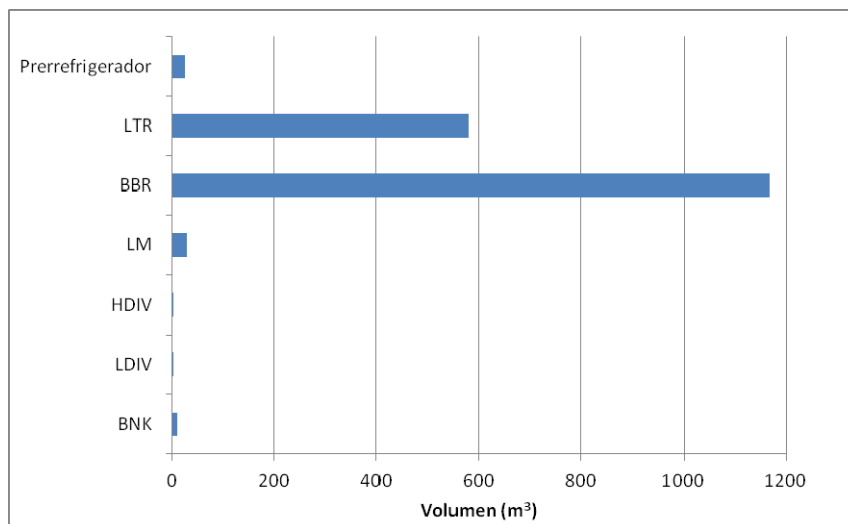
- Intercambiadores helio/CO<sub>2</sub> (BNK, LDIV y HDIV). Presentan la mayor relación de potencia térmica a volumen (menor tamaño relativo) siendo claramente mejor en LDIV y HDIV que en BNK. Ello es así porque los divertores trabajan con saltos térmicos muy elevados. En el caso del BNK, si bien el salto térmico es bajo, las temperaturas están bastante separadas en buena parte del intercambiador lo que hace que la relación sea del orden de la mitad que en LDIV y HDIV.
- Intercambiadores líquido/CO<sub>2</sub> (LM y Prerrefrigerador). Presentan valores similares, claramente menores que los precedentes. En ellos la resistencia térmica ofrecida por el líquido es despreciable, quedando dominados por el CO<sub>2</sub>. El salto térmico en ambos es pequeño, lo que conduce a un mayor tamaño relativo que el grupo anterior.
- Intercambiadores CO<sub>2</sub>/CO<sub>2</sub> (BBR y LTR). Presentan los menores valores de la relación potencia a volumen, motivado principalmente por la gran cercanía de los perfiles de temperatura a lo largo de todo el intercambiador.

Si bien las tres clases anteriores presentan valores claramente separados, hay una cierta proximidad entre la relación de BNK y del Prerrefrigerador. Ello se debe a que el coeficiente global de transferencia de calor es comparable en ambos (en BNK es la mitad que en el Prerrefrigerador, influido por un mayor peso del helio que del agua y un mayor coeficiente del CO<sub>2</sub> en el Prerrefrigerador por la proximidad del punto crítico), si bien las temperaturas de ambas ramas del BNK están más separadas que las del Prerrefrigerador.

La Fig. 7.42 muestra el tamaño absoluto de los intercambiadores, apreciándose una clara diferencia entre los dos regeneradores y el resto.



**Fig. 7.41. Comparación del tamaño relativo de los intercambiadores.**



**Fig. 7.42. Comparación de los volúmenes de los diferentes intercambiadores.**

## 8. CONCLUSIONES

### 8.1. Introducción

El primer objetivo principal de esta tesis ha sido diseñar y proponer un ciclo termodinámico óptimo para un futuro reactor nuclear de fusión. Para ello se han estudiado y analizado varios tipos de ciclos con diferentes configuraciones y fluidos de trabajo. Como segundo objetivo principal se ha procedido al prediseño de los intercambiadores de calor en la configuración propuesta por su relevancia en el tamaño y complejidad del ciclo. Ambos objetivos principales se consideran cubiertos satisfactoriamente en la medida en que se ha propuesto un ciclo para el bloque de potencia, denominado REC2, que optimiza la eficiencia manteniendo un nivel de complejidad razonable; en cuanto a los intercambiadores, ha sido posible desarrollar un procedimiento para obtener un prediseño de los mismos.

Los objetivos secundarios perseguían explorar diferentes configuraciones de ciclos de potencia y determinar las correlaciones de transferencia de calor más adecuadas al problema estudiado. De nuevo, ambos objetivos se han alcanzado con éxito. En cuanto al primero, se han analizado cuatro configuraciones de ciclos (Rankine orgánico, Rankine con vapor de agua, Brayton con helio y Brayton con CO<sub>2</sub> supercrítico) estudiando a menudo combinaciones entre los mismos, determinando el grupo más adecuado y los puntos débiles de los otros. Dentro de este objetivo se han logrado identificar los condicionantes de las fuentes térmicas del reactor y cómo afectan al desempeño de los diferentes ciclos. Por lo que respecta al segundo objetivo secundario se han comparado diferentes correlaciones disponibles en la literatura y se han contrastado en algunos casos de especial relevancia contra métodos de mecánica de fluidos computacional, lo que ha permitido elegir la más adecuada.

### 8.2. Ciclos termodinámicos

La baja temperatura de la fuente BNK lastra la eficiencia de los diferentes ciclos termodinámicos. El análisis de los mismos se ha centrado en ciclos Brayton utilizando helio o CO<sub>2</sub> como fluidos de trabajo. Por otro lado, los ciclos Rankine, tanto de agua como de fluidos orgánicos, se han utilizado como ciclos terciarios. Como ciclos principales tienen el problema de que o las fuentes térmicas tienen temperaturas muy elevadas, caso de los ORC, o en el caso del agua, puede generar problemas por su interacción con el tritio.

#### 8.2.1. Ciclos Brayton con Helio

La primera opción estudiada dentro de los ciclos Brayton es aquella que utiliza helio

como fluido de trabajo. De esta forma los diseños realizados han sido los siguientes:

- Ciclo Brayton sencillo (CBT).
- Ciclo Brayton interrefrigerado (CICBT).
- Ciclo combinado CBT/ORC.
- Ciclo combinado CICBT/ORC.
- Ciclo dual CBTX/Rankine.
- Ciclo dual CICBTX/Rankine.

La Tabla. 8.1 muestra los resultados obtenidos en dichos ciclos.

**Tabla. 8.1. Resumen de los resultados de los ciclos Brayton de helio.**

<b>Tipos de ciclo</b>	<b><math>\eta</math>(%)</b>
CBT	29,4
CICBT	32,6
CBT/ORC	36,2
CICBT/ORC	38,9
CBTX/Rankine	42,2
CICBTX/Rankine	44

El aumento de la eficiencia en cada uno de los ciclos es progresivo hasta llegar a los ciclos duales donde se alcanzan los rendimientos más elevados. Esta mejora se debe a dos factores determinantes:

- La extracción de la fuente BNK del ciclo Brayton eliminando la limitación de su baja temperatura y permitiendo la colocación de un regenerador.
- La utilización de la fuente BNK como impulsora de un ciclo Rankine independiente, el cual presenta un mejor rendimiento para este rango de temperaturas.

De esta forma, se verifica la limitación que introduce la fuente BNK en el rendimiento del ciclo Brayton. Como se puede observar, los ciclos Brayton duales son los que mejor comportamiento presentan, pero tienen dos inconvenientes:

- La planta se complica excesivamente.
- Es deseable no emplear agua en los ciclos por su interacción con el tritio.

Para solventar los problemas anteriores se han estudiado otras propuestas centradas en utilizar CO<sub>2</sub> supercrítico en ciclos Brayton.

### **8.2.2. Ciclos Brayton con CO<sub>2</sub> supercrítico**

La segunda clase de ciclos Brayton estudiados en esta tesis doctoral son aquellos que utilizan CO<sub>2</sub> como fluido de trabajo. Este tipo de ciclos presenta mejores rendimientos debido a que el CO<sub>2</sub> en torno a su punto crítico se comporta de forma similar a un líquido y por ello la energía necesaria para su compresión es menor. De esta forma la Tabla. 8.2 muestra los rendimientos de todos los ciclos estudiados. El ciclo Brayton

combinado es el que mejor rendimiento alcanza. El principal inconveniente de este tipo de ciclos combinados, como ya ha sido comentado en el caso de los ciclos Brayton con helio, es que requiere por un lado instalaciones más complejas y por otro que utiliza agua, con los problemas que ello acarrea. Algo similar ocurre en el ciclo dual.

Como alternativa eficaz al empleo de ciclos Rankine se han propuesto dos nuevos ciclos llamados REC3 y REC2. Ambos ciclos alcanzan rendimientos algo menores que el combinado y el dual, aunque comparables y sin el empleo de agua. Entre ellos, el REC2 es una evolución del concepto de regenerador en paralelo con la fuente BNK, que presenta el mismo número de intercambiadores que el ciclo de CO<sub>2</sub> supercrítico clásico y alcanza una eficiencia muy similar al ciclo combinado. Por tanto, se ha conseguido proponer un ciclo (REC2) con un nivel de complejidad medio y con alta eficiencia, derivada de su correcta integración con las fuentes disponibles.

**Tabla. 8.2. Resumen de los resultados de los ciclos Brayton de CO<sub>2</sub> supercrítico**

Tipos de ciclo	$\eta(\%)$
S-CO <sub>2</sub> básico (74 bar)	41
S-CO <sub>2</sub> básico (85 bar)	42
Combinado S-CO <sub>2</sub> /Rankine	47,34
Dual S-CO <sub>2</sub> /Rankine	46,3
S-CO <sub>2</sub> con 3 recuperadores (REC3)	46
S-CO <sub>2</sub> con 2 recuperadores (REC2)	46,97

### 8.2.3. Intercambiadores de calor

Debido a las características de los ciclos termodinámicos estudiados hasta el momento (temperaturas y presiones elevadas) y a los requerimientos para el reactor (máxima compacidad posible) se ha escogido el intercambiador PCHE como el idóneo para este tipo de instalaciones.

Los objetivos perseguidos a la hora de dimensionar estos equipos han sido dos: valorar la correlación más adecuada para el modelado de los intercambiadores y obtener un pre-diseño de los mismos del ciclo propuesto REC2.

Con respecto al primer objetivo, se ha comprobado que en la mayoría de los intercambiadores se obtienen resultados similares con las tres correlaciones. Sin embargo, cuando el CO<sub>2</sub> se aproxima al punto crítico (prerrefrigerador) la correlación de Gnielinski se aproxima mejor a los resultados obtenidos mediante CFD. De esta forma, se propone esta correlación como la más acertada para el estudio de este tipo de fluidos, exceptuando el metal líquido, para el cual se utilizan las correlaciones específicas planteadas por Dostal [24].

En cuanto al segundo objetivo, se comparan en la Fig. 8.1 los tamaños relativos obtenidos con la correlación de Gnielinski, apreciándose tres grupos de intercambiadores función principalmente de las propiedades térmicas de los fluidos así como de su salto térmico:

- Intercambiadores helio/CO<sub>2</sub> (BNK, LDIV y HDIV). Presentan el cociente mayor entre la potencia calorífica y el volumen (menor tamaño relativo) siendo claramente mejor en LDIV y HDIV que en BNK.

- Intercambiadores líquido/CO<sub>2</sub> (LM y Prerrefrigerador). Presentan valores similares, claramente menores que los precedentes. En ellos la resistencia térmica ofrecida por el líquido es despreciable, quedando dominados por la del CO<sub>2</sub>.
- Intercambiadores CO<sub>2</sub>/CO<sub>2</sub> (BBR y LTR). Presentan los menores valores del cociente entre la potencia calorífica y el volumen, motivado principalmente por la proximidad de los perfiles de temperatura a lo largo de todo el intercambiador.

En el caso del BNK y del Prerrefrigerador el coeficiente global de transferencia de calor es comparable en ambos, lo que hace que exista cierta proximidad en el tamaño relativo de ambos intercambiadores, mostrando cierta peculiaridad ya que en los tres grupos los valores del tamaño relativo son claramente diferentes.

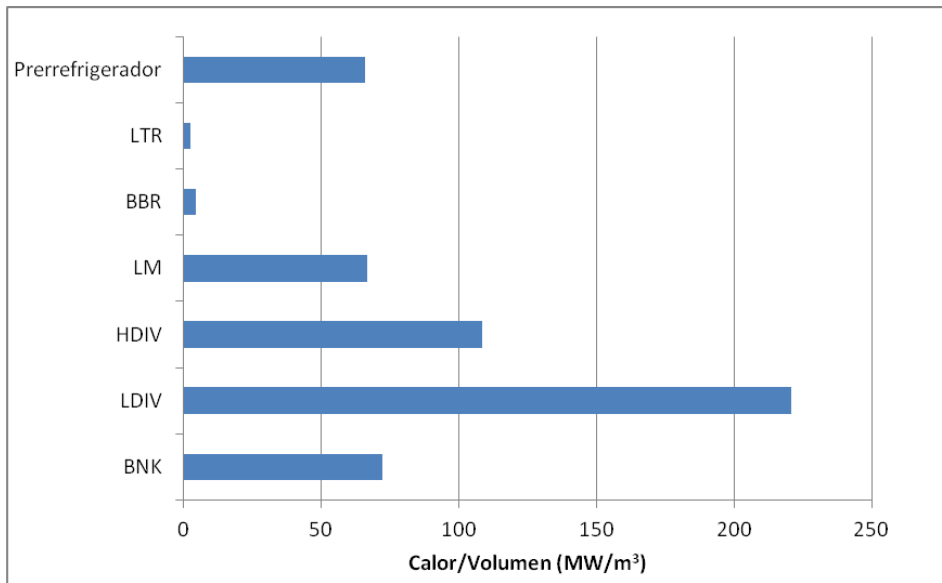
La Fig. 8.2 muestra el tamaño absoluto de los intercambiadores, apreciándose una clara diferencia entre los dos regeneradores y el resto.

### 8.3. Futuros trabajos

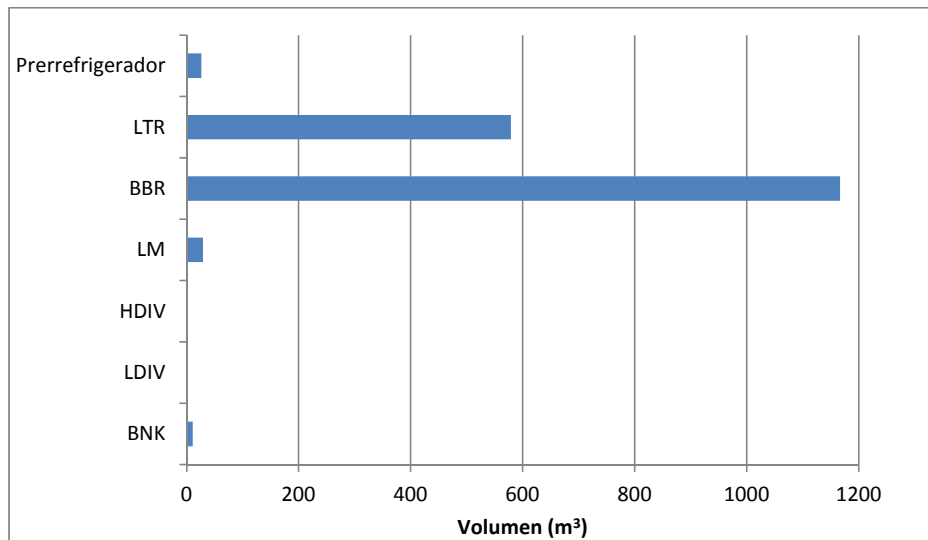
La investigación desarrollada en esta Tesis no agota el tema relativo a la planta de conversión de potencia. Como temas abiertos para futuros trabajos se identifican las siguientes líneas:

- Estudio de turbinas y compresores con S-CO<sub>2</sub> como fluido de trabajo: realizar un estudio detallado de la turbomaquinaria, especialmente si el fluido de trabajo se encuentra en torno a su punto crítico.
- Diseño del intercambiador de metal líquido: aunque se están realizando diseños en esta dirección, debe realizarse un estudio en profundidad.
- Comprobación experimental de los resultados obtenidos en las investigaciones: es necesario la verificación de los resultados en una instalación real.
- Modelado dinámico de la planta con objeto de estudiar la respuesta de la misma ante la operación pulsada de DEMO y la respuesta de los sistemas de control necesarios para implantar la planta REC2.
- Diseño de los conductos que formarán parte del ciclo termodinámico: sería interesante el diseño de las diferentes tuberías y conductos que formarán parte del ciclo termodinámico, para determinar si es viable con las instalaciones comerciales actuales o es necesario abrir una nueva vía de desarrollo.





**Fig. 8.1. Comparación del tamaño relativo de los intercambiadores.**



**Fig. 8.2. Comparación de los volúmenes de los diferentes intercambiadores.**



## 9. BIBLIOGRAFÍA

- [1] A. Garcia, La revolución de la IV generación nuclear, en B.Y. Moratilla, M.M. Cledera, J. Montes (Coords.), *Energía Nuclear para el Siglo XXI*, Universidad Pontificia Comillas, Madrid, (2009).
- [2] J.Sanchez, CONSOLIDER TECNO-FUS:A Nuclear Fusion technology Programme Developing Dual functional Helium/Pb15.7Li Breeding Blanket Systems Engineering and Associated Underlying Technologies, 23th Symposium on Fusion Engineering, San Diego (USA), May 31-June 5, (2009).
- [3] P. Norajitra, L. Bühler, U. Fischer, S. Gordeev, S. Malang, G. Reimann, Conceptual design of the dual-coolant blanket in the frame of the EU power plant conceptual study, *Fusion Engineering and Design*, 69, (2003) 669-673.
- [4] M. Kovari, C. Harrington, I. Jenkins, C. Kiely, Converting energy from fusion into useful forms, arXiv preprint arXiv:1401.4232, (2013).
- [5] D. Maisonnier, I. Cook, P. Sardain, R. Andreani, L. Di Pace, R. Forrest, L. Giancarli, S. Hermsmeyer, P. Norajitra, N. Taylor, A conceptual study of commercial fusion power plants, Final report of the European Fusion Power Plant Conceptual Study (PPCS), (2005).
- [6] L. Herranz, J. Linares, B. Moratilla, Power cycle assessment of nuclear high temperature gas-cooled reactors, *Applied Thermal Engineering*, 29, (2009) 1759-1765.
- [7] M. Saez, D. Haubensack, N. Alpy, A. Gerber, F. David, The use of gas based energy conversion cycles for sodium fast reactor, ICAPP'08, Anaheim, USA, June 8-12, 2008.
- [8] L. Herranz, J. Linares, B. Moratilla, G. Perez, A prospective Study of Power Cycles Based on The Expected Sodium Fast Reactor Parameters, ICAPP'10, San Diego, USA, June 13-17, 2010.
- [9] S. Tyagi, G. Chen, Q. Wang, S. Kaushik, Thermodynamic analysis and parametric study of an irreversible regenerative-intercooled-reheat Brayton cycle, *International journal of thermal sciences*, 45, (2006) 829-840.
- [10] H. Zhao, P.F. Peterson, Optimization of advanced high-temperature Brayton cycles with multiple-reheat stages, *Nuclear Technology*, 158, (2007) 145-157.
- [11] S. Ishiyama, Y. Muto, Y. Kato, S. Nishio, T. Hayashi, Y. Nomoto, Study of steam, helium and supercritical CO<sub>2</sub> turbine power generations in prototype fusion power reactor, *Progress in Nuclear Energy*, 50, (2008) 325-332.

- [12] Y.A. Cengel, M.A. Boles, *Thermodynamics: An Engineering Approach*, McGraw-Hill Higher Education, 2006.
- [13] S. Klein, Development and integration of an equation-solving program for engineering thermodynamics courses, *Computer applications in Engineering*, 1, (1993) 265-275.
- [14] J. Linares, L. Herranz, B. Moratilla, I. Serrano, Brayton Power Cycles for Electricity Generation from Fusion Reactors, *Journal of Energy and Power Engineering*, 5, (2011) 590-599.
- [15] R.W. Haywood, *Analysis of engineering cycles: Power, refrigerating and gas liquefaction plant*, Pergamon Press (1986).
- [16] G.D. Perez Pichel, *Análisis de Sistemas de Conversión de Potencia en reactores Nucleares de Generación IV Refrigerados por Metales Líquidos*, Tesis Doctoral, Universidad Pontificia de Comillas (2011).
- [17] P. Hejzlar, V. Dostal, M.J. Driscoll, A Supercritical CO<sub>2</sub> Cycle-a Promising Power Conversion System for Generation IV Reactors, *Proceedings of ICAPP'06*, Reno (USA), June 4-8, (2006).
- [18] R.W. Haywood, R.G. Díaz, *Ciclos Termodinámicos De Potencia Y Refrigeración*, Limusa, 1999.
- [19] M. Medrano, D. Puente, E. Arenaza, B. Herrazti, A. Paule, B. Brañas, A. Orden, M. Domínguez, R. Stainsby, D. Maisonnier, Power conversion cycles study for He-cooled reactor concepts for DEMO, *Fusion Engineering and Design*, 82, (2007) 2689-2695.
- [20] S.A. Wright, R.F. Radel, M.E. Vernon, G.E. Rochau, P.S. Pickard, Operation and analysis of a supercritical CO<sub>2</sub> Brayton cycle, SAND2010-0171, (2010).
- [21] R. Fuller, J. Preuss, J. Noall, Turbomachinery for Supercritical CO<sub>2</sub> Power Cycles, *ASME Turbo Expo 2012: Turbine Technical Conference and Exposition*, (2012) 961-966.
- [22] B.J. Noriega, Design Method for S-CO<sub>2</sub> Gas Turbine Power Plants, Master of Science Thesis, Delft University of Technology, 122, (2012).
- [23] A. Moiseyev, J.J. Sienicki, Investigation of alternative layouts for the supercritical carbon dioxide Brayton cycle for a sodium-cooled fast reactor, *Nuclear Engineering and Design*, 239, (2009) 1362-1371.
- [24] V. Dostal, A supercritical carbon dioxide cycle for next generation nuclear reactors, Ph.D., Massachusetts Institute of Technology (2004).

- [25] W.J. Kim, T.W. Kim, M.S. Sohn, K.Y. Suh, Supercritical Carbon Dioxide Brayton Power Conversion Cycle Design for Optimized Battery-Type Integral Reactor System, Proceedings of ICAPP'06, Reno, USA, June 4-8, (2006).
- [26] M. Mito, N. Yoshioka, Y. Ohkubo, N. Tsuzuki, Y. Kato, Fast Reactor with Indirect Cycle System of Supercritical CO<sub>2</sub> Gas Turbine Plant, Proceedings of ICAPP'06, Reno, USA, June 4-8, (2006).
- [27] Y. Muto, Y. Kato, Design of Turbomachinery for a Supercritical CO<sub>2</sub> Gas Turbine Fast Reactor, Bulletin-Research Laboratory for Nuclear Reactors, 30, (2006) 146.
- [28] J. Sarkar, Second law analysis of supercritical CO<sub>2</sub> recompression Brayton cycle, Energy, 34, (2009) 1172-1178.
- [29] B. Halimi, K.Y. Suh, Computational analysis of supercritical CO<sub>2</sub> Brayton cycle power conversion system for fusion reactor, Energy Conversion and Management, 63, (2012) 38-43.
- [30] G. Angelino, Carbon dioxide condensation cycles for power production, Journal of Engineering for Power, 90, (1968) 287-295.
- [31] G. Angelino, Perspectives for the liquid phase compression gas turbine, Journal of Engineering for Power, 89, (1967) 229-236.
- [32] Z. Ma, C. Turchi, Advanced supercritical carbon dioxide power cycle configurations for use in concentrating solar power systems, Pittsburgh (USA), September 9-10, (2011).
- [33] SunShot Initiative, SunShot. Concentrating Solar Power.
- [34] C. Turchi, 10-MW Supercritical-CO<sub>2</sub> Turbine test, SunShot Concentrating Solar Power Program Review, Phoenix, USA, April 23-25, (2013).
- [35] R. Singh, S.A. Miller, A.S. Rowlands, P.A. Jacobs, Dynamic characteristics of a direct-heated supercritical carbon-dioxide Brayton cycle in a solar thermal power plant, Energy, 50, (2013) 194-204.
- [36] J. Floyd, N. Alpy, A. Moiseyev, D. Haubensack, G. Rodriguez, J. Sienicki, G. Avakian, A numerical investigation of the S-CO<sub>2</sub> recompression cycle off-design behaviour, coupled to a sodium cooled fast reactor, for seasonal variation in the heat sink temperature, Nuclear Engineering and Design, 260, (2013) 78-92.
- [37] R. Chacartegui, D. Sánchez, J. Muñoz, T. Sánchez, Alternative ORC bottoming cycles for combined cycle power plants, Applied Energy, 86, (2009) 2162-2170.
- [38] Y.S. Najjar, Efficient use of energy by utilizing gas turbine combined systems, Applied Thermal Engineering, 21, (2001) 407-438.

- [39] T. Hung, S. Wang, C. Kuo, B. Pei, K. Tsai, A study of organic working fluids on system efficiency of an ORC using low-grade energy sources, *Energy*, 35, (2010) 1403-1411.
- [40] A. Schuster, S. Karellas, E. Kakaras, H. Spliethoff, Energetic and economic investigation of Organic Rankine Cycle applications, *Applied Thermal Engineering*, 29, (2009) 1809-1817.
- [41] N.B. Desai, S. Bandyopadhyay, Process integration of organic Rankine cycle, *Energy*, 34, (2009) 1674-1686.
- [42] B. Saleh, G. Koglbauer, M. Wendland, J. Fischer, Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles, *Energy*, 32, (2007) 1210-1221.
- [43] A. Schuster, S. Karellas, R. Aumann, Efficiency optimization potential in supercritical Organic Rankine Cycles, *Energy*, 35, (2010) 1033-1039.
- [44] P. Mago, K. Srinivasan, L. Chamra, C. Somayaji, An examination of exergy destruction in organic Rankine cycles, *International Journal of Energy Research*, 32, (2008) 926-938.
- [45] C.H. Oh, E.S. Kim, Heat Exchanger Design Options and Tritium Transport Study for the VHTR System, Idaho National Laboratory, INL/EXT-08-14799, (2008).
- [46] J.E. Hesselgreaves, *Compact Heat Exchangers: Selection, Design, and Operation*, Pergamon Press, 2001.
- [47] K. Nikitin, Y. Kato, L. Ngo, Printed circuit heat exchanger thermal-hydraulic performance in supercritical CO<sub>2</sub> experimental loop, *International Journal of Refrigeration*, 29, (2006) 807-814.
- [48] H. Song, J. Meter, S. Lomperski, D. Cho, H. Kim, A. Tokuhira, Experimental investigations of a printed circuit heat exchanger for supercritical CO<sub>2</sub> and water heat exchanger, Fifth Korea-Japan Symposium on Nuclear Thermal Hydraulics and Safety. Jeju, Korea, November 26- 29, (2006).
- [49] J. Van Meter, Experimental investigation of a printed circuit heat exchanger using supercritical carbon dioxide and water as heat transfer media, Master of Science, Kansas State University (2008).
- [50] S. Mylavarapu, X. Sun, J. Figley, N. Needler, R. Christensen, Investigation of High-Temperature Printed Circuit Heat Exchangers for Very High Temperature Reactors, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 131, (2009) 062905.
- [51] J.E. Cha, T.H. Lee, J.H. Eoh, S. Seong, S. Kim, D.E. Kim, M. Kim, T. Kim, K. Suh, Development of a supercritical CO<sub>2</sub> Brayton energy conversion system coupled with a sodium cooled fast reactor, *Nuclear Engineering and Technology*, 41, (2009) 1025-1044.

- [52] I. Fernández, L. Sedano, Design analysis of a lead–lithium/supercritical CO<sub>2</sub> Printed Circuit Heat Exchanger for primary power recovery, *Fusion Engineering and Design*, 88, (2013), 2427-2430.
- [53] I.H. Kim, H.C. No, J.I. Lee, B.G. Jeon, Thermal hydraulic performance analysis of the printed circuit heat exchanger using a helium test facility and CFD simulations, *Nuclear Engineering and Design*, 239, (2009) 2399-2408.
- [54] S.B. Yum, E.H. Lee, D.W. Lee, G.C. Park, Model validation of GAMMA code with heat transfer experiment for KO TBM in ITER, *Fusion Engineering and Design*, 88, (2013) 716-720.
- [55] K. Nikitin, Y. Kato, L. Ngo, Printed circuit heat exchanger thermal–hydraulic performance in supercritical CO<sub>2</sub> experimental loop, *International Journal of Refrigeration*, 29, (2006) 807-814.
- [56] S.S. Pitla, E.A. Groll, S. Ramadhyani, New correlation to predict the heat transfer coefficient during in-tube cooling of turbulent supercritical CO<sub>2</sub>, *International Journal of Refrigeration*, 25, (2002) 887-895.
- [57] A. Moisseytsev, J. Sienicki, D. Cho, M. Thomas, Comparison of Heat Exchanger Modeling with Data from CO<sub>2</sub>-to- CO<sub>2</sub> Printed Circuit Heat Exchanger Performance Tests, ICAPP'10, San Diego, USA, June 13–17, 2010.
- [58] X. Cao, Z. Rao, S. Liao, Laminar convective heat transfer of supercritical CO<sub>2</sub> in horizontal miniature circular and triangular tubes, *Applied Thermal Engineering*, 31, (2011) 2374-2384.
- [59] X. Fang, C. Bullard, P. Hrnjak, Heat transfer and pressure drop of gas coolers, *Transactions-American Society of heating refrigerating and air conditioning engineers*, 107, (2001) 255-266.
- [60] L. Cheng, G. Ribatski, J.R. Thome, Analysis of supercritical CO<sub>2</sub> cooling in macro- and micro-channels, *International Journal of Refrigeration*, 31, (2008) 1301-1316.
- [61] H. Oh, C. Son, New correlation to predict the heat transfer coefficient in-tube cooling of supercritical CO<sub>2</sub> in horizontal macro-tubes, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 34, (2010) 1230-1241.
- [62] E. Krasnoshchekov, I. Kuraeva, V. Protopopov, Local heat transfer of carbon dioxide at supercritical pressure under cooling conditions, *Teplofizika Vysokikh Temperatur*, 7, (1970) 922-930.
- [63] V. Baskov, I. Kuraeva, V. Protopopov, Heat transfer with the turbulent flow of a liquid at supercritical pressure in tubes under cooling conditions, *Teplofizika Vysokikh Temperatur*, 15, (1977) 96-102.
- [64] N. Petrov, V. Popov, Heat Transfer and Hydraulic Resistance with Turbulent Flow in a Tube of Water at Supercritical Parameters of State, *Thermal Engineering*, 35, (1988) 577-580.

- [65] N. Petrov, V. Popov, Heat transfer and resistance of carbon dioxide being cooled in the supercritical region, *Thermal Engineering*, 32, (1985) 131-134.
- [66] X.D. Fang, C.W. Bullard, P.S. Hrnjak, TECHNICAL PAPERS-(International Journal of Heating, Ventilating, Air-Conditioning and Refrigerating Research)-4411 Modeling and Analysis of Gas Coolers, *ASHRAE Transactions-American Society of Heating Refrigerating Airconditioning Engin*, 107, (2001) 4-13.
- [67] S. Liao, Measurements of heat transfer coefficients from supercritical carbon dioxide flowing in horizontal mini/micro channels, *Journal of heat transfer*, 124, (2002) 413.
- [68] S.H. Yoon, J.H. Kim, Y.W. Hwang, M.S. Kim, K. Min, Y. Kim, Heat transfer and pressure drop characteristics during the in-tube cooling process of carbon dioxide in the supercritical region, *International Journal of Refrigeration*, 26, (2003) 857-864.
- [69] X. Fang, Y. Xu, Modified heat transfer equation for in-tube supercritical CO<sub>2</sub> cooling, *Applied Thermal Engineering*, 31, (2011) 3036-3042.
- [70] Y. Takeuchi, C. Park, K. Noborio, Y. Yamamoto, S. Konishi, Heat transfer in SiC compact heat exchanger, *Fusion Engineering and Design*, 85, (2010) 1266-1270.
- [71] I. Fernández, L. Sedano, Design analysis of a lead–lithium/supercritical CO<sub>2</sub> Printed Circuit Heat Exchanger for primary power recovery, *Fusion Engineering and Design*, 88, (2013) 2427-2430.
- [72] X. Li, T. Smith, D. Kininmont, S. Dewson, Materials for Nuclear Diffusion-Bonded Compact Heat Exchangers, *Proceedings of ICAPP'09, Tokyo, Japan, May 10-14, 2009*.
- [73] X. Li, D. Kininmont, R. Le Pierres, S.J. Dewson, Alloy 617 for the high temperature diffusion-bonded compact heat exchangers, *ICAPP'08, Anaheim, USA, June 8-12, 2008*.
- [74] D. SOUTHALL, Diffusion Bonding in Compact Heat Exchangers, *Transactions of the American Nuclear Society*, 100, (2009) 265-267.
- [75] A.W. Al-Khafaji, J.R. Tooley, A.W. Al-Khafaji, *Numerical Methods in Engineering Practice*, Holt, Rinehart and Winston, 1986.
- [76] C.F. Gerald, *Applied numerical analysis*, Addison-Wesley Publishing Co. (1970).
- [77] F.S. Acton, *Numerical Methods that Work*, Maa, 1990.
- [78] J.H. Ferziger, *Numerical Methods for Engineering Application*, Wiley New York, 1998.
- [79] R. Span, W. Wagner, A new equation of state for carbon dioxide covering the fluid region from the triple-point temperature to 1100 K at pressures up to 800 MPa, *Journal of physical and chemical reference data*, 25, (1996) 1509-1596.



- [80] W. Wagner, A. Pruß, The IAPWS formulation 1995 for the thermodynamic properties of ordinary water substance for general and scientific use, *Journal of Physical and Chemical Reference Data*, 31, (2002) 387-535.
- [81] R. Tillner-Roth, *Fundamental Equations of State*, Shaker, 1998.
- [82] H. Miyamoto, K. Watanabe, A thermodynamic property model for fluid-phase isobutane, *International Journal of Thermophysics*, 23, (2002) 477-499.
- [83] H. Miyamoto, K. Watanabe, Thermodynamic property model for fluid-phase n-butane, *International Journal of Thermophysics*, 22, (2001) 459-475.
- [84] Mas De Les Valls, E, L. Sedano, L. Batet, I. Ricipito, A. Aiello, O. Gastaldi, F. Gabriel, Lead–lithium eutectic material database for nuclear fusion technology, *Journal of Nuclear Materials*, 376, (2008) 353-357.
- [85] J. Linares, L. Herranz, B. Moratilla, I. Serrano, Power conversion systems based on Brayton cycles for fusion reactors, *Fusion Engineering and Design*, 86, (2011) 2735-2738.
- [86] Y.A. Cengel, S. Klein, W. Beckman, *Heat Transfer: A Practical Approach*, WBC McGraw-Hill Boston, 1998.
- [87] I. Serrano, A. Cantizano, J. Linares, B. Moratilla, I. Fernandez-Berqueruelo, L. Sedano, Numerical modeling and design of supercritical CO<sub>2</sub> pre-cooler for fusion nuclear reactors, *Fusion Engineering and Design*, 87, (2012) 1329–1332.
- [88] K. Mikityuk, Heat transfer to liquid metal: Review of data and correlations for tube bundles, *Nuclear Engineering and Design*, 239, (2009) 680-687.
- [89] K. Gezelius, Design of compact intermediate heat exchangers for gas cooled fast reactors, Massachusetts Institute of Technology. Center for Advanced Nuclear Energy Systems. (2004).
- [90] I.E. Idelchik, E. Fried, *Handbook of hydraulic resistance*, Hemisphere Publishing Corporation (1986).
- [91] M.M. Aslam Bhutta, N. Hayat, M.H. Bashir, A.R. Khan, K.N. Ahmad, S. Khan, CFD applications in various heat exchangers design: A review, *Applied Thermal Engineering*, 32, (2012) 1-12.
- [92] I.H. Kim, H.C. No, J.I. Lee, B.G. Jeon, Thermal hydraulic performance analysis of the printed circuit heat exchanger using a helium test facility and CFD simulations, *Nuclear Engineering and Design*, 239, (2009) 2399-2408.
- [93] J. Mahaffy, B. Chung, F. Dubois, F. Ducros, E. Graffard, M. Heitsch, M. Henriksson, E. Komen, F. Moretti, T. Morii, Best practice guidelines for the use of CFD in nuclear reactor safety applications, NEA/CSNI, 2007.

[94] J.I.Linares Hurtado, R. de Francisco Fernández, B.Y.Moratilla Soria, A.Arenas Alonso, L.M.Gonzalez Gutiérrez, P.Ruiz Castelló, *Energía Solar: Estado Actual Y Perspectiva Inmediata*, Catedra Rafael Mariño de Nuevas Tecnologías Energéticas, Universidad Pontificia de Comillas, 2007.

[95] G. Pérez-Pichel, J. Linares, L. Herranz, B. Moratilla, Thermal analysis of supercritical CO<sub>2</sub> power cycles: Assessment of their suitability to the forthcoming sodium fast reactors, *Nuclear Engineering and Design*, 250, (2012) 23-34.

## 10. ANEXOS

### 10.1. Anexo A: Propiedades de los fluidos utilizados en ANSYS-Fluent

#### 10.1.1. Prerrefrigerador

##### CO<sub>2</sub>:

Calor específico (J/kg-K) y entalpía (J/kg):

$$a=(T(K)-\omega)/\sigma$$

a)  $285 < T(K) < 310.7$ :

$$C_p = -360.89 \cdot a^{10} - 285.4 \cdot a^9 + 2404.6 \cdot a^8 + 1897 \cdot a^7 - 5052.8 \cdot a^6 - 3435.5 \cdot a^5 \\ + 4382.2 \cdot a^4 + 2482.6 \cdot a^3 - 833.12 \cdot a^2 + 342.3 \cdot a + 3063.2$$

$$H = -85.938 \cdot a^{10} + 80.372 \cdot a^9 + 903.2 \cdot a^8 + 139.55 \cdot a^7 - 2057.3 \cdot a^6 - 373.75 \cdot a^5 \\ + 2426.4 \cdot a^4 + 1684.8 \cdot a^3 + 2645.1 \cdot a^2 + 26916 \cdot a - 254710$$

$$\sigma = 8.9845$$

$$\omega = 295.35$$

b)  $310.7 \leq T(K) < 313.3$ :

$$C_p = -527.37 \cdot a^{10} + 314.12 \cdot a^9 + 3227.4 \cdot a^8 - 1514.1 \cdot a^7 - 7296.6 \cdot a^6 \\ + 2030.9 \cdot a^5 + 7925.9 \cdot a^4 + 812.21 \cdot a^3 - 6882.3 \cdot a^2 - 3948.4 \cdot a + 17416$$

$$H = 728.95 \cdot a^{10} - 91.539 \cdot a^9 - 5051.5 \cdot a^8 + 685.65 \cdot a^7 + 12395 \cdot a^6 \\ - 1074.5 \cdot a^5 - 12759 \cdot a^4 - 1534 \cdot a^3 + 3548.8 \cdot a^2 + 22453 \cdot a - 156140$$

$$\sigma = 1.2877$$

$$\omega = 311.27$$

c)  $313.3 \leq T(K) < 350$ :

$$C_p = 43.441 \cdot a^{10} - 84.901 \cdot a^9 - 162.62 \cdot a^8 + 311.73 \cdot a^7 + 282.98 \cdot a^6 \\ - 512.02 \cdot a^5 - 58.623 \cdot a^4 + 57.713 \cdot a^3 + 386.11 \cdot a^2 - 719.65 \cdot a + 2262.3$$

$$H = -8.3381 \cdot a^{10} + 86.394 \cdot a^9 - 121.01 \cdot a^8 - 199.57 \cdot a^7 + 274.1 \cdot a^6 \\ + 452.28 \cdot a^5 - 902.88 \cdot a^4 + 1257.5 \cdot a^3 - 3676.5 \cdot a^2 + 25015 \cdot a - 61263$$

$$\sigma = 11.056$$

$$\omega = 311.07$$

Densidad ( $\text{kg/m}^3$ ), conductividad térmica ( $\text{W/m-K}$ ) y viscosidad dinámica ( $\text{kg/m-s}$ ):

$$b = (T(K) - \Omega) / \Phi$$

a)  $285 < T(K) < 311.8$ :

$$\rho = 3.3518 \cdot b^{10} + 3.5 \cdot b^9 - 20.945 \cdot b^8 - 21.729 \cdot b^7 + 39.588 \cdot b^6 \\ + 35.601 \cdot b^5 - 33.696 \cdot b^4 - 29.317 \cdot b^3 - 10.39 \cdot b^2 - 83.558 \cdot b + 811.61$$

$$K = -0.0010302 \cdot b^{10} - 0.0013084 \cdot b^9 + 0.006224 \cdot b^8 + 0.0074128 \cdot b^7 - 0.013018 \cdot b^6 \\ - 0.014158 \cdot b^5 + 0.011563 \cdot b^4 + 0.012135 \cdot b^3 - 0.0025814 \cdot b^2 - 0.016482 \cdot b + 0.087212$$

$$\mu = 2.791 \cdot 10^{-7} \cdot b^{10} + 3.3752 \cdot 10^{-7} \cdot b^9 - 1.6298 \cdot 10^{-6} \cdot b^8 - 1.9289 \cdot 10^{-6} \cdot b^7 \\ + 2.8942 \cdot 10^{-6} \cdot b^6 + 3.0157 \cdot 10^{-6} \cdot b^5 - 2.3787 \cdot 10^{-6} \cdot b^4 - 2.4724 \cdot 10^{-6} \cdot b^3 \\ - 3.5608 \cdot 10^{-7} \cdot b^2 - 1.5407 \cdot 10^{-5} \cdot b + 7.2779 \cdot 10^{-5}$$

$$\Phi = 9.3165$$

$$\Omega = 295.92$$

b)  $311.08 \leq T(K) < 350$ :

$$\rho = 0.35511 \cdot b^{10} - 1.3247 \cdot b^9 + 0.12488 \cdot b^8 + 4.0123 \cdot b^7 - 1.9305 \cdot b^6 \\ - 5.9374 \cdot b^5 + 5.74 \cdot b^4 - 2.9624 \cdot b^3 + 10.559 \cdot b^2 - 37.308 \cdot b + 222.97$$

$$K = 0.00059264 \cdot b^6 - 0.001373 \cdot b^5 + 0.000042542 \cdot b^4 + 0.00058944 \cdot b^3 \\ + 0.0023106 \cdot b^2 - 0.0045525 \cdot b + 0.032226$$

$$\mu = 7.659 \cdot 10^{-8} \cdot b^{10} - 1.5495 \cdot 10^{-7} \cdot b^9 - 2.8792 \cdot 10^{-7} \cdot b^8 + 6.053 \cdot 10^{-7} \cdot b^7 \\ + 4.3887 \cdot 10^{-7} \cdot b^6 - 9.3918 \cdot 10^{-7} \cdot b^5 - 9.2064 \cdot 10^{-8} \cdot b^4 + 2.1896 \cdot 10^{-7} \cdot b^3 \\ + 5.5614 \cdot 10^{-7} \cdot b^2 - 8.5933 \cdot 10^{-7} \cdot b + 2.0948 \cdot 10^{-5}$$

$$\Phi = 11.552$$

$$\Omega = 330.21$$

### H<sub>2</sub>O:

Calor específico (J/kg-K) y entalpía (J/kg):

$$C_p = 4182$$

$$H = 4174.70355 \cdot T - 1139826.05$$

Donde T representa la temperatura en grados Kelvin.

### 10.1.2. LTR

#### CO<sub>2</sub> lado caliente

Calor específico (J/kg-K) y entalpía (J/kg):

$$C_p = 6.0979176277 \cdot 10^{-8} \cdot T^6 - 1.3748205422 \cdot 10^{-4} \cdot T^5 + 1.2905960599 \cdot 10^{-1} \cdot T^4 - 64.571080629 \cdot T^3 + 18160.588215 \cdot T^2 - 2722472.8835 \cdot T + 169965071.25$$

$$H = 2.2240440531 \cdot 10^{-5} \cdot T^5 - 4.2208292165 \cdot 10^{-2} \cdot T^4 + 32.044629827 \cdot T^3 - 12168.543764 \cdot T^2 + 2313204.3577 \cdot T - 176336906.44$$

Densidad (kg/m<sup>3</sup>), conductividad térmica (W/m-K) y viscosidad dinámica (kg/m-s):

$$\rho = 1.132155148 \cdot 10^{-9} \cdot T^6 - 2.5608845201 \cdot 10^{-6} \cdot T^5 + 2.4125226138 \cdot 10^{-3} \cdot T^4 - 1.2116939211 \cdot T^3 + 342.23267939 \cdot T^2 - 51545.866329 \cdot T + 3235234.017$$

$$K = -5.69344654 \cdot 10^{-12} \cdot T^3 + 1.10265497 \cdot 10^{-8} \cdot T^2 - 6.22967394 \cdot 10^{-6} \cdot T + 1.12731394 \cdot 10^{-3}$$

$$\mu = 5.8478385103 \cdot 10^{-17} \cdot T^6 - 1.3209857849 \cdot 10^{-13} \cdot T^5 + 1.242661576 \cdot 10^{-10} \cdot T^4 - 6.2315340779 \cdot 10^{-8} \cdot T^3 + 1.7570347465 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 - 2.6413147649 \cdot 10^{-3} \cdot T + 0.16542199746$$

**CO<sub>2</sub> lado frío:**

Calor específico (J/kg-K) y entalpía (J/kg):

$$C_p = -1.4065792153 \cdot 10^{-8} \cdot T^6 + 3.0003992451 \cdot 10^{-5} \cdot T^5 - 2.6574694795 \cdot 10^{-2} \cdot T^4 \\ + 12.508831778 \cdot T^3 - 3300.2515548 \cdot T^2 + 462762.41618 \cdot T - 26943215.362$$

$$H = -6.97991188 \cdot 10^{-2} \cdot T^3 + 73.6268659 \cdot T^2 - 23502.2124 \cdot T + 2050879.43$$

Densidad (kg/m<sup>3</sup>), conductividad térmica (W/m-K) y viscosidad dinámica (kg/m-s):

$$\rho = -5.3758026999 \cdot 10^{-8} \cdot T^5 + 9.4993122117 \cdot 10^{-5} \cdot T^4 - 6.6699415795 \cdot 10^{-2} \cdot T^3 \\ + 23.26659916 \cdot T^2 - 4038.0143681 \cdot T + 280407.09197$$

$$K = -1.7042968558 \cdot 10^{-11} \cdot T^5 + 2.9856196399 \cdot 10^{-8} \cdot T^4 - 2.0856505707 \cdot 10^{-5} \cdot T^3 \\ + 7.2667662157 \cdot 10^{-3} \cdot T^2 - 1.2642194631 \cdot T + 88.073404568$$

$$\mu = -5.69344654 \cdot 10^{-12} \cdot T^3 + 1.10265497 \cdot 10^{-8} \cdot T^2 - 6.22967394 \cdot 10^{-6} \cdot T \\ + 1.12731394 \cdot 10^{-3}$$

## 10.2. ANEXO B

### 10.2.1. Lista de símbolos

#### 10.2.1.1. Variables termodinámicas

$C_p$	Calor específico de un gas, a presión constante [kJ/kg K]
$C_v$	Calor específico de un gas, a volumen constante [kJ/kg K]
$D_{hidráulico}$	Diámetro hidráulico [m]
$\rho$	Densidad [kg/m <sup>3</sup> ]
$f$	Factor de fricción
$h$	Coefficiente de convección [W/m <sup>2</sup> K]
$H$	Entalpía por unidad de masa [kJ/kg]
$j$	Factor de Colburn
$K$	Conductividad térmica [W/m K]
$\dot{m}$	Gasto [kg/s]
$\mu$	Viscosidad dinámica del fluido [kg/m s]
$Nu$	Número de Nusselt
$P$	Presión [bar]
$\Delta P$	Incremento de presión [bar]
$Pe$	Número de Peclet
$Pr$	Número de Prandtl
$\dot{Q}$	Calor por unidad de tiempo [kW]
$R$	Constante de un cierto gas [kJ/kg-K]
$Re$	Número de Reynolds
$S$	Entropía [kJ/kg-K]
$T$	Temperatura [°C;K]
$t$	Espesor [m]
$\bar{T}$	Temperaturas medias [°C; K]
$U$	Coefficiente de transferencia de calor global [W/m <sup>2</sup> K]
$V$	Volumen específico
$v$	Velocidad del fluido [m/s]
$\dot{W}$	Trabajo por unidad de tiempo [W]

#### 10.2.1.2. Letras griegas

$\alpha$	Ángulo de los canales del intercambiador
$\gamma$	Coefficiente isentrópico
$\Delta$	Rugosidad relativa
$\varepsilon$	Efectividad intercambiador
$\eta_t$	Rendimiento isentrópico de una turbina
$\eta_b$	Rendimiento isentrópico de una bomba
$\eta_c$	Rendimiento isentrópico de un compresor

$\zeta$  Rugosidad [m]

### 10.2.1.3. Otras variables

$N_{tubos}$  número de conductos  
 $N_w$  número de elementos por conducto  
 $u_\tau$  velocidad de fricción [m/s]  
 A Área [m<sup>2</sup>]  
 D Diámetro  
 $i$  Marca una posición en un elemento  
 $j$  Extremo sección estudiada intercambiadores  
 L Longitud  
 N Marca un elemento en la división nodal de intercambiadores  
 p Marca el número de nodos en la división nodal de intercambiadores  
 V Volumen  
 W Marca el número total de elementos en la división nodal de intercambiadores  
 $x, y, z,$  Fracciones del gasto másico  
 $u, v, w$   
 $y$  distancia entre el primer punto del mallado y la pared

## 10.2.2. Nomenclatura de equipos

### 10.2.2.1. Nomenclatura común

AP Alta presión  
 B Bomba  
 BNK Intercambiador con helio proveniente de la envoltura  
 BP Baja presión  
 C Compresor  
 HDIV Intercambiador divertor de alta temperatura  
 LDIV Intercambiador divertor de baja temperatura  
 LM Intercambiador eutéctico o metal líquido  
 T Turbina



**10.2.2.2. Nomenclatura ciclos Brayton**

BBR	Regenerador de los ciclos REC2 y REC3
CBT	Ciclo con compresor (C) + intercambiador para admisión de calor (B) + turbina (T)
CBTX	Ciclo con compresor (C) + intercambiador para admisión de calor (B) + turbina (T) + regenerador (X)
CICBT	Ciclo con compresor (C) + interrefrigerador (I) + compresor (C) + intercambiador para admisión de calor (B) + turbina (T)
CICBTX	Ciclo con compresor (C) + interrefrigerador (I) + compresor (C) + intercambiador para admisión de calor (B) + turbina (T) + regenerador (X)
HRGG	Heat Recovery Gas Generator
HRSG	Heat Recovery Steam Generator
LTR, HTR	Regenerador de ciclos Brayton con S-CO <sub>2</sub>

**10.2.2.3. Nomenclatura ciclos Rankine**

Cond	Condensador
Int	Intercambiador
Int1, Int2, Int3, Int4, Int5	Regeneradores de extracciones (Brayton CO <sub>2</sub> )
Pre1, Pre2, Pre3, Pre4, Pre5	Regeneradores de extracciones (Brayton helio)
V	Válvula

### 10.3. ANEXO C

[CICLOS-1]

Power conversion systems based on Brayton cycles for fusion reactors

J.I. Linares, L.E. Herranz, B.Y. Moratilla, I.P. Serrano

Fusion Engineering and Design 86 (2011) 2735-2738

*Abstract*

This paper investigates Brayton power cycles for fusion reactors. Two working fluids have been explored: helium in classical configurations and CO<sub>2</sub> in recompression layouts (Feher cycle). Typical recuperator arrangements in both cycles have been strongly constrained by low temperature of some of the energy thermal sources from the reactor. This limitation has been overcome in two ways: with a combined architecture and with dual cycles. Combined architecture couples the Brayton cycle with a Rankine one capable of taking advantage of the thermal energy content of the working fluid after exiting the turbine stage (iso-butane and steam fitted best the conditions of the He and CO<sub>2</sub> cycles, respectively). Dual cycles set a specific Rankine cycle to exploit the lowest quality thermal energy source, allowing usual recuperator arrangements in the Brayton cycle. The results of the analyses indicate that dual cycles could reach thermal efficiencies around 42.8% when using helium, whereas thermal performance might be even better (46.7%), if a combined CO<sub>2</sub>-H<sub>2</sub>O cycle was set.

Doi:10.1016/j.fusengdes.2011.02.010

[CICLOS-2]

A novel supercritical CO<sub>2</sub> power cycle for energy conversion in fusion power plants

I. P. Serrano, J. I. Linares, A. Cantizano, B. Y. Moratilla

Fusion Science and Technology 64 (2013) 483-487

*Abstract*

A domestic research program called TECNO\_FUS was launched in Spain in 2009 to support technological developments related to a dual-coolant (He/Pb-Li) breeding blanket design concept. One of the goals of the project was the analysis of a suitable power conversion system with an enhanced coupling with the reactor heat sources. Each source has a different thermal level which generates many problems in the coupling. In previous works the authors have explored enhanced power cycles, taken from literature, which solve the differences in the thermal levels of the sources with combined or dual cycles. Although these cycles reach high efficiencies (between 45% and 47%) their layout is very complex and the use of steam is required. In this paper a new power conversion cycle is proposed. It avoids the use of complex layouts, being a variant of the supercritical CO<sub>2</sub> Brayton cycle matched to the available thermal sources through an extra recuperator. The basic supercritical CO<sub>2</sub> Brayton cycle has been also analyzed for comparison. The new cycle has been optimized so that efficiencies above 47% have been achieved.

[www.ans.org/store/j\\_19139](http://www.ans.org/store/j_19139)

[CICLOS-3]

Enhanced arrangement for recuperators in supercritical CO<sub>2</sub> Brayton power cycle for energy conversion in fusion reactors

I.P. Serrano, J.I. Linares, A. Cantizano, B.Y. Moratilla

Fusion Engineering and Design, Available online 18 April 2014

*Abstract*

A domestic research program called TECNO\_FUS was launched in Spain in 2009 to support technological developments related to a dual coolant breeding blanket concept for fusion reactors. This concept of blanket uses Helium (300 °C/400 °C) to cool part of it and a liquid metal (480 °C/700 °C) to cool the rest; it also includes high temperature (700 °C/800 °C) and medium temperature (566 °C/700 °C) Helium cooling circuits for divertor. This paper proposes a new layout of the classical recompression supercritical CO<sub>2</sub> Brayton cycle which replaces one of the recuperators (the one with the highest temperature) by another which by-passes the low temperature blanket source. This arrangement allows reaching high turbine inlet temperatures (around 600 °C) with medium pressures (around 225 bar) and achieving high cycle efficiencies (close to 46.5%). So, the proposed cycle reveals as a promising design because it integrates all the available thermal sources in a compact layout achieving high efficiencies with the usual parameters prescribed in classical recompression supercritical CO<sub>2</sub> Brayton cycles.

Doi: 10.1016/j.fusengdes.2014.03.083

## [INTERCAMBIADORES-1]

Modeling and sizing of the heat exchangers of a new supercritical CO<sub>2</sub> Brayton power cycle for energy conversion for fusion reactors

I.P. Serrano, A. Cantizano, J.I. Linares, B.Y. Moratilla

Fusion Engineering and Design, Available online 18 April 2014

*Abstract*

TECNO\_FUS is a research program financed by the Spanish Government to develop technologies related to a dual-coolant (He/Pb–Li) breeding blanket design concept including the auxiliary systems for a future power reactor (DEMO). One of the main issues of this program is the optimization of heat recovery from the reactor and its conversion into electrical power. This paper is focused on the methodology employed for the design and sizing of all the heat exchangers of the supercritical CO<sub>2</sub> Brayton power cycle (S-CO<sub>2</sub>) proposed by the authors. Due to the large pressure difference between the fluids, and also to their compactness, Printed Circuit Heat Exchangers (PCHE) are suggested in literature for these type of cycles. Because of the complex behavior of CO<sub>2</sub>, their design is performed by a numerical discretization into sub-heat exchangers, thus a higher precision is reached when the thermal properties of the fluids vary along the heat exchanger. Different empirical correlations for the pressure drop and the Nusselt number have been coupled and assessed. The design of the pre-cooler (PC) and the low temperature recuperator (LTR) is also verified by simulations using CFD because of the near-critical behavior of CO<sub>2</sub>. The size of all of the heat exchangers of the cycle have been assessed.

Doi: 10.1016/j.fusengdes.2014.04.039

## [INTERCAMBIADORES-2]

Numerical modeling and design of supercritical CO<sub>2</sub> pre-cooler for fusion nuclear reactors

I.P. Serrano, A. Cantizano, J.I. Linares, B.Y. Moratilla, I. Fernandez-Berqueruelo, L. Sedano

Fusion Engineering and Design 87 (2012) 1329-1332

*Abstract*

One of the key issues of fusion technology is the efficient recovery of the fusion power extracted by heat transfer fluids in the breeding blanket. The Spanish National Program TECNO\_FUS is exploring a dual-coolant breeding blanket design concept and its plant auxiliary systems for a future power reactor (DEMO), with liquid lead–lithium as main primary nuclear power recovering fluid. Supercritical CO<sub>2</sub> is chosen for the secondary circuit, since its high efficiency at significantly lower required temperatures than for the Brayton helium cycle, due to low compression work near the critical point and also because its additional major benefits in terms of tritium control. Use of printed circuit heat exchangers (PCHE) is suggested in literature due to its highly compact design and robustness for the high pressures found. This work deals with the heat exchanger devoted to release the thermal energy of the power cycle to the thermal sink. The aim of this work is analyzing how the nearness of the CO<sub>2</sub> to its critical point affects the performance of the heat exchanger. Computer Fluid Dynamics (CFD) simulations that include the complex thermal behavior of CO<sub>2</sub> properties at supercritical conditions are used in order to achieve an accurate approach to the design of this heat exchanger. These results are compared with others obtained through correlations found in the open literature. The behavior of CO<sub>2</sub> close to its critical point results in an inefficient use of the exchange area, giving a temperature profile in CO<sub>2</sub> which remembers a condensation process and an overall heat transfer coefficient 1.4 times higher than the one achieved with literature correlations design.

Doi: 10.1016/j.fusengdes.2012.03.011