



UNIVERSIDAD DE A CORUÑA

**Departamento de Energía y Propulsión Marina
E.T.S Náutica y Máquinas**

TESIS DOCTORAL

**Ciclos térmicos para mejorar la eficiencia en la
regasificación del gas natural licuado**

Doctorando: Manuel Romero Gómez

Directores: Ramón Ferreiro García

José Carbia Carril

A Coruña 2014

Ramón Ferreiro García, Doctor en Ciencias del Mar, profesor Catedrático de Universidad del Área de conocimiento de Ingeniería de Sistemas y Automática del Departamento de Ingeniería Industrial de la Universidad de A Coruña y José Carbia Carril, Doctor en Marina Civil, profesor Titular de Universidad del Área de Máquinas y Motores térmicos del departamento de Energía y Propulsión Marina de la Universidad de A Coruña,

EXPONEN:

Que han dirigido la Tesis Doctoral de D. Manuel Romero Gómez, titulada:

Ciclos térmicos para mejorar la eficiencia en la regasificación del gas natural licuado

Inscrita en el Departamento de Energía y Propulsión Marina

Consideran que la investigación llevada a cabo por parte del doctorando aporta resultados útiles e inéditos. Asimismo, consideran que la Tesis está en condiciones de ser presentada y defendida ante el Tribunal designado a tal efecto. Por todo ello,

SOLICITAN:

Que la mencionada Tesis Doctoral sea aceptada para su depósito y proceder a su defensa y calificación.

A Coruña, a 8 de Abril de 2014

D. Ramón Ferreiro García

D. José Carbia Carril

AGRADECIMIENTOS

Me gustaría agradecer sinceramente a todas aquellas personas que, con su ayuda, han colaborado en la realización de esta tesis doctoral. En especial a mis directores Ferreiro y Carbia, por su orientación, seguimiento y supervisión continua; pero sobre todo por la motivación y el apoyo recibido. Gracias por vuestro respaldo y por enseñarme que la tenacidad y perseverancia son las mejores armas de un investigador.

Quisiera también expresar mi gratitud a mis colegas del Departamento de Energía y Propulsión Marina por su colaboración y amistad.

Un agradecimiento muy especial merece la comprensión, paciencia y el ánimo recibidos de mi familia, y en especial de mis padres, Jaime y Manola que sufrieron mis ausencias durante este tiempo y siempre me alentaron a seguir adelante.

Todo esto no hubiera sido posible sin el apoyo incondicional de mi pareja y "*compañeira de vida*" Susana. Ella me ha enseñado que lo importante prevalece sobre lo urgente. Este trabajo también es tuyo. Gracias Su.

Resumen (Castellano)

El proceso de regasificación del gas natural licuado (GNL) es una fuente de exergía susceptible de ser recuperada. Esta exergía disponible del GNL tiene su origen en la baja temperatura que posee el gas natural (GN) cuando se licua, para facilitar su transporte y almacenamiento. Para su distribución final hacia los consumidores, el GNL debe ser regasificado. En la regasificación mediante los sistemas convencionales, sea mediante intercambiadores de calor con agua de mar o vaporizadores de combustión sumergida, esta exergía disponible se libera sin realizar un aprovechamiento exergético.

Esta tesis se centra en el estudio del aprovechamiento de la exergía liberada por el GNL durante su proceso de regasificación, para mejorar la eficiencia de las plantas térmicas.

Se revisan los diferentes ciclos termodinámicos que explotan la exergía del GNL y se analiza el proceso de regasificación, para determinar la exergía disponible del GNL y la que se puede recuperar. Lo anterior tiene como objetivo proponer nuevas configuraciones de plantas térmicas de elevada eficiencia mediante el aprovechamiento exergético del GNL.

Las plantas propuestas son modelizadas termodinámicamente y analizadas con el software EES (Engineering Equation Solver) para realizar un análisis paramétrico y optimizarlas bajo el punto de vista de la eficiencia. Las plantas tratadas se basan en el ciclo Brayton cerrado, en la asociación en serie de ciclos Brayton y Rankine y en plantas que permiten la captación de CO₂.

Resumo (Galego)

O proceso de regasificación do gas natural licuado (GNL) é unha fonte de enerxía susceptible de ser recuperada. Esta enerxía dispoñible do GNL ten a súa orixe na baixa temperatura que posúe o gas natural (GN) cando se licúa, para facilitar o seu transporte e almacenamento. Para a súa distribución final aos consumidores, o GNL debe ser regasificado. Na regasificación mediante os sistemas convencionais, sexa mediante intercambiadores de calor con auga de mar ou vaporizadores de combustión mergullada, esta enerxía dispoñible libérase sen realizar un aproveitamento enerxético. Esta tese céntrase no estudo do aproveitamento da enerxía liberada polo GNL durante o seu proceso de regasificación, para mellorar a eficiencia das plantas térmicas. Révisanse os diferentes ciclos termodinámicos que explotan a enerxía do GNL e analízase o proceso de regasificación, para determinar a enerxía dispoñible do GNL e a que se pode recuperar. O anterior ten como obxectivo propoñer novas estruturas de plantas térmicas de elevada eficiencia mediante o aproveitamento enerxético do GNL. As plantas propostas son modelizadas termodinamicamente e analizadas co software EES (Engineering Equation Solver) para realizar unha análise paramétrica e optimizalas baixo o punto de vista da eficiencia. As plantas tratadas baséanse no ciclo Brayton pechado, na asociación en serie de ciclos Brayton e Rankine e en plantas que permiten a captación do CO₂.

Abstract (English)

The process of liquefied natural gas regasification (LNG) is a source of exergy capable of being retrieved. This LNG available exergy stems from the low temperature of natural gas (NG) when it is liquefied for ease of transportation and storage, and must then be re-gasified for its final distribution to consumers. In regasification with conventional systems, whether through sea water heat exchangers or submerged combustion vaporizers, this available exergy is released without performing any process of exergetic exploitation.

The present thesis focuses on the study of taking advantage of the exergy released by the LNG during its regasification process in order to improve the efficiency of thermal plants. The different thermodynamic cycles that exploit LNG exergy are reviewed and the regasification process is analysed to determine the exergy available in the LNG which can be recovered.

The above has the objective of proposing new structures of high efficiency thermal plants through the exploitation of LNG exergy.

The proposed plants are thermodynamically modelled and analysed with the EES software (Engineering Equation Solver) to perform a parametric analysis and optimise them from an efficiency standpoint. The plants addressed are based on the closed Brayton cycle, the in series association of Brayton and Rankine cycles and those plants which enable CO₂ capture.

ÍNDICE

	Pag.
Capítulo 1: Introducción	1
1.1 Introducción	1
1.2 Justificación del estudio	3
1.3 Objetivos de la investigación	4
1.4 Metodología	4
1.5 Estructura de la tesis	6
Capítulo 2: Antecedentes del estudio	9
2.1 Exergía	9
2.2 Regasificación del GNL	11
2.2.1 Vaporizadores convencionales	13
2.2.2 Plantas de regasificación en España	16
2.3 Análisis del proceso de regasificación del GNL	17
2.3.1 Análisis energético	18
2.3.2 Análisis exergético	19
2.4 Revisión de ciclos térmicos que aprovechan la exergía del GNL en el proceso de regasificación	21
2.4.1 Introducción	21
2.4.2 Expansión directa	21
2.4.3 Plantas térmicas basadas en ciclos Rankine	22
2.4.3.1 Propiedades de los fluidos de trabajo y criterio de selección	24
2.4.3.2 Combinación de ciclos Rankine	27
2.4.4 Plantas térmicas basadas en ciclos Brayton	30
2.4.4.1 Propiedades del los fluidos de trabajo y criterio de selección	33
2.4.4.2 Combinación de ciclos Brayton	34
2.4.5 Plantas térmicas basadas en ciclos combinados	35
2.4.6 Plantas térmicas basadas en ciclos Kalina	39
2.4.7 Plantas térmicas con captura de CO ₂	40
2.4.8 Plantas de regasificación existentes con aprovechamiento de la exergía del GNL	42

2.5 Conclusiones.....	45
Capítulo 3: Propuestas de plantas térmicas con aprovechamiento exergético del GNL.....	47
3.1 Introducción.....	47
3.2 Descripción de las plantas térmicas propuestas.....	47
3.2.1 Caso 1: Planta térmica de un ciclo Brayton cerrado.....	47
3.2.2 Caso 2: Planta térmica de un ciclo Brayton cerrado y un ciclo Rankine en serie.....	52
3.2.2.1 Selección del fluido de trabajo para el ciclo Rankine.....	55
3.2.3 Caso 3: Planta térmica de un ciclo Brayton cerrado y un ciclo Rankine de vapor en serie.....	56
3.2.4 Caso 4: Planta térmica con captura de CO ₂	59
3.3 Modelo termodinámico y análisis.....	64
3.3.1 Análisis energético.....	64
3.3.2 Análisis de la combustión.....	66
3.3.3 Análisis exergético.....	68
3.3.4 Procedimiento de análisis.....	71
Capítulo 4: Análisis de resultados y discusión.....	75
4.1 Caso 1: Planta térmica de un ciclo Brayton cerrado.....	75
4.1.1 Resultados del análisis energético.....	75
4.1.2 Resultados del análisis exergético.....	82
4.1.3 Conclusiones.....	89
4.2 Caso 2: Planta térmica de un ciclo Brayton cerrado y un ciclo Rankine en serie.....	90
4.2.1 Resultados del análisis energético.....	90
4.2.2 Resultados del análisis exergético.....	95
4.2.3 Conclusiones.....	97
4.3 Caso 3: Planta térmica de un ciclo Brayton cerrado y un ciclo Rankine de vapor.....	98
4.3.1 Resultados del análisis energético y exergético.....	98
4.3.1.1 Efecto de la temperatura a la entrada del compresor y relación de compresión.....	98
4.3.1.2 Efecto de la temperatura a la entrada de la turbina del ciclo Brayton.....	101
4.3.1.3 Efecto de la presión del GNL.....	102

4.3.2 Resultados en las condiciones de máxima eficiencia.....	105
4.3.3 Conclusiones	108
4.4 Caso 4: Planta térmica con captura de CO ₂	110
4.4.1 Resultados del análisis energético y exergético	110
4.4.1.1 Efecto de la relación de compresión	110
4.4.1.2 Efecto de la temperatura a la entrada de la turbina del ciclo Brayton ...	113
4.4.2 Resultados en las condiciones de máxima eficiencia.....	115
4.4.3 Conclusiones	119
4.5 Comparación de resultados de las plantas térmicas propuestas.....	120
Capítulo 5: Conclusiones generales y líneas de investigación abiertas	123
5.1 Conclusiones generales	123
5.2 Líneas de investigación abiertas	125
Referencias.....	127
Publicaciones como resultado de la investigación.....	139

LISTA DE FIGURAS

	Pag.
Fig. 2.1. Representación básica de una planta de regasificación.	12
Fig. 2.2. Vaporizador de GNL con agua de mar [25].....	14
Fig. 2.3. Vaporizador de GNL de combustión sumergida [26].....	15
Fig. 2.4. Representación básica de una planta de regasificación con aprovechamiento exergético del GNL.	15
Fig. 2.5. Proceso de regasificación del GNL: (a) estructura básica, (b) diagrama $T-s$...	18
Fig. 2.6. Evolución exérgica del GNL durante la regasificación en un diagrama exergía de flujo - entropía y representación de la exergía térmica y mecánica del GNL a la entrada del vaporizador.....	20
Fig. 2.7. Expansión directa del GNL: (a) estructura básica del ciclo abierto (Bb: bomba; Exp: expander; G: generador).....	22
Fig. 2.8. Configuraciones esquemáticas del CR: (a) CR básico, (b) CR regenerativo, (c): CR regenerativo con expansión directa (Bb: bomba; Cd: condensador; Exp: expander; G: generador; Tb: turbina).	24
Fig. 2.9. Configuraciones esquemáticas de los CR: (a) ciclo binario y expansión directa, (b) Combinación de CR con igual temperatura de alta y diferente temperatura de condensación (Bb: bomba; Cd: condensador; Exp: expander; G: generador; Tb: turbina).....	28
Fig. 2.10. Configuraciones esquemáticas del CB: (a) ciclo de gas con enfriamiento del aire de entrada, (b) CB cerrado y expansión directa, (c): CB cerrado con enfriamiento intermedio, (d): ciclo de gas con enfriamiento de los gases a la salida de la turbina (Bb: bomba; C: compresor; CC: cámara de combustión; Exp: expander; G: generador; Tb: turbina).....	31
Fig. 2.11. Calor transferido entre el GNL y el FT de un CB y de un CR.....	32
Fig. 2.12. Configuraciones esquemáticas de los CB: (a) ciclo de gas con refrigeración intermedia, CB cerrado y expansión directa, (b) ciclo de gas abierto con enfriamiento del aire de entrada, CB cerrado regenerativo y expansión directa (Bb: bomba; C: compresor; CC: cámara de combustión; Exp: expander; G: generador; Tb: turbina).	34

Fig. 2.13. Configuración esquemática de un ciclo combinado con enfriamiento del aire de admisión y refrigeración intermedia con GNL y expansión directa (Bb: bomba; C: compresor; CC: cámara de combustión; Cd: condensador; Exp: expander; G: generador; HRSG: Heat recovery steam generation (generador de vapor en el recuperador de gases); Tb: turbina)..... 36

Fig. 2.14. Configuración esquemática de ciclos combinados que consisten en: (a) CB cerrado, CR regenerativo y expansión directa, (b) CR, expansión directa de dos etapas y ciclo de gas abierto (Bb: bomba; C: compresor; CC: cámara de combustión; Cd: condensador Exp: expander; G: generador; Tb: turbina)..... 38

Fig. 2.15. Configuración esquemática de ciclos Kalina: (a) amoniaco - agua como FT, (b) Tetrafluorometano - propano como FT (Bb: bomba; Cd: condensador; Exp: expander; G: generador; Tb: turbina)..... 39

Fig. 2.16. Configuración esquemática de ciclos con captura de CO₂: (a) operando con un CR, (b) operando con ciclo cuasi-combinado compuesto por un CR supercrítico y un CB (Bb: bomba; CC: cámara de combustión; Cd: condensador; Exp: expander; G: generador; Tb: turbina). 41

Fig. 3.1. Planta térmica de un CBC usando GNL como sumidero de calor: (a) estructura básica de planta, (b) diagrama T-s del CBC. Bb: bomba; C: compresor; CC: cámara de combustión; G: generador; IC: intercambiador de calor; PCA: precalentador de aire..... 48

Fig. 3.2. Planta térmica de un CBC y CR con aprovechamiento exergético del GNL. Bb: bomba; C: compresor; CC: cámara de combustión; G: generador; IC: intercambiador de calor; PCA: precalentador de aire. 52

Fig. 3.3. Diagrama T-s del CR..... 54

Fig. 3.4. Planta térmica de un CBC y CRV de dos niveles de presión con aprovechamiento exergético del GNL. Bb: bomba; C: compresor; CC: cámara de combustión; Exp: expander; G: generador; IC: intercambiador de calor; PCA: precalentador de aire. 56

Fig. 3.5. Diagramas T-s: a) CBC, b) CRV con dos niveles de presión..... 57

Fig. 3.6. Planta térmica con aprovechamiento exergético del GNL y captura de CO₂. Bb: bomba; C: compresor; CC: cámara de combustión; G: generador; IC: intercambiador de calor; USA: unidad de separación de aire..... 60

Fig. 3.7. Diagrama de flujo: procedimiento de análisis de la planta térmica CBC.	71
Fig. 3.8. Diagrama de flujo: procedimiento de análisis de la planta térmica CBC-CR.	72
Fig. 3.9. Diagrama de flujo: procedimiento de análisis de la planta térmica CBC-CRV.	73
Fig. 3.10. Diagrama de flujo: procedimiento de análisis de la planta térmica con captura de CO ₂	74
Fig. 4.1. Eficiencia térmica del CBC de acuerdo a la relación de compresión y temperatura de entrada al compresor, con He como FT y TET 1000 °C.	76
Fig. 4.2. Flujo másico de He y N ₂ por kg/s de GNL en función de r	78
Fig. 4.3. Línea isobárica del metano a 80 bar.	79
Fig. 4.4. Temperatura del GN a la salida del intercambiador de calor IC1 (punto (3), Fig. 3.1) según r y con TET 1000 °C.	79
Fig. 4.5. Relación entre la temperatura de salida de los gases al ambiente, temperatura del aire de combustión y eficiencia global. FT He, $r = 3,2$ y TET 1000 °C.	80
Fig. 4.6. Relación entre temperatura del aire de combustión, exceso de aire y flujo másico de combustible. FT He, $r = 3,2$ y TET 1000 °C.	81
Fig. 4.7. Eficiencia exergética del CBC de acuerdo a r y temperatura de entrada al compresor, con He como FT y TET 1000 °C.	83
Fig. 4.8. Eficiencia exergética del CBC de acuerdo a r y temperatura de entrada al compresor, con N ₂ como FT y TET 1000 °C.	83
Fig. 4.9. Diagrama exergía-entropía del CBC de He.	84
Fig. 4.10. Evolución del GNL en el diagrama exergía-entropía.	85
Fig. 4.11. Diagrama de flujo exergético de la planta CBC con He como FT.	87
Fig. 4.12. Eficiencia global de la planta CBC-CR en función de r y de los FT, con una TET de 1000 °C para el CBC.	90
Fig. 4.13. Temperaturas de los gases de combustión y del FT a la entrada de la turbina del CR respecto a r considerando una TET de 1000 °C para el CBC y He como FT. ...	91
Fig. 4.14. Diagrama de flujo del calor de los gases de combustión de la planta térmica CBC-CR, operando con He-CO ₂ en las condiciones de máxima eficiencia.	93
Fig. 4.15. Eficiencia exergética de la planta CBC-CR en función de r y de los FT, con una TET de 1000 °C.	95
Fig. 4.16. Diagrama de flujo exergético de la planta CBC-CR con He-CO ₂	96

Fig. 4.17. Efecto de la temperatura a la entrada del compresor y r en: (a) eficiencia térmica; (b) eficiencia global.	98
Fig. 4.18. Potencia del expander y temperatura del GN a la entrada y salida del expander de acuerdo a r , con una presión a la entrada de 270 bar y a la salida de 80 bar.	100
Fig. 4.19. Efecto de la temperatura a la entrada del compresor y de r en la potencia específica por kg/s de GNL.....	101
Fig. 4.20. Efecto de la TET del CBC en la: (a) eficiencia y potencia específica; (b) flujo másico de gases y vapor.	102
Fig. 4.21. Efecto de la presión del GNL en la: (a) eficiencia global; (b) potencia específica por kg/s de GNL.....	103
Fig. 4.22. Evolución del GNL en el diagrama exergía-entropía. Referida a la planta CBC-CRV.	104
Fig. 4.23. Transferencia de calor entre los gases de combustión y (He, agua/vapor y aire de combustión).	107
Fig. 4.24. Diagrama de flujo exergético de la planta CBC-CRV.	108
Fig. 4.25. Efecto de r en la eficiencia térmica y en la potencia específica. (a) según el PCI; (b): según el PCS.	110
Fig. 4.26. Efecto de r en: (a) T_{22} : temperatura de los gases a la entrada del condensador, T_{28} : temperatura del CO ₂ a la entrada de la turbina, T_{29} : temperatura del CO ₂ a la salida de la turbina; (b) \dot{m}_{19} : flujo másico de gases generados en oxidcombustión, \dot{m}_{29} : flujo másico de CO ₂ recirculado.	112
Fig. 4.27. Efecto de r en: \dot{m}_6 : flujo másico de combustible; \dot{m}_{18} : flujo másico de O ₂ , \dot{m}_{23} : flujo másico de incondensables; \dot{m}_{24} : flujo másico de CO ₂ total, \dot{m}_{25} : flujo másico de CO ₂ capturado, \dot{m}_{30} : flujo másico de vapor de agua generado en la combustión.	113
Fig. 4.28. Efecto de la TET del CBC en: (a) eficiencia y potencia específica; (b) \dot{m}_{19} : flujo másico de gases generados en oxidcombustión, \dot{m}_{29} : flujo másico de CO ₂ recirculado, T_{28} : temperatura del CO ₂ a la entrada de la turbina, T_{29} : temperatura del CO ₂ a la salida de la turbina.	114
Fig. 4.29. Efecto de la TET del CBC en el flujo másico de combustible y en el CO ₂ capturado.	114
Fig. 4.30. Diagrama de flujo exergético de la planta térmica con captura de CO ₂	118

Fig. 4.31. Evolución del GNL en el diagrama exergía-entropía. Referida a la planta con captura de CO₂..... 118

LISTA DE TABLAS

	Pag.
Tabla 2.1. Plantas de regasificación en España [27, 28].	16
Tabla 2.2. Plantas de regasificación en España [27, 28].	17
Tabla 2.3. Datos del proceso de regasificación del GNL.	18
Tabla 2.4. Propiedades termodinámicas del GNL y del agua en el proceso de regasificación.....	19
Tabla 2.5. Exergía de flujo, térmica y mecánica del GNL en el proceso de regasificación.....	21
Tabla 2.6. Datos físicos, ambientales y de seguridad de los FT de los CR.	25
Tabla 2.7. CR para el aprovechamiento exergético del GNL.....	29
Tabla 2.8. Datos físicos de los FT para los CB.	33
Tabla 2.9. CB para el aprovechamiento exergético del GNL.....	35
Tabla 2.10. Ciclos combinados con aprovechamiento exergético del GNL.....	38
Tabla 2.11. Ciclos Kalina con aprovechamiento exergético del GNL.	40
Tabla 2.12. Ciclos con captura de CO ₂ aprovechando la exergía del GNL.....	42
Tabla 2.13. Utilización de la exergía del GNL por la compañía Osaka Gas.....	44
Tabla 2.14. Plantas térmicas en Japón con aprovechamiento exergético del GNL.	44
Tabla 3.1. Parámetros para el análisis de la planta térmica del CBC.	51
Tabla 3.2. Parámetros para el análisis del CR de la planta térmica CBC-CR.	55
Tabla 3.3. FT para el CR que satisfacen la condensación cuasi-crítica a temperatura ambiente.....	55
Tabla 3.4. Parámetros para el análisis del CRV de la planta CBC-CRV.	59
Tabla 3.5. Parámetros para el análisis la planta térmica con captura de CO ₂	63
Tabla 4.1. Resultados del análisis de la planta térmica CBC para diferente r y TET 800 °C.	77
Tabla 4.2. Resultados del análisis de la planta térmica CBC para diferente r y TET 1000 °C.	77

Tabla 4.3. Resultados de máxima eficiencia de planta térmica CBC utilizando helio como FT y TET 1000 °C.....	81
Tabla 4.4. Propiedades termodinámicas de los FT de la planta térmica CBC.....	82
Tabla 4.5. Irreversibilidades e irreversibilidades relativas a la planta térmica CBC de He con TET 1000 °C.....	85
Tabla 4.6. Resultados del diagrama de flujo exergético de la Fig. 4.11.	88
Tabla 4.7. Resultados de máxima eficiencia energética de la planta térmica CBC-CR.....	92
Tabla 4.8. Propiedades termodinámicas de los FT de la planta térmica CBC-CR.	94
Tabla 4.9. Irreversibilidades e irreversibilidades relativas de la planta CBC-CR con He-CO ₂	96
Tabla 4.10. Resultados del cálculo para la planta térmica CBC-CRV.....	105
Tabla 4.11. Irreversibilidades e irreversibilidades relativas de la planta CBC-CRV... ..	105
Tabla 4.12. Propiedades termodinámicas de los FT de la planta CBC-CRV.	106
Tabla 4.13. Resultados del cálculo para la planta térmica con captura de CO ₂	115
Tabla 4.14. Irreversibilidades e irreversibilidades relativas de la planta térmica con captura de CO ₂	115
Tabla 4.15. Propiedades termodinámicas de los FT de la planta térmica con captura de CO ₂	116
Tabla 4.16. Flujos másicos y composiciones molares del sistemas oxicomustión y CR.	117
Tabla 4.17. Comparación de resultados de las plantas térmicas propuestas.....	120
Tabla 4.18. Temperatura del aire a la entrada de la cámara de combustión.	121

NOMENCLATURA

Símbolos	Significado	Unidades
a	exergía específica	kJ/kg
c	velocidad	m/s
Ce_{fuel}	consumo específico de combustible	g/kWh
c_p	calor específico a presión constante	kJ/kg·K
e	exergía de flujo específica	kJ/kg
\dot{E}_{fuel}	exergía química del combustible por unidad de tiempo	kW
g	aceleración de la gravedad	m/s ²
h	entalpía específica	kJ/kg
\bar{h}	entalpía específica molar	kJ/kmol
\bar{h}_f^0	entalpía de formación molar	kJ/kmol
\dot{i}	irreversibilidad	kW
k	razón de calores específicos	-
\dot{m}	flujo másico	kg/s
n	moles de una mezcla	-
n_i	moles de un componente de una mezcla	-
n_p	moles de productos de la combustión	-
n_r	moles de reactivos de la combustión	-
p	presión	bar
p_i	presión parcial	bar
P_{GNL}	potencia específica por kg/s de GNL	MW/(kg/s GNL)
pr_{ox}	pureza del O ₂ para la oxicomustión	% kmol
q	calor	kJ/kg
\dot{Q}	velocidad de transferencia de calor	kW
r	relación de compresión	-
s	entropía específica	kJ/kg·K
\bar{s}	entropía específica molar	kJ/kmol

T	temperatura	°C
tr_N	impurezas del N ₂ que acompañan al O ₂	% kmol
u	energía interna específica	kJ/kg
\bar{u}	energía interna específica molar	kJ/kmol
v	volumen específico	m ³ /kg
\bar{v}	volumen específico molar	m ³ /kmol
y	fracción de vapor	-
y_i	fracción molar del componente i de una mezcla	-
w	trabajo específico	kJ/kg
\dot{W}	potencia	kW
X	exceso de aire	(%)
z	altura	m
β	relación aire/combustible	kg aire/kg combustible
η	eficiencia térmica	-
η_{elec}	rendimiento eléctrico	-
η_{comb}	eficiencia de la combustión	-
η_{ex}	eficiencia exergética	-
η_{mec}	rendimiento mecánico	-
η_{gb}	eficiencia global	-

Subíndices

0	condiciones del ambiente de referencia
ent	entrada
fuel	combustible
g	gases de combustión
max	máximo
s	condiciones de almacenamiento del GNL
sal	salida
t	térmica
p	presión

Acrónimos

CB	ciclo Brayton	
CBC	ciclo Brayton cerrado	
CC	cámara de combustión	
CFC	clorofluorocarbono	
CR	ciclo Rankine	
CRV	ciclo Rankine de vapor de agua	
FT	fluido de trabajo	
EES	engineering equation solver	
GN	gas natural	
GNL	gas natural licuado	
GWP	global warming potential (potencial de calentamiento global)	
HCFC	hidroclorofluorocarbono	
ODP	ozone depletion potencial (potencial de agotamiento del ozono)	
PCI	poder calorífico inferior	kJ/kg
PCS	poder calorífico superior	kJ/kg
TET	temperatura a la entrada de la turbina	°C

Capítulo 1

Introducción

1.1 Introducción

Durante las últimas décadas se ha prestado especial importancia al desarrollo energético y su repercusión medioambiental. Esto ha supuesto que se exploraran nuevas vías para aprovechar de una manera más responsable el uso de la energía.

En este sentido, para conseguir un desarrollo sostenible y proteger el medio ambiente es necesario mejorar la eficiencia de la conversión de la energía con el fin de reducir las emisiones de CO₂. La demanda de electricidad en el mundo se incrementará en un 48% entre el 2010 y el 2040, según el informe Perspectivas de la Energía a Nivel Mundial del 2013 (International Energy Outlook 2013) [1]. Sin embargo, la Unión Europea pretende cumplir con el objetivo 20/20/20 para el 2020 y para ello, con respecto a las cifras de 1990, se compromete a reducir las emisiones de CO₂ en un 20%, promover las energías renovables hasta el 20% y reducir un 20% el consumo de energía primaria [2]. Aunque para el 2030 fija un objetivo mucho más ambicioso, que es reducir las emisiones en un 40%. Esta reducción es posible desde el punto de vista tecnológico, siempre y cuando se utilicen todas las opciones adecuadas. Estas opciones incluyen la mejora en la eficiencia energética, el incremento de las energías renovables y la captura y secuestro de CO₂.

En este escenario el gas natural (GN) se perfila como el combustible fósil favorito para contribuir a la reducción de emisiones contaminantes, debido a su alta relación hidrógeno-carbono en su composición [3-5]. El gas natural es un hidrocarburo que puede encontrarse en yacimientos de petróleo, disuelto o asociado con el mismo o en depósitos de carbón. Aunque su composición varía en función del yacimiento del que se extrae, está compuesto principalmente por metano en cantidades que comúnmente puede encontrarse entre el 90 y 98%.

De todos los combustibles fósiles, el GN destaca por presentar los menores impactos ambientales a lo largo de su ciclo de vida, desde su extracción a su uso final, lo que permite contribuir a la disminución del efecto invernadero. Al estar constituido en su mayor parte de metano, su combustión emite menor cantidad de CO₂ por unidad de energía, que cualquier otro combustible fósil. Además, no contiene azufre, por lo que no aparecen óxidos de azufre en la combustión. Se considera como un combustible verde [6-8].

Para su transporte y almacenamiento hay que licuarlo por refrigeración criogénica, obteniendo así, gas natural licuado (GNL). Se almacena a una temperatura aproximada de -160 °C y a una presión ligeramente superior a la atmosférica. En estas condiciones el GNL tiene una elevada exergía física, además de su exergía química de alta calidad [9].

Sin embargo, el GNL debe ser regasificado en las terminales de recepción antes de su distribución hacia los usuarios finales. En esta operación de vaporización se libera una cantidad importante de exergía. Con los sistemas convencionales de regasificación, esta exergía se transmite al agua de mar o a otro fluido que trabaja como fuente de calor [10].

Debido al aumento del precio de la energía [1], a las restricciones medioambientales y al ahorro de combustible [2], es necesario recuperar la exergía del GNL durante su proceso de regasificación.

Este es el objeto de esta investigación, con la que se pretende proponer nuevas plantas térmicas, de alta eficiencia, que aprovechan la exergía que libera el GNL durante su proceso de regasificación. Las estructuras de estas plantas se basan en los ciclos Brayton, asociación en serie de ciclos Brayton y Rankine y en plantas que permitan la captación del CO₂.

1.2 Justificación del estudio

Investigar sobre el aprovechamiento exergético del GNL en su proceso de regasificación es importante desde el punto de vista de la eficiencia energética e incluso medioambiental. Aspectos que repercuten directa e indirectamente en el desarrollo de plantas de regasificación y en el entorno en el que se sitúan.

Utilidad práctica:

Los sistemas convencionales de regasificación del GNL liberan exergía al agua de mar, lo que provoca un desperdicio energético al tiempo que se disminuye la temperatura local del medio marino con el que interactúa. Esta exergía se puede recuperar para reducir la temperatura del foco frío de los ciclos térmicos, lo que conlleva a un aumento del rendimiento máximo teórico y por tanto a mejorar la eficiencia de las plantas térmicas a través de nuevas configuraciones.

Es importante crear nuevas plantas térmicas que se diferencien de las actuales por su diseño y por su elevada eficiencia. En este sentido, se considera necesaria la investigación de la asociación de ciclos en serie respecto a la fuente de alimentación combinados con el aprovechamiento exergético del GNL, que aumenten la eficiencia de la conversión de la energía y reduzcan la contaminación.

Relevancia social:

El consumo de GN en el mundo se incrementará en un 63% entre 2010 y 2040, según la Agencia Internacional de la Energía [1] y será más pronunciado en los países no miembros de la OCDE (Organización para la Cooperación y Desarrollo Económico) debido al crecimiento industrial que experimentarán.

Como consecuencia, es necesario que la cadena del GN sea lo más eficiente posible con el fin de reducir el consumo de combustible y las emisiones de CO₂ al ambiente. De esta manera se contribuye a la disminución del efecto invernadero.

Conveniencia

El desarrollo de nuevos modelos de plantas térmicas de elevada eficiencia asociadas al aprovechamiento exergético del GNL, beneficiará a todas aquellas instalaciones existentes y en fase de construcción, que estén interesadas en mejorar su eficiencia energética en el proceso de regasificación. De este modo aprovecharán mejor sus recursos, serán más sostenibles y respetuosas con el medio ambiente.

1.3 Objetivos de la investigación

Objetivo general: Proponer nuevas configuraciones de plantas térmicas de elevada eficiencia que aprovechen la exergía que libera el GNL durante su proceso de regasificación.

Objetivos específicos:

- 1-Cuantificar la exergía que se libera al agua de mar durante el proceso de regasificación del GNL con los sistemas convencionales.
- 2- Revisar el estado actual de los ciclos termodinámicos que usan la exergía liberada en la regasificación del GNL para mejorar la eficiencia.
- 3- Establecer cuáles son los fluidos de trabajo más adecuados para el aprovechamiento exergético del GNL.
- 4- Analizar con el software EES (Engineering Equation Solver) los modelos termodinámicos de plantas térmicas propuestas en esta investigación, con aprovechamiento exergético durante el proceso de regasificación.
- 5- Optimizar la eficiencia de las plantas térmicas propuestas con el EES.
- 6- Identificar qué nuevo modelo de planta térmica se adapta mejor a las necesidades, restricciones y características de las plantas de regasificación actuales.

1.4 Metodología

La finalidad de este estudio de investigación es proponer nuevas configuraciones de plantas térmicas que aprovechen la exergía del GNL durante su proceso de regasificación, y que tengan una elevada eficiencia. Para cumplir con este objetivo principal se establece la siguiente metodología:

Paso 1:

Recopilación y estudio de bibliografía que trate el tema del aprovechamiento exergético del GNL durante su regasificación. Aunque se centra el tema en la recuperación de la exergía mediante ciclos térmicos, también se hace una búsqueda relacionada con otros métodos de aprovechamiento, como es la separación del aire o la desalinización de agua de mar. La búsqueda de la bibliografía se realiza en bases de datos científicas como Scopus, Science Direct, IEEE Xplore, entre otras. Los

principales términos utilizados para tal efecto, fueron “liquid natural gas Receiving Terminals”, “LNG cold exergy”, “recovery LNG exergy”, “LNG combined cycle”, “LNG thermal cycle”, “LNG CO₂ capture”, etc.

De las referencias consultadas se realiza un estado del arte con el fin asentar los antecedentes para proponer nuevas plantas térmicas con aprovechamiento del GNL.

Paso 2:

Se realiza un análisis energético y exergético del proceso de regasificación del GNL, para cuantificar la energía de refrigeración y la exergía que se puede recuperar.

Paso 3:

Se proponen 4 configuraciones nuevas de plantas térmicas con aprovechamiento exergético del GNL y para ello se llevan a cabo las siguientes acciones:

- Descripción detallada del funcionamiento de cada planta y se establecen los datos de partida, para el análisis termodinámico según las referencias consultadas.
- Se modelizan termodinámicamente todos los componentes estableciendo balances de masa, energía y exergía.
- Simulación termodinámica del modelo de cada planta con el software EES (Engineering Equation Solver) [11], que permite resolver ecuaciones algebraicas, diferenciales e integrales. También dispone de una base de datos con las propiedades termodinámicas de alta precisión, para una gran variedad de fluidos. La incertidumbre de las ecuaciones de estado que emplea el EES, para el cálculo de las propiedades termodinámicas de los fluidos utilizados en la simulación de las plantas (metano, helio, nitrógeno, dióxido de carbono, etano, amoníaco, aire y oxígeno), es inferior al 2%. En la simulación se ha considerado que el GNL es metano puro.
- Se realiza un análisis paramétrico con el EES, de los parámetros clave, para observar su efecto sobre el rendimiento y potencia por kg/s de GNL regasificado. Los resultados son representados en tablas y en gráficas para una interpretación más sencilla y rápida. En algunos casos, se utiliza el Matlab para obtención de gráficos de complejidad elevada que el software EES no permite realizar.

- Optimización de la eficiencia de cada planta con el EES, mediante la herramienta de cálculo de máximos y mínimos por el Método de Gradientes Conjugados.
- Se extraen las conclusiones particulares de cada planta.
- Se realiza una comparación de resultados de las plantas propuestas.

Paso 4:

Como último paso se sacan las conclusiones generales y se proponen las líneas de investigación abiertas como resultado de la tesis.

1.5 Estructura de la tesis

Esta tesis se estructura de la siguiente manera:

En el capítulo 2 se analizan los antecedentes del estudio. En primer lugar se define el concepto de exergía, exergía de flujo y sus componentes térmica y mecánica. A continuación se describe una planta de regasificación de GNL con vaporizadores de agua de mar y de combustión sumergida y se realiza, un análisis energético y exergético del proceso de regasificación. Mediante el análisis energético se determina el caudal de agua de mar necesario, la potencia de las bombas y la capacidad de refrigeración que genera la vaporización y calentamiento del GN hasta la temperatura de distribución, lo que se denomina energía fría. Con el análisis exergético se pretende cuantificar la exergía disponible GNL y la que se puede recuperar durante su proceso de regasificación. Luego se realiza una revisión de los ciclos térmicos que aprovechan la exergía liberada por el GNL en el proceso de regasificación y para finalizar, se resaltan las conclusiones sobre los temas tratados.

En el capítulo 3 se presentan 4 plantas térmicas con aprovechamiento exergético del GNL. Se describen, se fijan los parámetros iniciales para el análisis de las mismas, se plantean las ecuaciones de los balances de masa, energía y exergía y se establece el procedimiento de análisis de cada planta mediante un diagrama de flujo.

En el capítulo 4 se exponen los resultados del análisis paramétrico llevado a cabo sobre cada una de las plantas y se realiza una discusión de los mismos. Se extraen las conclusiones particulares de cada una de ellas y finalmente, se comparan los resultados en las condiciones de máxima eficiencia.

Finalmente, **en el capítulo 5** se obtienen las conclusiones generales de la tesis y se apuntan las líneas futuras de trabajo a emprender como continuación de la investigación en el aprovechamiento exergetico de GNL.

Capítulo 2

Antecedentes del estudio

2.1 Exergía

La exergía se define como el trabajo máximo teórico que puede obtenerse de un sistema combinado, formado por un sistema cerrado y el ambiente inmediato que lo rodea, cuando el sistema cerrado evoluciona hasta su estado muerto por su interacción con el ambiente de referencia [12]. Por ambiente de referencia, se entiende un sistema simple compresible cuyas condiciones se mantienen constantes y uniformes a una presión (p_0) y temperatura (T_0), que para esta tesis y en consonancia con la mayoría de estudios exergéticos, se consideran $T_0 = 25 \text{ °C}$ y $p_0 = 1 \text{ bar}$.

La exergía es una característica del conjunto formado por el sistema cerrado y el ambiente de referencia. Sin embargo, una vez que se han definido las condiciones del ambiente, el valor de dicha medida puede asignarse como el valor de una propiedad del sistema cerrado únicamente. Puede decirse por tanto, que la exergía es una propiedad de los sistemas cerrados [13].

La exergía específica por unidad de masa (a), viene dada por:

$$a = (u - u_0) + p_0(v - v_0) - T_0(s - s_0) + c^2/2 + gz \quad (2.1)$$

Pero para establecer un balance exergético en un volumen de control es necesario definir la exergía de flujo. La exergía de flujo es la transferencia de exergía que acompaña a un flujo cuando atraviesa la frontera del volumen de control y viene dada por la siguiente expresión:

$$e = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + c^2/2 + gz \quad (2.2)$$

Capítulo 2: Antecedentes del estudio

La exergía disponible en el GNL se considera íntegramente de naturaleza química y física, ya que se desprecia la parte cinética y potencial por su escasa relevancia cuantitativa frente a las anteriores.

La exergía química es el trabajo máximo teórico cuando se alcanza el estado de equilibrio termodinámico con el ambiente de referencia mediante reacciones químicas y la exergía física (denominada también termomecánica), es debida a un desequilibrio provocado por la diferencia de temperatura y de presión respecto a T_0 y p_0 . El estudio de la exergía se centrará en la parte física, por ser la única utilizable durante el proceso de regasificación del GNL.

Cuando una corriente de GNL es calentada desde su estado de almacenamiento (T_s, p_s) hasta la condición de equilibrio con el ambiente de referencia, el máximo trabajo que se obtiene en este proceso se puede determinar por la ecuación de la conservación de la energía, que se expresa por:

$$\delta w_{max} = \delta q - dh = T_0 ds - dh \quad (2.3)$$

Por definición, la exergía de flujo específica es el máximo trabajo que puede desarrollar una corriente de flujo al evolucionar en condiciones de flujo estacionario hasta las condiciones de equilibrio con el ambiente, por lo que se cumple para una sustancia pura, simple y compresible la siguiente expresión [12]:

$$e = h - h_0 - T_0(s - s_0) = \int_{T_s}^{T_0} cpdT - T_0 \int_{T_s}^{T_0} \frac{cp}{T} cpdT + \int_{p_s}^{p_0} [v - T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p] dp + T_0 \int_{p_s}^{p_0} \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p dp \quad (2.4)$$

Los dos primeros términos son función de la temperatura y los dos últimos son función de la presión. De este modo, la ecuación (2.4) muestra que la exergía física tiene dos componentes, una térmica y otra mecánica. En el caso del GNL la exergía térmica se puede denominar exergía fría y la mecánica exergía de presión. La exergía física de GNL se puede expresar como:

$$e(T, p) = e_t + e_p \quad (2.5)$$

Donde

$$e_t = e(T, p) - e(T_0, p) \quad (2.6)$$

$$e_p = e(T_0, p) - e(T_0, p_0) \quad (2.7)$$

Por lo tanto, la exergía de flujo del GNL dependerá de las condiciones de temperatura y presión al inicio y final del proceso de regasificación.

2.2 Regasificación del GNL

El GNL es gas natural que ha sido procesado para ser transportado en fase líquida. Con la licuefacción del gas se reduce su volumen específico aproximadamente 600 veces respecto a su volumen original, lo que hace al GNL ideal para su transporte y almacenamiento. Para obtener el GNL en unas condiciones criogénicas de -165 °C y 1 bar, se necesita una importante cantidad de energía, 1370 kJ por kg/s de GNL según los cálculos realizados por Khan y Leen en [14].

El GNL es transportado en buques metaneros y almacenado en terminales conocidas como plantas de regasificación, donde se vaporiza para devolver de nuevo el GNL a su estado gaseoso y posteriormente, se envía a los gaseoductos de distribución hacia los consumidores.

En la Fig. 2.1 se representa esquemáticamente el funcionamiento de una planta de regasificación de GNL.

Una vez descargado el GNL, se almacena a una presión ligeramente superior a la atmosférica y a unos -160 °C en tanques de contención total, especialmente diseñados para soportar estas condiciones con una capacidad de almacenamiento estándar de 150000 m³ [15, 16]. Los tanques están aislados para impedir la transferencia de calor del ambiente al GNL. Normalmente se diseñan para que la generación de boil-off (vapor de GN generado por la entrada de calor al tanque) diaria se corresponda con el 0,05% del contenido del GNL en los mismos [17-18] y debe ser retirado para mantener la presión de almacenamiento en los tanques entre 1,10 y 1,30 bar [17].

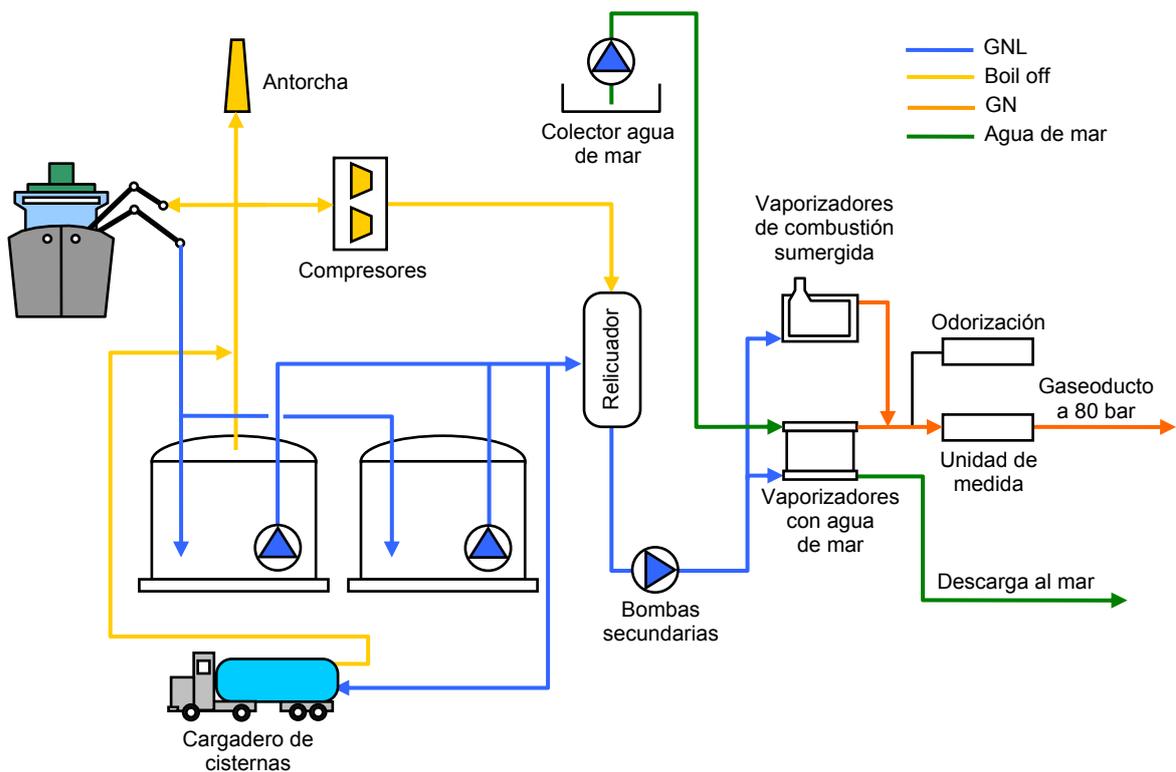


Fig. 2.1. Representación básica de una planta de regasificación.

La gestión del boil-off producido en los tanques almacén se puede realizar por medio de dos sistemas. En condiciones normales se emplea el relicuador, que debe ser capaz de manejar todo el boil-off generado. En casos excepcionales, por motivos de seguridad de la planta, el gas generado en los tanques, se quema en la antorcha.

Todas las conexiones de entrada y salida de líquido y gas del tanque, así como las conexiones auxiliares para nitrógeno y tomas de instrumentación, se hacen a través de la parte superior.

El bombeo del GNL hasta los vaporizadores, se realiza en dos etapas. La primera de ellas eleva la presión del GNL, desde la presión del tanque hasta la presión del relicuador, que está comprendida entre los 8 y 9 bar [18, 19]. Esta etapa se realiza con las bombas sumergidas que están en el interior de los tanques almacén. En el relicuador el boil-off a una presión de 8-9 bar, se mezcla con GNL para condensarse. La segunda etapa de bombeo se realiza desde la presión del relicuador hasta la presión de distribución del GN, unos 80 bar [9]. Esta etapa se realiza con las bombas de alta. A la salida de las bombas de alta, el GNL se envía a los vaporizadores de agua de mar o de combustión sumergida. El GN obtenido pasa por la unidad de medida y odorización,

para finalmente ser distribuido hacia los usuarios finales a través del gaseoducto.

Además de la distribución del GN por gaseoductos, también es posible realizar la comercialización del GNL mediante camiones cisternas para su posterior distribución en las plantas satélites.

2.2.1 Vaporizadores convencionales

Hay dos tipos de vaporizadores, los de tablero abierto (ORV - Open Rack Vaporizer) [10, 20, 21] y los de combustión sumergida (SCV - Submerged Combustion Vaporizer) [22, 23].

Los de tablero abierto son intercambiadores de calor con agua de mar, formados por una serie de paneles de tubos aleteados por cuyo interior pasa el GNL, en sentido ascendente y por el exterior resbala una cortina de agua de mar. Los paneles se disponen verticalmente, colgados de una estructura de hormigón y unidos entre sí por un colector de GNL en la parte inferior y uno de gas en la superior.

La sección interior de los tubos es en estrella y cuenta con una lámina helicoidal interna, que favorece la ebullición estable en el interior del mismo. Los colectores y tubos son de aluminio y se protegen de la corrosión, por metalizado a base de una aleación con 2% de Zn y 98% de Al [20, 21].

El agua que actúa como fluido caliente se bombea a unos canalones abiertos (situados sobre la parte superior de los paneles), que al desbordarse provocan la formación de una lámina vertical de agua que baña ambas caras del panel. El agua se recoge en la balsa que forma la parte inferior de la estructura de hormigón y es enviada desde aquí al mar, para repetir el ciclo.

El agua de mar utilizada en la regasificación, por motivos de restricciones medioambientales, no se puede enfriar más de 3 °C en el Mediterráneo y 5 °C en el Atlántico [17]. Esto da lugar al manejo de caudales muy elevados de agua y por tanto de consumo eléctrico por necesidades de bombeo [24].

En la Fig. 2.2 se muestra un vaporizador de este tipo [25].

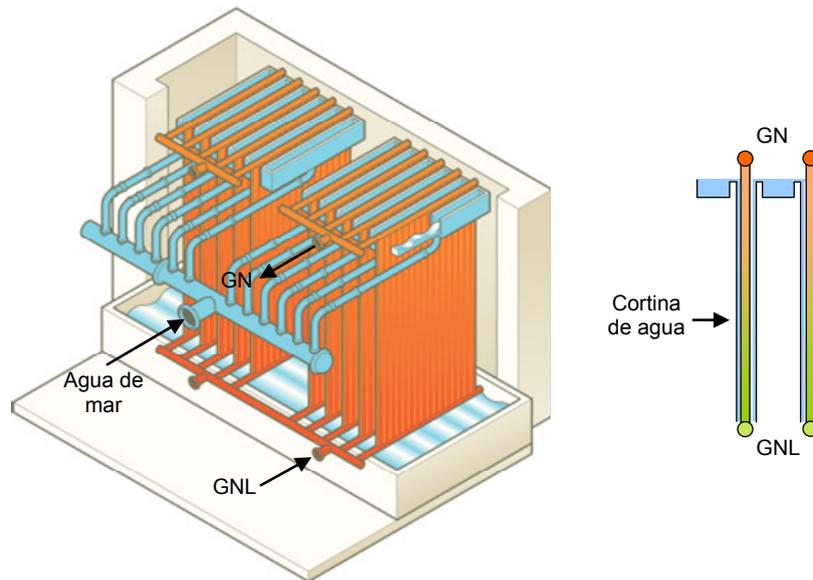


Fig. 2.2. Vaporizador de GNL con agua de mar [25].

Otros vaporizadores utilizados son los de combustión sumergida, que sustituyen a los de agua de mar en caso de avería o en periodos de mantenimiento. En estos vaporizadores el fluido caliente lo constituye un baño de agua calentado por combustión del GN [22]. El GNL circula por el interior de un serpentín formado por tubos lisos de acero inoxidable austenítico, que está sumergido en el mencionado baño. El calentamiento del baño se produce por contacto directo con los productos de la combustión, por lo que el rendimiento energético es elevado. Además, el coeficiente de transmisión de calor en el lado exterior del serpentín es muy elevado por la agitación que provoca en el agua el paso de los gases de combustión, llegando a valores entre 2 y 3 veces superiores a los que se consigue en los vaporizadores de agua de mar. No obstante, el coste de operación de estos vaporizadores es muy superior al de los de agua ya que necesitan de un aporte de combustible, cerca del 2% del GNL vaporizado [22]. Por ello, su uso en las plantas acostumbra a ser reducido, y solo se utilizan en los periodos de mantenimiento de los vaporizadores de agua de mar.

En la Fig. 2.3 se muestra un vaporizador de combustión sumergida [26].

En los vaporizadores se aporta al GNL, procedente de las bombas secundarias, la energía de cambio de estado y calentamiento hasta unos 5 °C, lo que supone unos 750 kJ por kg/s de GNL. En este mismo proceso el GNL pierde una importante cantidad de exergía [9], que se desaprovecha con estos sistemas de regasificación y que se puede

recuperar mediante una planta térmica, con el beneficio de un aumento en la eficiencia en la conversión de la energía. En la Fig. 2.4 se muestra la disposición de una planta de regasificación con aprovechamiento exérgico del GNL mediante una planta térmica.

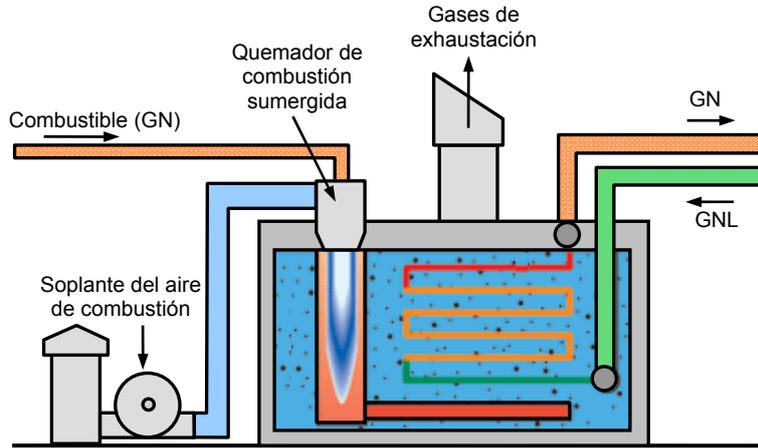


Fig. 2.3. Vaporizador de GNL de combustión sumergida [26].

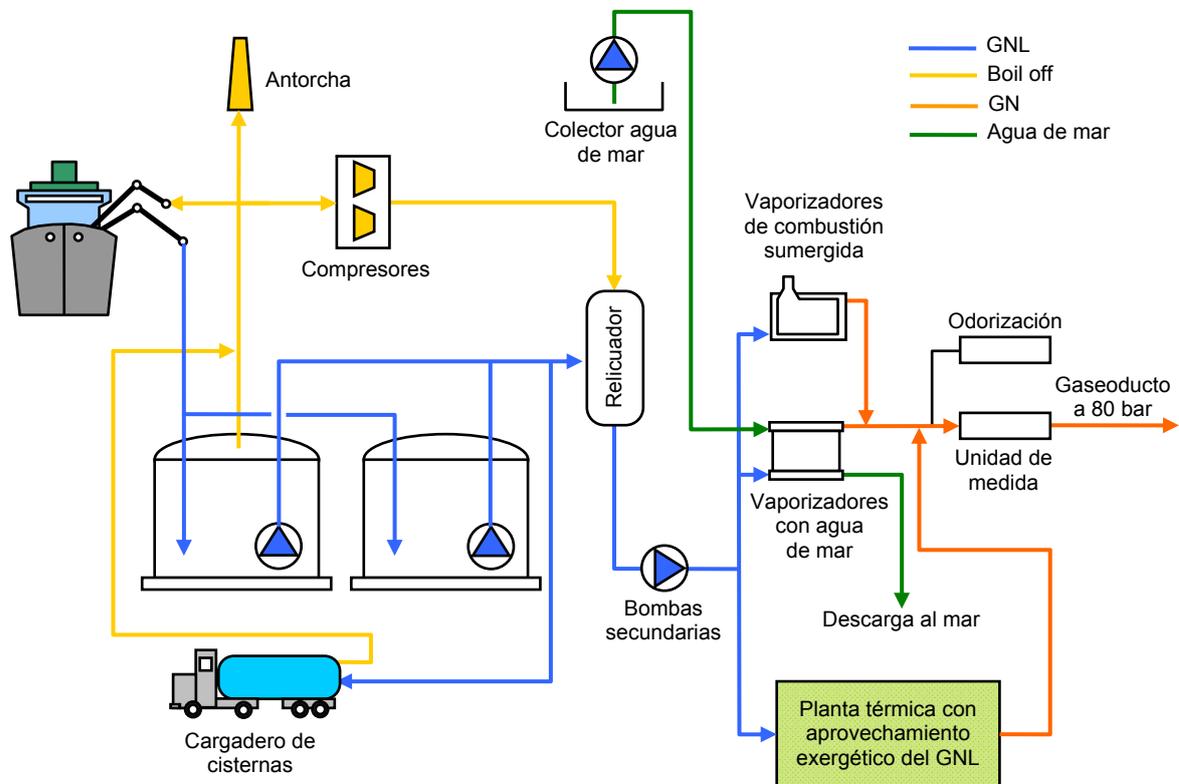


Fig. 2.4. Representación básica de una planta de regasificación con aprovechamiento exérgico del GNL.

2.2.2 Plantas de regasificación en España

En la tabla 2.1 se presentan las características de las plantas de regasificación existentes en España y la tabla 2.2 las que están en construcción o proyecto.

Las capacidades, tanto la de almacenamiento como la de vaporización, se suelen expresar en unidades de energía del gas natural. El cálculo de la energía se realiza a partir del volumen de gas natural medido en condiciones normales (0 °C, 1,01325 bar) y el Poder Calorífico Superior, en estas mismas condiciones [27].

Para una mejor interpretación de las tablas, a continuación se realiza una breve explicación del parámetro mínimo técnico.

Mínimo Técnico: nivel de producción mínimo necesario que permite recuperar el boil-off generado en cualquier circunstancia de operación, al tiempo que mantiene en frío todas las instalaciones y garantiza el 100% de disponibilidad inmediata del resto de los equipos en condiciones de seguridad de funcionamiento estable [27].

Tabla 2.1. Plantas de regasificación en España [27, 28].

Terminal		Barcelona	Huelva	Cartagena	Bilbao	Sagunto	Mugardos
Compañía		Enagás	Enagás	Enagás	(a)	Saggas	Reganosa
Nº de tanques		8	5	5	2	4	2
Capacidad almacenamiento	m ³ GNL	840000	619500	587000	300000	600000	300000
	GWh	5754	4244	4021	2055	4110	2055
Capacidad vaporizadores	m ³ (n)/h	1950000	1350000	1350000	800000	1000000	413000
	GWh/día	544,3	376,8	376,8	223,1	279,1	115,0
Mínimo técnico	m ³ (n)/h	450000	300000	300000	300000	200000	210000
Carga cisternas GNL	m ³ /día	1274789	1274789	1274789	-	885339	843170
	por día	50,0	50,0	50,0	-	10,5	10,0
Atrake máximo	m ³ GNL	260000	140000	266000	270000	26000	216000
GNL descargado hasta abril 2013	TWh	58,3	48,2	38,7	41,0	31,0	20,5
	Nº de buques	73	63	47	44	40	23

(a): Enagás posee un 40% del accionariado de la planta. El EVE (Ente Vasco de Energía) y RREF Investment GMBH (división de gestión de bienes del Deutsche Bank) cuentan con un 30% cada una [29].

Tabla 2.2. Plantas de regasificación en España [27, 28].

Terminal		El Musel	Tenerife	Gran Canaria
Compañía		Enagás	Gasas	Gascan
Estado		En construcción	En proyecto	En proyecto
Nº de tanques		2	1	1
Capacidad almacenamiento	m ³ GNL	300000	150000	150000
	GWh	2055	1027	1027
Capacidad vaporizadores	m ³ (n)/h	800000	150000	150000
	GWh/día	223,1	41,8	41,8
Atrake máximo	m ³ GNL	266000	145000	145000

De todas las plantas de regasificación citadas en las dos tablas anteriores, solo la de Huelva dispone de un sistema de aprovechamiento de la exergía del GNL. Se trata de un ciclo Rankine de 4,5 MW que emplea el agua de mar como fuente de calor y el GNL como sumidero, operando con propano como fluido de trabajo (FT) [30]. La instalación está en marcha desde abril de 2013. Enagás también tiene un proyecto de viabilidad para instalar en la terminal de Barcelona, una planta de generación de energía eléctrica por expansión directa de 5,5 MW [27]. El principio de operación de estos ciclos termodinámicos será explicado con detalle en la sección 2.4.

2.3 Análisis del proceso de regasificación del GNL

En este capítulo se realiza un análisis energético y exergético del proceso de regasificación del GNL. Mediante el análisis energético se determina el caudal de agua de mar necesario, la potencia de las bombas y la capacidad de refrigeración que genera la vaporización y calentamiento del GN hasta la temperatura de distribución, lo que se denomina energía fría [31, 32].

Con el análisis exergético se pretende cuantificar la exergía disponible del GNL y la que se puede recuperar durante su proceso de regasificación.

Para el análisis, se tienen en cuenta los datos de partida de la tabla 2.3 [33, 34] y se realiza por kg/s de GNL.

Tabla 2.3. Datos del proceso de regasificación del GNL.

Parámetro	Valor
Temperatura de almacenamiento del GNL	-162 °C
Presión de almacenamiento del GNL	1,3 bar
Temperatura de distribución del GN	5 °C
Presión de distribución del GN	80 bar
Temperatura del agua de mar	15 °C
Temperatura de retorno del agua de mar	10 °C
Rendimiento isoentrópico de las bombas	85%

2.3.1 Análisis energético

En la Fig. 2.5(a) se representa de esquemáticamente la estructura de regasificación del GNL mediante vaporizadores de agua de mar y en la Fig. 2.5(b) la evolución de GNL en el diagrama T - s .

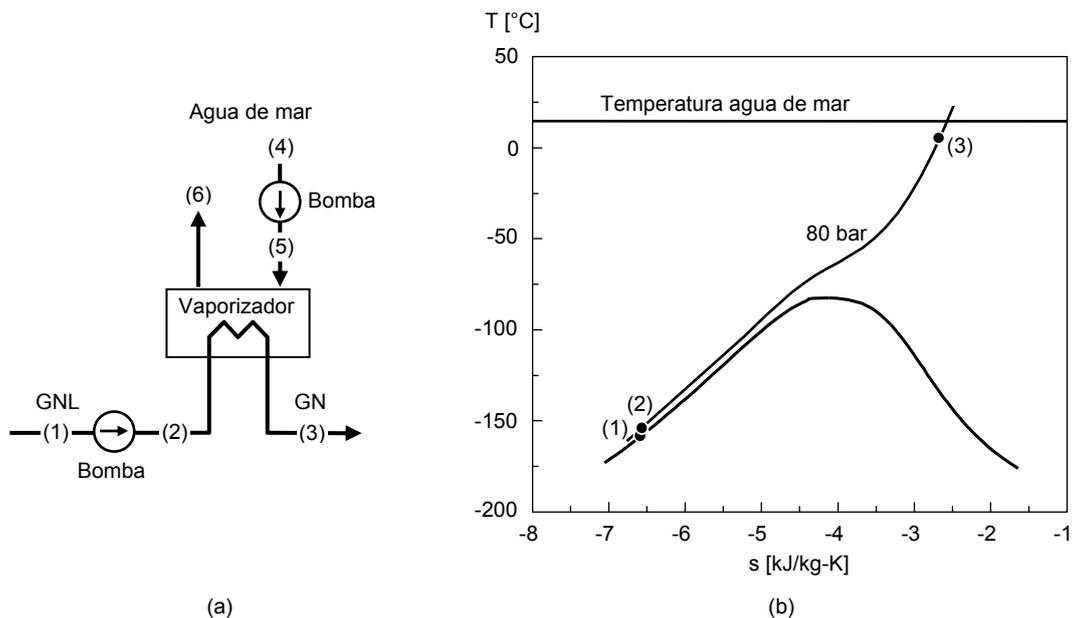


Fig. 2.5. Proceso de regasificación del GNL: (a) estructura básica, (b) diagrama T - s .

Estableciendo un balance de energía en el vaporizador de la Fig. 2.5(a), obtenemos como resultado que para regasificar un 1 kg/s de GNL son necesarios 35,84 kg/s de agua. En cuanto a las necesidades de bombeo, se requieren 21,88 kW para la bomba de GNL y 8,50 kW para la de agua de mar. Durante este proceso se libera al agua una

energía fría de 751,50 kJ por kg/s de GNL regasificado, que se corresponde con la diferencia de entalpía entre el punto (3) y (2).

En la tabla 2.4 se muestran las propiedades termodinámicas de los fluidos de operación que intervienen en este proceso.

Tabla 2.4. Propiedades termodinámicas del GNL y del agua en el proceso de regasificación.

Punto	Fluido	T (°C)	p (bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg·K)	v (m ³ /kg)
1	GNL	-162,00	1,30	-912,68	-6,6931	0,00236
2	GNL	-159,02	80,00	-890,79	-6,6634	0,00235
3	GN	5,00	80,00	-139,36	-2,6696	0,01501
4	Agua	15,00	1,00	63,01	0,2242	0,00100
5	Agua	15,01	3,00	63,25	0,2243	0,00100
6	Agua	10,00	3,00	42,28	0,1509	0,00100

2.3.2 Análisis exergético

La Fig. 2.6 muestra la evolución exergética del GNL durante el proceso de regasificación, en un diagrama exergía de flujo-entropía. Además se representa la parte térmica y mecánica de la exergía física a la entrada del vaporizador (punto (2)).

Para determinar la exergía de flujo con su correspondiente parte térmica y mecánica este estudio se remite a la sección 2.1 y en concreto, a las ecuaciones (2.4), (2.6) y (2.7).

El punto (1) representa la exergía en las condiciones de almacenamiento en el tanque y es la exergía disponible del GNL. En estas condiciones la exergía de flujo física del GNL es de 1084,14 kJ/kg, de la cual el 96,27% es térmica y la restante mecánica. La exergía mecánica es casi nula porque la presión de almacenamiento se aproxima bastante a la del ambiente de referencia.

El GNL antes de ser vaporizado en el intercambiador de calor, tiene una exergía física de 1097,19 kJ/kg que es la exergía del punto (2), de la cual 440,75 kJ/kg es exergía térmica y el resto mecánica y representan respectivamente el 40,17% y el 59,83%. La variación de porcentajes de la parte térmica y mecánica, respecto al punto (1), se debe al aumento de la presión.

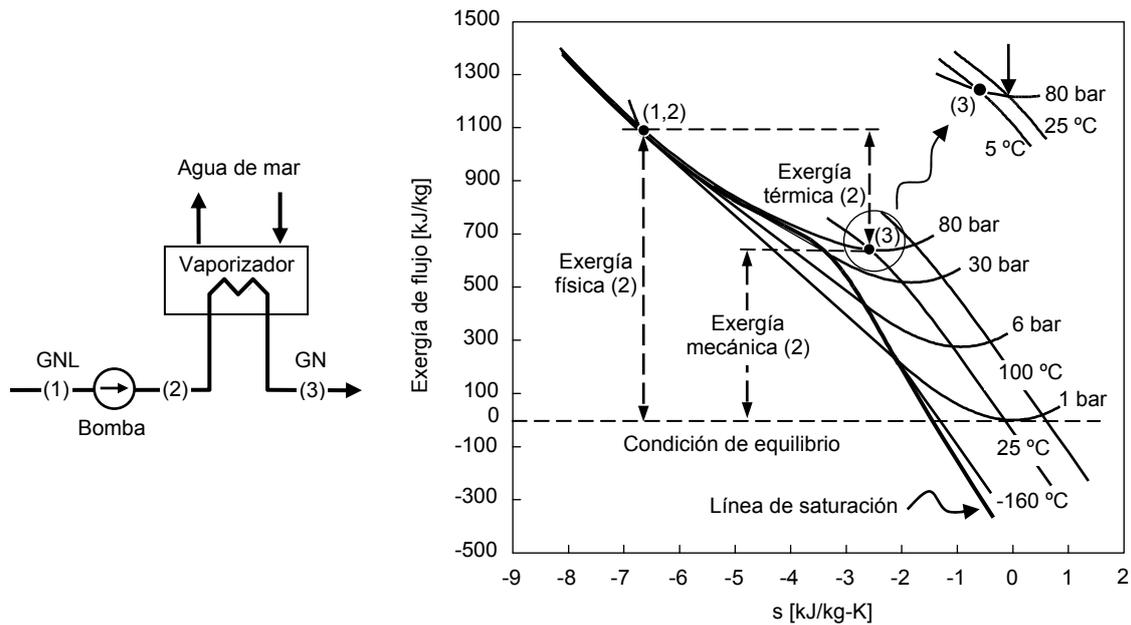


Fig. 2.6. Evolución exergética del GNL durante la regasificación en un diagrama exergía de flujo - entropía y representación de la exergía térmica y mecánica del GNL a la entrada del vaporizador.

Ya en las condiciones de distribución, el GN tiene un valor exergético de 658,47 kJ/kg y solo el 0,31% es debido a la temperatura.

Por tanto, la exergía que se puede aprovechar en la regasificación del GNL, proceso (2)-(3), es la diferencia de exergía entre estos dos puntos y es 438,72 kJ/kg (menos las irreversibilidades generadas en el proceso de transferencia de calor). Este valor exergético es prácticamente la exergía térmica del GNL a la entrada del vaporizador. Si se compara este valor exergético, respecto a la exergía de flujo del GNL en las condiciones de almacenamiento, representa el 40,46%. La exergía restante no se puede recuperar, porque se necesita para enviar el GN hacia los consumidores a través del gaseoducto.

Los resultados mencionados en los párrafos anteriores se muestran en la tabla 2.5.

Tabla 2.5. Exergía de flujo, térmica y mecánica del GNL en el proceso de regasificación.

Punto	Fluido	T (°C)	p (bar)	Exergía (kJ/kg)	Exergía térmica (kJ/kg; %)	Exergía mecánica (kJ/kg; %)
1	GNL	-162,00	1,30	1084,16	1043,72 – 96,27%	40,44 – 3,73%
2	GNL	-159,02	80,00	1097,19	440,75 – 40,17%	656,40 – 59,83%
3	GN	5,00	80,00	658,47	2,03 – 0,31%	656,40 – 99,69%

2.4 Revisión de ciclos térmicos que aprovechan la exergía del GNL en el proceso de regasificación

2.4.1 Introducción

La exergía del GNL durante la regasificación se puede aprovechar de varias maneras, como puede ser en: procesos de licuefacción y separación del aire [33-39], industria alimenticia para conservación y congelación de alimentos [39, 40], desalinización del agua de mar [41, 42], climatización de urbanizaciones residenciales [42, 43], procesos industriales como son las petroquímicas [45, 46], etc. Sin embargo, en los últimos años, la aplicación más estudiada para la explotación de la energía del GNL, es la de mejorar la eficiencia de las plantas térmicas, usando el GNL como sumidero de calor y como aporte de exergía extra. En este sentido se establecen 5 tipos generales de plantas térmicas, que están basadas en la expansión directa, ciclos Rankine (CR) [47-50], ciclos Brayton (CB) [51, 52], ciclos combinados [33, 53, 54], ciclos Kalina [55, 56] y ciclos con captura de CO₂ [57]. A continuación se analizan y se discuten los diferentes tipos de plantas.

2.4.2 Expansión directa

La expansión del GNL en ciclo abierto, como la representada en la Fig. 2.7, es el método más sencillo para el aprovechamiento de la exergía del GNL, pero también el más ineficiente de todos [58]. El GNL se bombea a una presión mayor que la presión de distribución del GN, se vaporiza y calienta por medio de una fuente de calor, que puede ser el medio ambiente o calor residual. A continuación el GN se expansiona para transformar la exergía mecánica del GN en energía eléctrica por medio de un expander, acoplado a un generador eléctrico. Este método es ineficiente porque durante el

proceso de vaporización y calentamiento, que en el caso de la Fig. 2.7 es hasta los 20 °C, se cede casi toda la exergía térmica del GNL a la fuente de calor y solo se aprovecha la exergía mecánica al pasar de la presión de alta a la de distribución [58]. Para ilustrar el ejemplo de la Fig. 2.7, se estableció la presión de alta en 270 bar, ya que fue el valor más elevado que se encontró en la literatura y se obtiene de [59]. En este caso la exergía aprovechada se corresponde con la variación de exergía entre el punto (3) y el (4) y representa, el 11,75% del la exergía del GNL en las condiciones de almacenamiento, punto (1).

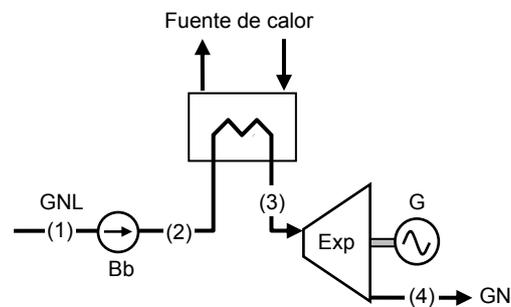


Fig. 2.7. Expansión directa del GNL: (a) estructura básica del ciclo abierto (Bb: bomba; Exp: expansor; G: generador).

También hay que destacar, que a la salida del expansor siempre hay que calentar de nuevo el GN hasta la temperatura de distribución.

La expansión directa del GNL, como método único, tiene poca utilidad debido a su baja eficiencia. Normalmente, este método aparece combinado con los ciclos Rankine y Brayton.

2.4.3 Plantas térmicas basadas en ciclos Rankine

En los CR la exergía fría del GNL se usa para la refrigeración del condensador. A diferencia de los CR convencionales que emplean el ambiente como sumidero de calor, sea agua o bien aire, para condensar el FT, en los Rankine integrados en el proceso de regasificación del GNL se emplea la exergía térmica liberada durante la vaporización y el calentamiento del gas natural, para condensar el FT. La condensación a baja temperatura permite aumentar el rendimiento máximo teórico del ciclo y la potencia

desarrollada por la turbina debido, a la disminución de la presión de escape de la misma.

En el proceso de condensación, ocurre al mismo tiempo una transferencia de exergía en el sentido GNL \rightarrow FT y una transferencia de energía en sentido opuesto.

En la Fig. 2.8 se muestran tres configuraciones basadas en CR. En la Fig. 2.8(a) se representa el diagrama esquemático de un CR simple. Como fuente de calor del ciclo se puede emplear el calor del ambiente, normalmente agua de mar por la disposición de las plantas de regasificación cerca a la costa, o bien si se desea aumentar la eficiencia, se puede utilizar una fuente de calor con temperatura más alta que el ambiente. En este sentido las opciones son muy diversas, por ejemplo: energía solar [60-63], gases de la combustión de residuos en una planta de incineración [31], calores residuales derivados de procesos industriales [64] o incluso células de combustible de óxido sólido [65]. En estos casos, al ciclo básico de la Fig. 2.8(a) se le puede hacer unas sencillas modificaciones para conseguir aumentar la eficiencia, como las realizadas en la Fig. 2.8(b). Una de ellas es instalar un regenerador a la salida de la turbina, para calentar el FT antes de recibir el calor de la fuente externa. Con el efecto del regenerador también se disminuye el calor disipado en el condensador, logrando de este modo, aumentar la relación de flujos másicos entre el fluido de trabajo del CR y el GNL, lo que permite incrementar la potencia específica del ciclo por kg/s de GNL regasificado. Otra opción para aumentar la eficiencia consiste en colocar un calentador con agua de mar entre la bomba y el regenerador. Estas opciones las analiza Angelino e Invernizzi en [66].

En las dos configuraciones anteriores del CR, solo se utiliza la exergía térmica del GNL en el proceso de condensación del FT. Para recuperar también la exergía mecánica, se combina el CR con el método de la expansión directa del GNL, como se muestra en la Fig. 2.8(c) [48, 67, 68]. El GNL, después de su paso por el condensador y en estado de gas, es calentado por una fuente de calor residual, que en el caso de no disponer de ella, se puede emplear agua de mar.

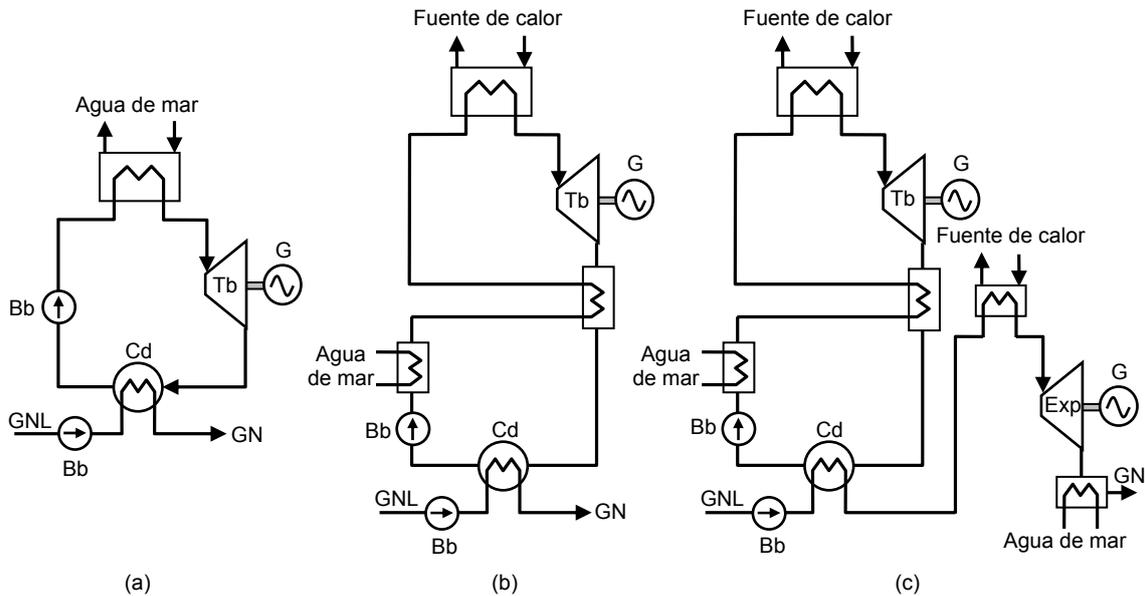


Fig. 2.8. Configuraciones esquemáticas del CR: (a) CR básico, (b) CR regenerativo, (c): CR regenerativo con expansión directa (Bb: bomba; Cd: condensador; Exp: expander; G: generador; Tb: turbina).

2.4.3.1 Propiedades de los fluidos de trabajo y criterio de selección

El fluido de trabajo juega un papel clave en el ciclo. Debe tener unas propiedades físicas que respondan a la aplicación del CR y una estabilidad química adecuada en el intervalo de temperaturas deseado. Los criterios de selección del fluido se basan en las condiciones de operación, impacto ambiental, nivel de toxicidad e inflamabilidad, eficiencia del sistema y viabilidad económica.

Como resultado de una primera selección, basándose en su propiedad de condensación a bajas temperaturas y en el impacto ambiental, se proponen 17 fluidos de trabajo como posibles candidatos. En la tabla 2.6 se presentan las propiedades físicas y los datos de seguridad y medioambientales de estos fluidos [69-72] preseleccionados, para aplicación en los CR asociados al proceso de regasificación del GNL.

Tabla 2.6. Datos físicos, ambientales y de seguridad de los FT de los CR.

FT	Punto crítico		Rango de temperaturas de aplicación, °C		Punto de ebullición normal, °C	ODP	GWP, 100 años	Permanencia en la atmósfera, años	Grupo de seguridad
	T, °C	p, bar	Mínima	Máxima					
Dióxido de Carbono CO ₂	30,98	73,77	-56,56	1726,85	-	0	1	95	A1
Amoniaco NH ₃	132,25	113,33	-77,65	426,85	-33,59	0	0	días	B2
Etano C ₂ H ₆	32,17	48,72	-182,78	401,85	-88,82	0	5,5	< 0,5	A3
Etileno C ₂ H ₄	9,20	50,12	-169,16	176,85	-103,77	0	3,7	días	A3
Butano C ₄ H ₁₀	151,98	37,96	-138,26	301,85	-0,49	0	4	días	A3
Propano C ₃ H ₈	96,74	42,51	-182,62	351,85	-42,11	0	3,3	< 0,5	A3
Propileno C ₃ H ₆	91,06	45,55	-185,20	301,85	-47,62	0	1,8	1,5	A3
Trifluoroyodometano CF ₃ I	123,29	39,53	-153,15	146,85	-21,85	0	< 1	días	A1
R116 C ₂ F ₆	19,88	30,48	-100,05	151,85	-78,09	0	12200	10000	A1
R125 C ₂ HF ₅	66,02	36,18	-100,63	226,85	-48,09	0	3400	29	A1
R134a C ₂ H ₂ F ₄	101,06	40,59	-103,30	181,85	-26,07	0	1100	14	A1
R143a C ₂ H ₃ F ₃	72,71	37,61	-111,81	376,85	-47,24	0	4330	52	A3
R152a C ₂ H ₄ F ₂	113,26	45,17	-118,59	226,85	-24,02	0	120	1,4	A2
R218 C ₃ F ₈	71,87	26,40	-147,70	166,85	-36,79	0	8600	2600	A1
R23 CHF ₃	26,14	48,32	-155,13	201,85	-82,09	0	12000	270	A1
R32 CH ₂ F ₂	78,10	57,82	-136,81	161,85	-51,65	0	550	4,9	A2
R41 CH ₃ F	44,13	58,97	-143,33	151,85	-78,31	0	97	2,4	

Las características óptimas de los FT para esta aplicación son:

- Bajo punto de congelación y estabilidad térmica a altas temperaturas: el punto de congelación representa la temperatura mínima de aplicación. Pero además se debe tener en cuenta la temperatura de vaporización a presión atmosférica, definida como el punto de ebullición normal. Esta temperatura será la que se tendrá en cuenta para las condiciones de operación del CR. No es aconsejable trabajar con temperaturas más bajas a la correspondiente al punto de ebullición

normal, porque esto implica presiones de condensación inferiores a la atmosférica. Con ello se evita la posibilidad de entrada de aire en el circuito, evitando de este modo la congelación de la humedad del aire y que se generen mezclas inflamables en el caso de utilizar un fluido inflamable.

La temperatura de la fuente de calor disponible se tendrá en cuenta para seleccionar el fluido según su estabilidad química a altas temperaturas, lo que representa su temperatura máxima de aplicación. En este sentido el CO₂ es el fluido más versátil porque puede soportar temperaturas muy elevadas y se puede condensar hasta los -50 °C, respetando un margen de seguridad con su punto de congelación.

Sin embargo, en los casos en que se utiliza el agua de mar como fuente de calor, el etano y el etileno son frecuentemente utilizados por su bajo punto de ebullición normal y porque hay suficiente margen de seguridad con su temperatura máxima de aplicación [73-75].

- Alto calor específico y bajo volumen específico: un FT con estas características tiene mayor capacidad de absorción de energía y por tanto, reduce el flujo másico necesario por kg/s de GNL, el tamaño de la instalación y el consumo de la bomba.
- Bajo impacto ambiental: los principales parámetros para medir el impacto ambiental del fluido son el potencial de agotamiento del ozono (ODP - ozone depletion potential), el potencial de calentamiento global (GWP - global warming potential) y la permanencia en la atmósfera. Debido a las limitaciones ambientales no se han tenido en cuenta los fluidos CFCs y HCFCs.
- Seguridad: como indicador del nivel de peligrosidad del fluido, se emplea la clasificación según la ASHRAE (Sociedad Americana de Aire Acondicionado, Refrigeración y Calefacción). En general el fluido de trabajo no debe ser tóxico, inflamable ni corrosivo. Pero no siempre estas características son técnicamente factibles. Muchas sustancias, como el etano o el R143a, se consideran inflamables pero esto no supone un problema, siempre que se trabaje con un margen de seguridad respecto a la temperatura de autoignición.
- Buena disponibilidad y bajo precio: el CO₂ es uno de los fluidos que mejor cumple con esta característica ya que es abundante [76].

Todos los FT mostrados en la tabla 2.6 son sustancias puras. Sin embargo, en los CR también se pueden utilizar mezclas zeotrópicas, que presentan deslizamiento en el proceso de vaporización y condensación. El efecto de la temperatura variable en la vaporización, permite mantener un perfil de temperatura más próximo a la temperatura de la fuente de calor. Esto tiene como ventaja, que disminuyen las irreversibilidades en la transferencia de calor, respecto a los FT puros [77, 78]. Por ello se puede decir, que las mezclas zeotrópicas aprovechan mejor la exergía de la fuente de calor.

Una de las mezclas binarias zeotrópicas más empleada es la de amoníaco-agua. J. Wang et al. [64] analizan un CR de amoníaco-agua con una fracción másica de amoníaco del 70%. El ciclo está asociado a la regasificación del GNL y las temperaturas de alta y de baja son respectivamente 190 y -47 °C. Miyazaki et al. [31], también hacen uso del amoníaco-agua en el CR, pero ellos elevan la temperatura de alta hasta los 300 °C. Otra mezcla binaria, también aplicada en los CR, es la compuesta por metano y etano utilizada por Xiong y Hua en una proporción 65-35% respectivamente en [79].

2.4.3.2 Combinación de ciclos Rankine

Cuando el suministro de energía de la fuente de calor se realiza a temperaturas elevadas, un único CR no es el más efectivo desde el punto de vista termodinámico. La mayoría de los FT que permiten la recuperación de la exergía del GNL a bajas temperaturas no tienen una temperatura de trabajo elevada. Con el fin de aprovechar la disponibilidad de operar con temperaturas elevadas para maximizar la eficiencia, se emplean ciclos binarios como los mostrados en la Fig. 2.9.

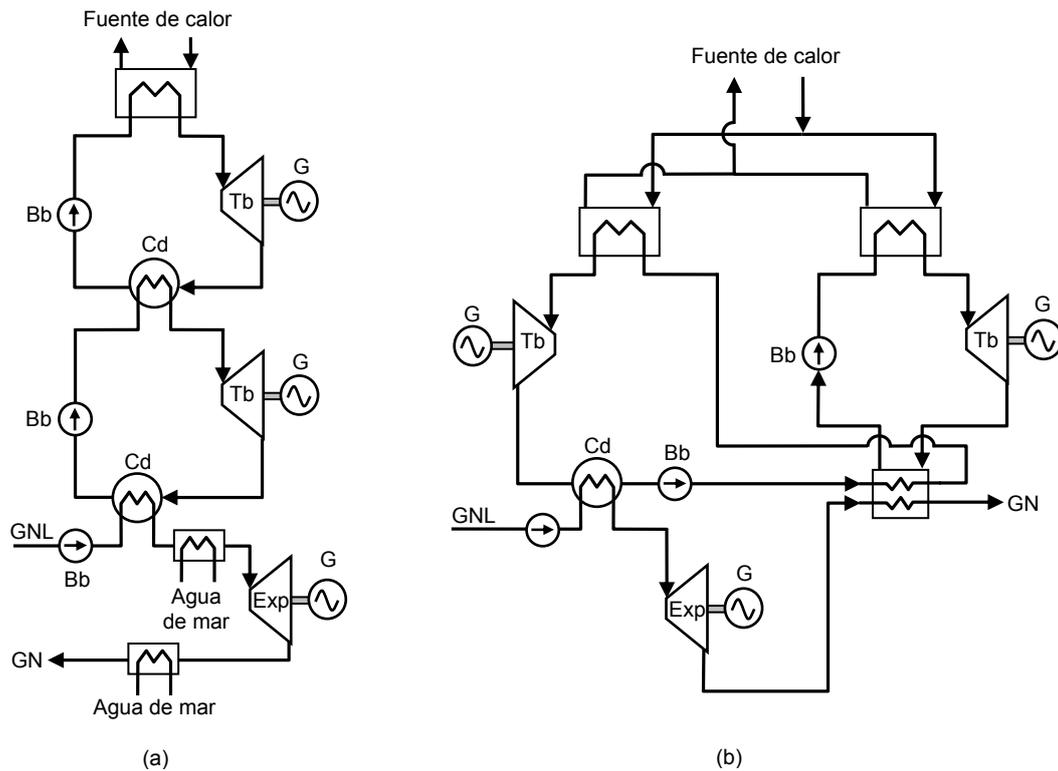


Fig. 2.9. Configuraciones esquemáticas de los CR: (a) ciclo binario y expansión directa, (b) Combinación de CR con igual temperatura de alta y diferente temperatura de condensación (Bb: bomba; Cd: condensador; Exp: expander; G: generador; Tb: turbina).

Los ciclos binarios se caracterizan por emplear el condensador del ciclo de alta como fuente de calor el ciclo de baja. El ciclo de alta puede operar con vapor (más común), amoníaco o etano, mientras que en el ciclo de baja se necesita un fluido con bajo punto de vaporización como el butano, propano, propileno, etano o etileno. Oliveti et al. proponen en [80], la asociación de una planta incineradora de residuos como fuente de energía, y un ciclo binario de vapor de agua-amoniaco con expansión directa de GNL, como el representado en la Fig. 2.9(a). Otros ejemplos de ciclos binarios se pueden ver en [68], donde utilizan los fluidos agua y butano y en [9, 81], donde proponen una compleja instalación en cascada formada por tres CR. En este último caso, el ciclo intermedio tiene como fuente de calor el ciclo superior y como sumidero el vaporizador del ciclo inferior. Como FT utiliza agua en el ciclo de alta, propano en el

intermedio y metano en el de baja, que es condensado por el GNL durante el proceso de regasificación.

Otra configuración basada en CR es la presentada en la Fig. 2.9(b). En este caso los dos CR tienen la misma temperatura máxima y varía la de condensación, dependiendo del FT de los ciclos. Xiangyu et al. en [82] analizan esta configuración de ciclos adaptando como fuente de energía un sistema de bomba de calor de hidruro metálico. Como fluidos de trabajo utiliza una mezcla de etileno-propano, en el primer Rankine respecto al paso del GNL, y en el segundo amoníaco-agua.

La tabla 2.7 proporciona un resumen de algunas referencias bibliográficas que emplean métodos basados en CR, para la recuperación de la exergía del GNL.

Tabla 2.7. CR para el aprovechamiento exergético del GNL.

Ciclo	FT	Fuente de calor	T max (°C)	T min (°C)	p GN (bar)	Eficiencia térmica	Eficiencia exergética	Ref.
CR transcrito	CO ₂	Energía solar	65	-10	7,0	8,48%	-	[60]
CR regenerativo + expansión directa	R143a	Energía solar	75	-60	6,0	22,33%	10,62%	[63]
CR + expansión directa	Amoníaco (70%) - Agua (30%)	Calor residual	300	-40	4,0	29,00%	30,00%	[31]
CR	Amoníaco (70%) - Agua (30%)	Calor residual	190	-47	3,8	-	25,88%	[64]
CR regenerativo + precalentador con agua de mar	CO ₂	-	600	-50	-	51,00%	-	[66]
CR regenerativo	Etano	Agua de mar	-6	-88	30,0	-	11,50%	[75]
Ciclo binario	Agua - Butano	-	550	-50	-	52,30%	-	[66]
Ciclo binario + expansión directa	Agua - Amoníaco	Calor residual	400	-50	80,0	42,50%	39,48%	[80]
Tres CR en cascada + expansión directa	Agua - Propano - Metano	Gases de combustión	527		4,0	-	57,20%	[9]
Tres CR en cascada	Propano	Agua de mar	10	-42	60,0	12,50%	-	[83]
CR supercrítico regenerativo	Propano	-	315	-42	-	33,50%	-	[84]
CR supercrítico regenerativo	Butano	-	315	-1	-	24,10%	-	[84]
CR + expansión directa	Propano	Agua de mar	5	-39	70,0	6,00%	-	[85]

2.4.4 Plantas térmicas basadas en ciclos Brayton

En los CB la exergía térmica del GNL se emplea para enfriar el gas a la entrada del compresor, lo que causa una fuerte caída del trabajo específico de compresión. Esta reducción es debido a que el trabajo de compresión está relacionado con el volumen específico del gas, a través de la siguiente ecuación [86]:

$$w_c = -\int_1^2 v dp \quad (2.8)$$

En la Fig. 2.10 se representa de forma esquemática las cuatro opciones disponibles para el aprovechamiento de la exergía fría en los CB.

La Fig. 2.10(a), se corresponde con un ciclo de gas abierto donde el GNL enfría el aire a la entrada del compresor. Esta aplicación la estudia Kim y Ro [87] en un ciclo combinado donde el propio GNL de consumo del ciclo, lo utilizan para enfriar el aire a la entrada del compresor en las estaciones cálidas. Un aumento de 10 °C en la temperatura ambiente sobre la temperatura de diseño del compresor, provoca una reducción de potencia de aproximadamente el 6%, donde el 4% se debe a la disminución del flujo másico de aire y el resto, al aumento del trabajo específico de compresión. Kim y Ro analizan que la caída de la temperatura del aire en el enfriador de admisión con el GNL, es función de la temperatura del ambiente y de la humedad relativa. Muestran que, aplicando este sistema, en condiciones de aire seco, el aumento de potencia es superior al 8% y en condiciones de aire húmedo (60% de humedad relativa) un 6%. El enfriamiento del aire también se puede realizar a través de un glicol intermedio entre el GNL y el aire de admisión, como se presenta en [84].

En los CB cerrados, como el representado en la Fig. 2.10(b), el gas a la entrada del compresor se puede enfriar hasta temperaturas criogénicas [51, 88, 89]. A diferencia de los CR, en los Brayton la exergía térmica del GNL solo se transforma en calor sensible por parte del gas. Este hecho permite que las curvas T -(calor transferido) del GNL y del fluido de trabajo del CB sean más próximas entre sí, lo que reduce las irreversibilidades en la transferencia de calor ente ambos fluidos y aumenta la eficiencia exergética del proceso. En la Fig. 2.11 se muestran los perfiles de

temperatura en el regasificador de GNL, tanto en el caso de emplear un ciclo Brayton como uno Rankine.

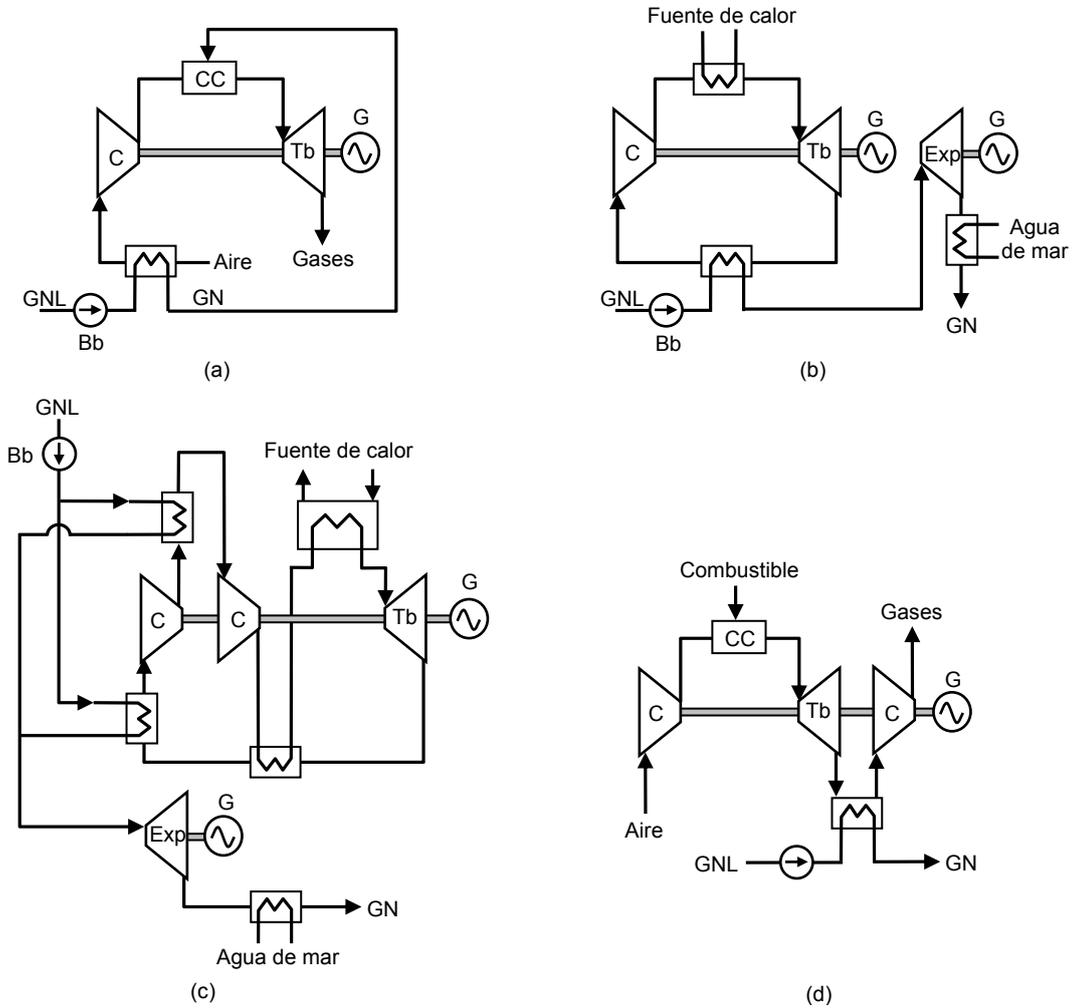


Fig. 2.10. Configuraciones esquemáticas del CB: (a) ciclo de gas con enfriamiento del aire de entrada, (b) CB cerrado y expansión directa, (c): CB cerrado con enfriamiento intermedio, (d): ciclo de gas con enfriamiento de los gases a la salida de la turbina (Bb: bomba; C: compresor; CC: cámara de combustión; Exp: expander; G: generador; Tb: turbina).

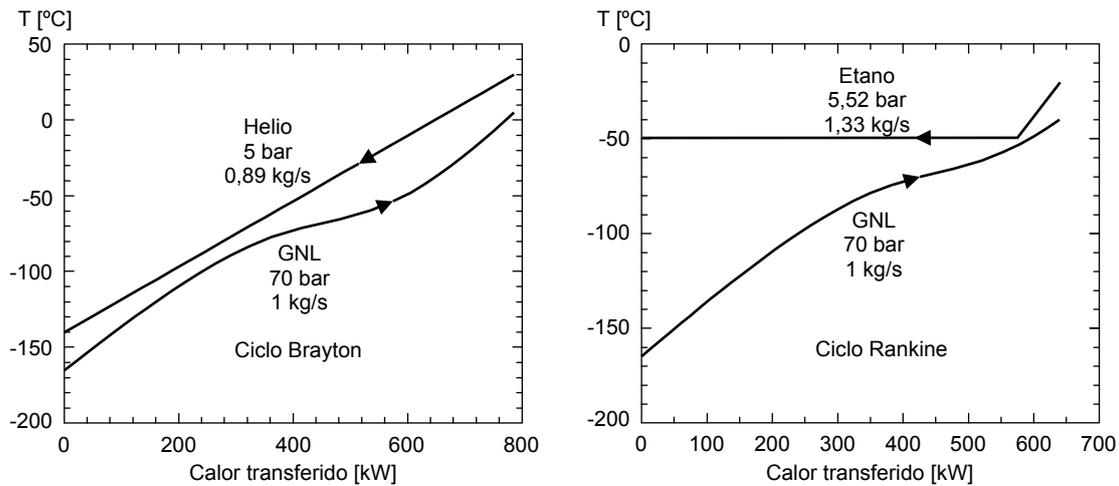


Fig. 2.11. Calor transferido entre el GNL y el FT de un CB y de un CR.

Si la fuente de calor es el medio ambiente (agua o aire) u otras fuentes de calor de bajo grado, el CR es el más conveniente, mientras que el CB es más adecuado cuando se dispone de una fuente de calor de grado medio o alto. Esto se debe a que el CR comprime el FT en estado líquido con una bomba y el CB lo comprime en estado gaseoso con un compresor que consume más potencia. Sin embargo, cuando la fuente de calor permite trabajar con temperaturas elevadas, el CB tiene mayor rendimiento porque el FT de estos ciclos puede operar a mayor temperatura que en el caso de los CR.

Bisio y Taliafico en [9] también proponen, con el fin de disminuir el trabajo del compresor, una compresión en dos etapas con refrigeración intermedia con GNL como se muestra en la Fig. 2.10(c).

Un CB abierto, diferente de los descritos hasta ahora, se representa en la Fig. 2.10(d) y se denomina como ciclo de gas en espejo [90]. En este tipo de ciclo, el GNL se usa para enfriar los gases de escape de la turbina incrementando de este modo el trabajo específico de la misma. Con esta técnica, el 27% de la energía de los gases de escape se puede convertir en trabajo útil [90].

2.4.4.1 Propiedades del los fluidos de trabajo y criterio de selección

Los FT para los CB cerrados deben de ser estables a altas temperaturas, tener una temperatura crítica baja, (lo ideal sería que fuera inferior a la temperatura del GNL), no tóxicos, no corrosivos, no inflamables y fácilmente disponibles a un coste razonable. La tabla 2.8 informa de una serie de sustancias, que en principio, podrían ser utilizadas en este tipo de ciclos. Los datos de las sustancias se toman del NIST [69].

Tabla 2.8. Datos físicos de los FT para los CB.

FT	Punto crítico		Rango de temperaturas de aplicación, °C		cp^a kJ/(kg·K)	$k^b = cp/cv$
	T , °C	p , bar	Mínima	Máxima		
Helio	-267,95	2,27	-270,97	1226,90	5,1930	1,6665
Nitrógeno	-146,96	33,96	-210,00	1726,90	1,4013	1,4013
Argón	-122,46	48,63	-189,34	1726,90	0,5215	1,6695
Aire	-140,62	37,86	-213,40	1726,90	1,0065	1,4017
Oxígeno	-118,57	50,43	-218,79	1726,90	0,9196	1,3966

a: calor específico a presión constante a 25 °C y 1 bar.

b: relación de calores específicos a 25 °C y 1 bar.

La característica más importante a la hora de elegir el fluido son las condiciones del punto crítico. Cuanto más baja sea la temperatura crítica mejor, porque así se puede trabajar con temperaturas próximas al GNL. Además cuanto más cerca opere el ciclo del punto crítico, mejor rendimiento se consigue [91]. Este hecho se debe, a que a medida que las condiciones de operación se alejan del punto crítico, las líneas de presión constante en un diagrama $T-s$ tienen una mayor pendiente, lo que hace aumentar el trabajo de compresión.

Otro dato importante del fluido también es su calor específico, cuanto más elevado sea mejor porque reduce el flujo másico de fluido por kg/s de GNL y esto permite diseñar plantas menos voluminosas. En cuanto a la razón de calores específicos, beneficia que sea la más elevada posible porque a mayor razón de calores específicos, menor relación de compresión (r) del CB [92], consiguiendo de este modo plantas más sencillas en cuanto a diseño.

Por todo lo dicho en los párrafos anteriores, el helio y el nitrógeno se presentan como los fluidos más adecuados para la combinación de los CB y la regasificación del GNL.

Además el aire y el oxígeno se pueden descartar por presentar riesgos de explosión en caso de fugas de GN en el disipador de calor.

2.4.4.2 Combinación de ciclos Brayton

La combinación más frecuente de los CB, es emplear en la parte de alta un ciclo abierto de combustión, un ciclo intermedio cerrado y expansión directa del GNL en la parte de baja. De este modo se aprovecha la exergía térmica del GNL en el CB cerrado y la exergía mecánica en la expansión directa. Dos configuraciones de este tipo de ciclos, se representan en la Fig. 2.12.

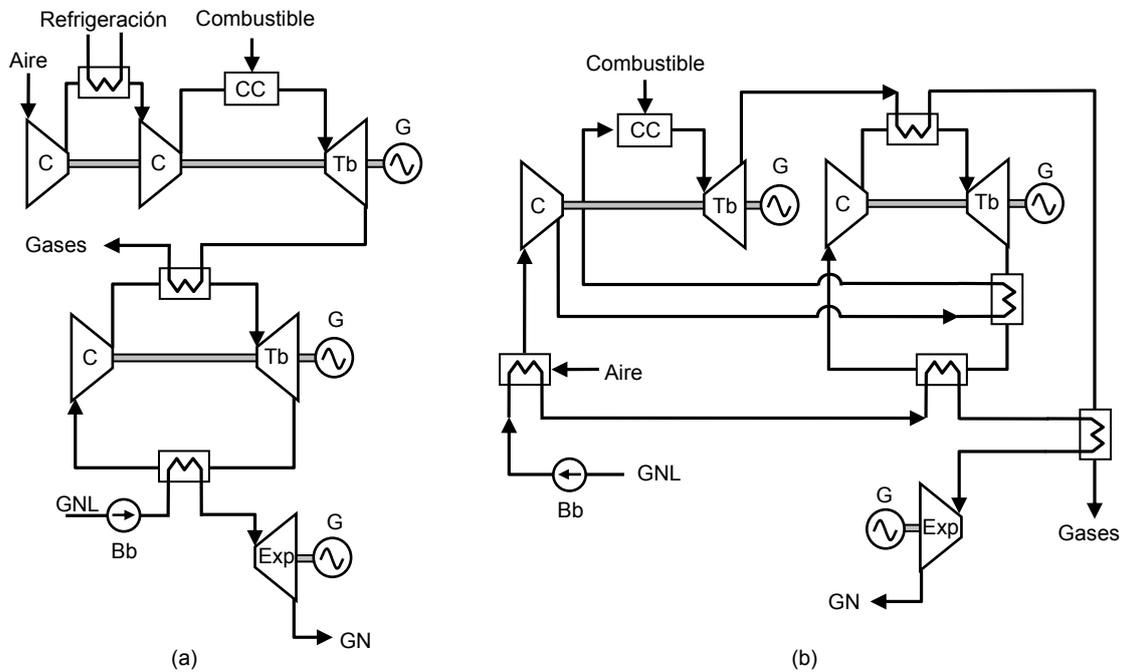


Fig. 2.12. Configuraciones esquemáticas de los CB: (a) ciclo de gas con refrigeración intermedia, CB cerrado y expansión directa, (b) ciclo de gas abierto con enfriamiento del aire de entrada, CB cerrado regenerativo y expansión directa (Bb: bomba; C: compresor; CC: cámara de combustión; Exp: expander; G: generador; Tb: turbina).

Los investigadores C. Dispenza et al. en [93, 94] proponen solo, la combinación de un ciclo de gas abierto en la parte de alta y un CB cerrado en la parte de baja. Ellos analizan este ciclo combinado empleado helio y nitrógeno, concluyendo que se

consigue mayor eficiencia exergética utilizando helio y con una r menor que el caso del nitrógeno.

La configuración del ciclo combinado representado en la Fig. 2.12 (a) la plantea Morosuk y Tsatsaronis en [59, 95] y Morosuk et al. en [96].

En la Fig. 2.12(b) se muestra otra versión de este tipo de ciclos que la plantea Salimpour y Zahedi en [95]. En este caso, el GNL se emplea para enfriar el aire de admisión del ciclo de gas abierto y como sumidero de calor del Brayton cerrado de nitrógeno. Además se realiza la expansión directa del GN previamente calentado, por los gases de escape de la turbina de gas. Este ciclo combinado tiene como característica especial, que incorpora un regenerador entre el CB cerrado y el abierto. Con ello se consigue aumentar la temperatura del aire antes de la cámara de combustión, con el beneficio de un aumento de la eficiencia.

La tabla 2.9 proporciona un resumen de algunas referencias bibliográficas que emplean métodos basados en CB, para la recuperación de la exergía del GNL.

Tabla 2.9. CB para el aprovechamiento exergético del GNL.

Ciclo	FT	Fuente de calor	T_{max} (°C)	T_{min} (°C)	p_{GN} (bar)	Eficiencia térmica	Eficiencia exergética	Ref.
CB regenerativo con refrigeración intermedia + expansión directa	N ₂	Gases de combustión	320	-140	15	-	45,94%	[9]
CB regenerativo	N ₂	-	600	-120	-	63,00%	-	[91]
CB regenerativo	Argón	-	600	-120	-	58,00%	-	[91]
Ciclo de gas en espejo + expansión directa	Gases de combustión	Calor de combustión	1500	0	20	55,50%	60,00%	[90]
Ciclo de gas abierto + CB	Gases de combustión - He	Calor de combustión	-	-129	-	69,00%	51,00%	[94]
Ciclo de gas abierto + CB + expansión directa	Gases de combustión - N ₂	Calor de combustión	1290	-141	80	75,50%	52,60%	[95]
Ciclo de gas abierto + CB + expansión directa	Gases de combustión - N ₂	Calor de combustión	1477	5	24	73,72%	67,66%	[96]

2.4.5 Plantas térmicas basadas en ciclos combinados

La integración de las plantas de regasificación con los ciclos combinados convencionales de turbina de gas y CR de vapor de agua, es un método de aprovechamiento exergético del GNL estudiado por varios investigadores. En estos casos la exergía térmica del GNL se emplea para enfriar el aire a la entrada del

compresor del ciclo de gas y para condensar el vapor a temperaturas inferiores a la ambiente.

Xiaojun Shi et al. proponen diferentes alternativas de integración de los ciclos combinados convencionales con las plantas de regasificación [34, 53, 54]. Por ejemplo, en [34] presentan una mejora del rendimiento de una central de ciclo combinado, basándose en la utilización de la energía fría del GNL para enfriar el aire de admisión, refrigeración intermedia y condensación del vapor. De forma esquemática esta planta térmica se muestra en la Fig. 2.13.

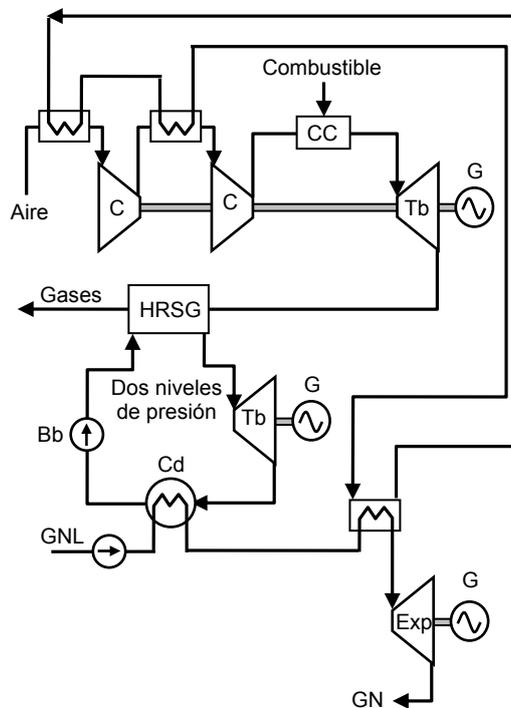


Fig. 2.13. Configuración esquemática de un ciclo combinado con enfriamiento del aire de admisión y refrigeración intermedia con GNL y expansión directa (Bb: bomba; C: compresor; CC: cámara de combustión; Cd: condensador; Exp: expander; G: generador; HRSG: Heat recovery steam generation (generador de vapor en el recuperador de gases); Tb: turbina).

La reducción de la temperatura del aire de admisión y la refrigeración intermedia se realiza con un sistema cerrado de agua a presión, que a su vez es refrigerado por el GNL. La temperatura a la entrada de la primera y segunda etapa de compresión se corresponde respectivamente con 12 y 50 °C. Otra característica a destacar del ciclo, es

que la presión del condensador se consigue reducir hasta los 0,015 bar, que se corresponde con una temperatura de saturación de 13 °C. Además, aprovechan la exergía de presión del GN en expansión directa para generar energía eléctrica. El GN es calentado antes de la entrada en el expander, hasta los 145 °C a una presión de 30 bar con el agua del circuito cerrado.

Los autores comparan esta planta térmica con un ciclo combinado convencional, con los mismos parámetros de funcionamiento pero, sin la integración del GNL y con una presión de condensación de 0,045 bar (temperatura de saturación 31 °C). Los resultados en cuanto a eficiencia eléctrica son 56,53% para el ciclo convencional y 59,30% para el ciclo propuesto.

Otros investigadores sustituyen el CR de agua del ciclo combinado por uno orgánico con el objetivo de reducir la temperatura de condensación y no tener problemas de congelación. W. Qiang et al. en [32] analizan un ciclo combinado de turbina de gas y ciclo Rankine orgánico de R23, con enfriamiento del aire de admisión y condensación por GNL. Destacan que con una temperatura ambiente superior a 30 °C, si se disminuye en 10 °C la temperatura de admisión del compresor, se consigue un aumento de la potencia neta de la salida de aproximadamente el 10% y en el rendimiento del global del ciclo el 2%.

En [98] comparan varias configuraciones de plantas asociadas a la regasificación del GNL y eligen como la mejor, desde el punto de vista termoeconómico, un ciclo combinado formado por una turbina de gas y un CR de amoníaco puro.

Aparte de los ciclos combinados, se han propuesto otras configuraciones entre ciclos Brayton y Rankine, como por ejemplo la que se muestra en la Fig. 2.14(a) [99]. Otro caso es el presentado en [100, 101] por Najjar, en donde el GNL se regasifica en el condensador de un CR de propano y se expande, en dos etapas con recalentamiento intermedio, antes de entrar en la cámara de combustión de un ciclo de gas abierto (ver Fig. 2.14(b)). Un sistema más complejo se plantea en [102], el cual consiste en un CB abierto donde se recupera el calor sensible de los gases de escape de la turbina de gas, en un CR de vapor y el calor latente en un ciclo Rankine orgánico y en calentar el GN para después expandirlo.

En la tabla 2.10 se presenta un resumen de los trabajos que se basan en ciclos combinados, para la recuperación de la exergía del GNL.

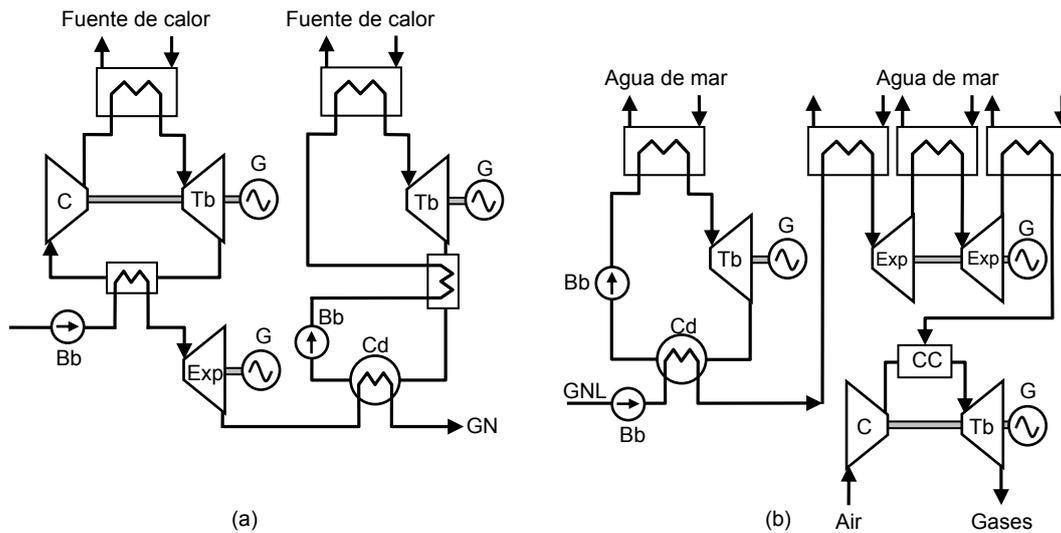


Fig. 2.14. Configuración esquemática de ciclos combinados que consisten en: (a) CB cerrado, CR regenerativo y expansión directa, (b) CR, expansión directa de dos etapas y ciclo de gas abierto (Bb: bomba; C: compresor; CC: cámara de combustión; Cd: condensador Exp: expansor; G: generador; Tb: turbina).

Tabla 2.10. Ciclos combinados con aprovechamiento exergético del GNL.

Ciclo	FT	Fuente de calor	T_{max} (°C)	T_{min} (°C)	p_{GN} (bar)	Eficiencia térmica	Eficiencia exergética	Ref.
Turbina de gas + CR condensación por GNL + expansión directa	Gases de combustión - Agua	Calor de combustión	1300	13	3,0	59,24%	55,62%	[53]
Turbina de gas + CR condensación por GNL	Gases de combustión - Agua	Calor de combustión	1350	7	-	55,50%	54,89%	[54]
Turbina de gas con enfriamiento aire y refrigeración intermedia + CR condensación por GNL + expansión directa	Gases de combustión - Agua	Calor de combustión	1300	13	3,5	59,30%	54,98%	[34]
Turbina de gas con enfriamiento aire + CR condensación por GNL	Gases de combustión - R23	Calor de combustión	1300	-80	-	-	50,00%	[32]
Turbina de gas + CR	Gases de combustión - Amoníaco	Calor de combustión	1026	-25	91,0	46,60%	-	[98]
CB + CR + expansión directa	N_2 - (Amoníaco + Agua)	-	390	-40	1,5	53,08%	60,94%	[99]
CR + expansión directa + turbina de gas	Propano - Gases de combustión	Agua de mar - Calor de combustión	1200	-40	-	35,84%	-	[100, 101]

2.4.6 Plantas térmicas basadas en ciclos Kalina

Kalina [103] desarrolló un nuevo ciclo térmico que utiliza como FT una mezcla de fluidos con diferentes puntos de vaporización. El ciclo Kalina muestra una mayor eficiencia exergética que un CR orgánico, debido a que el perfil de temperaturas de la mezcla se aproxima más a la temperatura de la fuente de calor [104, 105].

X Shi y D. Che proponen la combinación de un ciclo Kalina de amoníaco-agua y la regasificación de GNL, donde la energía fría del GNL se utiliza para condensar el amoníaco a la salida de la turbina y para refrigerar el absorbedor [55]. Además el ciclo incorpora el método de la expansión directa. Esta planta térmica propuesta, se muestra en la Fig. 2.15(a). En un trabajo posterior, estos autores junto a H. Wang, realizan una optimización termodinámica de este mismo ciclo combinado, utilizando el algoritmo de evolución diferencial [106].

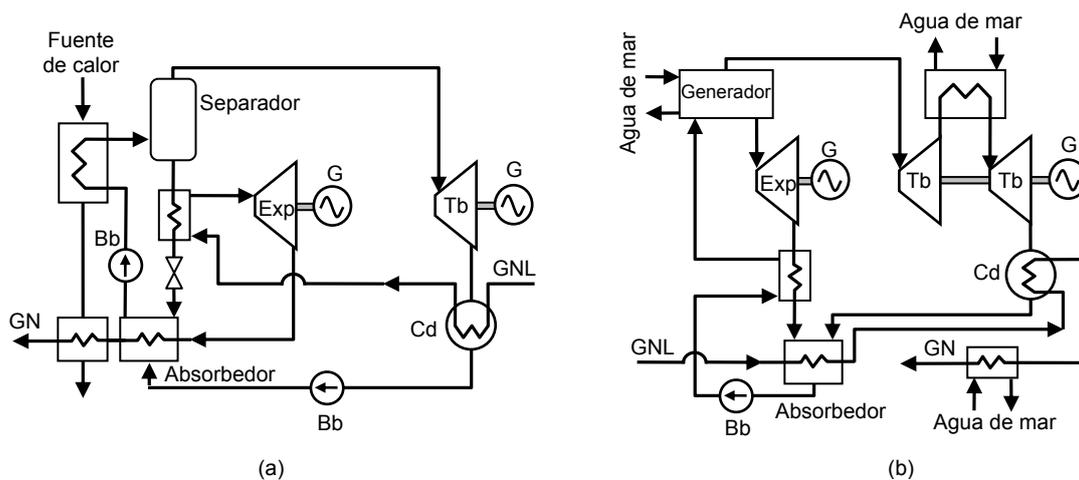


Fig. 2.15. Configuración esquemática de ciclos Kalina: (a) amoníaco - agua como FT, (b) Tetrafluorometano - propano como FT (Bb: bomba; Cd: condensador; Exp: expander; G: generador; Tb: turbina).

Otra configuración basada en el ciclo Kalina la presentan Y. Liu y K. Gua en [56] y se corresponde con la representación esquemática de la Fig. 2.15(b). En este caso la mezcla binaria es tetrafluorometano (CF_4) y propano (C_3H_8). Comparan este ciclo térmico con un CR de propano, con la misma temperatura de alta y $-75\text{ }^\circ\text{C}$ como temperatura mínima. Los resultados son, que el ciclo Kalina propuesto tiene una eficiencia superior en un 9,4%.

Capítulo 2: Antecedentes del estudio

Un resumen de los datos característicos de los ciclos propuestos en este apartado, se muestra en la tabla 2.11.

Tabla 2.11. Ciclos Kalina con aprovechamiento exergético del GNL.

Ciclo	FT	Fuente de calor	T max (°C)	T min (°C)	p GN (bar)	Eficiencia térmica	Eficiencia exergética	Ref.
Ciclo Kalina + expansión directa	Amoniaco (50%) - Agua (50%)	Calor residual	150	-54	3	33,28%	48,87%	[55]
Ciclo Kalina + expansión directa	Amoniaco (52%) - Agua (48%)	Calor residual	134	-66	3	39,33%	55,62%	[106]
Ciclo Kalina	CF ₄ (73%) - C ₃ H ₈ (27%)	Agua de mar	10	-65	30	23,50%	-	[56]

2.4.7 Plantas térmicas con captura de CO₂

Además de mejorar la eficiencia de las plantas térmicas con la integración de la regasificación del GNL, también se puede contribuir a la captación de CO₂ con el objetivo de proponer alternativas de plantas térmicas con casi cero emisiones contaminantes.

La captura de CO₂ se puede realizar con tres tecnologías diferentes que son: sistemas de captura de post-combustión, sistemas de captura de precombustión y sistemas de captura de oxcombustión [107]. Pero los tres métodos suponen una elevada penalización en la eficiencia energética de la planta, que oscila entre un 10-28% para las centrales que consumen GN como combustible [108].

En las centrales térmicas con aprovechamiento de la exergía del GNL, lo frecuente es emplear el método de oxcombustión. Se basa en realizar la combustión, con una pequeña cantidad de oxígeno superior a la estequiométrica (producido en una unidad de separación de aire) y con recirculación de los gases de combustión para reducir la temperatura. Esta técnica evita la formación de NO_x y como productos de la combustión solo se obtiene CO₂ y vapor de agua.

Deng et al. [57] propusieron un CR que opera bajo este concepto y capturan el CO₂ utilizando la energía fría del GNL. El sistema propuesto se representa en la Fig. 2.16(a). Como fluido de trabajo del CR se emplea los gases de combustión. La captura de CO₂ se realiza después del condensador en estado líquido a una presión de 5,3 bar.

La obtención del CO₂, ya en estado líquido, es una importante ventaja frente a las plantas térmicas que usan esta tecnología de oxidación sin el aporte de la exergía del GNL, porque requieren de un sistema de liquefacción del CO₂ para su posterior almacenaje, lo que supone una pérdida de eficiencia considerable [107].

Zhang et al. [107-111] plantean nuevos sistemas de potencia tomando como referencia el ciclo propuesto por Deng et al. [57], realizando cambios basándose en la presión de descarga de la turbina y en la disposición de los vaporizadores del GNL. Ellos denominan estos nuevos ciclos con el acrónimo COOLCEP que tiene por significado “cool clean efficient power” y desarrollaron dos configuraciones, la COOLCEP-S [109, 110] y la COOLCEP-C [111].

La principal diferencia entre las dos configuraciones es la presión de descarga de la turbina, que en la versión COOLCEP-C la expansión se realiza hasta casi la presión atmosférica y luego el CO₂ se comprime, con un previo enfriamiento por el GNL, hasta la presión de condensación. En la versión COOLCEP-S, la presión a la salida de la turbina se corresponde con la presión de saturación del CO₂ a -50 °C, que es 6,8 bar.

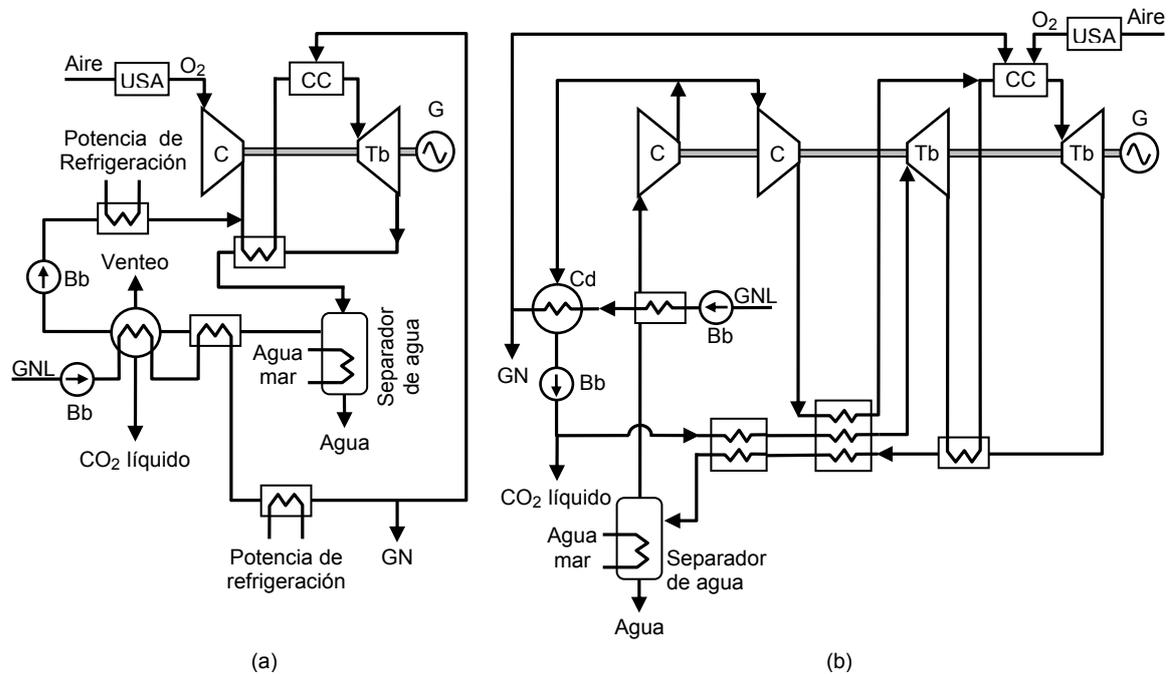


Fig. 2.16. Configuración esquemática de ciclos con captura de CO₂: (a) operando con un CR, (b) operando con ciclo cuasi-combinado compuesto por un CR supercrítico y un CB (Bb: bomba; CC: cámara de combustión; Cd: condensador; Exp: expander; G: generador; Tb: turbina).

Plantas térmicas más complejas fueron propuestas por Zhang y Lior [112-114] que trabajan bajo un ciclo cuasi-combinado por un CR supercrítico y un CB, que están interconectados entre sí, por el proceso recuperación del CB y por el FT que es el mismo en los dos ciclos, CO₂. La configuración de este ciclo cuasi-combinado se representa en la Fig. 2.16(b).

Un resumen de los parámetros más destacados de los ciclos mencionados en esta sección, se muestra en la tabla 2.12.

Tabla 2.12. Ciclos con captura de CO₂ aprovechando la exergía del GNL.

Ciclo	FT	Fuente de calor	T_{max} (°C)	T_{min} (°C)	p_{GN} (bar)	Eficiencia térmica	Eficiencia exergética	Ref.
CR	CO ₂	Oxicombustión	1250	-53	70	71,04%	50,53%	[57]
CR (COOLCEP-S)	CO ₂	Oxicombustión	900	-50	70	59,10%	39,80%	[109]
CR (COOLCEP-C)	CO ₂	Oxicombustión	900	-50	70	51,60%	37,30%	[111]
Cuasi-combinado Rankine - Brayton	CO ₂	Oxicombustión	1300	-70	30	65,50%	51,60%	[112]

2.4.8 Plantas de regasificación existentes con aprovechamiento de la exergía del GNL

Las primeras plantas de regasificación con aprovechamiento de la exergía del GNL, se desarrollaron en Japón a finales de los años 70 y este, sigue siendo el país que más la explota en la actualidad. La primera aplicación desarrollada fue en la tecnología de la separación del aire en el año 1977 en la terminal de Senboku, seguido de la generación de energía eléctrica en el 1979, con un CR de propano de 1450 kW en esta misma terminal [45].

La compañía japonesa Osaka Gas, propietaria de las terminales de GNL Senboku I, Senboku II y Himeji, es una de las pioneras en el aprovechamiento exergético en la regasificación del GNL. Las tablas 2.13 y 2.14 muestran respectivamente, un histórico de la utilización de la exergía del GNL por la compañía Osaka Gas [45, 115] y un resumen de las plantas de potencia criogénicas en Japón [102, 116].

En Europa Enagás, principal compañía de transporte de GN en España y Gestor Técnico del Sistema Gasista Español, es la pionera en instalar plantas de generación de energía eléctrica aprovechando la energía fría del GNL. En la terminal de Huelva

instala un CR de 4,5 MW, empleando agua de mar como fuente de calor. La instalación está en marcha desde abril de 2013 [30]. Enagás también tiene un proyecto de viabilidad para instalar en la terminal de GNL de Barcelona, una planta de generación de energía eléctrica por expansión directa del GN de 5,5 MW [27].

En Francia, la planta de regasificación de GNL de Fos-Tokin y su compañía vecina Air Liquide, combinan sinergias para mejorar la eficiencia de ambas plantas [117]. Otras terminales Europeas, como la de South Hook (Reino Unido), Zeebrugge (Bélgica) o Montoir de Bretagne (Francia), realizan la regasificación del GNL con los gases de escape de un ciclo combinado. Esta práctica es correcta desde el punto de vista medioambiental, para evitar el enfriamiento localizado del agua de mar. Pero desde el punto de vista de la eficiencia energética se podría mejorar, por ejemplo instalando un CR o CB que tenga como fuente de energía los gases de escape y como sumidero de calor, el proceso de regasificación del GNL. De este modo se evita el enfriamiento del agua de mar y además se reduce las emisiones de CO₂ al generar energía eléctrica, sin un aporte extra de combustible.

Un ejemplo de integración entre un ciclo combinado y una terminal de GNL es la compañía EcoEléctrica, situada en Peñuelas (Puerto Rico). La vaporización del GNL se realiza mediante un glicol que es calentado por el aire de aspiración de la turbina de gas [118]. De este modo se reduce la temperatura de aspiración del compresor por debajo de la atmosférica, que en esta región es elevada y causa la disminución de la eficiencia del ciclo combinado.

Se puede concluir que el proceso de regasificación del GNL, tiene un elevado valor exergético y que se puede aprovechar para diferentes aplicaciones, siendo la generación de energía eléctrica la más utilizada.

Capítulo 2: Antecedentes del estudio

Tabla 2.13. Utilización de la exergía del GNL por la compañía Osaka Gas.

Año	Utilización
1977	Separación de aire (ya no existe)
1979	Conversión de energía: CR de propano
1980	Licuefacción de dióxido de carbono
1982	Conversión de energía: CR de propano + expansión directa
1983	Separación de aire
1987	Fuente de refrigeración para la industria química
1993	Separación de aire
1997	Almacenamiento de energía de refrigeración
2004	Enfriamiento del aire de admisión en turbina de gas
2010	En complejo industrial para: separación de aire, licuefacción de CO ₂ , enfriamiento de butano y enfriamiento del aire de admisión de una turbina de gas.

Tabla 2.14. Plantas térmicas en Japón con aprovechamiento exergético del GNL.

Compañía	Terminal	Año	Tipo de ciclo	Potencia (kW)	Flujo GNL (ton/h)	p GN (bar)
Osaka Gas	Senboku II	1979	CR	1450	60	30
Toho Gas	Chita Kydo	1981	CR	1000	40	14
Osaka Gas	Senboku II	1982	CR + expansión directa	6000	150	17
Kyushu	Kitakyusyu LNG	1982	CR + expansión directa	9400	150	9
Chubu Power	Chita LNG	1984	CR + expansión directa	2x7200	150	9
Touhoku Power	Niigata	1984	Expansión directa	5600	175	9
Tokyo Gas	Negishi	1985	CR	4000	100	24
Tokyo Power	Higasi Ougishima	1986	Expansión directa	3300	100	8
Osaka Gas	Himeji	1987	CR	2500	120	40
Chubu Power	Yokkaichi	1989	CR + expansión directa	7000	150	9
Tokyo Power	Higasi Ougishima	1991	Expansión directa	8800	170	4
Osaka Gas	Himeji	2000	Expansión directa	1500	80	15
Osaka Gas	Senboku II	2004	Enfriamiento aire de admisión en turbina de gas	1100 MW	-	-
Osaka Gas	Senboku I	2010	Enfriamiento aire de admisión en turbina de gas	-	-	-

2.5 Conclusiones

En este capítulo se revisa el estado actual de los ciclos termodinámicos que usan la exergía del GNL, para aumentar la eficiencia de las plantas térmicas. Del estudio se obtienen las siguientes conclusiones:

- El GNL tiene un elevado poder exergético por estar en condiciones criogénicas. En los procesos de regasificación convencionales con vaporizadores de agua de mar o de combustión sumergida, esta exergía del GNL no se recupera. Además se necesita un consumo extra de energía para obtener el GN.
- La exergía del GNL tiene dos vertientes, la térmica y la mecánica. Para aprovechar la exergía mecánica se emplea un único método, que es la expansión directa del GN. Sin embargo la parte térmica permite más opciones: se puede recuperar en los CR, CB y en los ciclos Kalina como sumidero de calor y como aporte de exergía extra. También puede contribuir a la captación de CO₂, con el objetivo de proponer alternativas de plantas térmicas con casi cero emisiones contaminantes.
- Si la fuente de calor es el medio ambiente (agua o aire) u otras fuentes de calor de bajo grado, el CR es el más conveniente, mientras que el CB es más adecuado cuando se dispone de una fuente de calor de grado medio o alto.
- Cuando se cuenta con una fuente de calor de elevada temperatura, la combinación entre CB, CR y la expansión directa es la más favorable para conseguir una buena eficiencia. Este tipo de configuración permite operar con un rango de temperaturas más amplio y además aprovecha la exergía mecánica del GNL.
- El etano y el etileno se presentan como los fluidos que mejor se adaptan para operar en los CR con fuentes de calor de baja temperatura. Si la temperatura es más elevada, uno de los mejores fluidos es el CO₂. Si se utilizan mezclas zeotrópicas, como el par binario amoníaco-agua, se reducen las irreversibilidades en la transferencia de calor, por tener una temperatura variable en la vaporización y condensación. Respecto a los FT de los CB, interesa que tengan el punto crítico lo más bajo posible. Además cuanto más cerca opere el ciclo del punto crítico, mejor rendimiento se consigue. El helio y el nitrógeno se presentan como los FT más adecuados.

Capítulo 2: Antecedentes del estudio

- En cuanto a las plantas de regasificación existentes con aprovechamiento exergético del GNL, Japón es el país pionero y el que más explota este recurso. En Europa, la primera compañía fue Enagás con un CR de 4,5 MW y agua de mar como fuente de calor.

Se puede concluir que el proceso de regasificación tiene un elevado valor exergético y que combinado con generación de energía eléctrica, permite mejorar la eficiencia de la conversión de la energía.

Capítulo 3

Propuestas de plantas térmicas con aprovechamiento exergético del GNL

3.1 Introducción

La eficiencia térmica de un ciclo termodinámico depende de la diferencia de temperaturas entre el foco caliente y el foco frío. En este sentido, para aumentar la eficiencia se presentan dos opciones: aumentar la temperatura del foco caliente o disminuir la temperatura del foco frío. Después de revisar el estado del arte se puede apreciar que los Ciclos Brayton Cerrados (CBC) son los más adecuados para aprovechar la baja temperatura del proceso de regasificación del GNL con temperaturas elevadas del foco caliente. Bajo este principio, esta investigación propone nuevas configuraciones de plantas térmicas, que se basan en los CBC con aprovechamiento exergético del GNL con el objetivo de conseguir elevadas eficiencias.

3.2 Descripción de las plantas térmicas propuestas

3.2.1 Caso 1: Planta térmica de un ciclo Brayton cerrado

El esquema representado en la Fig. 3.1(a) muestra una planta térmica que integra la generación de electricidad y la recuperación de la exergía del GNL durante el proceso de regasificación. La planta térmica se caracteriza por operar bajo un ciclo Brayton cerrado (CBC) que emplea como sumidero de calor la energía fría del GNL y consiste en tres sistemas que se detallan a continuación:

1º- Sistema de regasificación del GNL: proceso de (1) a (4).

El GNL, a -162 °C y a 1,3 bar, entra en la bomba para ser comprimido hasta su presión de distribución, pasa por el intercambiador de calor IC1 donde se regasifica por el calor

cedido del FT del CBC y finalmente, es sobrecalentado hasta la temperatura de distribución por el agua de mar en el intercambiador de calor IC3.

2º- Sistema compuesto por el CBC: proceso de (5) a (12).

El CBC es regenerativo y con recalentamiento intermedio. Absorbe calor de los gases de combustión a través del intercambiador de calor IC2 y desarrolla trabajo en dos etapas de la turbina. Utiliza un regenerador para calentar el FT a la salida del compresor con el propio FT que sale de la turbina. De este modo se aumenta la temperatura media de recepción de calor, al mismo tiempo que se reduce el calor cedido al foco frío, en este caso al GNL.

En la Fig. 3.1(b) se representa el diagrama T-s del CBC, en donde el proceso (5)-(6) representa la compresión del FT, el (6)-(7) la absorción de calor correspondiente a la regeneración (6-12) y al calor cedido por los gases de combustión en IC2 (12-7). En el proceso 7-8 el FT se expansiona en la turbina de alta y en el (8)-(9) se recalienta para volver expansionarse posteriormente en la turbina de baja en la etapa (9)-(10). A la salida de esta, el FT todavía mantiene una temperatura elevada lo que permite la regeneración durante el proceso (10)-(11). Para cerrar el ciclo, el FT se enfría en la etapa (11)-(5), antes de la entrada al compresor mediante la regasificación del GNL en IC1.

Como FT del CBC se propone el helio y el nitrógeno por su capacidad de ser estables a altas temperaturas y poder soportar temperaturas criogénicas sin problemas de congelación.

Estas características de los fluidos y el aprovechamiento de la energía fría del GNL, permiten el diseño una planta térmica que opera con una diferencia de temperatura de los focos térmicos elevada y como consecuencia, un alto rendimiento de Carnot.

El límite de la temperatura a la entrada del turbina (TET) está establecida por la resistencia térmica de los materiales. McDonald en [119], realiza un estudio de la evolución, durante las últimas décadas, de las turbinas que se utilizan en las plantas térmicas y que operan con helio como FT. Una de las mayores ventajas que se consiguió con el desarrollo de la técnica fue el aumento de la TET. A inicios de los años 40 estaba limitada a los 600 °C, sin embargo hoy en día, se pueden alcanzar los 1000 °C con total seguridad usando turbinas con álabes refrigerados, aleaciones

especiales para alta temperatura como son las de titanio, zirconio y molibdeno o recubrimientos con materiales cerámicos [119].

Los materiales cerámicos también se pueden utilizar para el diseño del intercambiador de calor entre los gases de combustión y el FT. Con este tipo de intercambiadores se puede trabajar con un rango de temperaturas entre los 1300 - 1600 °C para los gases y entre 1000 - 1300 °C para el FT [120-122].

En cuanto a la temperatura mínima de ciclo se establece en -144 °C, que es el mínimo valor que se encontró en la literatura revisada [59, 95].

3°- Sistema de combustión: proceso de (13) a (18).

Es el encargado de suministrar la energía necesaria al CBC. Está compuesto por una soplante, un precalentador de aire, una cámara de combustión para GN y conducto para dirigir el aire y los gases de combustión hacia los intercambiadores de calor. Se supone que en el punto (16) de la Fig. 3.1(a), los gases de combustión tienen la temperatura de combustión que se estableció en 1300 °C, con el fin de reducir la formación de NO_x.

La reducción de la temperatura de combustión se consigue con un elevado exceso de aire, que desde el punto de vista energético es desfavorable, porque el aire actúa como una carga de calor que debe ser calentado hasta la temperatura de los gases. Por esto, se instala un precalentador de aire que recupera el calor de los gases de combustión, después de haber cedido todo el calor técnicamente posible al fluido de trabajo del CBC, con el fin de aumentar la temperatura del aire antes de entrar en la cámara de combustión.

Para el análisis de planta térmica se tienen en cuenta los parámetros mostrados en la tabla 3.1.

Tabla 3.1. Parámetros para el análisis de la planta térmica del CBC.

Sistema	Parámetro	Valor
CBC	TET	800-1000 °C
	Temperatura a la entrada del compresor	-144 °C
	Presión a la entrada del compresor	10 bar
	Eficiencia isoentrópica del compresor	88%
	Eficiencia isoentrópica de la turbina	92%
	Mínima diferencia de temperatura en el regenerador	10 °C
GNL	Temperatura de almacenamiento	-162 °C
	Presión de almacenamiento	1,3 bar
	Temperatura de distribución del GN	5 °C
	Presión de distribución del GN	80 bar
	Mínima diferencia de temperatura en IC2	10 °C
	Eficiencia isoentrópica de la bomba	90%
Combustión	Flujo másico	1 kg/s
	Rendimiento de la combustión	99%
	Eficiencia isoentrópica de la soplante	88%
	Presión del aire de combustión	1,2 bar
	Temperatura del combustible	15 °C
	Poder calorífico inferior del CH ₄	50020 kJ/kg
	Temperatura atmosférica	15 °C
	Mínima diferencia de temperatura en IC1	40 °C
Agua de mar	Temperatura mínima de los gases	60 °C
	Temperatura de entrada	15 °C
	Temperatura de salida	10 °C
Otros	Eficiencia isoentrópica de la bomba	85%
	Rendimiento mecánico	99%
	Rendimiento eléctrico	99%
	Pérdida de carga en líneas e intercambiadores de calor	2%

3.2.2 Caso 2: Planta térmica de un ciclo Brayton cerrado y un ciclo Rankine en serie

La planta de potencia propuesta para el caso 2 se muestra en la Fig. 3.2. Se presenta como una planta novedosa por disponer un CBC y CR dispuestos en serie respecto a la fuente de energía, en lugar de la configuración de ciclo combinado convencional de turbina de gas y CR de vapor.

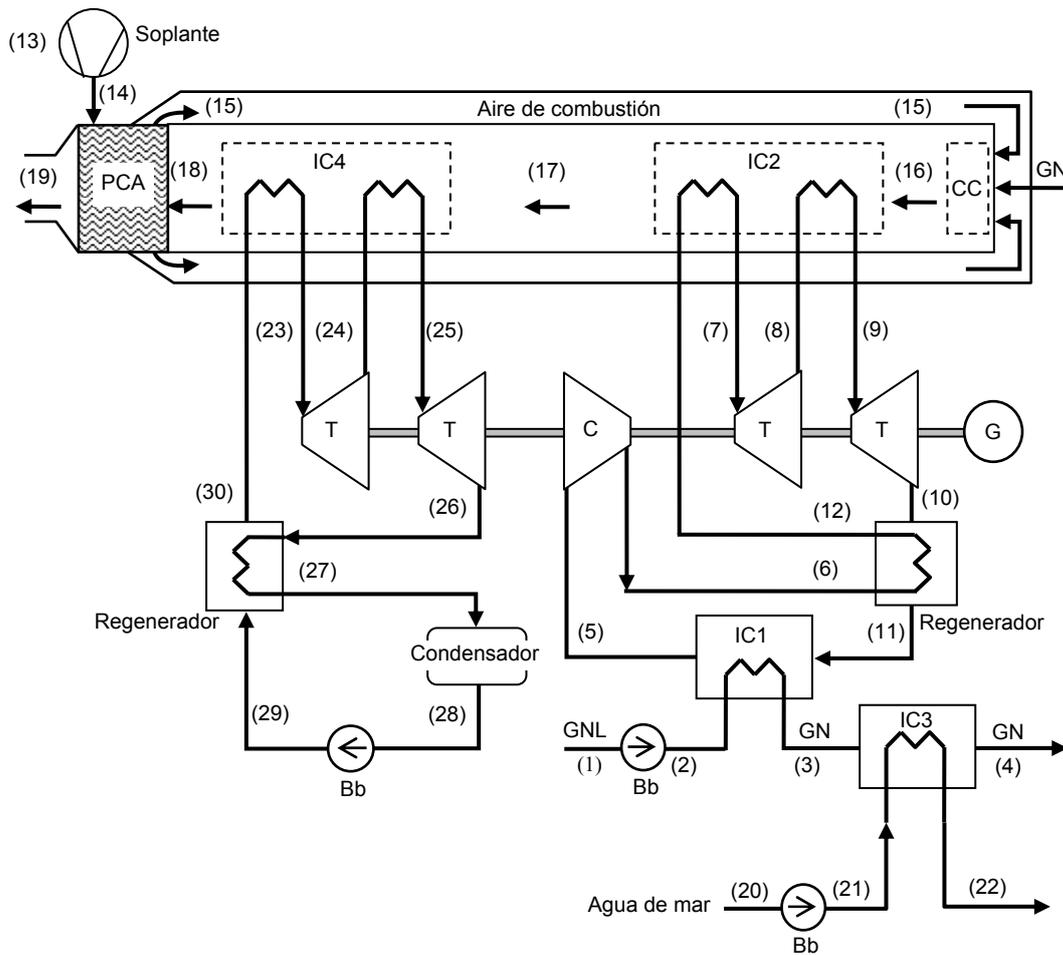


Fig. 3.2. Planta térmica de un CBC y CR con aprovechamiento exergético del GNL. Bb: bomba; C: compresor; CC: cámara de combustión; G: generador; IC: intercambiador de calor; PCA: precalentador de aire.

El CBC y el sistema de regasificación del GNL operan bajo las mismas condiciones que en la planta térmica del caso 1. El sistema de combustión apenas sufre variaciones, solo se añade un intercambiador de calor para suministrar energía al CR, que además

del precalentador de aire de combustión, es el encargado de recuperar la energía de los gases después de haber cedido calor al CBC. La planta se caracteriza por que los gases de la combustión ceden primero la energía al CBC, luego al CR y por último al precalentador de aire. Por esta característica se dice que el CBC, CR y el precalentador de aire, están dispuestos en serie respecto a la fuente de alimentación.

A continuación se procede a describir el sistema incorporado a mayores de los mencionados en la sección 3.2.1.

Sistema compuesto por el CR: proceso de (24) a (31).

El CR puede ser orgánico o no. Los CR orgánicos son usados con frecuencia para la recuperación de calores residuales [123, 124]. En recientes investigaciones los CR orgánicos también se utilizan en los ciclos combinados, reemplazando a los CR convencionales de vapor [125].

El CR propuesto para recuperar la energía de los gases de combustión se caracteriza por las siguientes acciones [126, 127]:

- Operar a presiones supercríticas.
- Transferir el calor residual, contenido en el FT y procedente de la evacuación de la turbina de baja presión, a la descarga de la bomba de alimentación por medio de una etapa de regeneración. Aunque la regeneración es un medio para aumentar la eficiencia de los CR, en este caso el regenerador se ubica después de la turbina de baja presión y antes del condensador, lo cual no es típico en los Rankine de vapor.
- Condensación del FT a presión y temperatura cuasi-crítica, lo que significa rechazar la mínima cantidad de calor posible al condensador.
- Emplear turbinas de contrapresión lo que permite un diseño compacto de la planta.
- Selección de un FT adecuado (orgánico o no) que se pueda condensar a temperatura ambiente, como es el caso del CO₂, en condiciones cuasi-críticas.

El CR obedece al ciclo representado en el diagrama $T-s$ de la Fig. 3.3. El proceso (29)-(30) representa la etapa de compresión del fluido hasta presiones supercríticas. La evolución (30)-(24) es el aporte de calor al ciclo, en donde la etapa (30)-(31) se consigue con la propia regeneración del ciclo. El desarrollo de trabajo de la turbina se

Capítulo 3: Propuestas de plantas térmicas

realiza de (24) a (25) y de (26) a (27), con un recalentamiento intermedio de (25) a (26). Para llevar a cabo la recuperación del calor del fluido a la salida de la turbina, se realiza la etapa de regeneración (27)-(28). El ciclo se completa con la evacuación del calor al condensador en condiciones cuasi-críticas en el proceso que transcurre de (28) a (29).

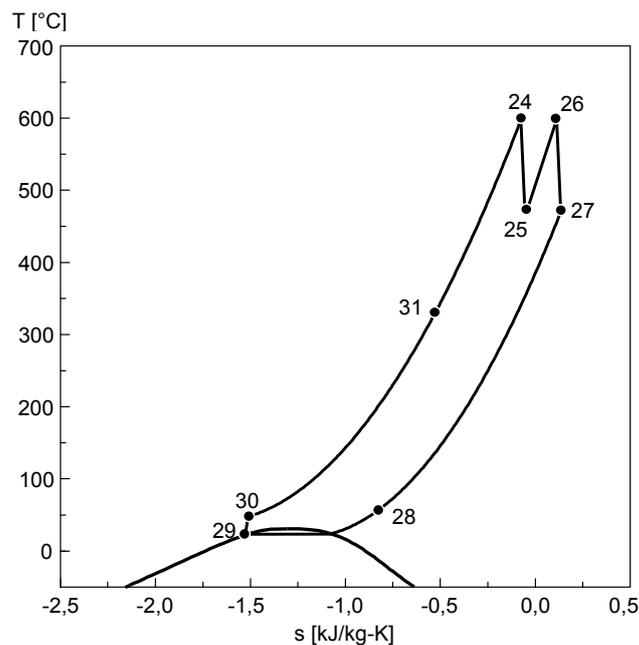


Fig. 3.3. Diagrama T - s del CR.

La posibilidad de trabajar con presiones supercríticas permite un aumento del trabajo neto del ciclo, ya que se aumenta el trabajo desarrollado en la turbina y el de bombeo no sufre gran variación, al realizarse en estado líquido. Recientemente el estudio de ciclos supercríticos de CO_2 está siendo objeto de estudio por la comunidad científica por sus buenas prestaciones [128-131]. Pero el gran avance en ciclos supercríticos se debe al desarrollo de superaleaciones basadas en níquel, capaces de atenuar notablemente el efecto corrosivo de los fluidos de trabajo [132]. Este tipo de aleaciones tienen gran interés en los ciclos de vapor conocidos como los ultrasupercríticos, que emplean carbón como fuente de energía, llegándose a alcanzar temperaturas por encima de los 700 °C, a presiones superiores a los 350 bar [133-135].

Los parámetros para el análisis del CR se muestran en la tabla 3.2. Los demás datos de la planta térmica CBC-CR se consideran igual que en el caso 1.

Tabla 3.2. Parámetros para el análisis del CR de la planta térmica CBC-CR.

Parámetro	Valor
Presión en la descarga de la bomba	360 bar
Temperatura de condensación	25 °C
Eficiencia isoentrópica de la bomba	85%
Eficiencia isoentrópica de la turbina	92%
Mínima diferencia de temperatura en el regenerador	10 °C
Mínima diferencia de temperatura entre los gases y el FT de trabajo del CR	40 °C

3.2.2.1 Selección del fluido de trabajo para el ciclo Rankine

El criterio para la selección del FT aplicable al CR propuesto, obedece a las propiedades físicas de condensación. El objetivo es que el FT elegido pueda ser condensado en condiciones cuasi-críticas y a temperatura ambiente, con objeto de que pueda ser condensado con los medios de enfriamiento disponibles, como puede ser el agua de mar. Pocos fluidos cumplen estas características requeridas y entre ellos, sólo los tres mostrados en la tabla 3.3, son capaces de trabajar a altas presiones y temperaturas.

Tabla 3.3. FT para el CR que satisfacen la condensación cuasi-crítica a temperatura ambiente.

FT	Punto crítico		Rango de temperaturas aplicable (°C)		Presión máxima (bar)
	<i>p</i> (bar)	<i>T</i> (°C)	Mínima	Máxima	
Dióxido de carbono	73,77	30,98	-56,56	1726,85	8000
Etano	48,72	32,17	-182,78	401,85	9000
Amoniaco	113,30	132,25	-77,65	426,85	10000

3.2.3 Caso 3: Planta térmica de un ciclo Brayton cerrado y un ciclo Rankine de vapor en serie

La planta térmica tratada en este caso se presenta en la Fig. 3.4.

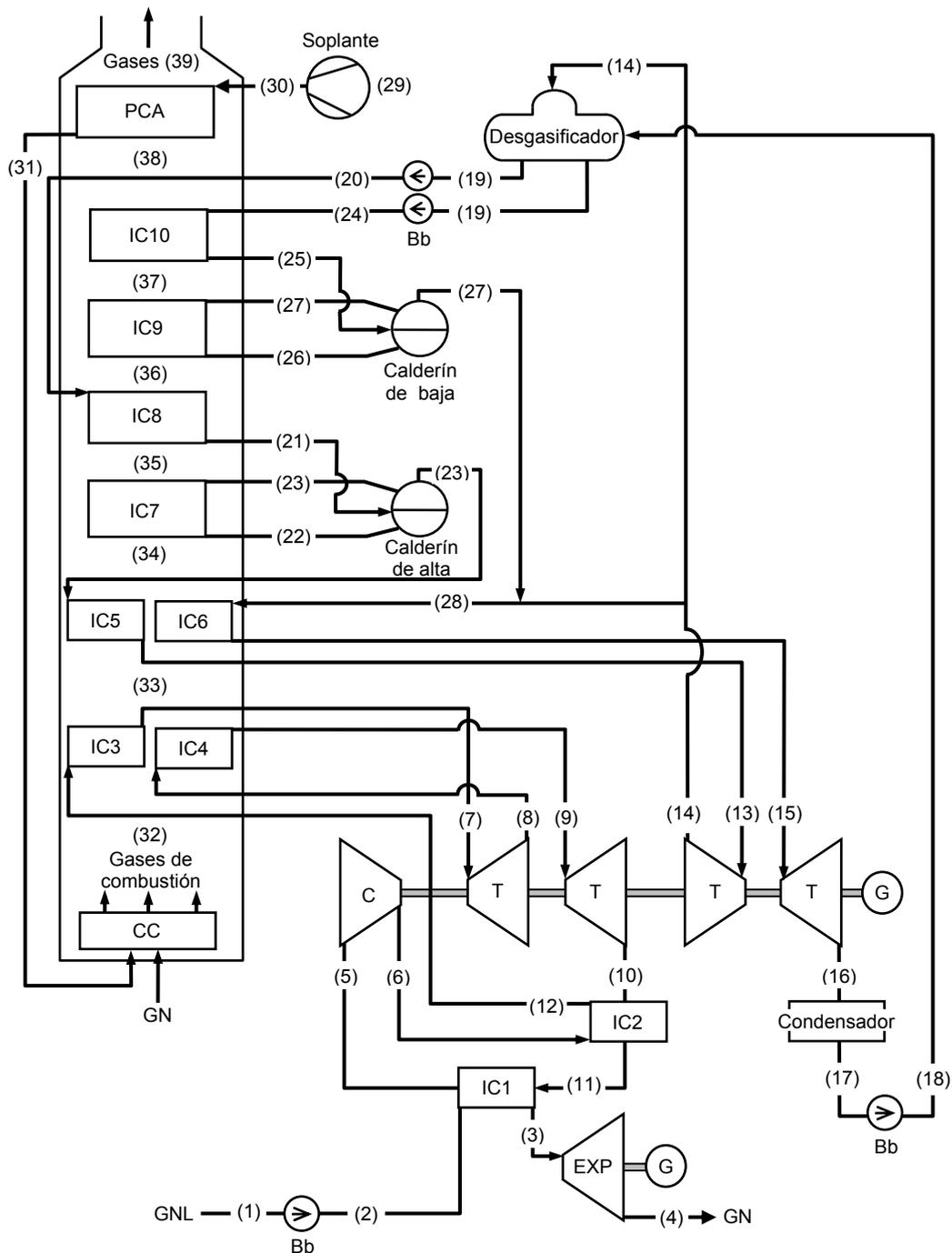


Fig. 3.4. Planta térmica de un CBC y CRV de dos niveles de presión con aprovechamiento exergético del GNL. Bb: bomba; C: compresor; CC: cámara de combustión; Exp: expander; G: generador; IC: intercambiador de calor; PCA: precalentador de aire.

La estructura de la planta sigue la misma línea que la descrita en la sección anterior. En este caso se dispone de un ciclo Rankine de vapor de agua (CRV) de dos niveles de presión en serie con el CBC. La planta térmica CBC-CRV se caracteriza por recuperar la exergía del GNL por dos métodos diferentes:

- Como sumidero del CBC, enfriando hasta temperaturas criogénicas el FT a la entrada del compresor.
- Por expansión directa en un expander para generar energía eléctrica.

Sistemas que componen la planta CBC-CRV:

1º- Sistema de regasificación: proceso de (1) a (4):

El GNL se bombea a una presión superior a la de distribución, pasa por el intercambiador de calor IC1 donde se regasifica y es sobrecalentado por el FT del CBC y finalmente, se expande hasta la presión de distribución del GNL. Como ventaja frente a los anteriores, no se libera exergía al agua de mar.

2º- Sistema compuesto por el CBC: proceso de (5) a (12).

Igual que en los casos anteriores, Fig. 3.5(a).

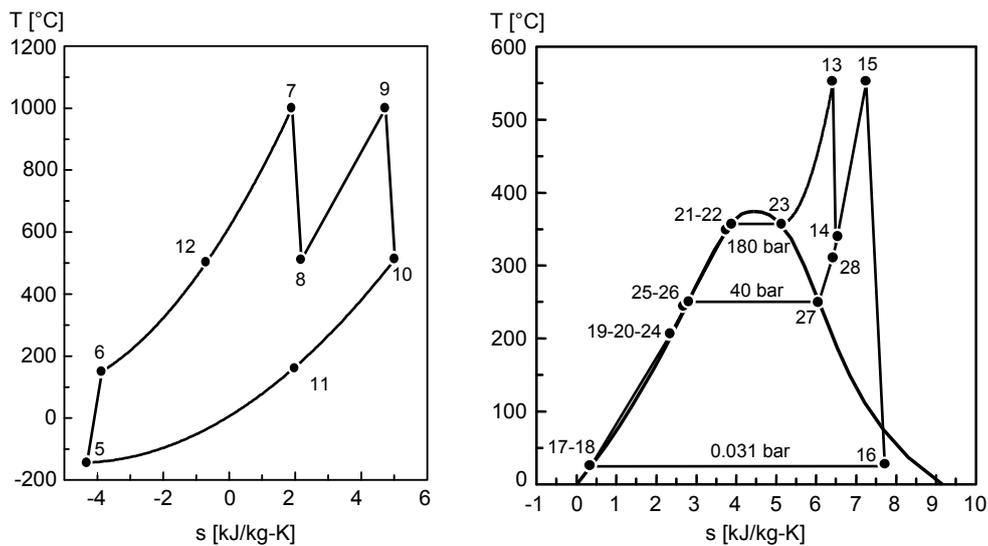


Fig. 3.5. Diagramas T - s : a) CBC, b) CRV con dos niveles de presión.

3º- Sistema compuesto por el CRV: proceso de (13) a (28).

Se elige un CRV de dos niveles de presión y recalentamiento intermedio. Se representa en el diagrama $T-s$ de la Fig. 3.5(b). El vapor a alta temperatura y presión, se envía a la turbina de alta para expansionarse durante el proceso (13)-(14). A la salida de esta, se realiza una extracción de vapor (y), que se manda al desgasificador para calentar el agua que llega del condensador, antes de que entre en los economizadores (IC10-IC8). El vapor restante se envía al recalentador (IC6) para aumentar su temperatura durante la etapa (14)-(15). Posteriormente se envía a la turbina de baja, donde se expansiona hasta la presión del condensador en la etapa (15)-(16). El proceso (17)-(18) corresponde a la condensación del vapor y el (18)-(19) significa el envío del agua, a través de la bomba de condensado, al desgasificador donde aspiran las bombas de los distintos niveles.

En la fase (19)-(20) se bombea el agua a alta presión para enviarla al economizador IC8. Aquí se calienta (20-21) antes de la entrada en el calderín de alta, donde se realiza la separación del vapor. De la parte inferior del calderín se envía líquido saturado a la presión de alta, hacia el vaporizador IC7, donde se genera el vapor de alta presión (22-23). De la parte superior del calderín se obtiene vapor saturado que se manda al sobrecalentador IC5 para conseguir vapor sobrecalentado (23-13).

La generación de vapor de baja presión sigue el mismo procedimiento el de alta, pero la diferencia es que a la salida del calderín de baja el vapor saturado se mezcla con el vapor que llega de la turbina de alta. Esta mezcla se envía al recalentador IC6 para calentarla (28-15) y después se dirige a la turbina de baja.

Los parámetros para el análisis del CRV se muestran en la tabla 3.4

4º- Sistema de combustión: proceso de (29) a (39).

Igual que en el caso de la sección 3.2.1 pero con más intercambiadores de calor.

Tabla 3.4. Parámetros para el análisis del CRV de la planta CBC-CRV.

Parámetro	Valor
Eficiencia isoentrópica de la turbina	90%
Eficiencia isoentrópica de la bomba	85%
Presión de alta del vapor	180 bar
Presión de baja del vapor	40 bar
Temperatura de condensación	25 °C
Pinch point	10 °C
Approach	5 °C
Eficiencia isoentrópica del expander del GNL	90%

3.2.4 Caso 4: Planta térmica con captura de CO₂

En este caso se presenta una planta térmica con aprovechamiento exergético del GNL y captura de CO₂ procedente de los gases de combustión. Se caracteriza por recuperar la exergía del GNL, como en el caso anterior, mediante un CBC y expansión directa, pero la diferencia radica en que el GN se calienta con los gases de combustión antes de la entrada en el expander. Además, esta novedosa configuración de planta térmica permite la captura de CO₂, mediante un sistema de oxicomustión y un CR que opera con los propios gases de combustión y en condiciones cuasi-críticas. Dicha planta se muestra en la Fig. 3.6.

La tecnología de la oxicomustión permite reducir prácticamente a cero las emisiones de CO₂ y de NO_x [136-138] por lo que se considera, como una opción importante para hacer frente a las cuestiones ambientales, en particular, a las emisiones de gases de efecto invernadero. El proceso de oxicomustión utiliza O₂ en vez de aire para la combustión del combustible, que en este caso es GN y tiene lugar, en condiciones casi estequiométricas. El exceso de oxígeno suele ser del 2% [109, 111, 136]. En los productos de este tipo de combustión se obtiene vapor de agua y elevadas concentraciones de CO₂, lo que permite una separación más fácil del CO₂ y la casi nula formación de NO_x.

Para reducir la temperatura de combustión se recircula gran parte de los gases y en ocasiones también se realiza con vapor de agua [136, 139].

El O₂ requerido se suministra por una unidad de separación de aire (USA) criogénica, donde el N₂ se separa del aire. La separación de los componentes del aire se puede

El consumo específico de energía para la obtención de O_2 , varía según el grado de pureza. Para un 95% en concentración molar, el consumo específico oscila entre 0,25 y 0,16 kWh/(kg O_2) [56, 112, 143-145]. El valor más optimista de 0,16 kWh/(kg O_2), lo pretende alcanzar la empresa Air Liquide en un futuro muy próximo [146]. Para el estudio de la central térmica propuesta en la Fig. 3.6, se considera un valor intermedio de consumo de 0,2 kWh/(kg O_2), que equivale 720 kJ/(kg O_2) en unas condiciones a la salida de la USA de 95% de pureza, 15 °C y 25 bar [112, 144].

Antes de realizar la captura del CO_2 , es necesario condensar el vapor de agua que hay en los gases de combustión y extraer los gases incondensables, como el O_2 que no reacciona y las impurezas de N_2 procedentes de la USA. A continuación se extrae el CO_2 , ya en estado líquido, a la salida del condensador.

La obtención del CO_2 en estado líquido es una importante ventaja frente a aquellas centrales térmicas, que necesitan comprimir el CO_2 desde una presión ligeramente superior a la atmosférica, hasta la presión de transporte. Proceso habitual en las centrales con captura y que supone una importante penalización en eficiencia, pero que en la planta presentada en esta tesis, no sucede ya que el CO_2 se obtiene en estado líquido al operar como fluido de trabajo de un CR, en condiciones cuasi-críticas.

En las centrales térmicas que necesitan comprimir el CO_2 las condiciones finales, dependen del método de transporte elegido. Puede ser transportado en buques semipresurizados a 5,5 bar [147] o en condiciones supercríticas (80 - 150 bar a 30°C aprox.) a través de ceoductos [106]. La energía necesaria para la compresión del CO_2 dependiendo del proceso de transporte elegido, suele variar entre 90 y 120 kWh/ton CO_2 [148].

Otra ventaja frente a los ciclos térmicos que utilizan la exergía fría del GNL para licuar el CO_2 y capturarlo (analizados en la sección 2.4.7), es que en la planta aquí propuesta, toda la exergía recuperable del GNL se emplea para aumentar la eficiencia del CBC y en la expansión directa. Consiguiendo de este modo una mayor eficiencia exergética.

Las dos siguientes etapas, después de la captura, para completar el proceso de secuestro de CO_2 son el transporte y el almacenamiento, las cuales no serán tratadas en este documento.

A continuación, se procede a describir los diferentes sistemas que constituyen la central térmica con captura de CO_2 expuesta en esta tesis:

1º- Sistema de regasificación: proceso de 1 a 5:

La regasificación del GNL se consigue con el aporte de calor del sumidero del CBC. A continuación el GN se sobrecalienta con los gases de combustión antes de la entrada en el expander. La temperatura máxima del GN se limita para que después de la expansión su temperatura se corresponda con la de distribución. Si se establece una presión de regasificación de 270 bar [59, 95] y unas condiciones de distribución de 80 bar y 5 °C, la temperatura a la entrada del expander (punto (4) Fig. 3.6) debe ser de 94 °C.

2º- Sistema compuesto por el CBC: proceso de (7) a (14).

Igual que en el apartado 3.2.1. El CBC opera con He como FT.

3º- Sistema de oxidación y CR: proceso de (15) a (32).

El CR es el medio de recirculación del CO₂ para rebajar la temperatura de la oxidación, al mismo tiempo que transforma la energía térmica de los gases de combustión en energía eléctrica por medio de una turbina y permite, la captura del CO₂ en estado líquido.

El proceso comienza con la obtención del O₂ en la USA, etapa (15)-(16). El O₂ se comprime hasta la presión de la combustión (16-17) y luego aumenta su temperatura en IC8 con el agua condensada de los gases de la combustión.

Los otros dos elementos a la entrada de la combustión son el GN, también calentado con el agua condensada, y el CO₂ procedente de la evacuación de la turbina. El CO₂ en estas condiciones aún tiene una temperatura elevada, por lo que permite una reducción en el consumo de GN. La combustión se realiza en condiciones presurizadas a una presión superior a la de condensación del CO₂ a temperatura ambiente, alrededor a los 68 bar. Valores similares e incluso superiores (83 bar), se utilizan en ciclos en donde la temperatura de combustión se reduce con vapor de agua a alta presión [139].

Los gases obtenidos de la combustión ceden calor al CBC por medio de los intercambiadores de calor IC3 e IC4, durante la etapa (19)-(20). A continuación transfieren parte de su energía térmica al CO₂ procedente de la bomba del condensador. Durante el proceso (20)-(21) el vapor de agua se condensa y se recoge para luego enviarlo a los calentadores del GN (30-31) y del O₂ (30-32). En el punto

(30) se obtiene líquido saturado, a la temperatura correspondiente a la presión parcial del vapor en la mezcla de los gases. La temperatura del punto (21) es igual que en el (30).

En la etapa (21)-(22) los gases, cuya composición es prácticamente CO₂, calientan el GN antes de introducirlo en el expander. Luego se envían al condensador donde se extraen los incondensables y se obtiene CO₂ en estado líquido (22-24). Los incondensables (punto (23)) son debidos al pequeño exceso de O₂ empleado y a las impurezas de N₂ que acompañan al O₂ puro.

El siguiente paso es extraer parte del CO₂ (punto (25)), para su posterior transporte y almacenamiento, y el resto se recircula con la bomba, (26)-(27). El CO₂ a presión supercrítica eleva su temperatura en la etapa (27)-(28) y finalmente se expande hasta la presión de la combustión (28)-(29), obteniendo trabajo y comenzando de nuevo el ciclo.

Los parámetros para el análisis de la planta térmica se muestran en la tabla 3.5. Los demás datos se consideran igual que en el caso 1.

Tabla 3.5. Parámetros para el análisis la planta térmica con captura de CO₂.

Parámetro	Valor
Pureza del O ₂	95% (molar)
N ₂ presente en el O ₂	5% (molar)
Energía específica por kg de O ₂	720 kJ/kg
Temperatura del O ₂ a la salida de la USA	15 °C
Presión del O ₂ a la salida de la USA	25 bar
Exceso de O ₂	2%
Rendimiento de la combustión	99%
Poder calorífico superior del CH ₄	55510 kJ/kg
Presión en la descarga de la bomba del CR	360 bar
Temperatura de condensación	25 °C
Eficiencia isoentrópica de la bomba del CR	85%
Eficiencia isoentrópica de la turbina del CR	92%
Eficiencia isoentrópica del expander del GNL	90%

3.3 Modelo termodinámico y análisis

Para determinar la eficiencia y realizar un análisis de las plantas térmicas propuestas, cada componente es modelado termodinámicamente estableciendo balances de materia, energía y exergía. Con el objetivo de simplificar el análisis, se asume que todos los componentes están bien aislados, los volúmenes de control se consideran en estado estacionario y se desprecia las variaciones de energía cinética y potencial.

3.3.1 Análisis energético

El análisis energético está basado en el principio de la conservación de la energía, establecido en la primera ley de la termodinámica. El objetivo final del análisis energético es determinar la influencia de los parámetros clave del ciclo y el rendimiento del sistema energético.

En cualquier planta térmica se debe hacer una distinción entre la eficiencia térmica del ciclo termodinámico y eficiencia global de la planta. La eficiencia térmica se define como la relación de la potencia neta y el calor de entrada en el ciclo, y se calcula de acuerdo con:

Ecuación del balance de energía para compresores, soplantes y bombas:

$$\dot{W} = \dot{m}_{\text{ent}}(h_{\text{sal}} - h_{\text{ent}}) \quad (3.1)$$

mientras que para turbinas y expander es:

$$\dot{W} = \dot{m}_{\text{ent}}(h_{\text{ent}} - h_{\text{sal}}) \quad (3.2)$$

Para el cálculo de entalpías de salida se tienen en cuenta el rendimiento isoentrópico de cada componente.

Potencia neta de salida:

$$\dot{W}_{\text{neto}} = \sum \dot{W}_{\text{turbinas}} + \dot{W}_{\text{expander}} - \dot{W}_{\text{compresor}} - \sum \dot{W}_{\text{bombas}} \quad (3.3)$$

Balance de energía para todos los intercambiadores de calor:

$$\sum \dot{m}_{ent} h_{ent} = \sum \dot{m}_{sal} h_{sal} \quad (3.4)$$

Calor de entrada en el CBC:

$$\dot{Q}_{ent \text{ CBC}} = \dot{m}_g (h_{ent} - h_{sal}) \quad (3.5)$$

Calor de entrada en el CR:

$$\dot{Q}_{ent \text{ CR}} = \dot{m}_g (h_{ent} - h_{sal}) \quad (3.6)$$

Eficiencia térmica:

$$\eta = \frac{\dot{W}_{neta}}{\dot{Q}_{ent}} \quad (3.7)$$

Por otro lado, la eficiencia global de la planta térmica es la relación entre la potencia eléctrica suministrada a la red y la cantidad de combustible realmente necesaria para abastecer a la planta. Por tanto, la fuente de energía utilizada y su grado de explotación restringirán la eficiencia de la planta. La eficiencia global se define por la ecuación (3.8):

$$\eta_{gb} = \frac{\dot{W}_{neta}}{\dot{m}_{fuel} PCI} \eta_{mec} \eta_{elec} \quad (3.8)$$

donde η_{mec} y η_{elec} representa respectivamente el rendimiento mecánico y eléctrico.

Consumo específico de combustible:

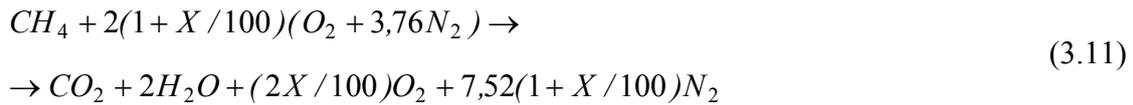
$$C_{e_{fuel}} = \frac{\dot{m}_{fuel}}{\dot{W}_{neta} \eta_{mec} \eta_{elec}} \quad (3.9)$$

Otro parámetro que contribuye al análisis de las plantas térmicas asociadas a la regasificación GNL es la potencia específica por kg/s de GNL y se calcula por la siguiente ecuación:

$$P_{GNL} = \frac{\dot{W}_{neta}}{\dot{m}_{GNL}} \eta_{mec} \eta_{elec} \quad (3.10)$$

3.3.2 Análisis de la combustión

Se realiza un análisis de la combustión para determinar el flujo másico de combustible y la relación aire combustible, en función de la temperatura del aire. El modelo utilizado para el análisis se basa en la expresión (3.11), donde “X” representa el porcentaje del exceso de aire.



El balance de masa y energía en la cámara de combustión, teniendo en cuenta el rendimiento de la combustión, se establece respectivamente con la ecuación (3.12) y (3.13), donde β es la relación aire/combustible $\beta = \dot{m}_{aire} / \dot{m}_{fuel}$:

$$\dot{m}_g = \dot{m}_{aire} + \dot{m}_{fuel} = \dot{m}_{fuel} (\beta + 1) \quad (3.12)$$

$$\eta_{comb} = \frac{PCI - (\sum_r n_r \bar{h} - \sum_p n_p \bar{h})}{PCI} \quad (3.13)$$

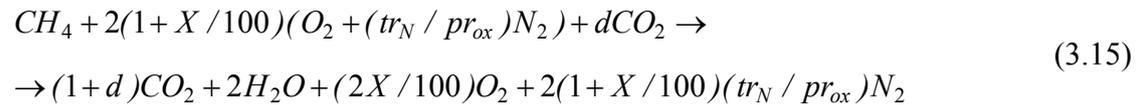
Para determinar la entalpía de reactivos y productos se toma la siguiente ecuación:

$$\bar{h}(T, p) = \bar{h}_f^0 + [\bar{h}(T, p) - \bar{h}(T_{ref}, p_{ref})] = \bar{h}_f^0 + \Delta\bar{h} \quad (3.14)$$

En la ecuación (3.14) \bar{h}_f^0 es la entalpía de formación del componente y $\Delta\bar{h}$ representa la variación de entalpía entre el estado especificado y las condiciones del estado de referencia (25 °C, 1 bar). Esta definición permite utilizar valores de entalpías de diferentes elementos, sin importar el estado de referencia que se ha tenido en cuenta en la ecuación de estado elegida, para el cálculo de las propiedades o en la elaboración de tablas.

Para el análisis de las tres primeras plantas térmicas presentadas en la tesis, los gases de la combustión se considera que tienen comportamiento de aire como gas real.

En la planta térmica del caso 4 el modelo utilizado para la oxicomcombustión se basa en la ecuación 3.15, donde en “X” representa el exceso de oxígeno procedente de la USA y “d”, son los moles de CO₂ que hay recircular para enfriar la combustión hasta los 1300 °C.



En la ecuación anterior, se tiene en cuenta la pureza de O₂ que se representa por “pr_{ox}” y las impurezas de N₂ que lo acompaña a la salida de la USA, representadas por “tr_N”.

De este modo el balance de masa en la cámara donde se realiza la oxicomcombustión, se establece por la siguiente ecuación:

$$\dot{m}_g = \dot{m}_{fuel} + 2(1 + X/100)\dot{m}_{O_2} + 2(1 + X/100)(tr_N / pr_{ox})\dot{m}_{N_2} + d\dot{m}_{CO_2} \quad (3.16)$$

De igual modo se cumple que:

$$\dot{m}_g = (1 + d)\dot{m}_{CO_2} + (2X/100)\dot{m}_{O_2} + 2(1 + X/100)(tr_N / pr_{ox})\dot{m}_{N_2} \quad (3.17)$$

Capítulo 3: Propuestas de plantas térmicas

Para el balance de energía se emplea la ecuación 3.13 referida al PCS, ya que el vapor de agua se condensa para poder separar el CO₂ y capturarlo, después de haber extraído los gases incondensables (N₂ y O₂).

La composición de los gases varía desde que salen de la cámara de combustión hasta que se introduce de nuevo el CO₂ en la misma, debido a que primero se elimina el vapor de agua y luego, los incondensables en el condensador del CO₂. Por este motivo los gases de combustión se tratan como una mezcla de multicomponentes (CO₂, H₂O, O₂ y N₂), cuyas propiedades termodinámicas se determinan a partir de la fracción molar (y_i) y la presión parcial (p_i) de cada componente.

$$y_i = n_i / n \rightarrow 1 = \sum_{i=1}^j y_i \quad (3.18)$$

$$p_i = y_i p \rightarrow p = \sum_{i=1}^j p_i \quad (3.19)$$

De este modo las propiedades molares parciales y de la mezcla son respectivamente:

$$\bar{h}_i = f(T, p_i); \bar{s}_i = f(T, p_i); \bar{v}_i = f(T, p_i); \bar{u}_i = f(T, p_i) \quad (3.20)$$

$$\bar{h} = \sum_{i=1}^j y_i \bar{h}_i; \bar{s} = \sum_{i=1}^j y_i \bar{s}_i; \bar{v} = \sum_{i=1}^j y_i \bar{v}_i; \bar{u} = \sum_{i=1}^j y_i \bar{u}_i \quad (3.21)$$

3.3.3 Análisis exergético

La exergía, también llamada desde el punto de vista termodinámico como la disponibilidad o potencial de trabajo, es el máximo trabajo útil que se puede obtener a partir de un sistema en un estado determinado respecto a un entorno, conocido como ambiente de referencia.

A diferencia de la energía que sigue la primera ley de la termodinámica (la energía no se crea ni se destruye), la exergía se destruye a causa de las irreversibilidades del proceso debido al aumento de entropía. Según la segunda ley de la termodinámica la

exergía siempre se destruye cuando exista un cambio de temperatura en el proceso y esta destrucción es proporcional al incremento de entropía. Por ello, el análisis exergético permite calcular las irreversibilidades generadas en los distintos componentes de las plantas térmicas.

Las condiciones del ambiente de referencia se consideran las establecidas en la sección 2.1 y son $T_0 = 25\text{ °C}$ y $p_0 = 1\text{ bar}$.

Para determinar la exergía de flujo de una corriente de fluido en unas condiciones conocidas se emplea la siguiente ecuación:

$$e = h - h_0 - T_0(s - s_0) \quad (3.22)$$

donde h_0 y s_0 son las propiedades del fluido en las condiciones de referencia y h y s en las condiciones conocidas.

El flujo de exergía destruida por unidad de tiempo, se calcula por un balance de exergía establecido en el componente a analizar y es dada por la siguiente expresión:

$$\dot{I} = \sum_{in} \dot{m}_{in} e_{in} - \sum_{out} \dot{m}_{out} e_{out} - \dot{W} \quad (3.23)$$

En el caso de la combustión:

$$\dot{I} = \dot{E}_{fuel} + \sum_{in} \dot{m}_{in} e_{in} - \sum_{out} \dot{m}_{out} e_{out} \quad (3.24)$$

La destrucción de exergía en los equipos es provocada por irreversibilidades internas y externas. Las externas son las que ocurren entre el equipo y el entorno, como es la transferencia de calor al ambiente, pero en este caso al considerarse los equipos perfectamente aislados, no se tienen en cuenta. Por otro lado, las internas son las que ocurren dentro de los equipos y están asociadas a las siguientes causas [12]:

- Transferencia de calor a través de una diferencia finita de temperaturas, en el caso de intercambiadores de calor.

Capítulo 3: Propuestas de plantas térmicas

- Rozamiento de los fluidos en tuberías y equipos, lo que provoca caídas de presión y un aumento de temperatura de las paredes de dichas tuberías y equipos.
- En las reacciones químicas se producen irreversibilidades internas porque aparecen nuevos componentes en los productos que hacen que la reacción sea irreversible.

Por último, el análisis exergético permite calcular la eficiencia exergética o la eficiencia según la segunda ley de una planta térmica según la siguiente ecuación:

$$\eta_{\text{ex}} = \frac{\dot{W}_{\text{neta}}}{\dot{E}_{\text{fuel}}} \eta_{\text{mec}} \eta_{\text{elec}} \quad (3.25)$$

La exergía química del combustible por unidad de tiempo, teniendo en cuenta el rendimiento de la combustión, se determina mediante la ecuación (3.26), donde ϕ es la relación entre la exergía química y el poder calorífico inferior del combustible [149]. Para el gas natural $\phi = 1,04$ [149].

$$\dot{E}_{\text{fuel}} = \phi \eta_{\text{comb}} \dot{m}_{\text{fuel}} PCI \quad (3.26)$$

3.3.4 Procedimiento de análisis

El procedimiento del análisis llevado a cabo con el software EES, para cada planta térmica presentada, se muestra en los diagramas de flujo de las Fig. 3.7-3.10.

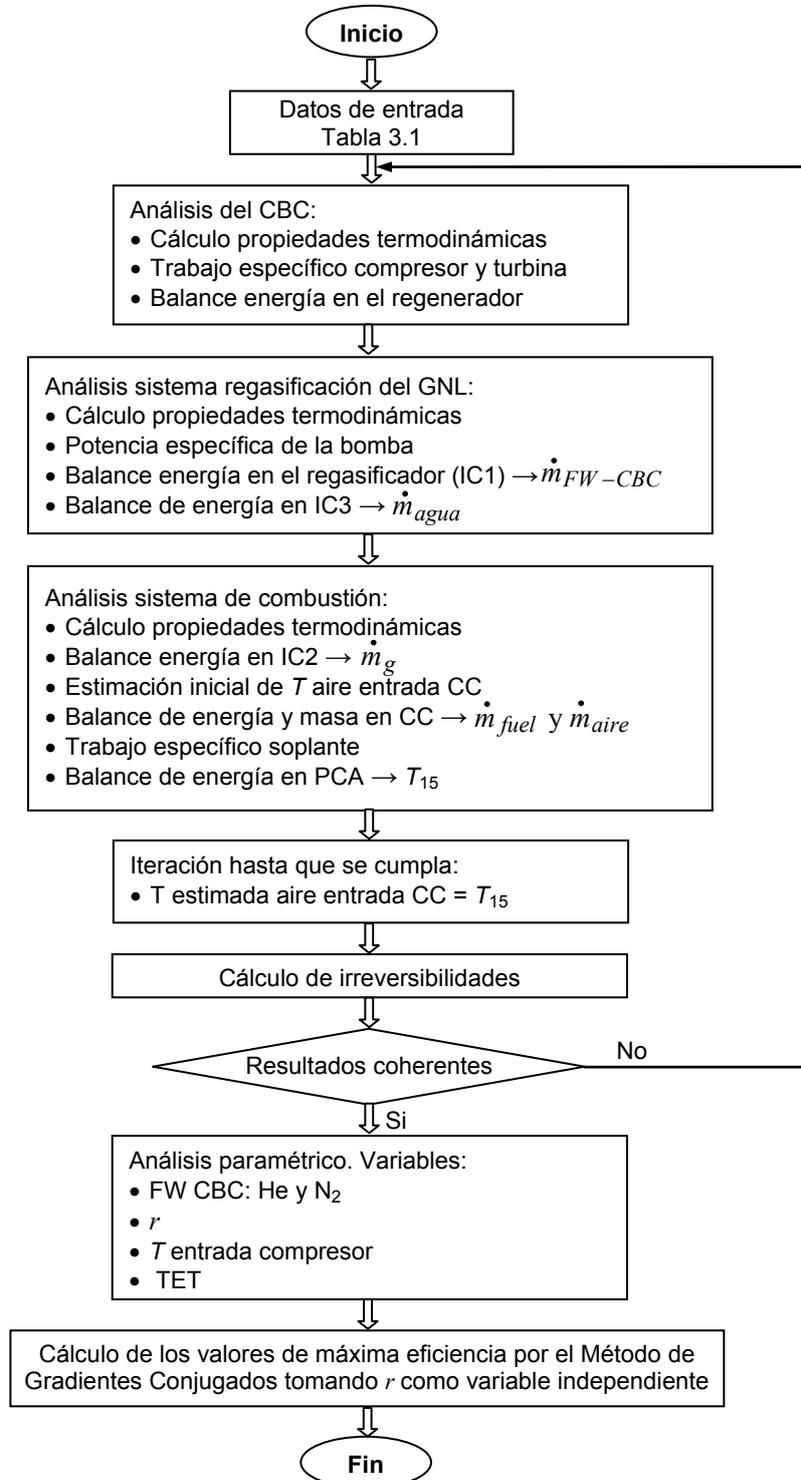


Fig. 3.7. Diagrama de flujo: procedimiento de análisis de la planta térmica CBC.

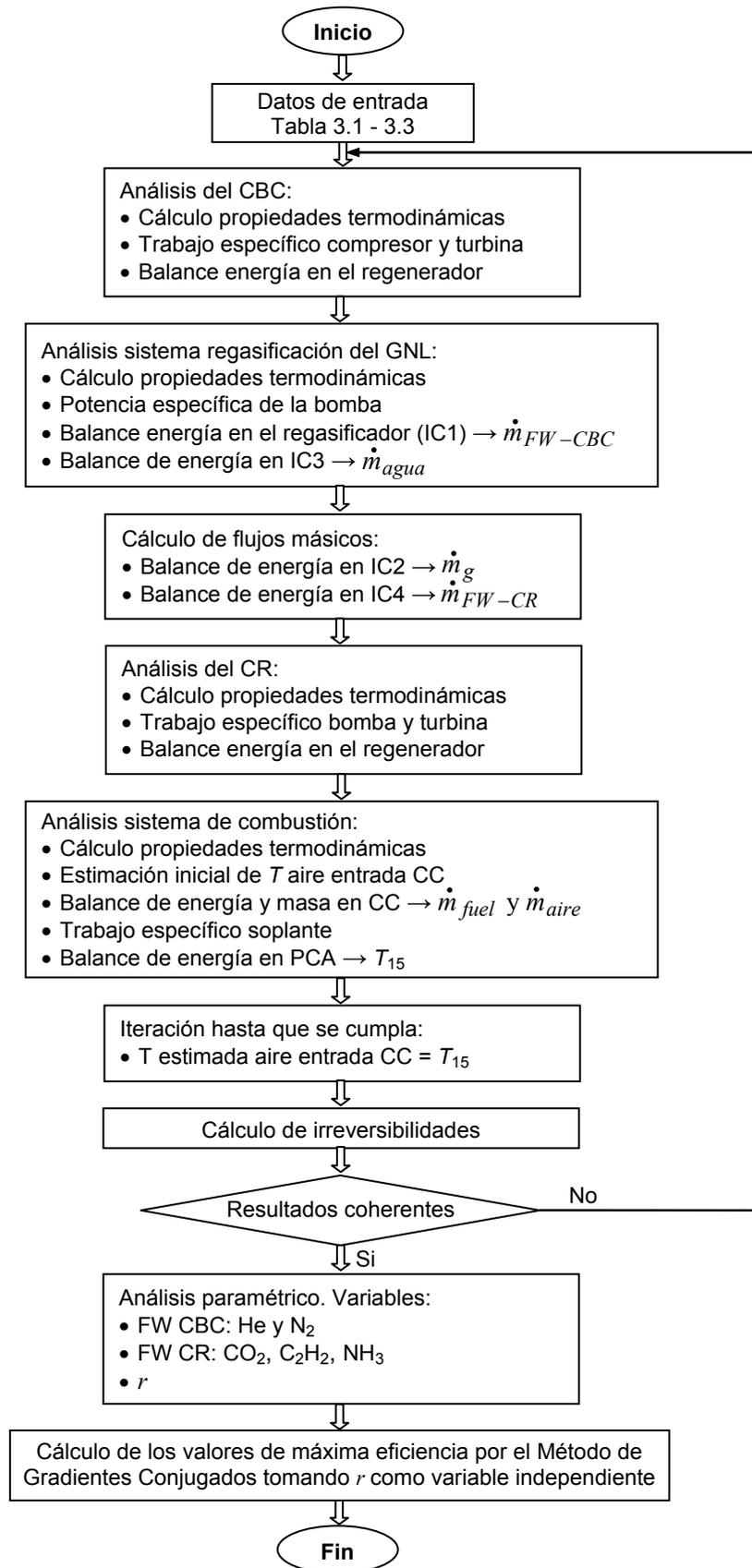


Fig. 3.8. Diagrama de flujo: procedimiento de análisis de la planta térmica CBC-CR.

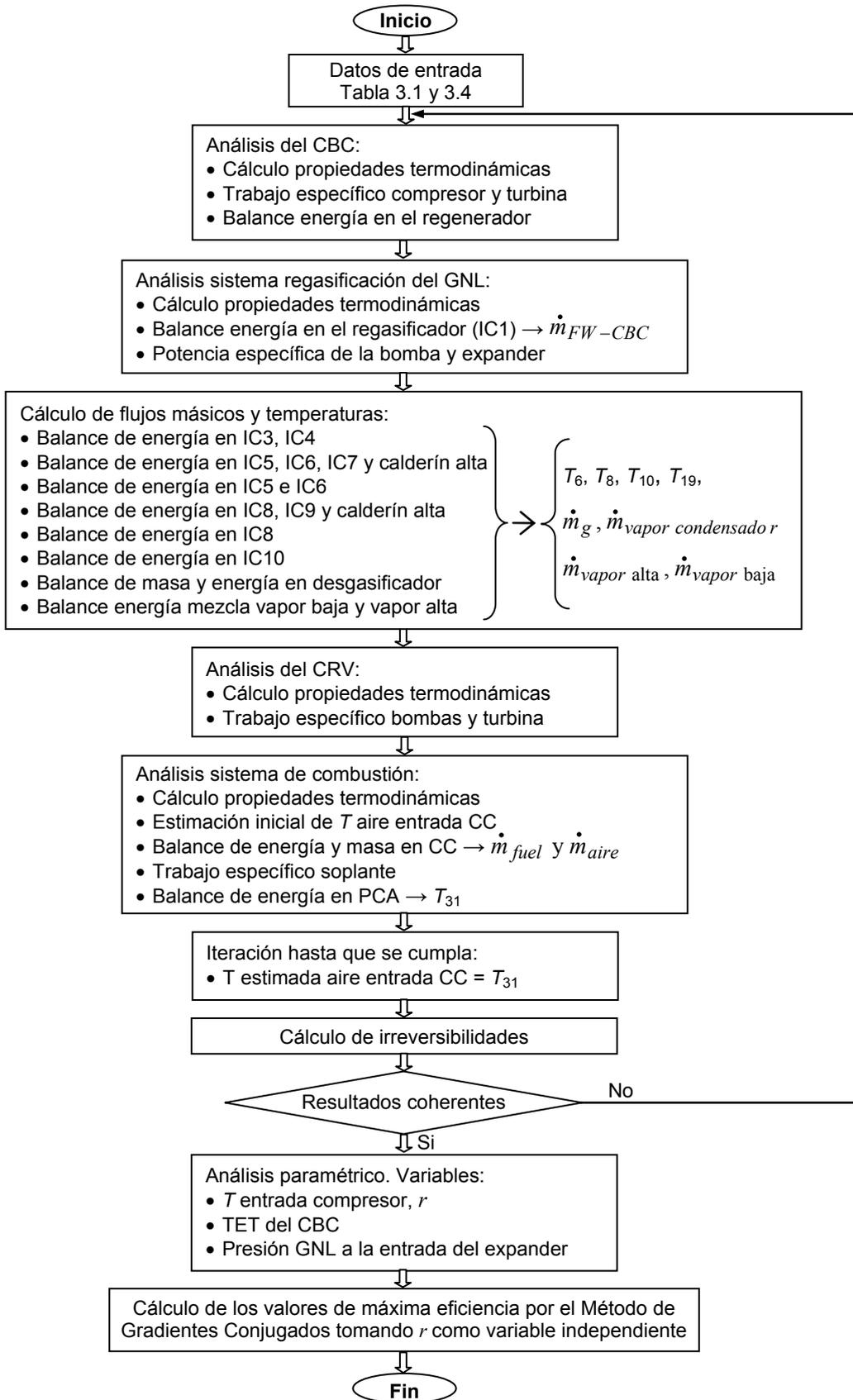


Fig. 3.9. Diagrama de flujo: procedimiento de análisis de la planta térmica CBC-CRV.

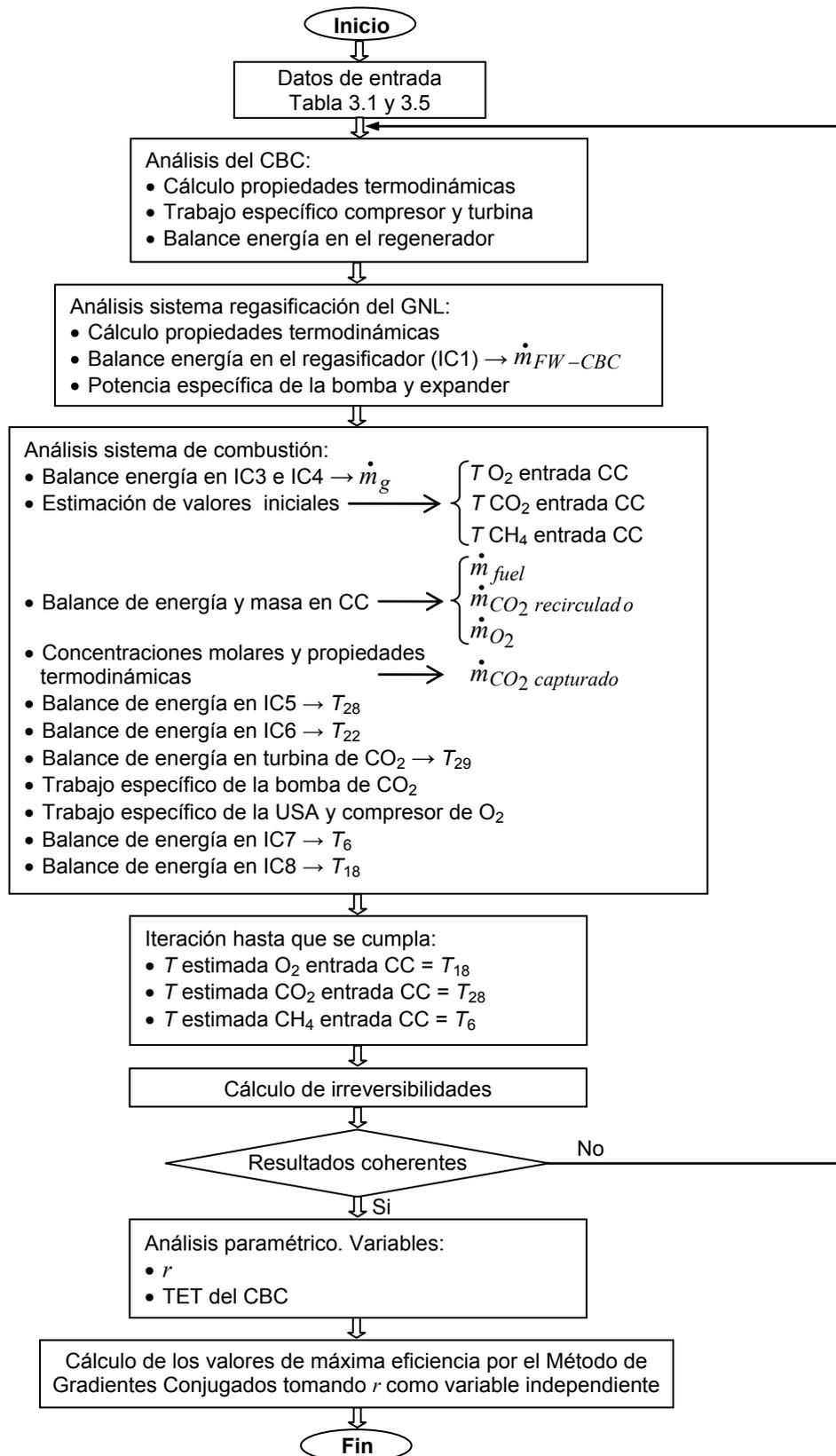


Fig. 3.10. Diagrama de flujo: procedimiento de análisis de la planta térmica con captura de CO₂.

Capítulo 4

Análisis de resultados y discusión

4.1 Caso 1: Planta térmica de un ciclo Brayton cerrado

Para evaluar el rendimiento de la planta térmica del caso 1 (Fig. 3.1) y la influencia de varios parámetros clave (r , TET, y FT) sobre la eficiencia térmica, eficiencia global, eficiencia exergética y la potencia específica por kg/s de GNL (P_{GNL}), se simula la planta usando el software EES y siguiendo el procedimiento de análisis del diagrama de flujo mostrado en la Fig. 3.7.

4.1.1 Resultados del análisis energético

La Fig. 4.1 muestra la mejora de la eficiencia térmica del CBC cuando explotamos la energía fría del GNL como sumidero del ciclo. Esto permite enfriar el FT en la aspiración del compresor hasta temperaturas criogénicas, causando una importante reducción en el trabajo específico de compresión. Esta reducción se debe a que el trabajo consumido por el compresor está relacionado con el volumen específico del fluido mediante la ecuación 4.1.

$$w_c = -\int_1^2 v dp \quad (4.1)$$

La regresión de los valores obtenidos de la eficiencia de la instalación, tal y como se refleja en la Fig. 4.1, se ha podido ajustar con un coeficiente de correlación (R) superior al 0,995.

Al pasar de una temperatura a la entrada del compresor de 20 a -144 °C, el volumen específico del He disminuye en un 55,60% y el del N₂ en un 60,15%, y por ello también el trabajo de compresión disminuye en la misma proporción para cada fluido. Esta reducción del trabajo específico de compresión implica un incremento en la potencia neta del ciclo y con ello un aumento de la eficiencia térmica. En el caso del

He, a 20 °C la eficiencia térmica óptima es de 56% y a -144 °C el 75,68% con TET 1000 °C. Para el N₂, se corresponde respectivamente con el 56,85 y 75,15%.

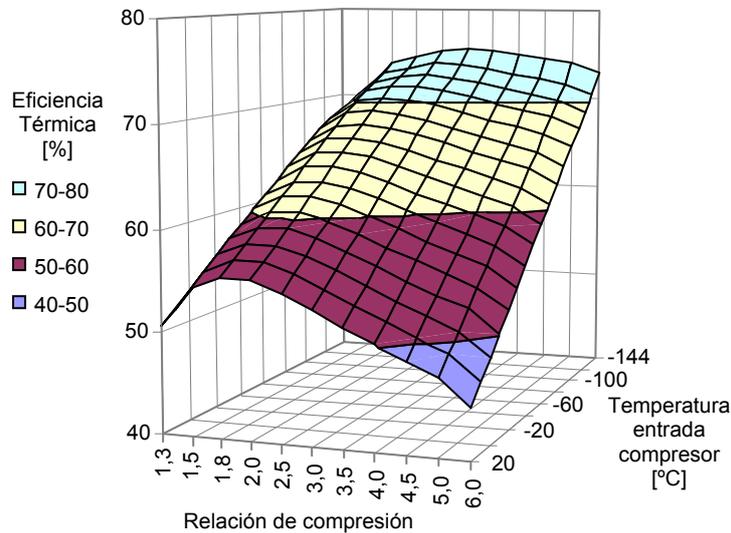


Fig. 4.1. Eficiencia térmica del CBC de acuerdo a la relación de compresión y temperatura de entrada al compresor, con He como FT y TET 1000 °C.

También hay que señalar que la eficiencia máxima se consigue con relaciones de compresión bajas. Esto es principalmente porque la regeneración es más eficaz con r más bajas. A medida que aumenta r disminuye la temperatura a la salida de la turbina, debido a que la expansión es mayor, y también aumenta la temperatura a la salida del compresor. Estos dos efectos hacen que el calor disponible en la regeneración disminuya al aumentar r , siendo de este modo mayor la energía que hay que aportar al ciclo, lo que implica una disminución de la eficiencia.

La tabla 4.1 y 4.2 presenta los resultados del análisis energético según distintos valores de r . Como era de esperar los resultados mejoran al incrementar TET, debido a que se aumenta la temperatura de recepción del ciclo y con ello el rendimiento de Carnot.

Tabla 4.1. Resultados del análisis de la planta térmica CBC para diferente r y TET 800 °C.

r	η %		η_{gb} %		Ce_{fuel} g/kWh		P_{GNL} MW/(kg/s GNL)	
	He	N ₂	He	N ₂	He	N ₂	He	N ₂
2	71,81	68,88	62,44	59,74	115,27	120,47	0,705	0,474
3	72,60	71,51	63,38	62,24	113,56	115,63	1,291	0,791
4	71,79	72,03	62,80	62,81	114,60	114,58	1,701	1,079
5	70,63	72,08	61,88	62,95	116,30	114,34	1,820	1,410
6	69,50	71,81	60,95	62,78	118,08	114,65	1,871	1,605
7	68,42	71,44	60,05	62,50	119,85	115,15	1,896	1,707
8	67,41	71,04	59,20	62,20	121,58	115,72	1,908	1,772

Tabla 4.2. Resultados del análisis de la planta térmica CBC para diferente r y TET 1000 °C.

r	η %		η_{gb} %		Ce_{fuel} g/kWh		P_{GNL} MW/(kg/s GNL)	
	He	N ₂	He	N ₂	He	N ₂	He	N ₂
2	74,65	71,66	63,83	60,86	112,76	118,25	0,864	0,577
3	75,73	74,35	65,34	63,67	110,15	113,03	1,592	0,966
4	75,23	75,00	65,20	64,52	110,38	111,54	2,109	1,322
5	74,36	75,18	64,63	64,87	111,35	110,94	2,267	1,731
6	73,48	75,05	63,99	64,89	112,47	110,91	2,342	1,975
7	72,62	74,80	63,34	64,79	113,64	111,09	2,382	2,106
8	71,81	74,52	62,69	64,63	114,80	111,36	2,406	2,190

La relación de compresión óptima de máxima eficiencia global es aquella que cumpla que la relación entre la producción de potencia eléctrica y la energía calorífica aportada por el combustible al ciclo, sea máxima. Esta relación es la representada por la ecuación (3.8) y es máxima cuando $r = 3,3$ para el He y $r = 5,4$ para el N₂ con TET 1000 °C y respectivamente los valores de eficiencia máxima global son 65,41% y 64,91%.

Como se muestra en las tablas 4.1 y 4.2, a medida que aumenta r , se consigue mayor producción de potencia eléctrica por kg/s GNL, representada por P_{GNL} y también aumenta el consumo específico de combustible Ce_{fuel} . Por esto, si $r > r$ óptima, la eficiencia global disminuye principalmente debido a que el aumento de consumo de combustible no justifica energéticamente el aumento de P_{GNL} . Por el contrario, si $r < r$

óptima, la eficiencia se reduce porque P_{GNL} disminuye en mayor medida que el consumo de combustible.

La máxima potencia específica referida por kg/s de GNL, se alcanza con r más elevadas. En el caso del He se corresponde con 2,441 MW/(kg/s GNL) y $r = 14$. Para el N_2 son 2,503 MW/(kg/s GNL) y $r = 24$.

Al comparar los dos fluidos de trabajo propuestos, se destaca que la r de máxima eficiencia es menor para el caso del He que para el N_2 debido a que el coeficiente politrópico del He es mayor que el del N_2 , el cual a 20 °C se corresponde respectivamente con 1,666 y 1,404 [92].

Además, como se muestra en la Fig. 4.2, el flujo másico de He por kg/s de GNL es menor que en el caso del N_2 , porque su calor específico es 5 veces superior al del N_2 , por lo que se consigue una mayor potencia específica. Por tanto, el uso de He como FT proporciona plantas térmicas menos voluminosas y por ello mayor relación potencia-peso. Por estos motivos se selecciona el He como el fluido que mejor se adapta al proceso de regasificación y conversión de energía térmica en eléctrica. La variación del flujo másico como se representa en la Fig. 4.2, es consecuencia de que el cambio de entalpía del GNL durante su proceso de regasificación no es lineal con la temperatura, como se muestra en la Fig. 4.3, lo que provoca que el flujo másico del FT se comporte de este modo al variar r .

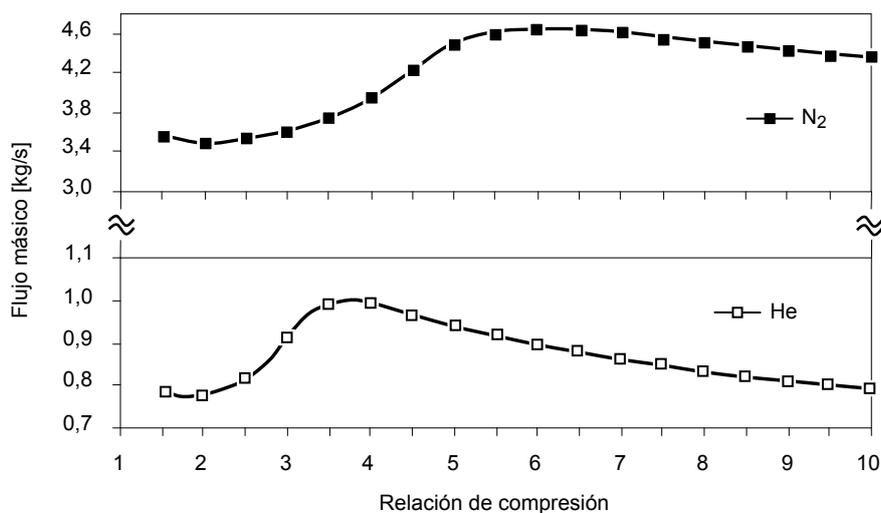


Fig. 4.2. Flujo másico de He y N_2 por kg/s de GNL en función de r .

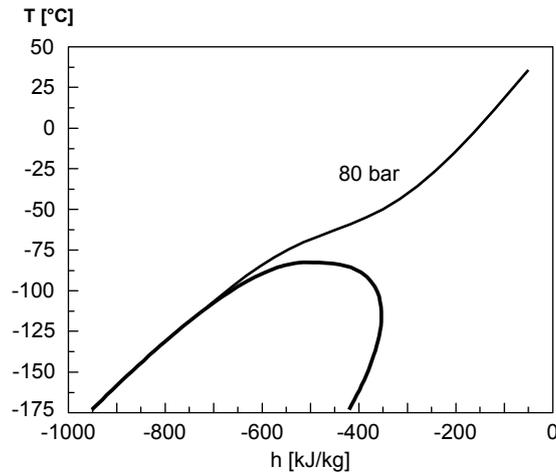


Fig. 4.3. Línea isobárica del metano a 80 bar.

La relación de compresión, además de ser un parámetro que influye sustancialmente en la eficiencia, también establece la temperatura del GN a la salida del regasificador (punto (3) Fig. 3.1), debido a que esta temperatura depende las condiciones del FT a la salida del regenerador y entrada del regasificador (punto (11) Fig. 3.1). La Fig. 4.4 muestra como varía la temperatura del GN acuerdo con r .

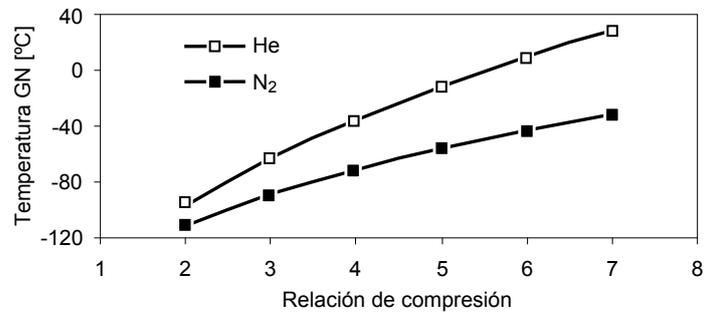


Fig. 4.4. Temperatura del GN a la salida del intercambiador de calor IC1 (punto (3), Fig. 3.1) según r y con TET 1000°C .

Al aumentar r , existe un incremento de T_6 , cuya consecuencia es un aumento de T_{11} para que exista transferencia de calor en el regenerador y esto, provoca que la temperatura del FT a la entrada del regasificador sea mayor, pudiendo de este modo alcanzar temperaturas más elevadas del GN. Dado que la eficiencia máxima se obtiene para r baja (3,3 para el He y 5,4 para el N_2), se necesita una entrada de calor adicional

para completar el calentamiento del GN hasta la temperatura de distribución de 5 °C. Este aporte de calor se realiza con agua de mar.

Otro motivo que contribuye a aumentar la eficiencia global es el aprovechamiento de los gases de combustión para calentar el aire. Los gases de combustión, después de haber cedido toda la energía posible al CBC, aún tienen una temperatura muy elevada para enviarlos directamente a la chimenea, lo que energéticamente sería desfavorable. Esta temperatura, es decir, la que se corresponde con el punto (17) de la Fig. 3.1, es muy elevada porque el FT ya es calentado en el regenerador. Con una TET de 1000 °C, trabajando con He y $r = 3,3$, $T_{17} = 792$ °C, por lo que es necesario aprovechar esta energía y para ello, se instala el precalentador de aire. La Fig. 4.5 muestra, como a medida que enfriamos los gases de combustión en el precalentador, aumenta la temperatura del aire a consecuencia de la mayor transferencia de calor por parte de los gases y esto provoca un aumento de la eficiencia. El límite del enfriamiento es establece en 60 °C, que es el punto óptimo de trabajo del CBC. Bajo estas condiciones el aire entra en la cámara de combustión a 778 °C. La mejora en la eficiencia al calentar el aire se produce porque para alcanzar la misma temperatura de combustión, es necesario introducir menos cantidad de combustible, al mismo tiempo que aumenta el exceso de aire, como se muestra en la Fig. 4.6.

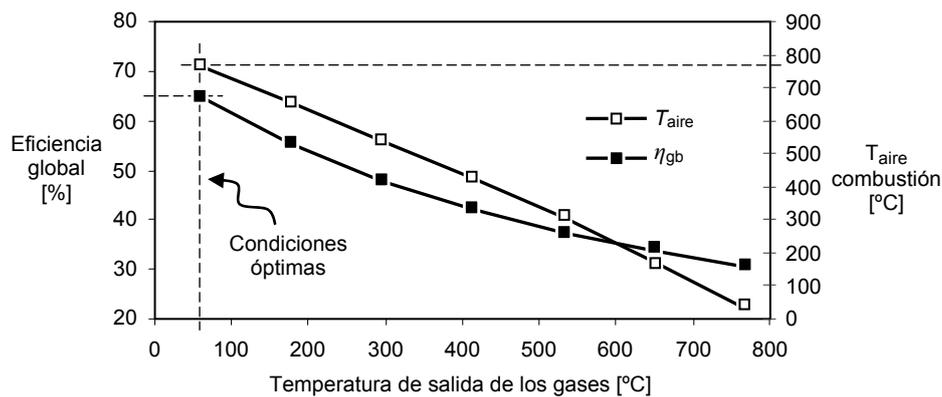


Fig. 4.5. Relación entre la temperatura de salida de los gases al ambiente, temperatura del aire de combustión y eficiencia global. FT He, $r = 3,2$ y TET 1000 °C.

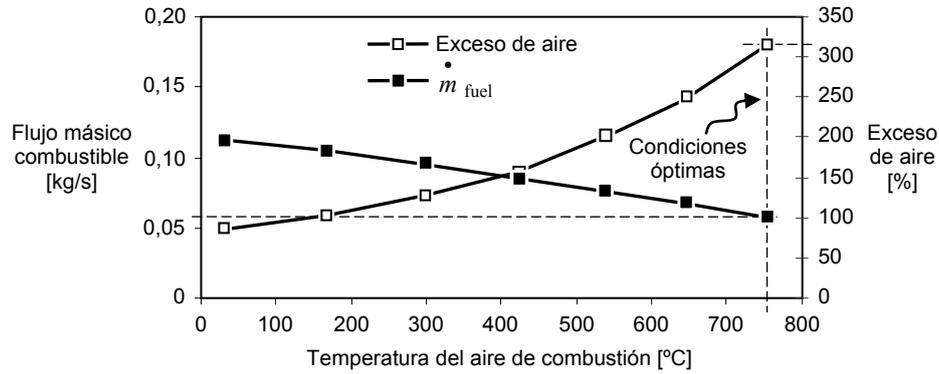


Fig. 4.6. Relación entre temperatura del aire de combustión, exceso de aire y flujo másico de combustible. FT He, $r = 3,2$ y TET 1000 °C.

De acuerdo con la discusión del análisis energético de la planta de térmica CBC, se presentan en la tabla 4.3 los resultados para la condición de máxima eficiencia energética que técnicamente es posible alcanzar, utilizando He como fluido de trabajo y TET 1000 °C. Las propiedades termodinámicas de cada punto de la planta, para que se cumplan estas condiciones, se muestran en la tabla 4.4.

Tabla 4.3. Resultados de máxima eficiencia de planta térmica CBC utilizando helio como FT y TET 1000 °C.

r	η %	η_{gb} %	$C_{e_{fuel}}$ g/kWh	P_{GNL} MW/(kg/s GNL)	Helio kg/s	Gases kg/s	Combustible g/s	β kg aire/kg fuel	Agua mar kg/s
3,3	75,67	65,41	110,04	1,830	0,972	4,089	55,90	72,12	11,75
Turbina kW		Compresor kW		Soplante kW		Bomba GNL kW		Bomba agua de mar kW	
2423,15		461,07		70,91		21,72		2,77	

Tabla 4.4. Propiedades termodinámicas de los FT de la planta térmica CBC.

Punto	Fluido	T (°C)	p (bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg·K)	v (m ³ /kg)
1	GNL	-162,00	1,30	-912,68	-6,693	0,0024
2	GNL	-159,24	84,00	-890,96	-6,673	0,0023
3	GN	-54,15	82,32	-386,66	-3,697	0,0069
4	GN	5,00	80,67	-140,20	-2,676	0,0149
5	He	-144,00	10,00	-874,54	-9,100	0,2713
6	He	-54,15	33,00	-400,29	-8,833	0,1408
7	He	1000,00	32,34	5071,75	0,346	0,8200
8	He	758,71	18,16	3815,15	0,453	1,1825
9	He	1000,00	17,98	5067,97	1,565	1,4731
10	He	762,41	10,20	3832,20	1,669	2,1113
11	He	-44,15	10,10	-355,83	-6,145	0,4739
12	He	752,66	32,67	3787,73	-0,797	0,6546
13	Aire	15,00	1,00	288,53	5,665	0,8271
14	Aire	32,50	1,20	306,11	5,672	0,7311
15	Aire	778,13	1,18	1105,06	6,982	2,5659
16	Gases	1300,00	1,15	1724,94	7,465	3,9180
17	Gases	792,66	1,13	1121,79	7,009	2,7086
18	Gases	60,00	1,11	333,77	5,782	0,8639
19	Agua	15,00	1,00	63,01	0,224	0,0010
20	Agua	15,01	3,00	63,25	0,225	0,0010
21	Agua	10,00	2,94	42,28	0,151	0,0010

4.1.2 Resultados del análisis exegético

Las Fig. 4.7 y 4.8 (ambas con un coeficiente de correlación (R) superior al 0,995) representan la variación de la eficiencia exergética respecto a r y la temperatura del FT en la aspiración del compresor. La eficiencia exergética aumenta con la disminución de la temperatura a la entrada del compresor, porque a bajas temperatura de operación la generación de entropía es menor. Al pasar de 20 a -144 °C la irreversibilidad en el compresor se reduce en un 20,22% y la suma de todas irreversibilidades del ciclo en un 42,37%. Valores a referidos al He con $r = 3,3$ y TET 1000 °C.

Como se puede observar en las Fig. (4.7 y 4.8) la máxima eficiencia exergética es casi igual cuando se emplea He o N₂ como FT, excepto por la diferencia de que con el He

se logra con una r menor. Respectivamente, sus valores son del 63,53% con $r = 3,3$ y del 63,04% con $r = 5,4$. En ambos casos TET 1000 °C.

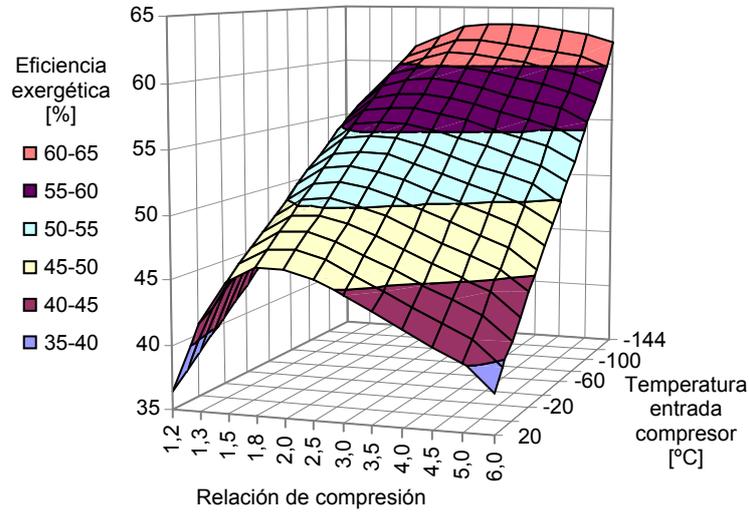


Fig. 4.7. Eficiencia exergética del CBC de acuerdo a r y temperatura de entrada al compresor, con He como FT y TET 1000 °C.

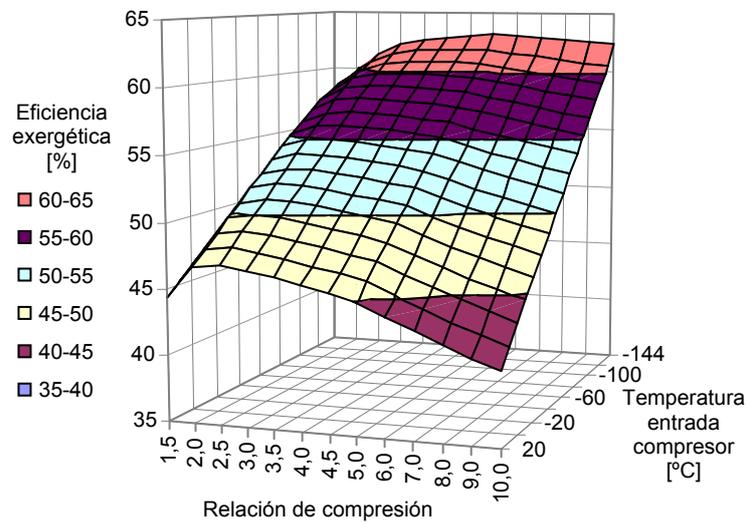


Fig. 4.8. Eficiencia exergética del CBC de acuerdo a r y temperatura de entrada al compresor, con N₂ como FT y TET 1000 °C.

La Fig. 4.9 muestra el diagrama exergía-entropía del CBC de He, en condiciones de máxima eficiencia exergética. La entrada de exergía al ciclo se realiza de dos fuentes diferentes: una el combustible y la otra el GNL durante su proceso de regasificación. El

aporte de la exergía del combustible se realiza en las etapas (12)-(7) y (8)-(9) (recalentamiento), respectivamente representan el 50,60 y 49,40%. La otra fuente de exergía es el GNL al tener una temperatura inferior a la del estado de referencia. El aumento de exergía desde el punto (11) al (5) se debe a la contribución exergética del GNL al CBC, lo que representa el 12,21% de la exergía del combustible.

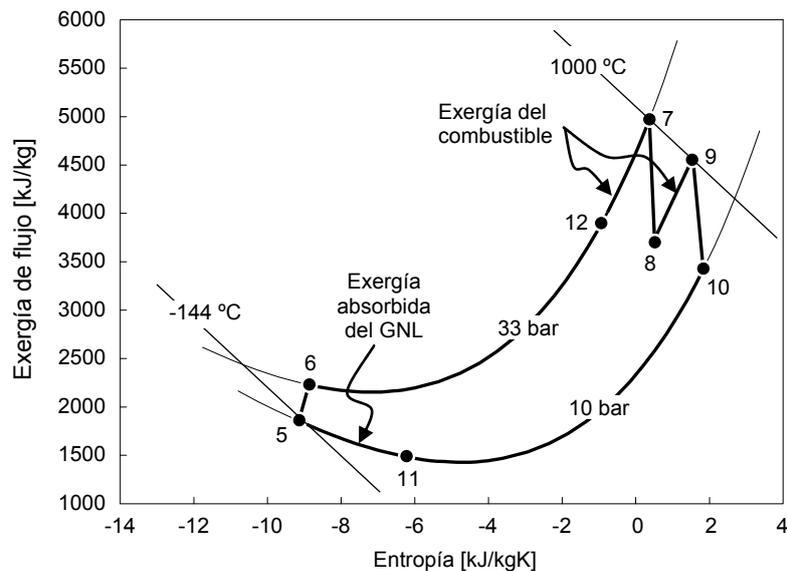


Fig. 4.9. Diagrama exergía-entropía del CBC de He.

En los CBC que usan como sumidero de calor el medio ambiente, bien agua o aire con temperatura superior a la de referencia, el FT cede su exergía al foco frío. Pero cuando la exergía fría del GNL se usa como disipador de calor del CBC, el sentido del flujo de la exergía es el contrario, es decir, el FT absorbe parte de la exergía del GNL. Por ello, en este tipo de plantas térmicas no se cede exergía al foco frío y toda la exergía que entra el ciclo se transforma en trabajo y en pérdidas por las irreversibilidades de los equipos, que para el caso estudio de esta sección se presentan en la tabla 4.5.

La evolución exegética del GNL durante la regasificación se representa en la Fig. 4.10. Se observa que la mayor variación de exergía se produce entre los puntos (2) y (3), que se corresponde con la transferencia de exergía al CBC, así como las pérdidas debido a las irreversibilidades internas, que están presentes en el intercambio de calor entre el GNL y el FT. También es importante hacer hincapié en que el GN, después de pasar

por el intercambiador de calor de agua de mar, aún tiene un alto poder exergético por su elevada presión necesaria para su proceso de distribución hacia los consumidores finales del gas. De este modo la planta térmica CBC aprovecha un 32,43% de la exergía disponible en el GNL.

Tabla 4.5. Irreversibilidades e irreversibilidades relativas a la planta térmica CBC de He con TET 1000 °C.

Equipo	\dot{i} (kW)	$\dot{i}/\sum \dot{i}$ (%)	$\dot{i}/\dot{E}_{\text{fuel}}$ (%)
Compresor	77,24	5,59	2,68
Turbina	60,66	4,39	2,11
Regenerador	63,35	4,59	2,20
Soplante	8,34	0,60	0,29
Precalentador	78,76	5,70	2,73
Combustión	911,54	65,97	31,65
IC2	97,64	7,07	3,39
Bomba GNL	5,97	0,43	0,21
IC1	30,80	2,23	1,07
IC3	46,94	3,40	1,63
Bomba agua mar	0,43	0,03	0,01
Total	1381,67	100,00	47,98

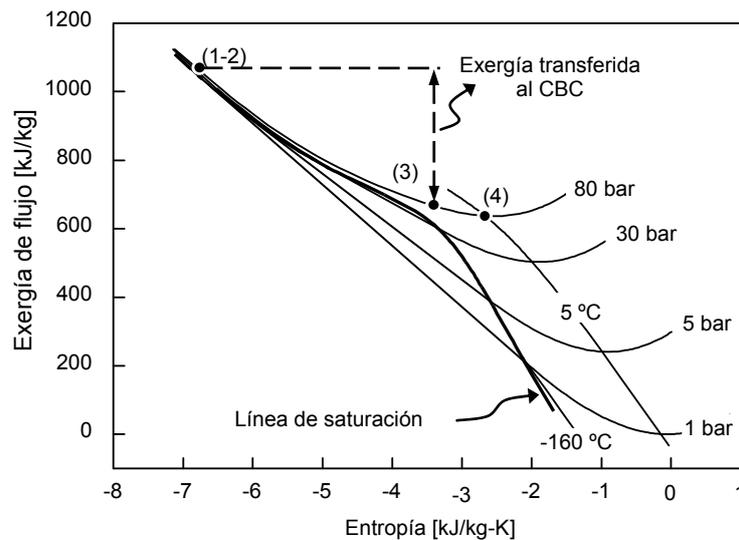


Fig. 4.10. Evolución del GNL en el diagrama exergía-entropía.

Capítulo 4: Análisis de resultados y discusión

La Fig. 4.11 y la tabla 4.6 presentan los resultados del análisis exergético. Los flujos en (%) se calculan dividiendo la exergía en cada punto por la exergía del combustible. Cada flujo representa la variación de exergía provocada por la transferencia de calor, desarrollo de trabajo y la destrucción de exergía por irreversibilidades. La Fig. 4.11 muestra que la exergía disponible representa el 37,65% de la exergía del combustible, pero solo el 12,21% se transfiere al CBC para generar energía eléctrica. La restante representa la exergía del GN después del proceso de regasificación y la exergía destruida debido a las irreversibilidades en los intercambiadores de calor IC1 e IC3.

También es importante tener en cuenta que la pérdida de exergía por los gases de exhaustación es casi nula, solo un 1,50%, porque se reduce al máximo su temperatura en el precalentador de aire. La instalación del precalentador permite recuperar un 59,41% de la exergía. Por otro lado, la mayor destrucción de exergía tiene lugar en la combustión del GN, en donde se pierde un 31,65% de la exergía del combustible suministrado.

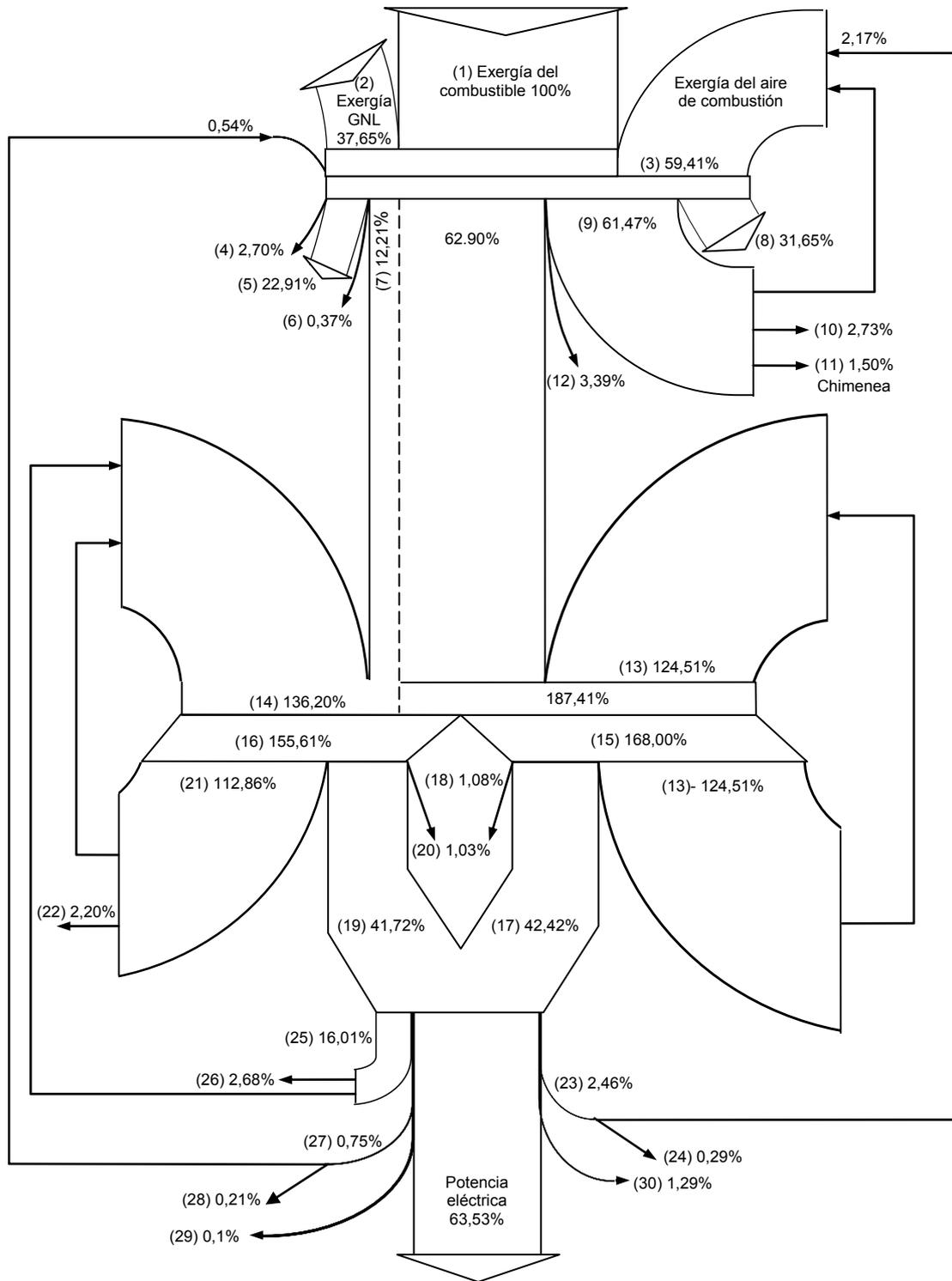


Fig. 4.11. Diagrama de flujo exergético de la planta CBC con He como FT.

Capítulo 4: Análisis de resultados y discusión

Tabla 4.6. Resultados del diagrama de flujo exergético de la Fig. 4.11.

Número	Ecuación	Valor (kW)	Valor / \dot{E}_{fuel} (%)
1: Exergía del combustible	$\phi \eta_{comb} \dot{m}_{fuel} PCI$	2879,92	100,00
2: Exergía disponible del GNL	$\dot{m}_{GNL} e_1$	1084,16	37,65
3: Exergía del aire de combustión	$\dot{m}_{aire} e_{15}$	1710,98	59,41
4: Irreversibilidades en IC1 + IC3	$\dot{I}_{IC1} + \dot{I}_{IC3}$	77,90	2,70
5: Exergía del GN	$\dot{m}_{GNL} e_4$	663,91	22,91
6: Exergía transferida al agua por el GN	$\dot{m}_{agua} (e_{21} - e_{20})$	10,66	0,37
7: Exergía transferida al CBC por el GNL	$\dot{m}_{FT} (e_{11} - e_5)$	351,74	12,21
8: Irreversibilidades en la combustión	$\dot{I}_{combustion}$	911,54	31,65
9: Exergía de los gases a la entrada PCA	$\dot{m}_g e_{17}$	1770,28	61,47
10: Irreversibilidades en PCA	\dot{I}_{PCA}	78,76	2,73
11: Exergía de los gases exhaustación	$\dot{m}_g e_{18}$	43,26	1,50
12: Irreversibilidades en IC2	\dot{I}_{IC2}	97,64	3,39
13: Exergía del FT a la salida turbina alta	$\dot{m}_{FT} e_8$	3585,67	124,51
14: Exergía del FT a la salida regenerador	$\dot{m}_{FT} e_{12}$	3922,45	136,20
15: Exergía FT a la entrada turbina alta	$\dot{m}_{FT} e_7$	4838,36	168,00
16: Exergía FT a la entrada turbina baja	$\dot{m}_{FT} e_9$	4481,53	155,61
17: Potencia turbina de alta	$\dot{m}_{FT} (h_7 - h_8)$	1221,70	42,42
18: Irreversibilidades en turbina de alta	$\dot{m}_{FT} (e_7 - e_8 - w_{tb-alta})$	31,00	1,08
19: Potencia turbina de baja	$\dot{m}_{FT} (h_9 - h_{10})$	1201,45	41,72
20: Irreversibilidades en turbina de baja	$\dot{m}_{FT} (e_9 - e_{10} - w_{tb-baja})$	29,66	1,03
21: Exergía del FT a la salida turbina baja	$\dot{m}_{FT} e_{10}$	3250,27	112,86
22: Irreversibilidades en el regenerador	$\dot{I}_{regenerador}$	63,35	2,20
23: Exergía del aire a la salida soplante	$\dot{m}_{aire} w_{soplante}$	70,91	2,46
24: Irreversibilidades en la soplante	$\dot{I}_{soplante}$	8,34	0,29
25: Potencia del compresor	$\dot{m}_{WF} w_c$	461,07	16,01
26: Irreversibilidades en el compresor	\dot{I}_c	77,24	2,68
27: Potencia de la bomba de GNL	$\dot{m}_{GNL} w_{Bomba\ GNL}$	21,72	0,75
28: Irreversibilidades en bomba GNL	$\dot{I}_{Bomba\ GNL}$	5,97	0,21
29: Potencia de la bomba de agua de mar	$\dot{m}_{agua} w_{Bomba\ agua}$	2,77	0,10
30: Pérdidas mecánicas y eléctricas	$Potenci\ neta (1 - \eta_{mec} \eta_{alt})$	37,15	1,29

4.1.3 Conclusiones

De los resultados obtenidos en el análisis energético y exergético se concluye que la combinación del CBC y el proceso de regasificación del GNL da lugar a una planta de elevada eficiencia.

La energía fría generada durante el proceso de regasificación se utiliza para enfriar el FT del CBC a la entrada del compresor, provocando una fuerte reducción del trabajo específico de compresión. Esta disminución del trabajo se debe a la reducción del volumen específico con la temperatura. La exergía disponible en el GNL representa el 37,65% de la exergía del combustible, de la cual el 12,21% se transfiere al CBC para generar potencia. De este modo la planta térmica aprovecha el 32,43% de la exergía disponible en el GNL.

Otro factor determinante en la eficiencia es la recuperación de la energía de los gases de combustión, después de haber cedido todo el calor posible al ciclo Brayton, para precalentar el aire de combustión.

Esta estrategia permite reducir la exergía destruida de los gases liberados en la chimenea a tan solo el 1,50%.

Como fluido de trabajo del CBC se propone el Helio por su elevado calor específico, que proporciona plantas menos voluminosas y con mayor relación potencia-peso respecto al empleo del nitrógeno. En este caso la eficiencia obtenida es el 65,41% con una potencia de 1,830 MW/(kg/s GNL).

Los resultados obtenidos del estudio demuestran una alta eficiencia de la planta de potencia, ya que se recupera la exergía fría del GNL y se reduce la destrucción de exergía en los gases de la chimenea. A todo lo anterior se suma su estructura simple, lo que facilita su implantación.

4.2 Caso 2: Planta térmica de un ciclo Brayton cerrado y un ciclo Rankine en serie

El caso estudio de esta sección se corresponde con la planta térmica CBC-CR representada en la Fig. 3.2. Los FT considerados para el análisis son el He y el N₂ para el CBC y el dióxido de carbono (CO₂), etano (C₂H₆) y amoníaco (NH₃), cuyas características se muestran en la tabla 3.3, para el CR.

Para el análisis se sigue el procedimiento del diagrama de flujo mostrado en la Fig. 3.8.

4.2.1 Resultados del análisis energético

Las curvas representadas en la Fig. 4.12, muestra la variación de la eficiencia global de la planta CBC-CR, para los fluidos analizados en función de la r del CBC. Para el análisis se consideró una TET de 1000 °C para el CBC.

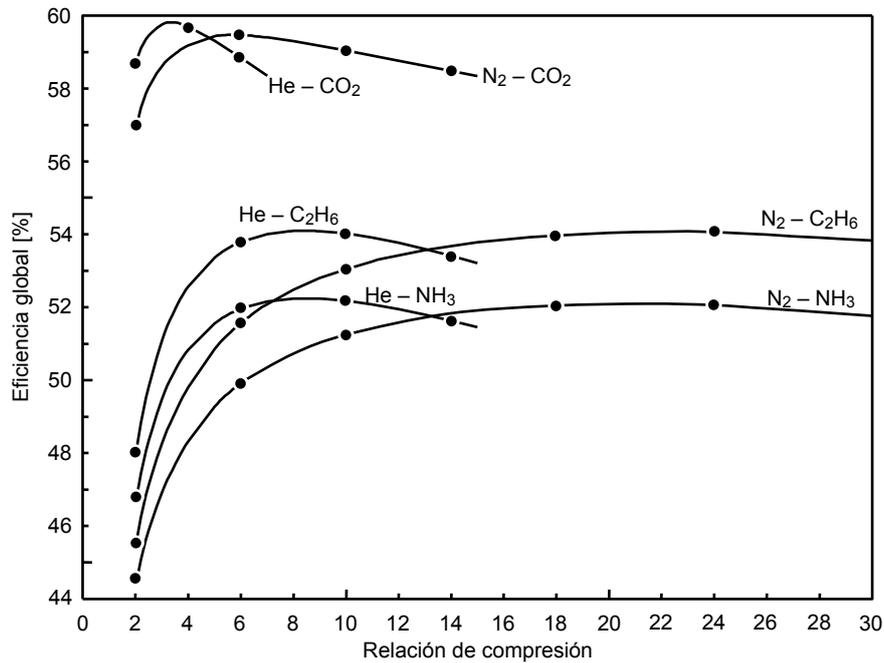


Fig. 4.12. Eficiencia global de la planta CBC-CR en función de r y de los FT, con una TET de 1000 °C para el CBC.

Los resultados en términos de eficiencia son muy similares cuando empleamos He o N₂ como FT. Pero la diferencia está en la r de máxima eficiencia y en el FT del CR. La r

de máxima eficiencia es menor en todos los casos para el He que para el N₂, por los motivos explicados en el análisis de la planta CBC en la sección 4.1.1.

En cuanto al FT del CR, el CO₂ es el más adecuado por su elevada eficiencia respecto a los demás fluidos analizados, siendo la combinación de He-CO₂ el par más adecuado para lograr una mayor eficiencia. Esto se debe a que la temperatura máxima de aplicación del etano y del amoníaco está limitada a 400 y 425 °C respectivamente. La restricción de la temperatura de estos fluidos representa una limitación en el aprovechamiento del calor de los gases de combustión por parte del CR, al mismo tiempo que se reduce su rendimiento de Carnot. En la Fig. 4.13 se representa la temperatura de los gases y de los tres FT a la entrada de la turbina del CR. Para este caso se considera un CBC de He y una TET de 1000 °C.

Como se observa en la Fig. 4.13, a bajas r la diferencia de temperaturas entre los gases y los fluidos de trabajo (C₂H₆ y el NH₃) es bastante elevada. Esto provoca un aumento de las irreversibilidades en el proceso de transferencia de calor respecto a cuando se opera con CO₂ y por ello, una disminución de la eficiencia.

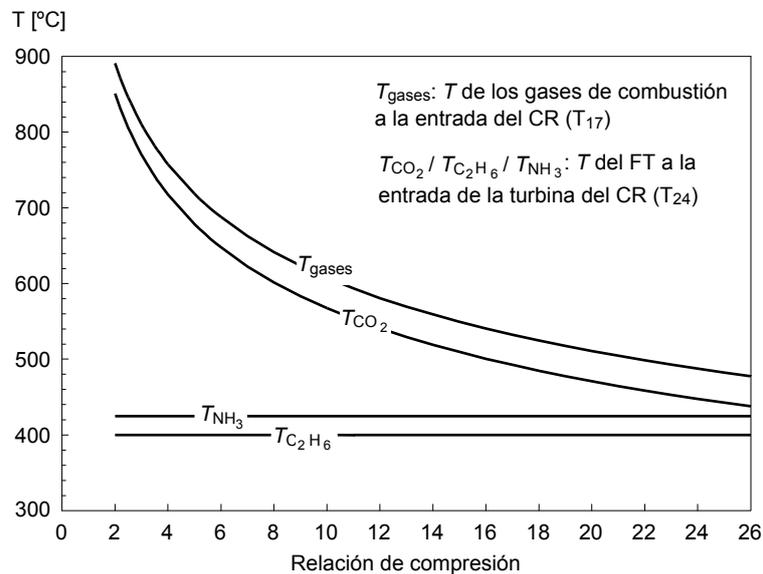


Fig. 4.13. Temperaturas de los gases de combustión y del FT a la entrada de la turbina del CR respecto a r considerando una TET de 1000 °C para el CBC y He como FT.

Capítulo 4: Análisis de resultados y discusión

A pesar de que el etano tiene una temperatura máxima de operación inferior que el amoníaco, tiene una mayor eficiencia global, aunque el rendimiento de Carnot del CR sea menor. Esto se debe a que al trabajar con etano se reduce el calor cedido al condensador con respecto al amoníaco, debido al efecto de la condensación cuasi-crítica. Para una temperatura de condensación de 25 °C el etano cede al foco frío alrededor de los 700 kW mientras, que el amoníaco transfiere 940 kW. Esto se traduce en una mayor pérdida de eficiencia en el caso de emplear amoníaco como FT.

De acuerdo con la discusión del análisis energético llevado a cabo en esta sección, se presenta en la tabla 4.7 los resultados para la condición de máxima eficiencia energética de la planta CBC-CR, utilizando He-CO₂ como fluidos de trabajo. Las propiedades termodinámicas de cada punto de la planta, para que se cumplan estas condiciones, se muestran en la tabla 4.8.

Para determinar la eficiencia máxima en función de r se empleó el Método de Gradientes Conjugados disponible en el EES y se tomó como límites del rango de r 1-8.

Tabla 4.7. Resultados de máxima eficiencia energética de la planta térmica CBC-CR.

r	η %	η_{gb} %	Ce_{fuel} g/kWh	P_{GNL} MW/(kg/s GNL)	He kg/s	CO ₂ kg/s	Gases kg/s	Combustible g/s	β kg aire/kg fuel	Agua mar kg/s
3,3	69,10	59,82	117,92	2,403	0,972	2,443	4,089	80,30	49,91	11,75

En la Fig. 4.14 se representa la distribución del calor de los gases de combustión en el CBC, CR y el precalentador de aire. Estos resultados son obtenidos operando en la condición de máxima eficiencia. Como se observa, solo el 34,97% de la energía de los gases se aprovecha en el CBC. Al añadir el CR y el precalentador de aire en serie al CBC, se consigue recuperar respectivamente en cada uno de ellos, el 16,16 y el 29,52% de la energía. El resto se pierde en los gases evacuados por la chimenea.

Para determinar la eficiencia que aportan el CBC por un lado y el CR por otro, a la eficiencia global de la planta, se aplican las ecuaciones (4.1) y (4.2). De este modo, el CBC aporta un 45,55% a la eficiencia global y el CR un 14,27%, alcanzando entre los dos un 59,82%.

$$\eta_{gb-CBC} = \frac{\dot{m}_{FT} W_{neto-CBC} - \dot{m}_{GNL} W_{GNL-bb} - \dot{m}_{aire} W_{soplante}}{\dot{m}_f PCI} \eta_{mec} \eta_{elec} \quad (4.1)$$

$$\eta_{gb-CR} = \frac{\dot{m}_{FT} W_{neto-CR}}{\dot{m}_f PCI} \eta_{mec} \eta_{elec} \quad (4.2)$$

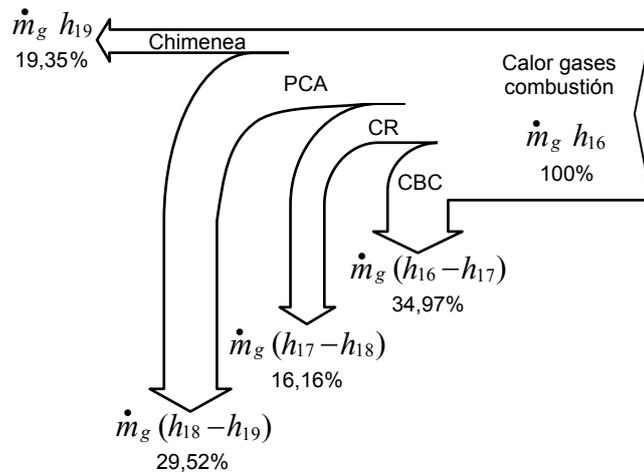


Fig. 4.14. Diagrama de flujo del calor de los gases de combustión de la planta térmica CBC-CR, operando con He-CO₂ en las condiciones de máxima eficiencia.

En cuanto a la potencia por kg/s de GNL de esta planta térmica comparada con la que opera solo con el CBC, se destaca que ha aumentado en 0,573 MW lo que supone un 31,31% más. Este aumento se consigue mediante la asociación en serie del CR. Pero ello, tiene como desventaja que se reduce la eficiencia de la planta debido a que el aire, a la entrada de la cámara de combustión, tiene una menor temperatura lo que hace aumentar el flujo másico de combustible.

Tabla 4.8. Propiedades termodinámicas de los FT de la planta térmica CBC-CR.

Punto	Fluido	T (°C)	p (bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg·K)	v (m ³ /kg)
1	GNL	-162,00	1,30	-912,68	-6,693	0,0024
2	GNL	-159,24	84,00	-890,96	-6,673	0,0023
3	GN	-54,15	82,32	-386,66	-3,697	0,0069
4	GN	5,00	80,67	-140,20	-2,676	0,0149
5	He	-144,00	10,00	-874,54	-9,100	0,2713
6	He	-54,15	33,00	-400,29	-8,833	0,1408
7	He	1000,00	32,34	5071,75	0,346	0,8200
8	He	758,71	18,16	3815,15	0,453	1,1825
9	He	1000,00	17,98	5067,97	1,565	1,4731
10	He	762,41	10,20	3832,20	1,669	2,1113
11	He	-44,15	10,10	-355,83	-6,145	0,4739
12	He	752,66	32,67	3787,73	-0,797	0,6546
13	Aire	15,00	1,00	288,53	5,665	0,8271
14	Aire	32,50	1,20	306,11	5,672	0,7311
15	Aire	529,82	1,18	825,50	6,679	1,9598
16	Gases	1300,00	1,15	1724,94	7,465	3,9164
17	Gases	792,66	1,13	1121,79	7,009	2,7075
18	Gases	545,67	1,11	842,96	6,717	2,1225
19	Gases	60,00	1,09	333,77	5,787	0,8812
20	Agua	15,00	1,00	63,01	0,224	0,0010
21	Agua	15,01	3,00	63,25	0,224	0,0010
22	Agua	10,00	2,94	42,28	0,151	0,0010
23	CO ₂	752,66	345,74	780,47	0,166	0,0061
24	CO ₂	634,33	152,20	636,12	0,180	0,0116
25	CO ₂	752,66	149,15	785,01	0,338	0,0134
26	CO ₂	639,79	66,94	648,01	0,351	0,0261
27	CO ₂	69,90	65,63	-15,39	-0,784	0,0076
28	CO ₂	23,00	64,34	-242,68	-1,526	0,0013
29	CO ₂	59,90	360,00	-200,68	-1,507	0,0012
30	CO ₂	505,67	352,80	462,72	-0,192	0,0045

4.2.2 Resultados del análisis exergético

En la Fig. 4.15 se representa la eficiencia exergética respecto a r . Como en el caso de la eficiencia global, la planta CBC-CR con mejor rendimiento exergético es la que opera con He-CO₂ y la condición óptima se obtiene con $r = 3,3$.

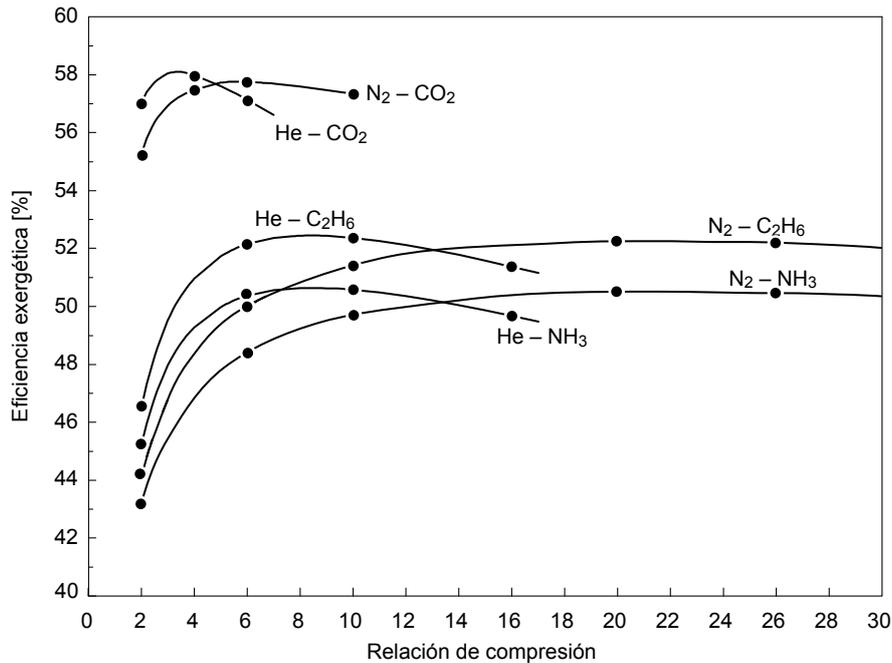


Fig. 4.15. Eficiencia exergética de la planta CBC-CR en función de r y de los FT, con una TET de 1000 °C.

Cuando se opera con C₂H₆ y NH₃, las irreversibilidades más importantes en el CR tienen lugar en el intercambiador de calor entre los gases y el FT (IC4). Al comparar las irreversibilidades en IC4 entre los fluidos CO₂, C₂H₆ y NH₃, se observa una gran diferencia entre el CO₂ y los otros dos fluidos analizados. Sus valores son respectivamente 20,93 kW, 373,82 kW y 578,51 kW. Esto es debido a la diferencia de temperaturas entre los gases y el FT como se representa en la Fig. 4.13. Por ello, el CO₂ es el fluido que mejor se adapta al CR.

Los resultados de la planta térmica CBC-CR más eficiente exergéticamente y en condiciones óptimas, que es la de He-CO₂ con $r = 3,3$, se muestran en la tabla 4.9 y en la Fig. 4.16.

Tabla 4.9. Irreversibilidades e irreversibilidades relativas de la planta CBC-CR con He - CO₂.

Equipo	\dot{i} (kW)	$\dot{i}/\sum\dot{i}$ (%)	$\dot{i}/\dot{E}_{\text{fuel}}$ (%)
Compresor	77,24	3,72	1,87
Turbina del CBC	60,66	2,92	1,47
Regenerador del CBC	63,35	3,05	1,53
Soplante	8,29	0,40	0,20
Precalentador	69,50	3,35	1,68
Combustión	1396,66	67,25	33,77
IC2	97,64	4,70	2,36
Bomba GNL	5,97	0,29	0,14
Regasificador - IC1	30,80	1,48	0,74
IC3	46,94	2,26	1,13
Bomba agua mar	0,43	0,02	0,01
IC4	20,93	1,01	0,51
Turbina del CR	19,68	0,95	0,48
Regenerador del CR	131,04	6,31	3,17
Condensador	34,00	1,64	0,82
Bomba de CR	13,84	0,67	0,33
Total	2076,97	100,00	50,21

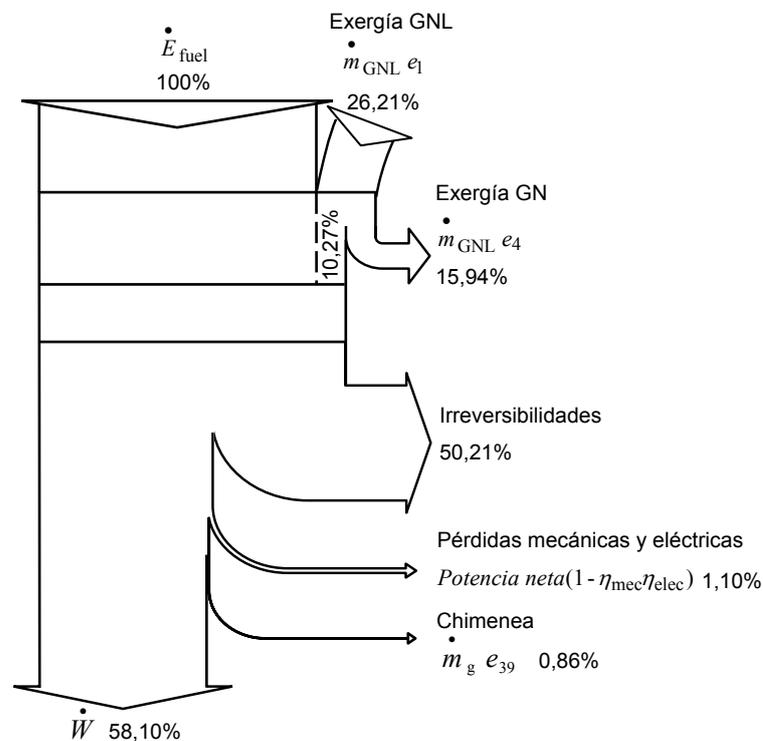


Fig. 4.16. Diagrama de flujo exergético de la planta CBC-CR con He - CO₂.

Como las condiciones del CBC no varía respecto a la planta térmica CBC analizada en el la sección 4.1, la exergía aprovechada del GNL sigue siendo un 32,43% de su exergía disponible. Pero lo que si cambia, es la contribución exergética del GNL a la planta CBC-CR respecto a la exergía del combustible, y es un 8,40%. Este valor se corresponde con la variación de exergía entre el GNL y el GN menos las irreversibilidades generadas en el regasificador (IC1) y en el intercambiador de agua de mar (IC3).

4.2.3 Conclusiones

La asociación en serie del CBC y del CR, permite aumentar la potencia específica por kg/s de GNL respecto a la planta térmica que opera solo con el CBC. El aumento de potencia se consigue mediante el CR que recupera el calor de los gases de combustión, después de haber cedido toda la energía posible al CBC. Pero tiene como desventaja que se reduce su rendimiento.

El FT más adecuado para el CR es el CO₂ por su elevada eficiencia respecto a los demás fluidos analizados (amoniaco y etano), siendo la combinación de He - CO₂ el par más conveniente para lograr una mayor eficiencia. Esto se debe a que la temperatura máxima de trabajo del etano y del amoniaco está limitada a 400 y 425 °C respectivamente. La restricción de la temperatura de estos fluidos representa una limitación en el aprovechamiento del calor de los gases de combustión por parte del CR y un aumento, en las irreversibilidades generadas en la transferencia de calor entre dichos fluidos y los gases.

El CO₂ también cuenta con la ventaja de realizar la condensación en condiciones cuasi-críticas. Esto permite reducir el calor evacuado en el condensador y el empleo de turbinas de contrapresión, fomentando de este modo el diseño de una planta compacta.

El aprovechamiento exergético del GNL es el mismo que el caso de la planta CBC, ya que las condiciones del CB no varían, lo que se corresponde con un 32,40% de la exergía disponible en el GNL. Los resultados obtenidos en cuanto a eficiencia y potencia son respectivamente el 59,82% y 2,403 MW/(kg/s de GNL).

4.3 Caso 3: Planta térmica de un ciclo Brayton cerrado y un ciclo Rankine de vapor

Se estudia la planta térmica compuesta por el CBC de He y un CRV con la configuración mostrada en la Fig. 3.5 y descrita en la sección 3.2.3.

Con el fin de analizar el rendimiento de dicha planta, se evalúa la influencia de varios parámetros clave (temperatura de aspiración del compresor, r , TET del CBC y presión del GNL) en la eficiencia y en la potencia específica por kg/s de GNL. Para ello se sigue el procedimiento del diagrama de flujo de la Fig. 3.9.

4.3.1 Resultados del análisis energético y exergético

A continuación se estudia el efecto de cada parámetro clave de la planta térmica.

4.3.1.1 Efecto de la temperatura a la entrada del compresor y relación de compresión

En la Fig. 4.17(a) y (b), se muestra respectivamente la eficiencia térmica y global de la planta térmica, así como la eficiencia que aporta el CBC y CRV a la eficiencia total de la planta de potencia, de acuerdo a la temperatura del He a la entrada del compresor y r . La regresión de los valores obtenidos de la eficiencia, tanto de la Fig. 4.17(a) como de la (b), se ajustaron con un coeficiente de correlación (R) superior al 0,995.

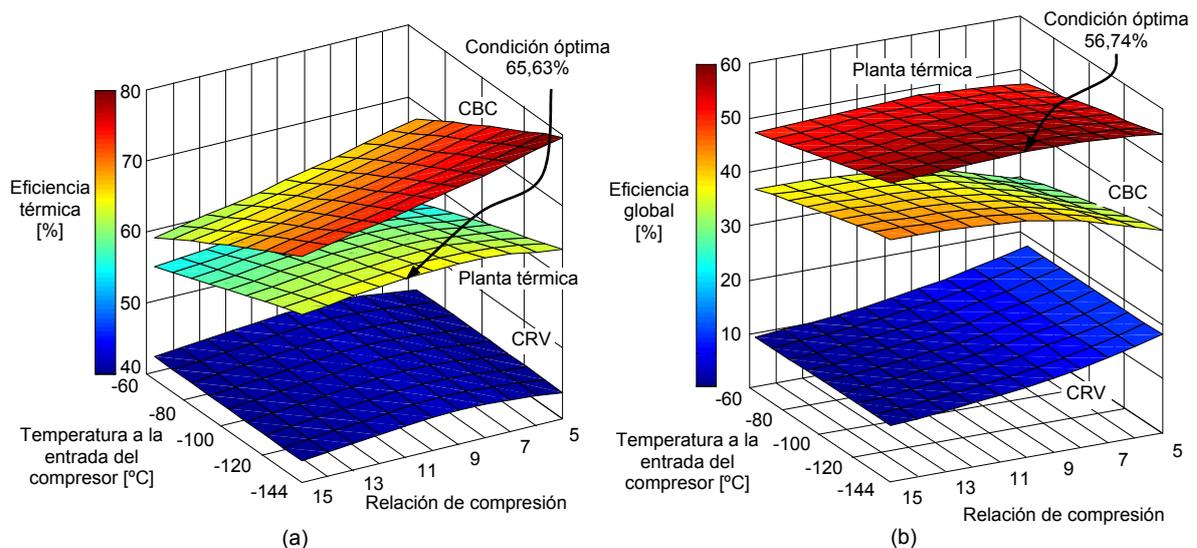


Fig. 4.17. Efecto de la temperatura a la entrada del compresor y r en: (a) eficiencia térmica; (b) eficiencia global.

Para determinar la eficiencia térmica del CBC y del CRV de manera independiente se emplea la ecuación (3.7), teniendo en cuenta solo los valores referidos a cada ciclo. En el caso en el CBC también se incluye la potencia producida por el expander y la consumida por la bomba de GNL.

La eficiencia térmica del CBC mejora cuando se explota la energía fría del GNL para enfriar el helio a la entrada del compresor, lo que provoca una fuerte caída en el trabajo específico de compresión. La reducción del trabajo de compresión implica un aumento en la potencia neta y por tanto un aumento en la eficiencia térmica. También hay que destacar que la eficiencia térmica máxima del CBC se consigue con baja r . Esto es debido principalmente a que la regeneración es más eficaz con r bajas.

La eficiencia térmica del CRV, como solo depende de las condiciones de trabajo del propio ciclo, es constante para cualquier variación de la temperatura a la entrada del compresor, pero sufre una pequeña variación con r porque este parámetro fija la temperatura del vapor a la entrada de la turbina. A medida que r disminuye aumenta la temperatura del vapor hasta un límite máximo de 560 °C, por motivos de la resistencia de los materiales a altas temperaturas del vapor. Esta condición se da cuando $r = 10$ y por tanto con $r < 10$ la temperatura de vapor se fija en 560 °C y la eficiencia térmica del CRV apenas sufre variación.

En cuanto a la eficiencia térmica de la planta, su aumento no es tan pronunciado con la variación de la temperatura a la entrada del compresor ni con r como en el CBC, debido al efecto estabilizador del CRV al sufrir pequeñas variaciones en la eficiencia térmica con estos dos parámetros. La eficiencia térmica máxima de la planta de potencia se obtiene con $r = 10,90$ y es del 65,63%.

Por otro lado, analizando la eficiencia global y según la Fig. 4.17(b), se cumple que para todas las condiciones de temperatura y r , la eficiencia global de la planta térmica es igual a la suma de la eficiencia del CBC y del CRV. Para determinar la eficiencia global que aporta el CBC y el CRV de manera independiente se emplea la ecuación 3.8, variando solo para cada caso la potencia producida por cada ciclo y manteniendo constante el denominador. En el caso del CBC también se incluye la potencia producida por el expander y la consumida por la bomba de GNL y la soplante. La eficiencia global del CBC aumenta con la disminución de la temperatura a la entrada del compresor y, al contrario que la eficiencia térmica, aumenta con r debido a que la

potencia producida en el expander, se incrementa al aumentar la temperatura del GN a la entrada del expander, como se muestra en la Fig. 4.18.

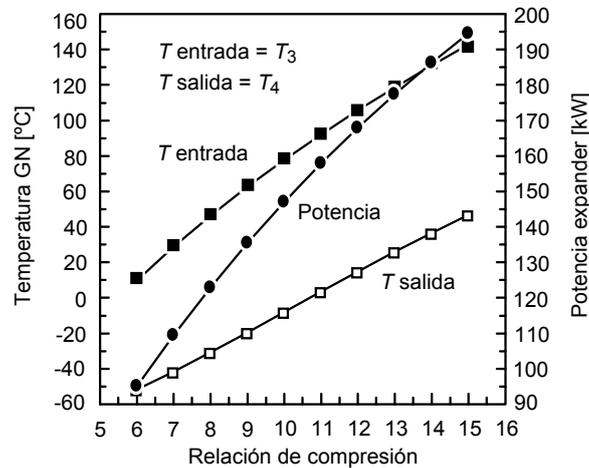


Fig. 4.18. Potencia del expander y temperatura del GN a la entrada y salida del expander de acuerdo a r , con una presión a la entrada de 270 bar y a la salida de 80 bar.

El aumento de r provoca un incremento del flujo másico de vapor en el CRV debido a que la temperatura máxima del vapor está limitada. Esto tiene como consecuencia positiva que aumenta la potencia desarrollada por el CRV y por tanto, también su eficiencia global.

Como la eficiencia global de la planta de potencia es igual a la suma de las respectivas eficiencias de cada ciclo, las condiciones de máxima eficiencia se dan con una temperatura a la entrada del compresor de -144°C y $r = 10,90$. Como resultado se obtiene un eficiencia global del 56,74%, donde el CBC aporta el 44,59% y el CRV el 12,15%.

Otro parámetro, aparte de la eficiencia, que se obtiene como resultado del análisis energético es la potencia eléctrica de salida por kg/s de GNL. En la Fig. 4.19 se muestra la variación de P_{GNL} , como resultado de representación gráfica de la ecuación (3.10) con un coeficiente de correlación (R) superior al 0,995, en función de la temperatura a la entrada al compresor y r .

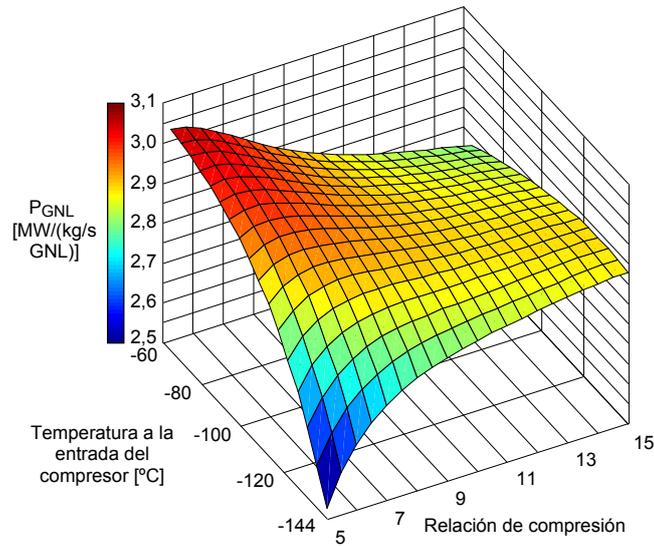


Fig. 4.19. Efecto de la temperatura a la entrada del compresor y de r en la potencia específica por kg/s de GNL.

En esta figura se destaca que P_{GNL} máxima y mínima se obtienen con $r = 5$. Manteniendo este valor de r constante, P_{GNL} aumenta al incrementar la temperatura. Este hecho se debe principalmente, a que el flujo másico de He aumenta como resultado del balance de energía en el regasificador (IC1), al incrementar la temperatura a la entrada del compresor. Como se observa, la P_{GNL} en las condiciones de máxima eficiencia ($r = 10,90$ y $T = -144$ °C) es inferior al valor máximo y respectivamente, estos dos valores, se corresponden con 2,803 y 3,058 MW/(kg/s GNL).

4.3.1.2 Efecto de la temperatura a la entrada de la turbina del ciclo Brayton

Manteniendo la r constante e igual a 10,90, se evalúa el efecto de la variación de TET del CBC desde 800 a 1000 °C, en la eficiencia, P_{GNL} , flujo másico de vapor y gases de combustión y temperatura del vapor. Los resultados obtenidos se muestran en la Fig. 4.20.

En la Fig. 4.20(a) se muestra la mejora de la eficiencia de la planta térmica con el aumento de TET. Al pasar de 800 a 1000 °C la eficiencia térmica aumenta el 1,3%, la eficiencia global el 1,13%, la eficiencia exergética el 1,10% y P_{GNL} se incrementa en 0,816 MW. Un incremento en TET del CBC, provoca también un incremento de la

TET del CRV, como se demuestra en la Fig. 4.20(b), debido a que los gases de combustión tienen una mayor temperatura después de los intercambiadores de calor IC3 y IC4. Además es necesario mayor flujo de gas de combustión, para calentar un flujo másico de He, ya que se disminuye el gradiente de temperaturas en los intercambiadores de calor.

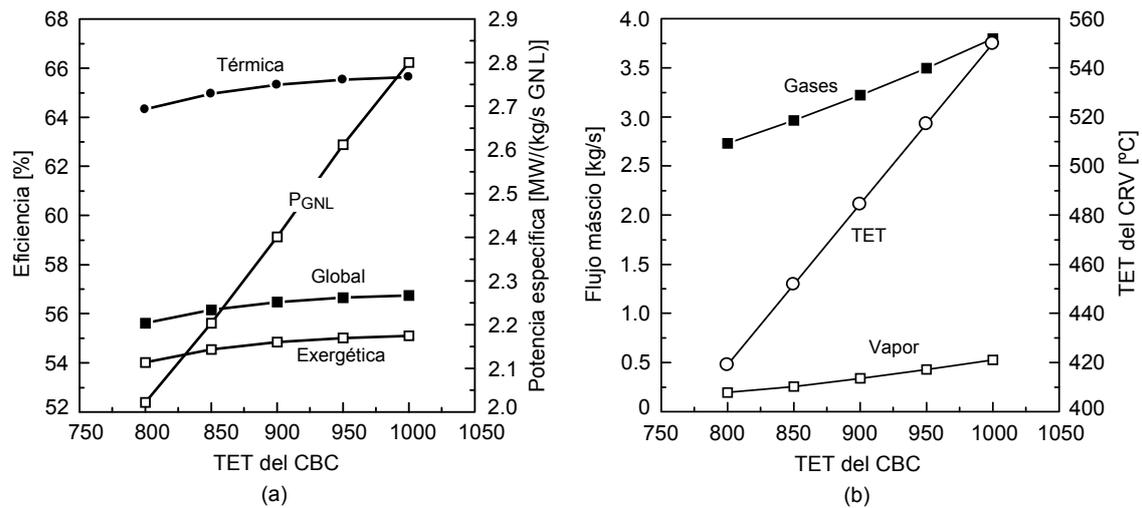


Fig. 4.20. Efecto de la TET del CBC en la: (a) eficiencia y potencia específica; (b) flujo másico de gases y vapor.

4.3.1.3 Efecto de la presión del GNL

Las condiciones de presión y temperatura del GN a salida del expander, se fijan por motivos de funcionamiento de la planta. El GN después de la expansión, aún debe tener una presión elevada dado que por lo general, las redes de distribución del gas tienen unos parámetros de presión superior a los 70 bar y de temperatura entre 0 y 5 °C. A la entrada del expander la temperatura del GN depende de la r del CBC como se muestra en la Fig. 4.18. A mayor r mayor será la temperatura del GN, con lo que se consigue un incremento en el trabajo específico del expander. Pero r se determina para conseguir la máxima eficiencia de la planta de potencia, por lo que el trabajo del expander está limitado.

Con la relación de compresión de máxima eficiencia, que se corresponde con $r = 10,90$ como se demostró en las secciones anteriores, la temperatura del GN a la entrada del expander es de 91 °C. Por lo tanto, el único parámetro que se puede modificar para obtener un mayor trabajo específico del expander, sin perturbar las condiciones

óptimas de máxima eficiencia y operatividad de la planta de potencia, es la presión del GNL durante su proceso de regasificación.

En la Fig. 4.21(a) se muestra, para una presión de distribución del GN de 70, 75 y 80 bar, que al aumentar la presión del GNL la eficiencia global de la planta aumenta considerablemente. En el caso más desfavorable, en el que se supone una presión de distribución del gas de 80 bar, la eficiencia global aumenta un 2,05% cuando se pasa de trabajar con una presión del GNL de 80 a 270 bar. Al considerar la presión del GNL igual a 80 bar, la aportación del expander es cero al no realizar trabajo porque no existe expansión del GN.

La consecuencia negativa del aumento de presión del GNL es la disminución de P_{GNL} como se muestra en la Fig. 4.21(b). Esta disminución de la potencia específica se debe a que al subir la presión del GNL, se reduce el flujo másico de He como consecuencia del balance de energía establecido en IC1.

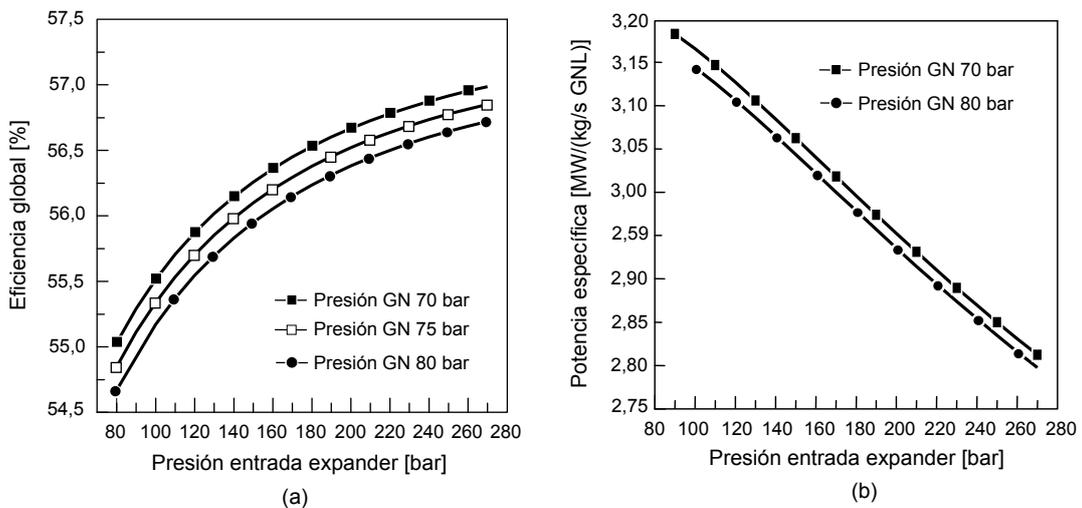


Fig. 4.21. Efecto de la presión del GNL en la: (a) eficiencia global; (b) potencia específica por kg/s de GNL.

En la Fig. 4.22 se representa la evolución exergética del GNL durante el proceso de regasificación y expansión. Al pasar del punto (1) al (2) el GNL aumenta su exergía al ser comprimido hasta una presión de 275,40 bar. Esta presión, correspondiente a la descarga de la bomba, es la suma de la presión a la entrada del expander (270 bar) y las pérdidas de carga, que se supusieron un 2%.

Capítulo 4: Análisis de resultados y discusión

La variación de exergía entre los estados (2) y (3) se corresponde con la exergía transferida al CBC más las pérdidas debido a las irreversibilidades internas que están presentes en el intercambio de calor IC1 entre el GNL y el He. Por ello la exergía del GNL recuperada en el CBC representa un 22,75% de su exergía disponible.

Finamente, el trabajo desarrollado por el expander es la variación de exergía entre el punto (3) y (4) menos las irreversibilidades internas. En el expander se consigue aprovechar un 14,51% de la exergía disponible en el GNL.

De este modo la exergía aprovechada por la planta térmica CBC-CRV se divide en dos partes:

- Exergía térmica: utilizada para enfriar el He. Representa el 22,75% de la exergía disponible en el GNL.
- Exergía mecánica: desarrolla trabajo en el expander. Representa el 14,51% de la exergía disponible en el GNL.
- Por tanto, la exergía total aprovechada es el 37,26%.

También es importante destacar que el GN a la salida de la planta de potencia (punto (4)), aún tiene un alto poder exergético por su elevada presión, necesaria para su proceso de distribución hacia los consumidores finales de gas.

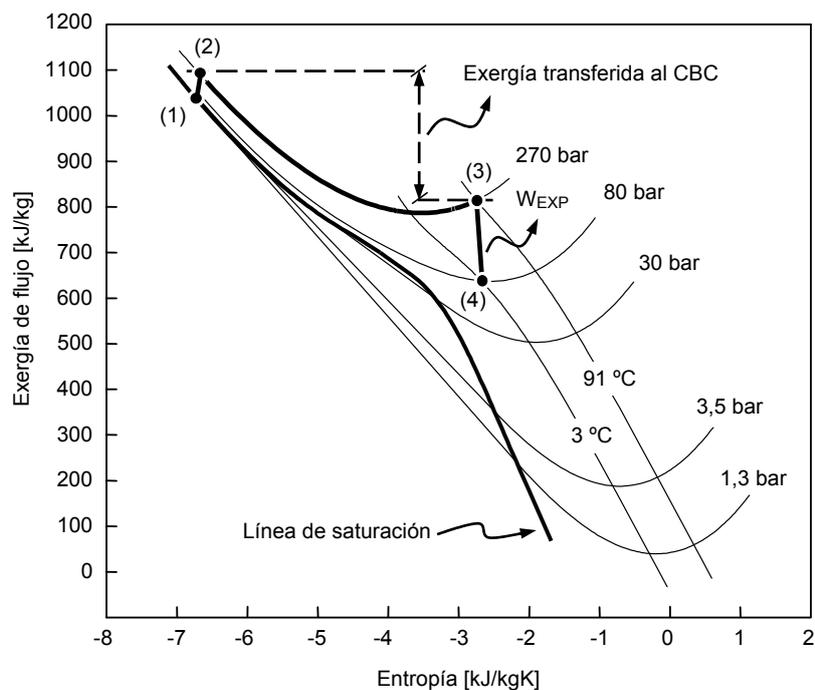


Fig. 4.22. Evolución del GNL en el diagrama exergía-entropía. Referida a la planta CBC-CRV.

4.3.2 Resultados en las condiciones de máxima eficiencia

Con la discusión del efecto de los parámetros más influyentes en la eficiencia de la planta térmica CBC-CRV en las secciones anteriores, se destaca que la máxima eficiencia se consigue con los siguientes valores: $r = 10,90$, TET del CBC 1000 °C, temperatura a la entrada del compresor -144 °C y presión del GNL durante su proceso de regasificación 270 bar. Con estos valores los resultados del análisis energético y exergético se muestran en las tablas 4.10 y 4.11. Los datos termodinámicos para cada estado de los fluidos de la planta térmica propuesta en esta sección, se resumen en la tabla 4.12.

Tabla 4.10. Resultados del cálculo para la planta térmica CBC-CRV.

η	η_{gb}	η_{ex}	P_{GNL}	He	Vapor de alta	Vapor de baja	y	Gases	β	Combustible
%	%	%	MW/(kg/s GNL)	kg/s	kg/s	kg/s		kg/s		g/s
65,63	56,74	55,10	2,803	0,669	0,444	0,062	0,33	3,744	36,975	98,60

Tabla 4.11. Irreversibilidades e irreversibilidades relativas de la planta CBC-CRV.

Equipo	\dot{i} (kW)	$\dot{i}/\sum\dot{i}$ (%)	\dot{i}/\dot{E}_{fuel} (%)
Compresor	81,15	3,08	1,60
Turbina CBC	94,72	3,59	1,87
Regenerador (IC2)	22,27	0,84	0,44
Bomba GNL	20,17	0,76	0,40
Regasificador (IC1)	53,88	2,04	1,06
Expander	18,52	0,70	0,36
Soplante	7,77	0,29	0,15
Precalentador	41,71	1,58	0,82
Combustión	1921,20	72,82	37,83
CBC ICs (IC3+IC4)	132,03	5,00	2,60
HRSR	100,18	3,80	1,97
Turbina de vapor	57,03	2,16	1,12
Condensador	26,49	1,00	0,52
Desgasificador	59,91	2,27	1,18
Bombas de agua	1,09	0,04	0,02
Total	2638,12	100,00	51,95

Tabla 4.12. Propiedades termodinámicas de los FT de la planta CBC-CRV.

Punto	Fluido	T (°C)	p (bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg·K)	v (m ³ /kg)
1	GNL	-162,00	1,30	-912,68	-6,693	0,0024
2	GNL	-153,01	275,40	-840,70	-6,624	0,0023
3	GN	90,80	270,00	9,82	2,761	0,0068
4	GN	2,47	80,00	-147,01	2,697	0,0148
5	He	-144,00	5,00	-876,08	-7,660	0,5396
6	He	90,80	54,50	359,03	-7,236	0,1415
7	He	1000,00	53,41	5077,32	-0,696	0,4974
8	He	561,20	16,50	2789,18	-0,452	1,0525
9	He	1000,00	16,34	5067,54	1,763	1,6208
10	He	563,97	5,10	2800,36	2,004	3,4120
11	He	100,80	5,05	395,22	-2,160	1,5409
12	He	554,33	53,96	2764,17	-2,953	0,3210
13	Vapor	551,20	176,40	3423,53	6,422	0,0192
14	Vapor	329,20	40,00	3038,71	6,494	0,0634
15	Vapor	551,20	39,20	3563,23	7,247	0,0948
16	Vapor	25,00	0,03	2296,73	7,719	38,9253
17	Agua	23,00	0,03	96,39	0,339	0,0010
18	Agua	23,24	39,98	101,10	0,341	0,0010
19	Agua	221,83	39,20	952,36	2,532	0,0012
20	Agua	225,34	183,60	972,60	2,538	0,0012
21	Agua	352,04	180,00	1677,19	3,784	0,0017
22	Agua	357,04	180,00	1732,01	3,871	0,0018
23	Vapor	357,04	180,00	2509,67	5,105	0,0075
24	Vapor	221,87	40,80	952,59	2,532	0,0012
25	Agua	245,39	40,00	1063,06	2,750	0,0012
26	Agua	250,39	40,00	1087,22	2,796	0,0013
27	Vapor	250,39	40,00	2800,62	6,069	0,0498
28	Vapor	313,80	40,00	2997,85	6,426	0,0610
29	Aire	15,00	1,00	288,53	5,665	0,8271
30	Aire	33,08	1,21	306,69	5,672	0,7282
31	Aire	237,73	1,18	514,55	6,197	1,2392
32	Gases	1300,00	1,16	1724,94	7,463	3,8920
33	Gases	601,20	1,14	904,54	6,782	2,2064
34	Gases	453,17	1,12	741,94	6,584	1,8695
35	Gases	367,04	1,09	649,73	6,455	1,6808
36	Gases	287,54	1,07	566,18	6,321	1,5015
37	Gases	260,39	1,05	537,97	6,275	1,4574
38	Gases	258,64	1,03	536,15	6,278	1,4816
39	Gases	60,00	1,01	333,77	5,808	0,9468

En la Fig. 4.23 se representa la distribución de la energía de los gases de combustión en el CBC, CRV y en el precalentador de aire. En esta gráfica se observa perfectamente la disposición en serie de los ciclos respecto a los gases de combustión. El CBC absorbe el 57,11% del calor de los gases de combustión, el CRV el 25,65% y el precalentador de aire el 14,09%. De este modo, solo se pierde el 3,15% de la energía en los gases que son enviados a la chimenea.

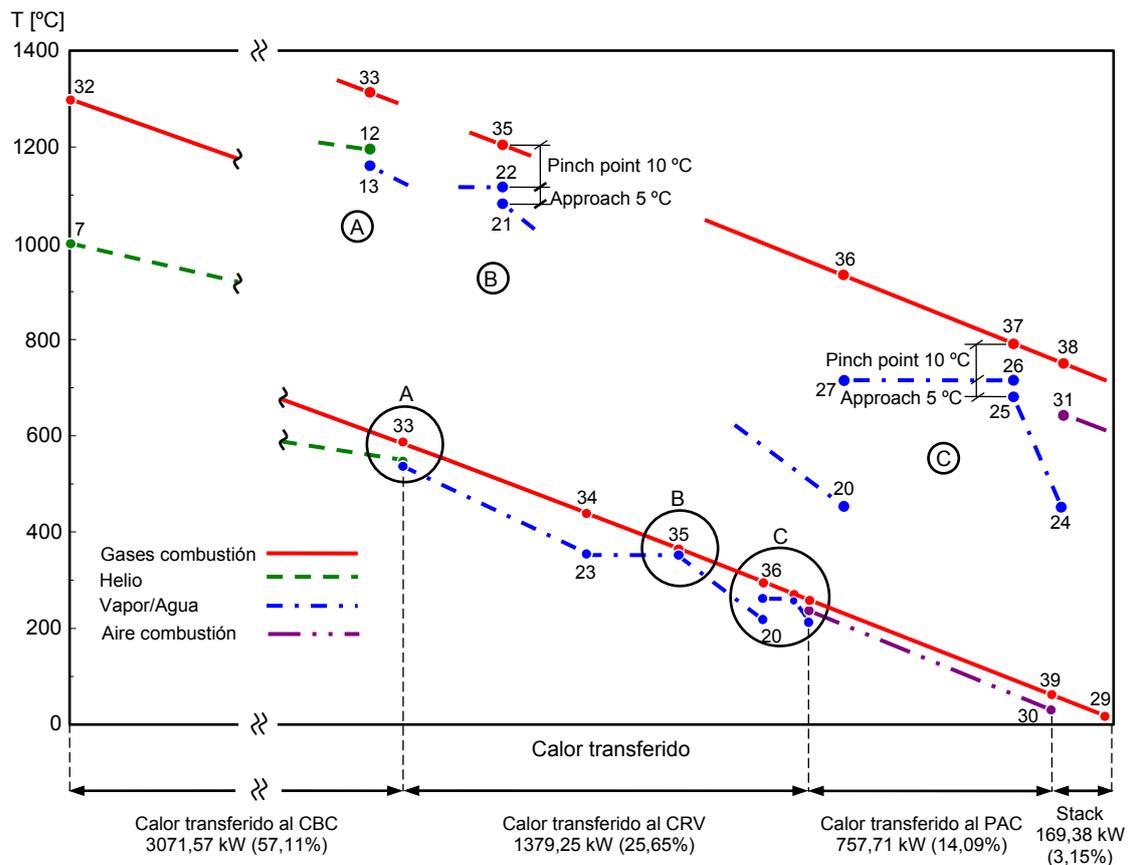


Fig. 4.23. Transferencia de calor entre los gases de combustión y (He, agua/vapor y aire de combustión).

En el diagrama exergético mostrado en la Fig. 4.24, los flujos en (%) se calculan dividiendo la exergía en cada punto por la exergía del combustible. Cada flujo representa la variación de exergía provocada por la transferencia de calor, desarrollo de trabajo y destrucción de exergía provocada por las irreversibilidades. La entrada de exergía a la planta térmica se introduce de dos fuentes diferentes: una el combustible y otra el GNL durante su proceso de regasificación al tener una temperatura inferior a la

del estado de referencia. La exergía disponible del GNL representa el 21,35% de la exergía del combustible aportado a la planta térmica, pero solo el 6,95% es explotada para incrementar la eficiencia. Valor que se obtiene de la variación de la exergía del GNL y GN, menos las irreversibilidades generadas en el regasificador y en el expandir. La exergía restante representa la exergía necesaria para la distribución del GN.

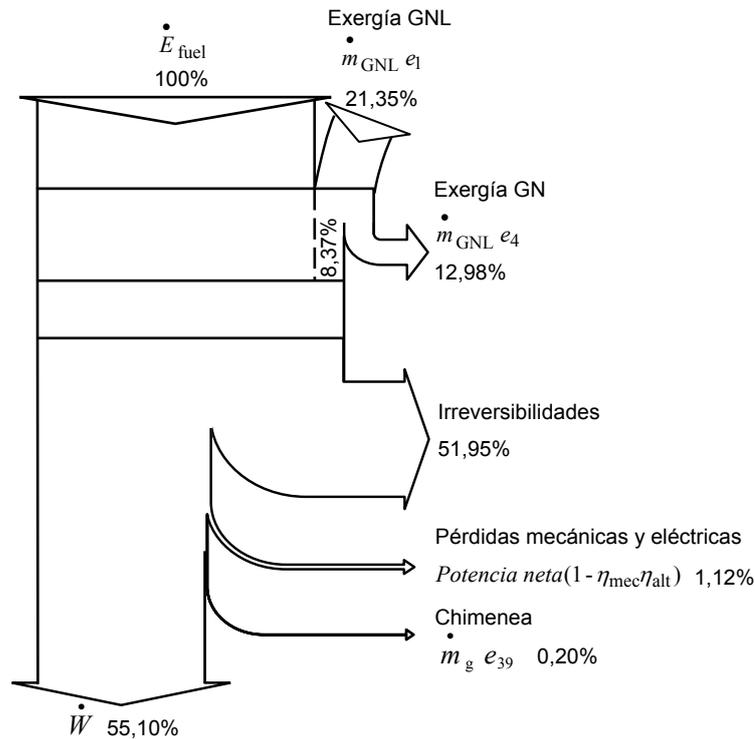


Fig. 4.24. Diagrama de flujo exergético de la planta CBC-CRV.

4.3.3 Conclusiones

En este caso se presenta una nueva configuración de una planta térmica que se caracteriza por la disposición en serie de un CBC, que opera con helio, y un CRV, respecto a los gases de combustión. La exergía física del GNL se explota para enfriar el He a la entrada del compresor y para generar energía eléctrica por expansión directa. Del análisis de los parámetros clave de la planta térmica, se extraen las siguientes conclusiones:

- Temperatura a la entrada del compresor: una disminución de la temperatura del He a la aspiración del compresor, provoca una fuerte caída del trabajo

específico de compresión debido a reducción del volumen específico. Esto tiene como consecuencia un aumento de la eficiencia de la planta. Pero por otro lado, disminuye la potencia por kg/s de GNL porque se reduce el flujo másico de He, como resultado del balance de energía en el regasificador.

- Relación de compresión: el CBC tiene mayor eficiencia térmica con valores de r bajos porque la regeneración es más efectiva. Al aumentar r se obtiene una reducción de la temperatura del vapor del CR y se consigue mayor trabajo específico desarrollado por el expander, debido a que la temperatura del GN a la salida de IC1 (regasificador) aumenta con r .
- TET del CBC: con el aumento de este parámetro se consigue una mayor temperatura del vapor del CR y una mayor eficiencia y potencia específica.
- Presión del GNL: su aumento provoca un incremento en la eficiencia pero disminuye la potencia al reducirse el flujo másico de He, como consecuencia del balance de energía establecido en el regasificador.

Del análisis en conjunto de la planta se destaca que la exergía disponible en el GNL representa el 21,35% de la exergía del combustible, pero solo el 6,95% se explota para aumentar la eficiencia exergética. Además el aprovechamiento exergético del GNL respecto a su exergía disponible es del 37,26%. El resto de la exergía se necesita para el proceso de distribución del GN.

También es importante destacar que la exergía liberada por los gases de la chimenea es casi nula por la instalación del precalentador de aire. Como resultados finales se obtiene un eficiencia del 56,74% y una potencia de 2,803 MW/(kg/s GNL).

4.4 Caso 4: Planta térmica con captura de CO₂

Los resultados de este caso estudio se corresponde con la planta térmica representada en la Fig. 3.6 y descrita en la sección 3.2.4.

Se realiza un análisis paramétrico de r y de TET del CBC, para estudiar su influencia sobre la eficiencia, potencia específica por kg/s de GNL, flujo másico de gases y de captura de CO₂ y porcentaje de recirculación de gases. Para ello se sigue el procedimiento de análisis mostrado en el diagrama de flujo de la Fig. 3.10.

4.4.1 Resultados del análisis energético y exergético

A continuación, se presenta el estudio de cada parámetro de manera independiente.

4.4.1.1 Efecto de la relación de compresión

La Fig. 4.25 muestra el cambio en la eficiencia y en la potencia específica por kg/s de GNL, de acuerdo a la variación de r del CBC.

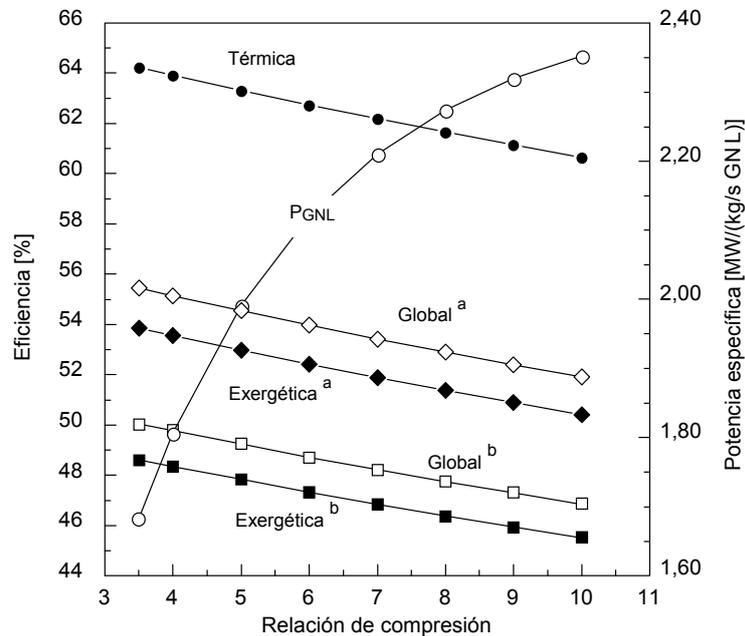


Fig. 4.25. Efecto de r en la eficiencia térmica y en la potencia específica. (a) según el PCI; (b): según el PCS.

La eficiencia global y la exergética se calculan según el PCI y el PCS. Se realiza según el PCS porque el vapor de agua de los gases que se genera en la combustión, se condensa. También se determina en relación al PCI, porque gran parte de las referencias bibliográficas consultadas que tratan la captura de CO₂ en centrales térmicas, con recuperación de la exergía del GNL [57, 109, 111, 112, 114] o no [139, 142, 150-152], lo toman como referencia para el cálculo de la eficiencia. La diferencia en emplear un valor u otro es que la eficiencia se reduce en más de un 5% cuando se vincula al PCS, en el caso de la planta térmica que se trata en esta sección.

La eficiencia aumenta a medida que r disminuye. Este hecho se debe a tres motivos. El primero de ellos es que al disminuir r aumenta la temperatura del CO₂ a la entrada (punto (28) Fig. 3.6) y a la salida de la turbina (punto (29) Fig. 3.6), como consecuencia de que el He del CBC entra con mayor temperatura a los intercambiadores de calor IC3 e IC4, donde absorbe calor de los gases. La temperatura del CO₂ a la entrada y salida de la turbina de acuerdo a la variación de r , se puede ver en la Fig. 4.26(a). El aumento de la temperatura en estos dos puntos, permite por un lado generar más potencia en la turbina y por otro, disminuir el consumo de combustible ya que el CO₂ que se recircula entra en la cámara de combustión más caliente.

El segundo motivo es que a menor r el GN regasificado sale del intercambiador de calor con el He (IC1), a una temperatura más baja y esto, permite enfriar más los gases a la salida de IC6 y por ello un mejor aprovechamiento energético de los mismos ya que se cede menos calor al condensador. Pero el valor de r tiene un límite inferior, que es cuando la temperatura de los gases a la salida de IC6 (punto (22) Fig. 3.6) coincide con la temperatura de condensación de CO₂. Esto sucede con $r = 3,5$ y con este valor $T_{22} = 25,84$ °C. En estas condiciones se obtiene la máxima eficiencias térmica, global y exergética, que respectivamente son 64,22%, 50,05% y 48.61%. Resultados referidos al PCS.

El tercer y último motivo es que el CBC es más eficiente con r bajas debido al efecto de la regeneración.

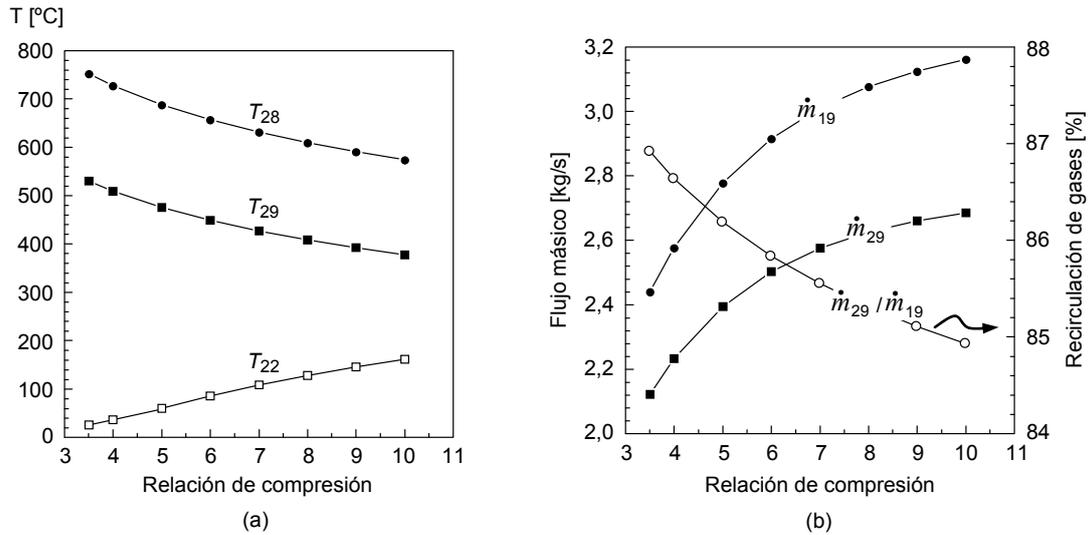


Fig. 4.26. Efecto de r en: (a) T_{22} : temperatura de los gases a la entrada del condensador, T_{28} : temperatura del CO_2 a la entrada de la turbina, T_{29} : temperatura del CO_2 a la salida de la turbina; (b) \dot{m}_{19} : flujo másico de gases generados en oxidación, \dot{m}_{29} : flujo másico de CO_2 recirculado.

La r también afecta al flujo másico de gases que hay que generar en la combustión. A medida que se reduce r el flujo másico necesario de los gases disminuye. Esta correlación se puede ver en la Fig. 4.26(b). Este efecto se debe a que el flujo de los gases se determina estableciendo un balance de energía en IC3 e IC4, de manera conjunta, entre el He y los gases. Como la temperatura del He a la salida del regenerador es más elevada con bajas relaciones de compresión, necesita menos aporte térmico para alcanzar la TET fija de 1000°C y por tanto, menos flujo de gases. Como consecuencia también disminuye la cantidad de CO_2 que hay que recircular. Pero sin embargo, aumenta la relación entre el CO_2 recirculado y el flujo de gases generados. El motivo es porque al reducir r aumenta la temperatura del CO_2 a la entrada de la cámara de combustión y por ello, se necesita más caudal para producir la misma cantidad de gases (ver Fig. 4.26(b)).

La potencia específica entregada por la planta térmica, al contrario que la eficiencia, aumenta cuando lo hace r . La causa está en que a medida que aumenta r , la potencia específica del CBC aumenta hasta un cierto valor, que es, cuando pesa más el trabajo que debe desarrollar el compresor que el entregado por la turbina. Esto sucede a valores de r superiores a los representados en la Fig. 4.25.

En la Fig. 4.27 se muestra la variación de los flujos másicos del combustible, O₂, gases incondensables generados, vapor de agua y CO₂ capturado, de acuerdo a r . El CO₂ que se captura (punto (25) Fig. 3.6) es igual al flujo másico de CO₂ generado por el combustible durante la combustión. Por ello, el CO₂ capturado aumenta cuando lo hace r ya que el consumo de combustible también lo hace.

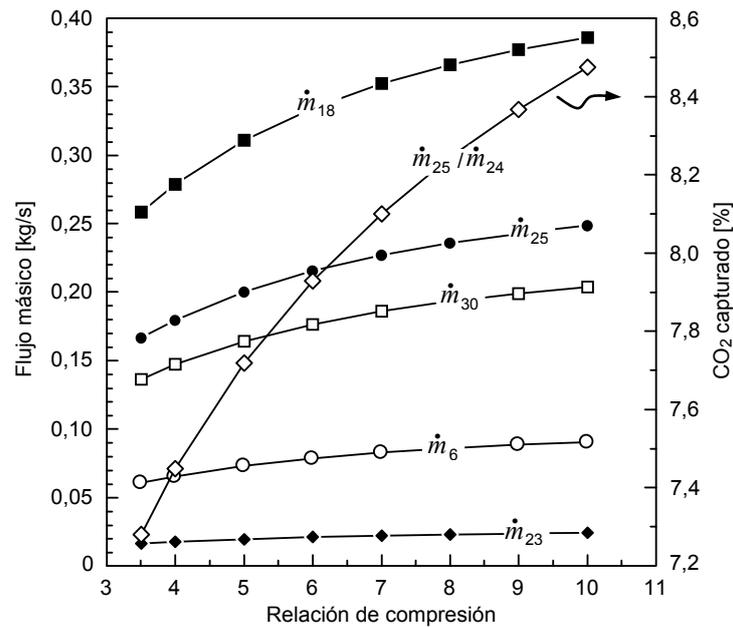


Fig. 4.27. Efecto de r en: \dot{m}_6 : flujo másico de combustible; \dot{m}_{18} : flujo másico de O₂, \dot{m}_{23} : flujo másico de incondensables; \dot{m}_{24} : flujo másico de CO₂ total, \dot{m}_{25} : flujo másico de CO₂ capturado, \dot{m}_{30} : flujo másico de vapor de agua generado en la combustión.

4.4.1.2 Efecto de la temperatura a la entrada de la turbina del ciclo Brayton

En la Fig. 4.28 se muestran los resultados al variar la TET del CBC de acuerdo a r . Como se puede observar en la Fig. 4.28(a) la eficiencia de la planta térmica mejora con el incremento de TET. Al pasar de 800 a 1000 °C la eficiencia térmica aumenta el 1,6%, la global el 1,43%, la exergética el 1,39% y la P_{GNL} se incrementa en 0,230 MW. Un ascenso en TET del CBC, provoca también un incremento de la temperatura a la entrada y salida de la turbina de CO₂. Por ello, el porcentaje de recirculación del flujo de CO₂ tiene que aumentar, con el fin de mantener la temperatura de la oxicomustión constante en 1300 °C. Este hecho se refleja en la Fig. 4.28(b).

Otra consecuencia al pasar de 800 a 1000 °C en la TET, es el aumento del consumo de combustible y del flujo másico de CO₂ que hay que capturar. Esta relación se muestra en la Fig. 4.29.

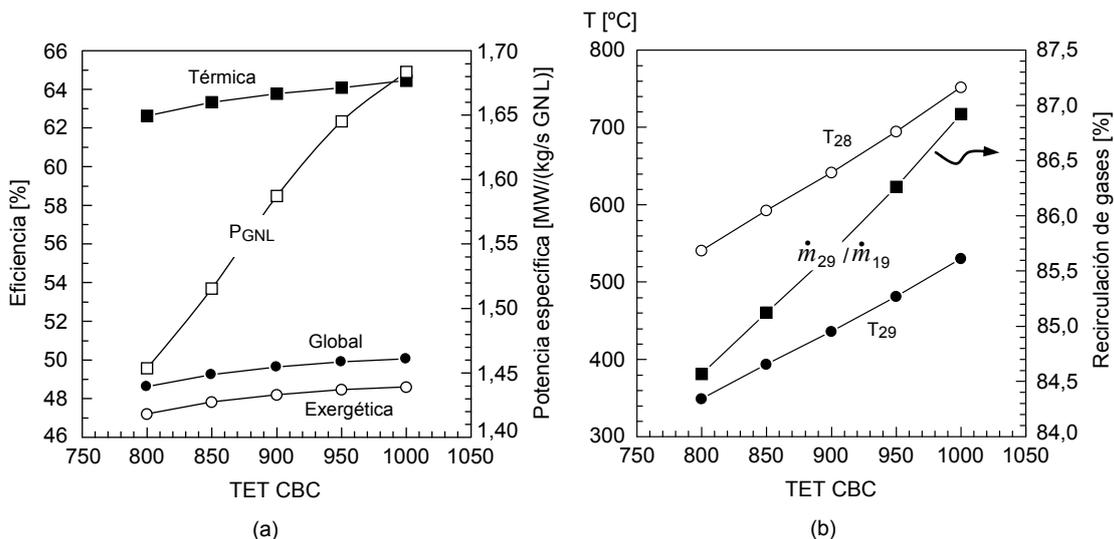


Fig. 4.28. Efecto de la TET del CBC en: (a) eficiencia y potencia específica; (b) \dot{m}_{19} : flujo másico de gases generados en oxicomustión, \dot{m}_{29} : flujo másico de CO₂ recirculado, T_{28} : temperatura del CO₂ a la entrada de la turbina, T_{29} : temperatura del CO₂ a la salida de la turbina.

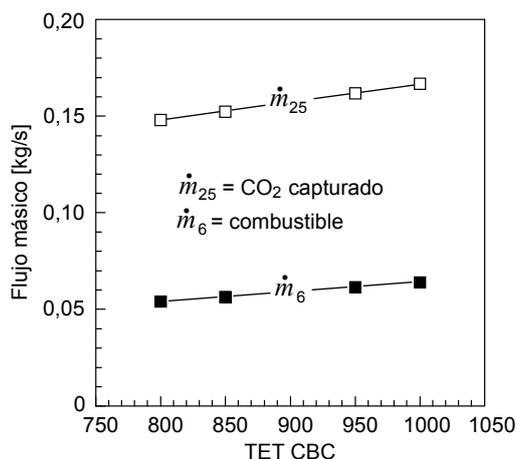


Fig. 4.29. Efecto de la TET del CBC en el flujo másico de combustible y en el CO₂ capturado.

4.4.2 Resultados en las condiciones de máxima eficiencia

La máxima eficiencia de la planta térmica con aprovechamiento exergético del GNL y captura de CO₂ se consigue con $r = 3,5$ y TET del CBC 1000 °C. Con estos valores los resultados del análisis energético y exergético se muestran en las tablas 4.13 y 4.14, referidos al PCS. Los datos termodinámicos para cada estado de los fluidos de la planta propuesta aquí, se resumen en la tabla 4.15 y en la tabla 4.16, se indica el flujo másico y la composición molar de cada punto del sistema de oxidcombustión y CR.

Tabla 4.13. Resultados del cálculo para la planta térmica con captura de CO₂.

η	η_{gb}	η_{ex}	P_{GNL}	He	O ₂	Combustible	Gases	CO ₂ recirculado	CO ₂ capturado
%	%	%	MW/(kg/s GNL)	kg/s	kg/s	g/s	kg/s	kg/s	kg/s
64,22	50,05	48,61	1,684	0,654	0,258	60,71	2,440	2,121	0,167

Tabla 4.14. Irreversibilidades e irreversibilidades relativas de la planta térmica con captura de CO₂.

Equipo	\dot{i} (kW)	$\dot{i}/\sum\dot{i}$ (%)	\dot{i}/\dot{E}_{fuel} (%)
Compresor	63,91	2,90	1,84
Turbina CBC	54,29	2,46	1,56
Bomba GNL	21,10	0,96	0,61
Expander GNL	19,15	0,87	0,55
IC1	47,93	2,17	1,38
IC2	42,01	1,91	1,21
IC3	48,46	2,20	1,40
IC4	37,02	1,68	1,07
IC5	109,57	4,97	3,16
IC6	119,56	5,42	3,45
IC7	6,89	0,31	0,20
IC8	5,49	0,25	0,16
Turbina CO ₂	19,78	0,90	0,57
Bomba CO ₂	12,72	0,58	0,37
Condensador	7,93	0,36	0,23
Combustión	1585,44	71,93	45,70
Compresor O ₂	2,93	0,13	0,08
Total	2204,18	100,00	63,53

Tabla 4.15. Propiedades termodinámicas de los FT de la planta térmica con captura de CO₂.

Punto	Fluido	T (°C)	p (bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg·K)	v (m ³ /kg)
1	GNL	-162,00	1,30	-912,68	-6,693	0,0024
2	GNL	-152,83	280,91	-839,25	-6,622	0,0023
3	GNL	-48,52	275,40	-480,82	-4,480	0,0034
4	GN	94,00	270,00	20,12	-2,733	0,0069
5	GN	5,08	80,00	-139,11	-2,669	0,0150
6	GN	168,46	69,65	318,83	-1,304	0,0325
7	He	-144,00	10,00	-874,54	-9,100	0,2713
8	He	-48,52	35,00	-370,38	-8,823	0,1363
9	He	1000,00	34,30	5072,27	0,224	0,7733
10	He	747,84	18,70	3758,87	0,337	1,1362
11	He	1000,00	18,52	5068,11	1,504	1,4304
12	He	751,49	10,20	3775,50	1,614	2,0890
13	He	-38,52	10,10	-326,57	-6,019	0,4855
14	He	741,76	34,65	3731,69	-0,974	0,6108
15	Aire	15,00	1,00	288,38	6,830	0,8270
16	O ₂	15,00	25,00	-14,96	-0,837	0,0597
17	O ₂	148,79	71,04	107,23	-0,802	0,0155
18	O ₂	168,46	69,65	128,50	-0,705	0,0333
19	Gases	1300,00	69,65	1713,94	1,530	0,1857
20	Gases	781,76	68,28	1003,62	0,994	0,1269
21	Gases	173,46	66,94	109,56	-0,461	0,0370
22	Gases	25,84	65,63	-107,87	-1,074	0,0214
23	Incondensables	25,84	64,34	-7,16	-1,045	0,0264
24	CO ₂	23,00	64,34	-241,76	-1,527	0,0013
25	CO ₂	23,00	64,34	-241,76	-1,527	0,0013
26	CO ₂	23,00	64,34	-241,76	-1,527	0,0013
27	CO ₂	59,26	360,00	-200,96	-1,511	0,0011
28	CO ₂	752,20	352,80	780,70	0,161	0,0060
29	CO ₂	530,28	69,65	516,11	0,189	0,0220
30	Agua	173,46	8,60	839,29	1,709	0,0011
31	Agua	117,75	8,43	599,52	1,136	0,0011
32	Agua	110,94	8,43	570,66	1,061	0,0011

Tabla 4.16. Flujos máscicos y composiciones molares del sistemas oxicomcombustión y CR.

Punto	\dot{m} (kg/s)	O ₂ (%)	N ₂ (%)	CH ₄ (%)	CO ₂ (%)	H ₂ O (%)
6	0,061	-	-	100	-	-
16	0,258	95,00	5,00	-	-	-
17	0,258	95,00	5,00	-	-	-
18	0,258	95,00	5,00	-	-	-
19	2,440	0,25	0,68	-	86,48	12,59
20	2,440	0,25	0,68	-	86,48	12,59
21	2,304	0,29	0,77	-	98,94	-
22	2,304	0,29	0,77	-	98,94	-
23	0,016	27,14	72,86	-	-	-
24	2,288	-	-	-	100	-
25	0,167	-	-	-	100	-
26	2,121	-	-	-	100	-
27	2,121	-	-	-	100	-
28	2,121	-	-	-	100	-
29	2,121	-	-	-	100	-
30	0,136	-	-	-	-	100
31	0,116	-	-	-	-	100
32	0,020	-	-	-	-	100

A continuación, en la Fig. 4.30, se representa el diagrama exerético de la central térmica tratada en esta sección. Los flujos en (%) se calculan dividiendo la exergía en cada punto por la exergía del combustible. En el balance exerético no se considera la USA, pero sí la exergía del O₂ a la salida de la misma, ya que tiene una presión elevada, 25 bar.

Como se observa la exergía disponible del GNL representa el 31,30% de la exergía del combustible, pero solo el 8,07% es explotada para incrementar la eficiencia. Este valor se corresponde con la variación de exergía entre el GNL y el GN a la salida, menos las irreversibilidades generadas en el regasificador (IC1), intercambiador de calor con los gases de la combustión (IC6) y expander.

Para determinar la exergía aprovechada del GNL por la instalación, respecto a su exergía disponible, se hace referencia a la Fig. 4.31.

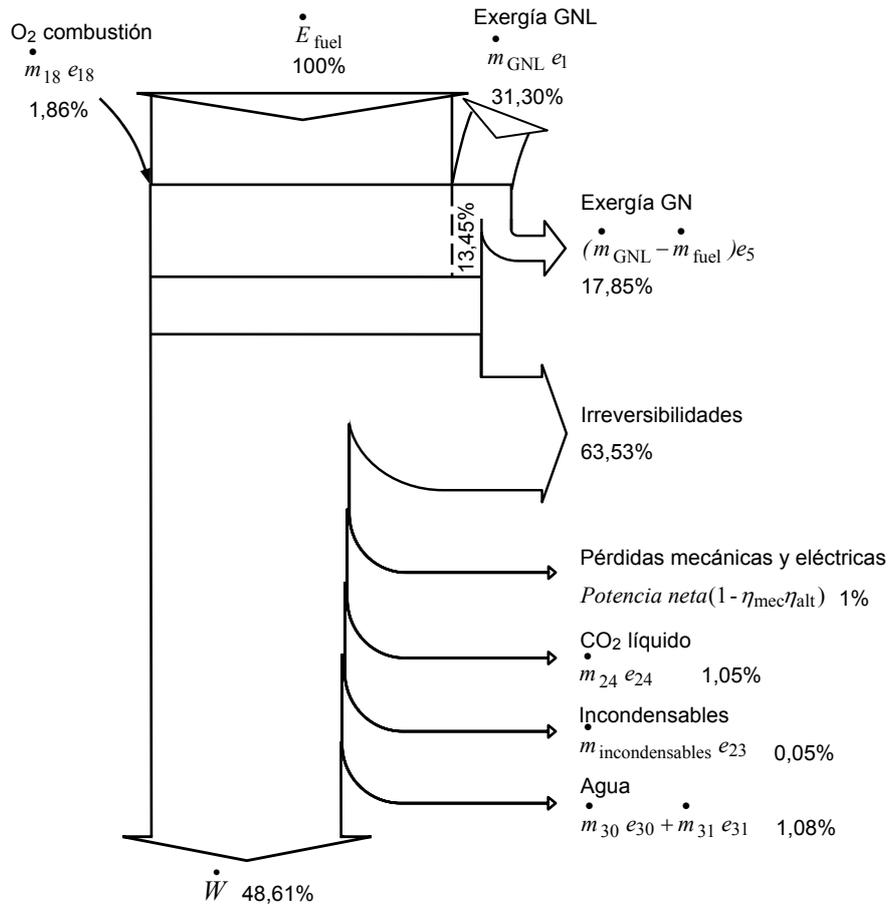


Fig. 4.30. Diagrama de flujo exergético de la planta térmica con captura de CO₂.

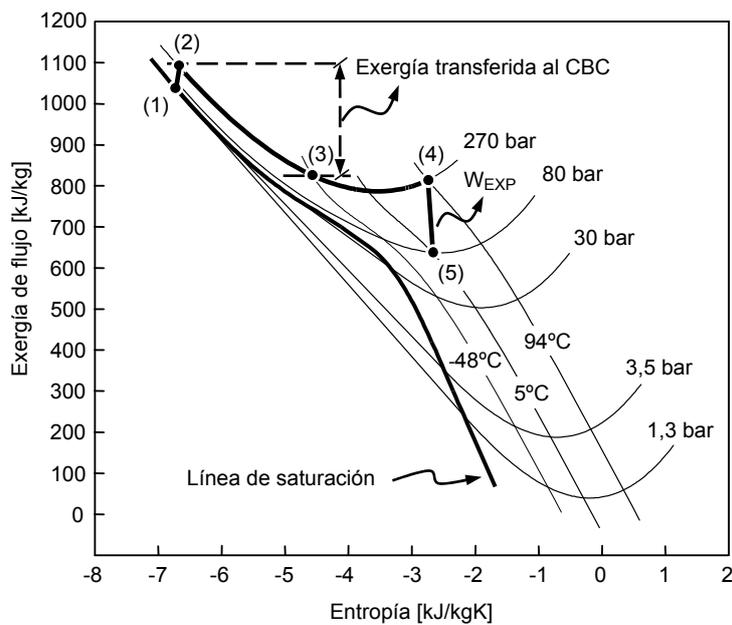


Fig. 4.31. Evolución del GNL en el diagrama exergía-entropía. Referida a la planta con captura de CO₂.

La Fig. 4.31, muestra la variación de la exergía de flujo del GNL respecto a la entropía a lo largo de su proceso de bombeo (1-2), regasificación (2-3), sobrecalentamiento (3-4) y expansión (4-5).

De este modo la exergía aprovechada por la planta térmica CBC con captura de CO₂ se divide en dos partes y sus valores son:

- Exergía térmica: variación de exergía entre el punto (2) y (3) menos las irreversibilidades en el regasificador. Representa el 21,41% de la exergía disponible en el GNL.
- Exergía mecánica: variación de exergía entre el punto (2) y (3) menos las irreversibilidades en el expander. Representa el 14,69% de la exergía disponible en el GNL.
- Por tanto, la exergía total aprovecha es el 36,10%.

4.4.3 Conclusiones

En este último caso se presenta una novedosa planta térmica con aprovechamiento exergético del GNL y captura de CO₂ procedente de los gases de combustión. Se caracteriza por recuperar la exergía del GNL, como en el caso anterior (sección 4.3), mediante un CBC y expansión directa, pero la diferencia radica en que el GN se sobrecalienta con los gases de combustión antes de la entrada en el expander.

La captura de CO₂ se realiza mediante un sistema de oxidación y un CR que opera con los propios gases de combustión y en condiciones cuasi-críticas, lo que facilita su captura en estado líquido.

La ventaja de esta configuración de planta térmica, frente a las que utilizan la exergía fría del GNL para licuar el CO₂ y capturarlo, es que en la planta aquí propuesta, toda la exergía recuperable del GNL se emplea para aumentar la eficiencia del CBC y en la expansión directa. De este modo se consigue una mayor eficiencia exergética.

Del análisis de los parámetros clave estudiados, se concluye lo siguiente:

- Relación de compresión: con una disminución de r se obtiene una mayor eficiencia y una reducción de la potencia desarrollada por la planta. Además, al reducir r se necesita menos flujo de gases de combustión y menor cantidad de CO₂ recirculado y de combustible. También se consigue una reducción del flujo de CO₂ capturado.

Capítulo 4: Análisis de resultados y discusión

- TET del CBC: al aumentar este valor se obtiene mayor eficiencia y potencia específica. También tiene como consecuencia un aumento de los flujos de gases, CO₂ recirculado, combustible y CO₂ capturado.

De los resultados globales de la planta, se destaca que la exergía disponible en el GNL representa el 31,30% de la exergía del combustible pero, debido a las irreversibilidades internas generadas en los equipos, sólo se recupera el 8,07%. Además, el aprovechamiento exergético respecto a exergía disponible en el GNL representa el 36,10%.

Los resultados en términos de eficiencia global y exergética son respectivamente el 50,05% y el 48,61%. Estos valores se obtienen respecto al PCS y habría que sumarles un 5% aproximadamente si se tuviera en cuenta el PCI. En condiciones de máxima eficiencia la potencia desarrollada por la planta es de 1,684 MW/(kg/s de GNL).

4.5 Comparación de resultados de las plantas térmicas propuestas

En esta sección se presenta una comparación de los 4 casos de plantas térmicas analizadas en estas tesis, basándose en la eficiencia, potencia específica por kg/s de GNL, y aprovechamiento exergético del GNL. En la tabla 4.17 se muestra el valor de estos parámetros para las diferentes instalaciones.

Tabla 4.17. Comparación de resultados de las plantas térmicas propuestas.

Parámetro	CBC	CBC-CR	CBC-CRV	CBC-Captura de CO ₂
FT	He	He-CO ₂	He-Agua	He-CO ₂
η (%)	75,67	69,10	65,63	64,22
η_{gb} (%)	65,41	59,82	56,74	50,05*
η_{ex} (%)	63,53	58,10	55,10	48,61*
P_{GNL} (MW/kg/s GNL)	1,830	2,403	2,803	1,684
Flujo másico de combustible (g/s)	55,90	80,30	98,60	60,71
Aprovechamiento de la exergía disponible del GNL (%)	32,43	32,43	37,26	36,10

* referidos al PCS

A continuación se realiza una discusión sobre cada parámetro:

Eficiencia:

La planta térmica más eficiente es la CBC. El principal motivo de su alta eficiencia comparada con las demás, radica en la alta temperatura del aire a la entrada de la cámara de combustión. En la tabla 4.18 se indica su valor en cada caso. Para la planta térmica con captura de CO₂ se señala la temperatura de CO₂ recirculado y la del O₂.

La elevada temperatura del aire permite reducir el consumo de combustible, ya que el aire se comporta como una carga térmica que debe ser calentado hasta la temperatura de combustión.

Tabla 4.18. Temperatura del aire a la entrada de la cámara de combustión.

Parámetro	CBC	CBC-CR	CBC-CRV	CBC-Captura de CO ₂
<i>T</i> aire combustión (°C)	778,13	529,82	237,73	-
<i>T</i> CO ₂ y O ₂ (°C)	-	-	-	530,28/168,46

En las plantas con el CBC y el CR en serie se consigue un aumento de potencia. Pero este aumento no es suficiente para incrementar el rendimiento respecto a la planta CBC, donde el calor de los gases se utiliza únicamente para precalentar el aire de combustión.

También es importante destacar que la planta térmica con captura de CO₂ es la que tiene menor eficiencia, porque se tiene en cuenta el PCS y el consumo de la USA. La eficiencia global respecto al PCI es del 55,45 % y si además no se considera la USA es del 61,45%.

Potencia por kg/s de GNL:

La producción de potencia más elevada se consigue con el CBC y el CRV asociados en serie debido a que el agua tiene mayor calor específico que el CO₂, lo que permite un mayor desarrollo de trabajo específico en la turbina. Además el CRV utiliza dos niveles de presión, obteniendo de este modo, un mejor aprovechamiento de la energía de los gases al realizar el intercambio de calor con una diferencia de temperaturas menor, al mismo tiempo que se disminuyen las irreversibilidades internas. La potencia también se aumenta debido al trabajo realizado por el GN en el expander. Aunque la

central con captura de CO₂ también incorpora el expander, la potencia específica se penaliza por la USA.

Aprovechamiento exergético del GNL:

El aprovechamiento de la exergía disponible del GNL depende de si se recupera únicamente la parte térmica o también a la parte mecánica. Por ello las plantas que llevan instaladas el expander para recuperar la exergía mecánica del GN (caso 3 y 4), tienen un mayor aprovechamiento de la exergético del GNL que las plantas que no lo tienen (caso 1 y 2).

Otro parámetro importante a la hora de comparar las diferentes plantas térmicas propuestas, es la emisión de gases de efecto invernadero. En este sentido, la central con captura de CO₂ es la que mejor se adapta al objetivo de ser eficiente y con casi cero emisiones de CO₂.

Capítulo 5

Conclusiones generales y líneas de investigación abiertas

5.1 Conclusiones generales

De los antecedentes en el aprovechamiento exergético para mejorar la eficiencia de los ciclos y del estudio y análisis de los resultados obtenidos de las plantas térmicas propuestas en esta tesis, se obtienen las siguientes conclusiones:

- El GNL tiene un elevado poder exergético por estar en condiciones criogénicas. La regasificación mediante sistemas convencionales (vaporizadores de agua de mar o de combustión sumergida) no recupera la exergía disponible en el GNL. Durante este proceso se libera al agua de mar un 40,46% de su exergía. La restante no se puede recuperar porque se necesita para enviar el GN a los consumidores finales, a través del gaseoducto.
- El aprovechamiento exergético del GNL durante su proceso de regasificación, permite aumentar la eficiencia de las plantas térmicas. La exergía mecánica del GNL solo puede contribuir al aumento de la eficiencia con un único método, que es la expansión directa del GNL previamente calentado. Sin embargo la parte térmica permite más opciones: se puede emplear como sumidero de calor y como aporte de exergía extra en los ciclos Rankine, Brayton, Kalina y ciclos combinados con el objetivo de aumentar su eficiencia. También puede contribuir a la captación de CO₂ de los gases de combustión para proponer alternativas de plantas térmicas con casi cero emisiones contaminantes.
- Después de revisar el estado del arte, se concluye que los CR son los más adecuados para el aprovechamiento del GNL cuando se dispone de fuentes de energía de bajo grado. Sin embargo, los CB son los más aconsejables para fuentes térmicas de altas temperaturas por conseguir plantas de elevada eficiencia. Bajo este supuesto, se proponen cuatro nuevas configuraciones de plantas para el aprovechamiento de la exergía del GNL basadas en los CBC, en

la asociación en serie de los CBC y los CR de condensación cuasi-crítica o de vapor y en plantas térmicas que permiten la captura de CO₂.

- Las cuatro plantas térmicas propuestas fueron simuladas y analizadas con el software EES donde se tomaron como indicadores de comparación la eficiencia, potencia desarrollada por kg/s de GNL y aprovechamiento de la exergía disponible en el GNL.
- La planta más eficiente es la CBC operando con Helio como FT. Su alta eficiencia con respecto a las demás plantas, es debido a la elevada temperatura del aire a la entrada de la cámara de combustión. Esto se consigue con la recuperación de la energía de los gases mediante un precalentador.
- Con la disposición en serie del CBC y un CR se consigue mayor potencia por kg/s de GNL que en el caso de la planta térmica del CBC. Se obtiene mayor potencia cuando se trata de un CR de vapor combinado con la expansión directa del GNL para desarrollar potencia en un expander.
- Las plantas con mayor aprovechamiento exergético son las que recuperan la exergía térmica y mecánica del GNL, como lo hacen las plantas CBC-CRV y la CBC con captura de CO₂.
- Otro indicador a tener en cuenta para la comparación de las diferentes plantas térmicas, es la emisión de gases de efecto invernadero. Teniendo en consideración este parámetro, la instalación con captura de CO₂ consigue una elevada eficiencia y con casi cero emisiones. La mejora de esta configuración de planta térmica frente a las que utilizan la exergía del GNL para licuar el CO₂ y capturarlo, es que en la planta aquí propuesta, toda la exergía aprovechable del GNL se emplea para aumentar la eficiencia del CBC y para desarrollar trabajo en un expander; de este modo se consigue una mayor eficiencia.
- La decisión de instalar una de las plantas térmicas propuestas está condicionada por las necesidades, restricciones y características de la planta de regasificación. Si lo que se necesita es una planta eficiente, compacta (elevada relación potencia-peso) y sencilla, la mejor opción es la que opera con el CBC. Si lo que prima es la potencia obtenida por kg/s de GNL, la planta CBC-CRV es la solución. Otra opción puede ser que la empresa apueste por una central con casi nulas emisiones de CO₂, para contribuir a la reducción del efecto

invernadero y al objetivo que marca la UE para el 2020 de disminuir las emisiones de CO₂ en un 20%. En este caso sería adecuada la planta con captura de CO₂.

Cabe señalar que la idoneidad de instalar una planta determinada también dependerá de los continuos cambios en el marco regulatorio del sistema energético a nivel nacional e internacional. La incertidumbre sobre la evolución de los precios del kWh, de los combustibles y de los derechos y tasas de emisión de CO₂ son factores complejos e inciertos, que requieren un estudio profundo y que no se consideran en esta investigación.

5.2 Líneas de investigación abiertas

Después de investigar sobre el aprovechamiento exergético del GNL para mejorar la eficiencia de las plantas térmicas y de analizar los resultados obtenidos, se considera que esta investigación abre nuevas líneas de estudio.

Los campos que pueden ser explorados en futuras investigaciones tienen relación con la viabilidad económica y técnica de implementación de las plantas propuestas y con su posible aplicación en otros escenarios contextuales.

Las líneas de investigación abiertas, susceptibles de ser acometidas a partir de esta tesis pueden ser:

- Aunque los resultados termodinámicos de esta investigación pueden ser un elemento decisivo para su futura aplicación, es necesario realizar un estudio económico de cada planta térmica propuesta, que determine su rentabilidad y viabilidad. En este sentido, se debe tener en cuenta que los resultados obtenidos serán muy relativos dependiendo del lugar donde se instale la planta, el precio de los combustibles y del kWh, tasas por emisiones contaminantes y legislación del sistema energético de cada país.
- Es importante profundizar en el comportamiento de las bombas cuando trabajan próximas al punto crítico, ya que las condiciones de líquido y vapor en esta zona no están perfectamente definidas, lo que puede dar lugar a que se presenten problemas de cavitación como sucede en los CR cuasi-críticos de

CO₂. Aunque el análisis realizado sobre las plantas propuestas se ha basado en su simulación termodinámica y la mayor parte de los componentes y tecnologías utilizadas en cada una de ellas, están desarrolladas y son de uso común en otros sistemas térmicos, es necesario profundizar en el comportamiento de las bombas de CO₂ en las condiciones antes descritas para evitar problemas de operatividad cuando trabajen en esta zona de incertidumbre.

- Estudiar el diseño de las cámaras de combustión para que puedan soportar las elevadas presiones con las que trabaja en la planta térmica con captura de CO₂, en donde se alcanzan los 70 bar.
- Mejorar el sistema de combustión aprovechando la energía de los gases de combustión en una turbo-soplante, después de ceder todo el calor posible a los ciclos. Esto tiene especial interés en los tres primeros casos de plantas térmicas estudiadas en la tesis. En estas plantas, la combustión y los gases tienen una presión ligeramente superior a la atmosférica, que se corresponde con la mínima posible para vencer las pérdidas de carga de los gases a su paso por los intercambiadores. Con la turbo-soplante se comprime el aire de combustión y en consecuencia se obtienen los gases presurizados. Esto permite reducir el tamaño de intercambiadores, mejorar la transferencia de calor y eliminar el consumo de potencia de la soplante eléctrica.
- Trabajar en otros usos del aprovechamiento exergético del GNL, como puede ser la desalinización del agua de mar o en la separación del aire, con el objetivo de conseguir siempre una mejor eficiencia en todas sus aplicaciones.
- Estudiar el aprovechamiento exergético del GNL en los buques FSRU (Floating, Storage and Regasification Unit). Este tipo de buques operan anclados cerca de costa y están destinados a recibir el GNL de los buques metaneros, almacenarlo, regasificarlo y a enviar el GN a tierra. La operación de regasificación se realiza mediante un fluido intermedio (propano) calentado por agua de mar o con vapor de agua pero siempre, sin un aprovechamiento exergético del GNL. Por ello se debe desarrollar una investigación sobre la posibilidad de aprovechar la exergía desperdiciada para generar energía eléctrica, bien para las necesidades del propio buque o para enviarla a tierra.

Referencias

- [1] International Energy Agency, International Energy Outlook 2013.
- [2] European Commission, Energy 2020-A strategy for competitive, sustainable and secure energy. <http://ec.europa.eu/energy/energy2020> [acceso el 03-02-14].
- [3] Aguilera RF, Aguilera R. World natural gas endowment as a bridge towards zero carbon emissions. *Technological Forecasting and Social Change* 2012;79(3):579-86.
- [4] Kumar S, Kwon H-, Choi K-, Hyun Cho J, Lim W, Moon I. Current status and future projections of LNG demand and supplies: A global prospective. *Energy Policy* 2011;39(7):4097-104.
- [5] Kumar S, Kwon H-, Choi K-, Lim W, Cho JH, Tak K et al. LNG: An eco-friendly cryogenic fuel for sustainable development. *Appl. Energy* 2011;88:4264-73.
- [6] Taylor RS, Tertzakian P, Wall T, Graham M, Young PJ, Harbinson S. Natural gas: The green fuel of the future. *J. Can. Pet. Technol.* 2012;51(3):163-75.
- [7] Cheenkachorn K, Poompipatpong C, Ho CG. Performance and emissions of a heavy-duty diesel engine fuelled with diesel and LNG (liquid natural gas). *Energy* 2013;53:52-7.
- [8] Buitelaar H. Green fuel know-how progression forerunners anticipate LNG transition. *Maritime by Holland* 2012;61(5):40-3.
- [9] Bisio G, Tagliafico L. On the recovery of LNG physical exergy by means of a simple cycle or a complex system. *Exergy, An International Journal* 2002;2(1):34-50.
- [10] Chen Y, Chen X. A technical analysis of heat exchangers in LNG plants and terminals. *Natural Gas Industry* 2010;30(1):96-100.
- [11] Klein SA. Engineering equation solver (EES); 2012. Academic Professional V9.172.
- [12] J.L. Gómez Ribelles, M. Monleón Pradas, G. Gallego Ferrer. *Termodinámica técnica*. Editorial de la UPV, 2002 Valencia.
- [13] Michael J. Moran, Howard N. Shapiro. *Fundamentos de termodinámica técnica*. 2ª edición/correspondiente a la 4ª ed. Original. John Wiley & Sons, Inc. 2004 Hoboken (NJ), USA.
- [14] Khan MS, Lee M. Design optimization of single mixed refrigerant natural gas liquefaction process using the particle swarm paradigm with nonlinear constraints. *Energy* 2013;49(1):146-55.

Referencias

- [15] Eloy Álvarez Pelgry, Jacobo Balbas Pelaez. El gas natural del yacimiento al consumidor: aprovisionamientos y cadena del gas natural licuado. CIE Inversiones Editoriales Dossat-2000, S.L., 2003. ISBN 9788489656451.
- [16] Kogbara RB, Iyengar SR, Grasley ZC, Masad EA, Zollinger DG. A review of concrete properties at cryogenic temperatures: Towards direct LNG containment. *Constr. Build. Mater.* 2013;47:760-70.
- [17] Querol E, Gonzalez-Regueral B, García-Torrent J, García-Martínez MJ. Boil off gas (BOG) management in Spanish liquid natural gas (LNG) terminals. *Appl. Energy* 2010;87(10):3384-92.
- [18] Ramirez A, Lorente C. Recuperación del gas de boil off en una terminal de regasificación de GNL. Cálculo del balance de generación del gas. *Ingeniería Química* 2008; n°456: 64–9.
- [19] Yajun Li, Xingshui Chena, Ming-Hsiung Cheinb. Flexible and cost-effective optimization of BOG (boil-off gas) recondensation process at LNG receiving terminals. *Chemical Engineering Research and Design* 2012;90:1500–1505.
- [20] Wang M, Jin T, Tang K, Chen G. Numerical simulation analysis of a heat transfer tube in SuperORV. *Natural Gas Industry* 2013;33(6):102-7.
- [21] Kohil AA, Farag HA, Ossman ME. Mathematical modeling of a multi-stream brazed aluminum plate fin heat exchanger. *Thermal Science* 2010;14(1):103-14.
- [22] Tagliafico G, Valsuani F, Tagliafico LA. Liquefied natural gas submerged combustion vaporization facilities: Process integration with power conversion units. *Int. J. Energy Res.* 2013;37(1):80-92.
- [23] FaJiang H, WeiWu C, Ping Y. Experimental Research on a New Vaporization of LNG using Flue Gas to Impact Underwater Umbrella Rotor to Enhance Heat Transfer. *Energy Procedia* 2012;17, Part A:750-61.
- [24] Francesc Estrany Coda, Jordi Dosta Parcerisa, Judith Pérez Gonzalez, Soraya Muñoz Cameo y Óscar Rodríguez Valls. Vaporizadores de agua de mar para gas natural licuado. *Técnica Industrial* 2007; n° 268/Marzo-Abril: 24-32.
- [25] <http://www.tokyo-gas.co.jp> [acceso el 03-02-14].
- [26] <http://www.spp.co.jp> [acceso el 03-02-14].
- [27] <http://www.enagas.es> [acceso el 03-02-14].

- [28] Mapa de Infraestructuras gasistas en España. <http://www.cne.es> [acceso el 03-02-14].
- [29] <http://bbg.es> [acceso el 03-02-14].
- [30] Javier Caballero Sánchez-Izquierdo, Luis C. Gutiérrez Pérez. Electricity generation in ENAGÁS' regasifying plant in Palos de la Frontera (Huelva). *FuturENERGY* 2013;5: 31-5.
- [31] Miyazaki T, Kang YT, Akisawa A, Kashiwagi T. A combined power cycle using refuse incineration and LNG cold energy. *Energy* 2000;25(7):639-55.
- [32] Wang Q, Li Y, Chen X. Exergy analysis of liquefied natural gas cold energy recovering cycles. *Int. J. Energy Res.* 2005;29(1):65-78.
- [33] Lu T, K.S. W. Analysis and optimization of a cascading power cycle with liquefied natural gas (LNG) cold energy recovery. *Appl. Therm. Eng.* 2009;29(8-9):1478-84.
- [34] Shi X, Agnew B, Che D, Gao J. Performance enhancement of conventional combined cycle power plant by inlet air cooling, inter-cooling and LNG cold energy utilization. *Appl. Therm. Eng.* 2010;30(14-15):2003-10.
- [35] Nakaiwa M, Akiya T, Owa M, Tanaka Y. Evaluation of an energy supply system with air separation. *Energy Conversion and Management* 1996;37(3):295-301.
- [36] Chen Z-, Cheng W-, Hu P. New air separation system by using cold energy of LNG. *Kung Cheng Je Wu Li Hsueh Pao/Journal of Engineering Thermophysics* 2004;25(6):913-6.
- [37] Shen W, Sun R-, Tang K, Jin T. Small-scale air separation process utilizing cold energy from LNG satellite station. *Zhejiang Daxue Xuebao (Gongxue Ban)/Journal of Zhejiang University (Engineering Science)* 2013;47(3):549-53.
- [38] Tuo H, Li Y, Tan H. Combined cycle of air separation and natural gas liquefaction. *Huagong Xuebao/Journal of Chemical Industry and Engineering (China)* 2008;59(10):2498-504.
- [39] Messineo A, Panno D. Potential applications using LNG cold energy in Sicily. *Int. J. Energy Res.* 2008;32(11):1058-64.
- [40] Messineo A, Panno G. LNG cold energy use in agro-food industry: A case study in Sicily. *Journal of Natural Gas Science and Engineering* 2011;3(1):356-63.

Referencias

- [41] Cravalho EG, McGrath JJ, Toscano WM. Thermodynamic analysis of the regasification of LNG for the desalination of sea water. *Cryogenics* 1977;17(3):135-9.
- [42] Wang P, Chung T-. A conceptual demonstration of freeze desalination-membrane distillation (FD-MD) hybrid desalination process utilizing liquefied natural gas (LNG) cold energy. *Water Res.* 2012;46(13):4037-52.
- [43] Jansen S, Woudstra N. Understanding the exergy of cold: Theory and practical examples. *International Journal of Exergy* 2010;7(6):693-713.
- [44] Cao W, Lu X, Gu A, Lin W, Shi Y. LNG receiving terminal and its correlative techniques. *Natural Gas Industry* 2006;26(1):A16, 112-115.
- [45] Toshiro Otsuka. Evolution of an LNG terminal: Senboku Terminal of Osaka gas. *International Gas Union World Gas Conference Papers* 2006;5:2617-30.
- [46] Kim H, Hong S. Review on economical efficiency of LNG cold energy use in South Korea. *International Gas Union World Gas Conference Papers* 2006;5:2885-95.
- [47] Maertens J. Design of Rankine Cycles for power generation from evaporating LNG. *Int. J. Refrig.* 1986;9(3):137-43.
- [48] Qiang W, Yanzhong L, Jiang W. Analysis of power cycle based on cold energy of liquefied natural gas and low-grade heat source. *Appl. Therm. Eng.* 2004;24(4):539-48
- [49] Kim CW, Chang SD, Ro ST. Analysis of the power cycle utilizing the cold energy of LNG. *Int. J. Energy Res.* 1995;19(9):741-9.
- [50] Ohishi M, Kikkawa Y, Chiu C-, Cords M, Kimmel HE. Efficient power recovery in LNG regasification plants. 11AIChE - 2011 AIChE Spring Meeting and 7th Global Congress on Process Safety, Conference Proceedings 2011.
- [51] Griepentrog H, Sackarendt P. Vaporization of LNG with closed-cycle gas turbines. ASME paper 79-GT-38, 1976.
- [52] Krey G. Utilization of the cold by LNG vaporization with closed-cycle gas turbine. *Journal of engineering for power* 1980;102:225-30.
- [53] Shi X, Agnew B, Che D. Analysis of a combined cycle power plant integrated with a liquid natural gas gasification and power generation system. *Proc. Inst. Mech. Eng. A: J. Power Energy* 2011;225(1):1-11.
- [54] Shi X, Che D. Thermodynamic analysis of an LNG fuelled combined cycle power plant with waste heat recovery and utilization system. *Int. J. Energy Res.* 2007;31(10):975-98.

- [55] Shi X, Che D. A combined power cycle utilizing low-temperature waste heat and LNG cold energy. *Energy Conversion and Management* 2009;50(3):567-75.
- [56] Liu Y, Guo K. A novel cryogenic power cycle for LNG cold energy recovery. *Energy* 2011;36(5):2828-33.
- [57] Deng S, Jin H, Cai R, Lin R. Novel cogeneration power system with liquefied natural gas (LNG) cryogenic exergy utilization. *Energy* 2004;29(4):497-512.
- [58] Gordon Kar-wai NG. Recovery and Utilization of Cold Energy of Liquefied Natural Gas. Institution of Gas Engineers and Managers (IGEM), 2006.
- [59] Tsatsaronis G, Morosuk T. Advanced exergetic analysis of a novel system for generating electricity and vaporizing liquefied natural gas. *Energy* 2010;35(2):820-9.
- [60] Song Y, Wang J, Dai Y, Zhou E. Thermodynamic analysis of a transcritical CO₂ power cycle driven by solar energy with liquified natural gas as its heat sink. *Appl. Energy* 2012;92:194-203
- [61] Bisio G, Pisoni C. Thermodynamic analysis of solar energy utilization combined with the exploitation of the LNG physical exergy. *Journal of Solar Energy Engineering, Transactions of the ASME* 1995;117(4):333-5.
- [62] Sun Z, Wang J, Dai Y, Wang J. Exergy analysis and optimization of a hydrogen production process by a solar-liquefied natural gas hybrid driven transcritical CO₂ power cycle. *Int. J. Hydrogen Energy* 2012;37(24):18731-8.
- [63] Rao W-, Zhao L-, Liu C, Zhang M-. A combined cycle utilizing LNG and low-temperature solar energy. *Appl. Therm. Eng.* 2013;60(1-2):51-60.
- [64] Wang J, Yan Z, Wang M, Dai Y. Thermodynamic analysis and optimization of an ammonia-water power system with LNG (liquefied natural gas) as its heat sink. *Energy* 2013;50(1):513-22.
- [65] Yan Z, Zhao P, Wang J, Dai Y. Thermodynamic analysis of an SOFC-GT-ORC integrated power system with liquefied natural gas as heat sink. *Int. J. Hydrogen Energy* 2013;38(8):3352-63.
- [66] Angelino G, Invernizzi CM. Carbon dioxide power cycles using liquid natural gas as heat sink. *Appl. Therm. Eng.* 2009;29(14-15):2935-41.
- [67] Li Y, Bai F. Integrated and cost-effective design utilizes LNG cryogenic energy for power generation. *Asia-Pacific Power and Energy Engineering Conference, APPEEC* 2009.

Referencias

- [68] Ersoy HK, Demirpolat SO. Using liquefied natural gas cold energy for power generation: Case study for Marmara Ereğlisi receiving terminal. *Journal of the Energy Institute* 2009;82(1):11-8.
- [69] E.W. Lemmon, M.L. Huber, M.O. McLinden, NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties e REFPROP Version 8.0, User's Guide, NIST, Colorado, Boulder, 2007.
- [70] U.S. Environmental Protection Agency Class I Ozone-Depleting Substances, <http://www.epa.gov/ozone/science/ods/classone.html> [accessed December 7, 2013].
- [71] WMO (World Meteorological Organization), Scientific Assessment of Ozone Depletion: 2006, Global Ozone Research and Monitoring Project—Report No. 50, 572 pp., Geneva, Switzerland, 2007.
- [72] Mark Z. Jacobson. Correction to “Control of fossil-fuel particulate black carbon and organic matter, possibly the most effective method of slowing global warming” *Journal of Geophysical Research* 2005;110, D14105, doi:10.1029/2005JD005888.
- [73] Dispenza C, Dispenza G, Rocca VL, Panno G. Exergy recovery in regasification facilities - Cold utilization: A modular unit. *Appl Therm Eng* 2009;29(17-18):3595-608.
- [74] La Rocca V. Cold recovery during regasification of LNG part one: Cold utilization far from the regasification facility. *Energy* 2010;35(5):2049-58.
- [75] Szargut J, Szczygiel I. Utilization of the cryogenic exergy of liquid natural gas (LNG) for the production of electricity. *Energy* 2009;34(7):827-37.
- [76] Chen Y, Lundqvist P, Johansson A, Platell P. A comparative study of the carbon dioxide transcritical power cycle compared with an organic rankine cycle with R123 as working fluid in waste heat recovery. *Appl. Therm. Eng.* 2006;26(17-18):2142-7.
- [77] Saleh B, Koglbauer G, Wendland M, Fischer J. Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles. *Energy* 2007;32(7):1210-21.
- [78] Angelino G, Colonna Di Paliano P. Multicomponent working fluids for organic Rankine cycles (ORCs). *Energy* 1998;23(6):449-63.
- [79] Xiong Y-, Hua B. Integration of low-temperature cold storage and cryogenic power generation system based on LNG cold energy utilization. *Huanan Ligong Daxue Xuebao/Journal of South China University of Technology (Natural Science)* 2012;40(9):20-5.

- [80] Oliveti G, Arcuri N, Bruno R, De Simone M. A rational thermodynamic use of liquefied natural gas in a waste incinerator plant. *Appl. Therm. Eng.* 2012;35(1):134-44.
- [81] Bisio G, Tagliafico L. On the recovery of LNG physical exergy. *Proceedings of the Intersociety Energy Conversion Engineering Conference 2000*;1:309-17.
- [82] Meng X, Bai F, Yang F, Bao Z, Zhang Z. Study of integrated metal hydrides heat pump and cascade utilization of liquefied natural gas cold energy recovery system. *Int. J. Hydrogen Energy* 2010;35(13):7236-45.
- [83] Choi I-, Lee S, Seo Y, Chang D. Analysis and optimization of cascade Rankine cycle for liquefied natural gas cold energy recovery. *Energy* 2013;61:179-95.
- [84] Arnie Smith, John Y. Mak. LNG Regasification and Utilization. *5rd Annual Atlantic Canada Oil and Gas*;2005,30-31.
- [85] Koku O, Perry S, Kim J-. Techno-economic evaluation for the heat integration of vaporisation cold energy in natural gas processing. *Appl. Energy* 2014;114:250-61.
- [86] Yunus A. Çengel, Michael A. Boles. *Termodinámica*. 5º ed. Mc Graw Hill, 2006 México.
- [87] Kim TS, Ro ST. Power augmentation of combined cycle power plants using cold energy of liquefied natural gas. *Energy* 2000;25(9):841-56.
- [88] Agazzani A, Massardo AF, Korakianitis T. An assessment of the performance of closed cycles with and without heat rejection at cryogenic temperatures. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 1999;121(3):458-65.
- [89] Zhang N, Liu W-, Cai R-. Thermodynamic analysis of closed Brayton cycle working on LNG cryogenic exergy and waste heat utilization. *Zhongguo Dianji Gongcheng Xuebao/Proceedings of the Chinese Society of Electrical Engineering* 2003;23(7):173,177-182.
- [90] Kaneko K, Ohtani K, Tsujikawa Y, Fujii S. Utilization of the cryogenic exergy of LNG by a mirror gas-turbine. *Appl. Energy* 2004;79(4):355-69.
- [91] Angelino G, Invernizzi CM. The role of real gas Brayton cycles for the use of liquid natural gas physical exergy. *Appl. Therm. Eng.* 2011;31(5):827-33.
- [92] Bejan, A., Tsatsaronis, G. and Moran, M. *Thermal Design & Optimization*, First ed., John Wiley & Sons, Inc. New York; 1996.

Referencias

- [93] Dispenza C, Dispenza G, La Rocca V, Panno G. Exergy recovery during LNG regasification: Electric energy production - Part one. *Appl Therm Eng* 2009;29(2-3):380-7.
- [94] Dispenza C, Dispenza G, Rocca VL, Panno G. Exergy recovery during LNG regasification: Electric energy production - Part two. *Appl. Therm. Eng.* 2009;29(2-3):388-99.
- [95] Morosuk T, Tsatsaronis G. Comparative evaluation of LNG - based cogeneration systems using advanced exergetic analysis. *Energy* 2011;36(6):3771-8.
- [96] Morosuk T, Tsatsaronis G, Boyano A, Gantiva C. Advanced exergy-based analyses applied to a system including LNG regasification and electricity generation. *International Journal of Energy and Environmental Engineering* 2012;3(1):1-9.
- [97] Salimpour MR, Zahedi MA. Proposing a novel combined cycle for optimal exergy recovery of liquefied natural gas. *Heat Mass Transfer* 2012;48(8):1309-17.
- [98] Querol E, Gonzalez-Regueral B, García-Torrent J, Ramos A. Available power generation cycles to be coupled with the liquid natural gas (LNG) vaporization process in a Spanish LNG terminal. *Appl. Energy* 2011;88(7):2382-90.
- [99] BAI F, ZHANG Z. Integration of Low-level Waste Heat Recovery and Liquefied Nature Gas Cold Energy Utilization. *Chin. J. Chem. Eng.* 2008;16(1):95-9.
- [100] Najjar YSH, Zaamout MS. Cryogenic power conversion with regasification of LNG in a gas turbine plant. *Energy Conversion and Management* 1993;34(4):273-80.
- [101] Najjar YSH. Efficient use of energy by utilizing gas turbine combined systems. *Appl. Therm. Eng.* 2001;21(4):407-38.
- [102] Hisazumi Y, Yamasaki Y, Sugiyama S. Proposal for a high efficiency LNG power-generation system utilizing waste heat from the combined cycle. *Appl. Energy* 1998;60(3):169-82.
- [103] Kalina AI. Combined cycle system with novel bottoming cycle. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 1984;106(4):737-42.
- [104] Marston CH. Parametric analysis of the Kalina Cycle. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 1990;112(1):107-16.
- [105] Nag PK, Gupta AVSSKS. Exergy analysis of the kalina cycle. *Appl. Therm. Eng.* 1998;18(6):427-39.

- [106] Wang H, Shi X, Che D. Thermodynamic optimization of the operating parameters for a combined power cycle utilizing low-temperature waste heat and LNG cold energy. *Appl. Therm. Eng.* 2013;59(1-2):490-7.
- [107] Pires JCM, Martins FG, Alvim-Ferraz MCM, Simões M. Recent developments on carbon capture and storage: An overview. *Chem. Eng. Res. Design* 2011;89(9):1446-60.
- [108] Kuramochi T, Ramírez A, Turkenburg W, Faaij A. Techno-economic prospects for CO₂ capture from distributed energy systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2013;19:328-47.
- [109] Liu M, Lior N, Zhang N, Han W. Thermoeconomic analysis of a novel zero-CO₂-emission high-efficiency power cycle using LNG coldness. *Energy Conversion and Management* 2009;50(11):2768-81.
- [110] Lior N, Zhang N. Recovery of Cryogenic Energy and Exergy for Power Generation and CO₂ Capture. IMAT 2010 –3rd International Meeting of Advances in Thermofluids, 30th November 2010, Singapore.
- [111] Zhang N, Lior N, Liu M, Han W. COOLCEP (cool clean efficient power): A novel CO₂-capturing oxy-fuel power system with LNG (liquefied natural gas) coldness energy utilization. *Energy* 2010;35(2):1200-10.
- [112] Zhang N, Lior N. A novel near-zero CO₂ emission thermal cycle with LNG cryogenic exergy utilization. *Energy* 2006;31(10-11):1666-79.
- [113] Zhang N, Lior N. Proposal and analysis of a novel zero CO₂ emission cycle with liquid natural gas cryogenic exergy utilization. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 2006;128:81-91.
- [114] Zhang N, Lior N. Configuration analysis of a novel zero CO₂ emission cycle with LNG cryogenic exergy utilization. American Society of Mechanical Engineers, Advanced Energy Systems Division (Publication) AES 2003;43:333-43.
- [115] LNG Cold Energy Utilization at LNG Receiving Terminals, <http://www.osakagas.co.jp/en/index.html> [acceso el 11-02-14].
- [116] Toshihide KANAGAWA. Japan's LNG Utilization and Environmental Efforts, <http://www.gas.or.jp/en/> [acceso el 11-02-14].
- [117] <http://www.elengy.com> [acceso el 11-02-14].
- [118] <http://www.streamlng.com> [acceso el 11-02-14].

Referencias

- [119] McDonald CF. Helium turbomachinery operating experience from gas turbine power plants and test facilities. *Appl. Therm. Eng.* 2012;44:108-42.
- [120] S. Consonni, F. Farina, Externally fired combined cycles (EFCC). Part A: thermodynamic and technological issues. ASME International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition, Birmingham, UK, 1996.
- [121] Colombo P, Mera G, Riedel R, Sorarù GD. Polymer-derived ceramics: 40 years of research and innovation in advanced ceramics. *Journal of the American Ceramic Society* 2010; 93(7):1805-37.
- [122] Gianella S, Gaia D, Ortona A. High temperature applications of Si-SiC cellular ceramics. *Advanced Engineering Materials* 2012; 14(12):1074-81.
- [123] Vélez F, Segovia JJ, Martín MC, Antolín G, Chejne F, Quijano A. A technical, economical and market review of organic Rankine cycles for the conversion of low-grade heat for power generation. *Renew. Sust. Energ. Rev.* 2012; 16(6): 4175-89.
- [124] Wang T, Zhang Y, Peng Z, Shu G. A review of researches on thermal exhaust heat recovery with rankine cycle. *Renew. Sust. Energ. Rev.* 2011;15(6):2862-71.
- [125] Chacartegui R, Sánchez D, Muñoz JM, Sánchez T. Alternative ORC bottoming cycles for combined cycle power plants. *Appl. Energy* 2009; 86(10):2162-70.
- [126] R. Ferreiro Garcia, J. Romero Gómez, M. Romero Gómez y A. DeMiguel Catoira. El efecto positivo de las condiciones de condensación cuasi-críticas aplicadas a ciclos Rankine 2012. DOI: <http://www.dx.doi.org/10.6036/ES1011>.
- [127] Garcia RF. Efficiency enhancement of combined cycles by suitable working fluids and operating conditions. *Appl. Therm. Eng.* 2012; 42:25-33.
- [128] Fuller R, Preuss J, Noall J. Turbomachinery for supercritical CO₂ power cycles. *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2012*.
- [129] Kim YM, Kim CG, Favrat D. Transcritical or supercritical CO₂ cycles using both low- and high-temperature heat sources. *Energy* 2012;43(1):402-15.
- [130] Garg P, Kumar P, Srinivasan K. Supercritical carbon dioxide brayton cycle for concentrated solar power. *Journal of Supercritical Fluids.* 2013;76:54-60.
- [131] Wright IG, Pint BA, Shingledecker JP, Thimsen D. Materials considerations for supercritical CO₂ turbine cycles. *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2013*.

- [132] Shailesh J. Patel, John J. de Barbadillo, Brian A. Baker, Ronald D. Gollihue. Nickel Base Superalloys for Next Generation Coal Fired AUSC Power Plants. *Procedia Engineering* 2013;55:246–252.
- [133] Viswanathan R, Henry JF, Tanzosh J, Stanko G, Shingledecker J, Vitalis B, et al. U.S. program on materials technology for ultra-supercritical coal power plants. *Journal of Materials Engineering and Performance*. 2013;22(10):2904-15.
- [134]. Viswanathan R, Purgert R. U.S. program on materials technology for ultrasupercritical coal-fired steam power plants. 2007 proceedings of the ASME pressure vessels and piping conference - 8th international conference on creep and fatigue at elevated temperatures - CREEP8 2008.
- [135] Viswanathan R, Coleman K, Rao U. Materials for ultra-supercritical coal-fired power plant boilers. *Int J Pressure Vessels Piping*. 2006;83(11-12):778-83.
- [136] C.Y. Liu, G. Chen, N. Sipöcz, M. Assadi, X.S. Bai. Characteristics of oxy-fuel combustion in gas turbines. *Appl. Energy* 2012;89:387–394.
- [137] Zanganeh, K.E., Shafeen, A., Salvador, C. CO₂ capture and development of an advanced pilot-scale cryogenic separation and compression unit. *Energy Procedia* 2009;1:247–252.
- [138] Ioannis Hadjipaschalis, George Kourtis, Andreas Poullikkas. Assessment of oxyfuel power generation technologies. *Renew. Sust. Energ. Rev.* 2009;13:2637–2644.
- [139] Hanne M. Kvamsdala, Kristin Jordala, Olav Bollandb. A quantitative comparison of gas turbine cycles with CO₂ capture. *Energy* 2007;32:10–24.
- [140] L.V. van der Hama, S. Kjelstrup. Exergy analysis of two cryogenic air separation processes. *Energy* 2010;35:4731-4739.
- [141] Smith AR, Klosek J. A review of air separation technologies and their integration with energy conversion processes. *Fuel Processing Technology* 2001;70(2):115-34.
- [142] John Davison. Performance and costs of power plants with capture and storage of CO₂. *Energy* 2007;32:1163–1176.
- [143] Imo Pfaff, Alfons Kather. Comparative Thermodynamic Analysis and Integration Issues of CCS Steam Power Plants Based on Oxy-Combustion with Cryogenic or Membrane Based Air Separation. *Energy Procedia* 2009;1:495-502.
- [144] Staicovici MD. Further research zero CO₂ emission power production: the ‘COOLENERG’ process. *Energy* 2002;27:831–44.

Referencias

- [145] Yukun Hua, Xun Li b, Hailong Li, Jinyue Yan. Peak and off-peak operations of the air separation unit in oxy-coal combustion power generation systems. *Appl. Energy* 2013;112:747–754.
- [146] Tranier, J.-P., Perrin, N., Darde, A.: Update on Advanced Developments for ASU and CO₂ Purification Units for Oxy-Combustion (Air Liquide, France). In: 3rd Meeting of the Oxy-Fuel Combustion Network (Yokohama, Japan, March 5th 2008), IEAGHG International Oxy-Combustion Network.
- [147] Audun Aspelund, Truls Gundersen. A liquefied energy chain for transport and utilization of natural gas for power production with CO₂ capture and storage – Part 1. *Appl. Energy* 2009;86:781–792.
- [148] Aspelund, A., Jordal, K. Gas conditioning – the interface between CO₂ capture and transport. *Int. J. Greenh. Gas Con.* 2007;1:343–354.
- [149] Kotas, TJ. *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*. Butterworths, London, U.K 1985.
- [150] Yann Le Moullec. Conceptual study of a high efficiency coal-fired power plant with CO₂ capture using a supercritical CO₂ Brayton cycle. *Energy* 2013;49:32-46.
- [151] Chenhua Gou, Ruixian Cai, Guoqiang Zhang. An advanced zero emission power cycle with integrated low temperature thermal energy. *Appl. Therm. Eng.* 2006;26:2228–2235.
- [152] Yuanyuan Li, Na Zhang, Ruixian Cai b, Yongping Yang. Performance analysis of a near zero CO₂ emission solar hybrid power generation system. *Appl. Energy* 2013;112:727–736.

Publicaciones como resultado de la investigación

A continuación se muestran las publicaciones realizadas como resultado de la investigación llevada a cabo durante la tesis.

Publicaciones científicas JCR:

(I) Manuel Romero Gómez, Ramón Ferreiro García, Javier Romero Gómez, Alberto De Miguel Catoira. Cold exergy recovery during LNG regasification through a Closed Brayton Cycle. International Journal of Exergy, disponible online: 29/08/2013. <http://www.inderscience.com>.

(II) M. Romero Gómez, R. Ferreiro Garcia, J. Carbia Carril, J. Romero Gómez. High efficiency power plant with liquefied natural gas cold energy utilization. Journal of the Energy Institute 87 (2014) 59-68.

(III) Manuel Romero Gómez, Ramón Ferreiro Garcia, Javier Romero Gómez, José Carbia Carril. Thermodynamic analysis of a Brayton cycle and Rankine cycle arranged in series exploiting the cold exergy of LNG (liquefied natural gas). Energy 66 (2014) 927-937.

Enviados:

(IV) M. Romero Gómez, R. Ferreiro Garcia, J. Romero Gómez, J. Carbia Carril. Review of thermal cycles exploiting the exergy of LNG in the regasification process. Renewable and Sustainable Energy Reviews. Comentarios recibidos y correcciones enviadas el 23/04/14.

Patente

Planta térmica de un ciclo Brayton y un ciclo Rankine en serie para instalaciones de regasificación de gas natural licuado.

Número de solicitud: P201200702.

