

Aprovechamiento de la energía fría del gas natural licuado en buques regasificadores

Autor: Manuel Naveiro Parga

Tesis doctoral UDC / 2022

Director y Tutor: Manuel Romero Gómez

Programa de doctorado en Energía y Propulsión Marina



UNIVERSIDADE DA CORUÑA

Informe del director de la Tesis Doctoral

Manuel Romero Gómez, Doctor por la Universidad de A Coruña y profesor del Área de conocimiento de Máquinas y Motores Térmicos del Departamento de Ciencias de la Navegación e Ingeniería Marina de la Universidad de A Coruña,

Certifica:

Que **D. Manuel Naveiro Parga** ha realizado bajo mi supervisión y dirección la Tesis Doctoral titulada:

Aprovechamiento de la energía fría del gas natural licuado en buques regasificadores

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

Solicita:

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

Y para que conste a los efectos oportunos, firmo este documento en A Coruña y a fecha de firma electrónica.

Agradecimientos

Me gustaría expresar mi agradecimiento a todas aquellas personas que con su ayuda han colaborado en la realización de esta tesis doctoral, sobre todo a mi director Manuel por la orientación, el seguimiento y la supervisión continua de la misma.

También quisiera darles las gracias a mis compañeros del grupo de investigación de Ingeniería Energética (INGEN) por el apoyo recibido.

Todo esto no hubiera sido posible sin el apoyo incondicional de mi familia y especialmente de mi pareja, Marta.

Gracias a todos.

Resumen

La presente tesis doctoral estudia la utilización de la energía fría del gas natural licuado (GNL) para reducir las emisiones de gases de efecto invernadero (GEI) durante el proceso de regasificación de las *floating storage regasification units* (FSRU).

Primero, se revisa la tecnología de regasificación y la literatura científica sobre ciclos de potencia para explotar la energía fría del GNL en buques regasificadores. A continuación, se desarrollan e implementan los métodos de análisis energético, exergético y económico de los sistemas, al igual que los índices e indicadores tanto de eficiencia energética como medioambientales aplicables a las FSRU. Por último, se proponen dos sistemas de regasificación para satisfacer la demanda de potencia eléctrica a bordo y reducir a prácticamente cero las emisiones de GEI. El primer sistema combina un ciclo orgánico de Rankine (ORC) con un sistema de captura de CO₂ mediante absorción química que trata los gases de combustión producto del proceso de generación de vapor en la caldera. El segundo sistema utiliza el agua de mar como fuente de calor y combina etapas de ORC en serie con un ciclo abierto de GNL. Los sistemas propuestos se comparan con los sistemas de regasificación instalados a bordo de las FSRU.

Resumo

A presente tese doutoral estuda a utilización da enerxía fría do gas natural licuado (GNL) para reducir as emisións de gases de efecto invernadoiro (GEI) durante o proceso de regasificación das *floating storage regasification units* (FSRU).

Primeiro, revísase a tecnoloxía de regasificación e a literatura científica sobre ciclos de potencia para explotar a enerxía fría do GNL en buques regasificadores. A continuación, desenvólvense e impleméntanse os métodos de análise enerxética, exerxético e económico dos sistemas, do mesmo xeito que os índices e indicadores tanto de eficiencia enerxética como ambientais aplicables ás FSRU. Por último, propóñense dous sistemas de regasificación para satisfacer a demanda de potencia eléctrica a bordo e reducir a practicamente cero as emisións de GEI. O primeiro sistema combina un ciclo orgánico de Rankine (ORC) cun sistema de captura de CO₂ mediante absorción química que trata os gases de combustión produto do proceso de xeración de vapor na caldeira. O segundo sistema utiliza a auga de mar como fonte de calor e combina etapas de ORC en serie cun ciclo aberto de GNL. Os sistemas propostos compáranse cos sistemas de regasificación instalados a bordo das FSRU.

Abstract

The present doctoral thesis studies the use of liquefied natural gas (LNG) cold energy to reduce greenhouse gas (GHG) emissions during the regasification process of floating storage regasification units (FSRUs).

First, the regasification technology and scientific literature on power cycles for exploiting cold energy from LNG in regasification vessels is reviewed. Then, methods for energy, exergy and economic analysis of the systems are developed and implemented, as well as energy efficiency and environmental indexes and indicators applicable to FSRUs. Finally, two regasification systems are proposed to meet the electrical power demand on board and reduce GHG emissions to almost zero. The first system combines an organic Rankine cycle (ORC) with a CO₂ capture system using chemical absorption that treats the flue gas from the steam generation process in the boiler. The second system uses seawater as a heat source and combines ORC stages in series with an open LNG cycle. The proposed systems are compared with the regasification systems installed on board the FSRUs.

Resumen extendido

El transporte marítimo del gas natural implica la licuefacción del hidrocarburo para facilitar su almacenamiento en los buques destinados al transporte del gas natural licuado (GNL), comúnmente conocidos como buques metaneros. Sin embargo, el GNL se debe regasificar antes de su distribución mediante gasoductos a los usuarios finales. El proceso de regasificación se realiza tanto en terminales *onshore* como *offshore*, no obstante, la energía fría del GNL, adquirida previamente en el proceso de licuefacción, se suele desaprovechar y, en consecuencia, se convierte en una energía residual con un importante contenido exergético susceptible de ser utilizada en múltiples aplicaciones.

La presente tesis doctoral estudia la utilización de la energía fría del GNL para reducir las emisiones de gases de efecto invernadero (GEI) durante el proceso de regasificación de las terminales *offshore* con mayor relevancia en la actualidad, las *floating storage regasification units* (FSRU).

Primero, se revisa la tecnología de regasificación instalada en FSRU y los ciclos termodinámicos propuestos por investigadores para generar electricidad a partir de la energía fría del GNL, además de evaluar el potencial que presenta el aprovechamiento de la mencionada energía residual en estos buques.

A continuación, se desarrollan e implementan los métodos de análisis energético, exergético y económico de los sistemas, al igual que los índices e indicadores tanto de eficiencia energética como medioambientales para determinar las emisiones de CO₂ a nivel de diseño y operacional de las FSRU.

Por último, se proponen dos sistemas de regasificación para satisfacer la demanda de potencia eléctrica de la FSRU y reducir a prácticamente cero las emisiones de GEI. El primer sistema combina un ciclo orgánico de Rankine (ORC) con un sistema de captura de CO₂ mediante absorción química para tratar los gases de combustión producto del proceso de generación de vapor en la caldera. El segundo sistema utiliza el agua de mar como fuente de calor y combina varias etapas de ORC en serie, empleando mezclas zeotrópicas como fluidos de trabajo, con un ciclo orgánico de Rankine abierto. Los sistemas propuestos se comparan con los sistemas de regasificación habitualmente instalados a bordo de las FSRU.

Índice

Índice.....	i
Lista de Figuras.....	vii
Lista de Tablas	xiii
Abreviaturas y siglas	xvii
Símbolos.....	xxi
Subíndices.....	xxiii
Superíndices	xxv
Factores de conversión	xxvii
Capítulo 1	
Introducción	1
1.1 Introducción.....	1
1.2 Justificación del estudio	3
1.3 Objetivos de la investigación.....	3
1.4 Metodología.....	4
1.5 Estructura de la tesis	5
Capítulo 2	
Antecedentes del estudio	7
2.1 Introducción.....	7
2.2 Contexto histórico de las FSRU	9
2.3 Descripción de la tecnología de regasificación en FSRU	16
2.3.1 Sistemas de regasificación	20
2.3.1.1 Sistemas de regasificación directos	22
2.3.1.2 Sistemas de regasificación de propano.....	24
2.3.1.3 Sistemas de regasificación de agua-glicol.....	27
2.4 Energía fría del GNL	29
2.4.1 Análisis energético y exergético	30

2.4.2	Ciclos de potencia para recuperar la energía fría	33
2.5	Conclusiones	40
Capítulo 3		
Análisis termodinámico y económico de los sistemas de regasificación actuales43		
3.1	Introducción	43
3.2	Descripción de los sistemas	45
3.2.1	Características de la FSRU modelo	45
3.2.2	Sistemas de regasificación.....	47
3.2.2.1	Sistema de regasificación de agua de mar	47
3.2.2.2	Sistema de regasificación de propano en lazo abierto	48
3.2.2.3	Sistema de regasificación de agua-glicol en lazo cerrado	49
3.3	Modelado matemático.....	52
3.3.1	Consideraciones e hipótesis.....	52
3.3.2	Generación de BOG en los tanques de almacenamiento de GNL.....	56
3.3.3	Modelo de transferencia de calor del AC/NGH	57
3.3.4	Análisis energético	59
3.3.5	Análisis exergético	62
3.3.5.1	Eficiencia exergética de los sistemas de regasificación.....	65
3.3.5.2	Eficiencia exergética de las FSRU (regasificando)	67
3.3.6	Análisis económico.....	69
3.4	Resultados y discusión.....	71
3.4.1	Termodinámicos	71
3.4.1.1	Efecto del BOR.....	86
3.4.2	Económicos	88
3.4.2.1	Efecto del precio del DO y de la tasa de interés	93
3.5	Conclusiones	94
Capítulo 4		
Medidas de eficiencia energética y medioambientales para FSRU97		

4.1	Introducción.....	97
4.2	Medida de la eficiencia energética en buques convencionales	98
4.2.1	Índice de eficiencia energética de proyecto (EEDI)	99
4.2.1.1	EEDI obtenido	99
4.2.1.2	EEDI prescrito	101
4.2.2	Indicador operacional de la eficiencia energética (EEOI)	102
4.3	Métodos para la medición de la eficiencia energética y huella de carbono de las FSRU.....	103
4.3.1	Cálculo del EEDI	104
4.3.2	Cálculo de los indicadores operacionales de la eficiencia energética.	106
4.3.3	Cálculo del índice de huella de carbono de proyecto (CFDI).....	107
4.3.4	Cálculo de los indicadores operacionales de huella de carbono	109
4.4	Estudio de casos	110
4.4.1	Consideraciones e hipótesis	111
4.5	Resultados y discusión	112
4.5.1	Índices de proyecto	112
4.5.1.1	Efecto del consumo específico de combustible a carga constante y variable de los motores en el cálculo del EEDI	113
4.5.1.2	Efecto de la composición del GNL en el cálculo del EEDI	115
4.5.1.3	Efecto del deslizamiento de metano y PCG en el cálculo del CFDI.....	116
4.5.1.4	Efecto de la ratio de captura de CO ₂ en el cálculo del CFDI	118
4.5.2	Indicadores operacionales	119
4.6	Conclusiones.....	121
Capítulo 5		
Sistema de regasificación en lazo cerrado con ORC y captura de CO₂.....		
5.1	Introducción.....	125
5.2	Descripción del sistema.....	128
5.2.1	Sistema de vapor y condensado con ORC	130

5.2.2	Captura de CO ₂ en postcombustión con absorción química.....	131
5.2.3	Secado y compresión de CO ₂	133
5.2.4	Licuefacción de CO ₂ y sistema de agua-glicol.....	134
5.3	Modelo matemático	135
5.3.1	Generación de BOG en los tanques de almacenamiento de GNL.....	138
5.3.2	Simulación del sistema de captura de CO ₂ con MEA	139
5.3.3	Análisis energético	140
5.3.4	Análisis exergético	141
5.3.4.1	Eficiencia exergética del ORC.....	143
5.3.4.2	Eficiencia exergética del sistema de captura de CO ₂	144
5.3.4.3	Eficiencia exergética de la FSRU	146
5.3.5	Análisis medioambiental	147
5.3.6	Validación.....	148
5.4	Resultados y discusión.....	151
5.4.1	Efecto del flujo de solvente	161
5.4.2	Efecto de la composición del GNL.....	165
5.4.3	Efecto de la pureza del CO ₂ licuado.....	167
5.4.4	Comparación con otros sistemas de regasificación	169
5.5	Conclusiones	170

Capítulo 6

Sistema de regasificación en lazo abierto con ORC y ciclo abierto de GNL173

6.1	Introducción	173
6.2	Descripción del sistema	177
6.3	Modelo matemático	182
6.3.1	Generación de BOG en los tanques de almacenamiento de GNL.....	183
6.3.2	Análisis energético	183
6.3.2.1	Selección de la configuración ORC y de las composiciones de los fluidos de trabajo	184

6.3.3	Análisis exergetico	185
6.3.3.1	Eficiencia exergetica del ORC	186
6.3.3.2	Eficiencia exergetica de la FSRU	187
6.3.4	Análisis económico	189
6.3.5	Validación	189
6.4	Resultados y discusión	190
6.4.1	Configuración ORC y composiciones de los fluidos de trabajo	190
6.4.2	Termodinámicos.....	194
6.4.3	Económicos	203
6.4.4	Comparación con otros sistemas de regasificación.....	206
6.5	Conclusiones.....	210
Capítulo 7		
Conclusiones generales y futuras líneas de investigación.....		213
7.1	Conclusiones generales	213
7.2	Futuras líneas de investigación.....	216
Referencias		219
Publicaciones derivadas de la tesis		229

Lista de Figuras

Fig. 2.1. Cadena de valor del GN.	8
Fig. 2.2. Evolución de la flota de FSRU.....	9
Fig. 2.3. Esquema del proceso de regasificación en una FSRU.	17
Fig. 2.4. Tanque de succión y recondensador. (a) Tanque de succión. (b) Recondensador.	18
Fig. 2.5. Sistemas de recondensación mejorados. (a) Mezclador estático. (b) Enfriador de BOG.	18
Fig. 2.6. Compresores LD para motores DF. (a) Dos etapas con preenfriamiento. (b) Cuatro etapas.....	19
Fig. 2.7. Sistemas de regasificación directos. (a) Tren de regasificación con vapor. (b) Trenes de regasificación con agua de mar.	22
Fig. 2.8. Sistemas de regasificación de propano. (a) Vaporizador de fluido intermediario (IFV). (b) Tren de regasificación de propano antiguo. (c) Tren de regasificación de propano actual.....	25
Fig. 2.9. Sistemas de regasificación de agua-glicol. (a) Tren en lazo cerrado. (b) Tren de regasificación en serie. (c) Tren de regasificación en paralelo.	28
Fig. 2.10. Proceso de regasificación en la FSRU. (a) Esquema simplificado. (b) Diagrama e^f-h	30
Fig. 2.11. Configuraciones de ORC en serie. (a) 1ORC. (b) 2ORC. (c) 2ORC-EG. (d) 3ORC.	35
Fig. 2.12. Configuraciones de ORC en cascada. (a) 3CRC. (b) PDCRC. (c) SDCRC. .	36
Fig. 2.13. Sistemas de expansión directa. (a) Expansión total. (b) Expansión parcial (PaCER).....	37
Fig. 3.1. Diagrama del sistema de regasificación de AM-LA.	47
Fig. 3.2. Diagrama del sistema de regasificación de P-LA.	49
Fig. 3.3. Diagrama del sistema de regasificación de AG-LC.	51
Fig. 3.4. Balance de exergía de un sistema de regasificación.	65
Fig. 3.5. Balance de exergía de una FSRU.	67
Fig. 3.6. Diagrama e^f-h (metano) del sistema de regasificación de AM-LA.....	76

Fig. 3.7. Diagrama e^f-h del sistema de regasificación de P-LA. (a) Metano. (b) Propano.	77
Fig. 3.8. Diagrama e^f-h del sistema de regasificación de AG-LC. (a) Metano. (b) Agua.	78
Fig. 3.9. Consumo de potencia eléctrica de cada sistema de regasificación.....	80
Fig. 3.10. Diagrama de Grassmann para la FSRU con el sistema de regasificación de AM-LA.....	84
Fig. 3.11. Diagrama de Grassmann para la FSRU con el sistema de regasificación de P-LA.....	85
Fig. 3.12. Diagrama de Grassmann para la FSRU con el sistema de regasificación de AG-LC.....	85
Fig. 3.13. Efecto del BOR en el BOG forzado y condensado. (a) Sistemas de regasificación en lazo abierto. (b) Sistema de regasificación de AG-LC.	87
Fig. 3.14. Efecto del BOR en el consumo específico de energía y eficiencia exergética de la FSRU. (a) Sistemas de regasificación en lazo abierto. (b) Sistema de regasificación de AG-LC.....	88
Fig. 3.15. Efecto de la capacidad de almacenamiento en el punto de BOR mínimo. (a) Sistemas de regasificación en lazo abierto. (b) Sistema de regasificación de AG-LC. ..	88
Fig. 3.16. Tasa de coste total de los sistemas de regasificación en función del precio del GNL. (a) Rango 1-11 USD/MMBtu. (b) Rango 1-1,5 USD/MMBtu.....	93
Fig. 3.17. Efecto del precio del DO y de la tasa de interés en el punto de intersección. (a) Tasa de coste total en el punto de intersección. (b) Precio del GNL en el punto de intersección.....	94
Fig. 4.1. EEDI prescrito para buques metaneros en función de las fases y el peso muerto ($a = 2253,7$ y $c = 0,471$).	102
Fig. 4.2. Diagrama del sistema de regasificación de GCU-LA.....	110
Fig. 4.3. Diagrama del sistema de regasificación de 1ORC-LA.....	111
Fig. 4.4. Resultados del EEDI y CFDI.....	113
Fig. 4.5. Efecto del consumo específico a carga fija y variable de los motores en el cálculo del EEDI.....	115
Fig. 4.6. Efecto de la composición del GNL en el cálculo del EEDI.	116
Fig. 4.7. Efecto del deslizamiento de metano en el cálculo del CFDI.	117
Fig. 4.8. Incremento del CFDI por el deslizamiento de metano. (a) PCG a 100 años. (b) PCG a 20 años.....	117

Fig. 4.9. Efecto de la ratio de captura de CO ₂ en el cálculo del CFDI.....	118
Fig. 4.10. Reducción del CFDI por la ratio de captura de CO ₂ . (a) PCG a 100 años. (b) PCG a 20 años.....	119
Fig. 4.11. Resultados del EERI y CFRI.....	120
Fig. 5.1. Esquema simplificado del sistema de regasificación en lazo cerrado propuesto que integra el ORC y los procesos de captura, tratamiento y licuefacción de CO ₂	129
Fig. 5.2. Esquema del sistema de vapor y condensado con ORC.....	130
Fig. 5.3. Esquema de la captura de CO ₂ en postcombustión con absorción química...	132
Fig. 5.4. Diagrama del proceso de compresión y secado del CO ₂	134
Fig. 5.5. Esquema del proceso de licuefacción del CO ₂ y del sistema de agua-glicol.	135
Fig. 5.6. Balance de exergía del ORC.	144
Fig. 5.7. Balance de exergía del sistema de captura de CO ₂	145
Fig. 5.8. Balance de exergía de la FSRU.....	146
Fig. 5.9. Efecto del aumento del flujo de solvente. (a) Eficiencia de la captura de CO ₂ y pureza del CO ₂ L. (b) Consumo de BOG la caldera y demanda de energía eléctrica. (c) Consumo específico de energía y eficiencia exergética de la FSRU. (d) EERI y CFRI.	163
Fig. 5.10. Efecto del aumento del flujo de solvente en el sistema de captura de carbono. (a) Caudal de gases de combustión y ratio L/G. (b) Carga del rehervidor y carga específica del rehervidor. (c) Eficiencia exergética y exergía del GNL aportada. (d) Diámetros del absorbedor y del regenerador.....	164
Fig. 5.11. Efecto del aumento del flujo de solvente en el ORC. (a) Punto de ebullición del propano y flujo másico. (b) Eficiencia exergética y exergía del GNL aportada.....	165
Fig. 5.12. Efecto del aumento de la pureza del CO ₂ L. (a) Título de vapor del CO ₂ tras el licuefactor y temperatura del CO ₂ L. (b) Eficiencia de la captura de CO ₂ y flujo másico de CO ₂ L. (c) Consumo específico de energía y eficiencia exergética de la FSRU. (d) EERI y CFRI.....	168
Fig. 5.13. Comparación del sistema de 1ORC-CC-LC con los sistemas de regasificación analizados en el Capítulo 3. (a) Consumo específico de energía. (b) Eficiencia exergética de la FSRU.....	169
Fig. 5.14. Comparación del sistema de 1ORC-CC-LC con los sistemas de regasificación analizados en el Capítulo 4. (a) EERI. (b) CFRI.	170
Fig. 6.1. Esquema simplificado del sistema de regasificación en lazo abierto de ORC-CRA.	178

Fig. 6.2. Diagrama del sistema de gestión de BOG con el de alimentación de GNL y CRA.	180
Fig. 6.3. Configuraciones de ORC en serie consideradas. (a) 1ORC. (b) 2ORC. (c) 3ORC.	181
Fig. 6.4. Temperaturas del cambio de fase líquido-vapor de los fluidos de trabajo en función de la composición. (a) Mezcla etano/propano. (b) Mezcla propano/n-butano.	182
Fig. 6.5. Metodología aplicada para optimizar la composición de los fluidos de trabajo para cada sistema.....	185
Fig. 6.6. Balance de exergía del ORC.....	187
Fig. 6.7. Balance de exergía de la FSRU.	188
Fig. 6.8. Efecto de la composición de la mezcla (etano/propano) en la potencia requerida por el 1ORC.	191
Fig. 6.9. Efecto de la composición de la mezcla de la primera etapa (eje de etano) y segunda etapa (eje de propano) en la potencia requerida por el 2ORC.	191
Fig. 6.10. Efecto de la composición de la mezcla (n-butano/propano) de la tercera etapa en la potencia requerida por el 3ORC con fluidos puros en la primera (etano) y segunda etapa (propano).....	192
Fig. 6.11. Efecto de la composición de la mezcla de la primera etapa (eje de etano), segunda etapa (eje propano) y tercera etapa (eje de n-butano) en la potencia requerida por el 3ORC.....	192
Fig. 6.12. Efecto de la composición del GNL en la potencia requerida para cada ciclo de potencia con los valores óptimos. (a) Metano. (b) GNL real.	194
Fig. 6.13. Comparación de las tasas de coste total de los sistemas de ORC-CRA analizados.	206
Fig. 6.14. Comparación de los sistemas de ORC-CRA-LA con los sistemas de regasificación analizados en capítulos anteriores. (a) Consumo específico de energía. (b) Eficiencia exergética de la FSRU.....	207
Fig. 6.15. Comparación de los sistemas de ORC-CRA-LA con los sistemas de regasificación analizados en capítulos anteriores. (a) EERI. (b) CFRI.....	207
Fig. 6.16. Comparación de las tasas de coste total de los sistemas de ORC-CRA-LA con los sistemas de regasificación analizados en el Capítulo 3 en función del precio del GNL. (a) Rango de precio 1-15 USD/MMBtu. (b) Rango de precio 7-15 USD/MMBtu.....	208
Fig. 6.17. Efecto de la tasa de interés en la tasa de coste total del punto de intersección para los sistemas de ORC-CRA-LA.....	209

Fig. 6.18. Efecto del precio del DO y de la tasa de interés en el precio del GNL del punto de intersección. (a) Sistema de 2ORC-CRA-LA. (b) Sistema de 3ORC-CRA-LA. 209

Lista de Tablas

Tabla 2.1. Distintas ventajas e inconvenientes de las FSRU [10,17–19]	8
Tabla 2.2. Lista de la flota de FSRU a finales de 2020	12
Tabla 2.3. Clasificación básica de los sistemas de regasificación	21
Tabla 2.4. Composición del GN medida a bordo de una FSRU	31
Tabla 2.5. Datos del proceso de regasificación del GNL	31
Tabla 2.6. Datos termodinámicos del proceso de regasificación.....	32
Tabla 2.7. Energía y exergía fría del GNL.....	32
Tabla 2.8. Ciclos de potencia para recuperar la energía fría del GNL.....	39
Tabla 3.1. Consumo específico de energía de los motores 50DF	46
Tabla 3.2. Datos de diseño del AC/NGH.....	46
Tabla 3.3. Condiciones generales de los sistemas de regasificación	54
Tabla 3.4. Condiciones del sistema de regasificación de P-LA.....	55
Tabla 3.5. Condiciones del sistema de regasificación de AG-LC	55
Tabla 3.6. Comparación entre los resultados obtenidos del modelo matemático y los valores de referencia del AC/NGH para varios casos.....	58
Tabla 3.7. Reparto de carga de los motores DF.....	61
Tabla 3.8. Exergía química estándar de los fluidos [72].....	64
Tabla 3.9. Parámetros del análisis económico	70
Tabla 3.10. Datos termodinámicos del sistema de regasificación de AM-LA	72
Tabla 3.11. Datos termodinámicos del sistema de regasificación de P-LA.....	73
Tabla 3.12. Datos termodinámicos del sistema de regasificación de AG-LC	74
Tabla 3.13. Composición de los estados del sistema de regasificación de AM-LA.....	75
Tabla 3.14. Composición de los estados del sistema de regasificación de P-LA	75
Tabla 3.15. Composición de los estados del sistema de regasificación de AG-LC.....	76
Tabla 3.16. Resultados principales del análisis energético de los sistemas de regasificación	79
Tabla 3.17. Resultados principales del análisis exergético de los sistemas de regasificación	80
Tabla 3.18. Resultados principales del análisis exergético para la FSRU con los sistemas de regasificación	81

Tabla 3.19. Destrucción de exergía y eficiencia exergética por componente del sistema de regasificación de AM-LA.....	81
Tabla 3.20. Destrucción de exergía y eficiencia exergética por componente del sistema de regasificación de P-LA.....	82
Tabla 3.21. Destrucción de exergía y eficiencia exergética por componente del sistema de regasificación de AG-LC.....	82
Tabla 3.22. Especificaciones principales de los intercambiadores de calor obtenidas del EDR.....	90
Tabla 3.23. Resultados económicos obtenidos del APEA	92
Tabla 4.1. Parámetros asumidos para el sistema de IORC-LA	112
Tabla 4.2. Parámetros relevantes en el cálculo del EEDI para cada caso	116
Tabla 4.3. Flujo de GN regasificado en la operación de regasificación.....	120
Tabla 4.4. Parámetros relevantes para el cálculo del EEOI y CFOI	120
Tabla 4.5. Resultados del EEOI y CFOI	121
Tabla 5.1. Parámetros generales asumidos para el sistema de regasificación.....	136
Tabla 5.2. Parámetros asumidos para el ORC.....	137
Tabla 5.3. Parámetros asumidos para el sistema de vapor y condensado	137
Tabla 5.4. Parámetros asumidos para el sistema de captura de carbono.....	138
Tabla 5.5. Parámetros asumidos en el proceso de compresión y secado del CO ₂	138
Tabla 5.6. Parámetros asumidos para el sistema de agua-glicol	138
Tabla 5.7. Rango de validez del equilibrio líquido-vapor de la MEA en Aspen HYSYS [116]	139
Tabla 5.8. Química de la solución electrolítica y reacciones cinéticas para el sistema de captura de CO ₂ con MEA [116]	139
Tabla 5.9. Definición de las características del solucionador para el absorbedor y regenerador.....	140
Tabla 5.10. Exergía química estándar de los fluidos [72]	142
Tabla 5.11. Valores de entrada para la validación del ORC de Yao <i>et al.</i> [59]	149
Tabla 5.12. Comparación de los resultados del ORC obtenidos en este estudio y por Yao <i>et al.</i> [59]	149
Tabla 5.13. Valores de entrada para la validación del sistema de vapor y condensado del Capítulo 3	149
Tabla 5.14. Comparación de los resultados del sistema de vapor y condensado obtenidos en este estudio y en el Capítulo 3.....	150

Tabla 5.15. Valores de entrada para la validación del sistema de captura de CO ₂ de Luo <i>et al.</i> [108].....	150
Tabla 5.16. Comparación de los resultados del sistema de captura de CO ₂ obtenidos en este estudio y por Luo <i>et al.</i> [108]	150
Tabla 5.17. Variables objetivo de la simulación con sus correspondientes tolerancias y variables de ajuste	151
Tabla 5.18. Datos termodinámicos del sistema de 1ORC-CC-LC	152
Tabla 5.19. Composición y exergía química de los estados del sistema de 1ORC-CC-LC	156
Tabla 5.20. Principales resultados termodinámicos y medioambientales del sistema de 1ORC-CC-LC	157
Tabla 5.21. Resultados del sistema de captura de carbono.....	157
Tabla 5.22. Balance de potencias del sistema de 1ORC-CC-LC.....	158
Tabla 5.23. Destrucción de exergía y eficiencia exergética por equipos del sistema de 1ORC-CC-LC	159
Tabla 5.24. Principales resultados del efecto de la composición del GNL.....	166
Tabla 6.1. Parámetros generales asumidos para el sistema de regasificación	183
Tabla 6.2. Efecto de la composición del GNL en las variables de optimización para cada ciclo de potencia.	193
Tabla 6.3. Datos termodinámicos del sistema de 2ORC-CRA.....	195
Tabla 6.4. Datos termodinámicos del sistema de 3ORC-CRA.....	197
Tabla 6.5. Composición y exergía química de los estados del sistema de 2ORC-CRA	198
Tabla 6.6. Composición y exergía química de los estados del sistema de 3ORC-CRA	199
Tabla 6.7. Principales resultados termodinámicos.....	199
Tabla 6.8. Balance de potencia del sistema de 2ORC-CRA.....	199
Tabla 6.9. Balance de potencia del sistema de 3ORC-CRA.....	200
Tabla 6.10. Destrucción de exergía y eficiencia exergética por equipo del sistema de 2ORC-CRA.....	201
Tabla 6.11. Destrucción de exergía y eficiencia exergética por equipo del sistema de 3ORC-CRA.....	202
Tabla 6.12. Resultados económicos del sistema 2ORC-CRA obtenidos del APEA ...	204
Tabla 6.13. Resultados económicos del sistema 3ORC-CRA obtenidos del APEA ...	205

Abreviaturas y siglas

3E	energético, exergético y económico, en referencia al análisis
ABS	absorbedor
AC/NGH	<i>after cooler/natural gas heater</i> , acondicionador de gas natural
ADS	adsorbedor
AG	agua-glicol
AM	agua de mar
AP	alta presión
ATP	atemperador
B	bomba
BC	bomba centrífuga
BOG	<i>boil-off gas</i>
BOR	<i>boil-off rate</i>
C	compresor
C&T	carcasa y tubos (intercambiador de calor)
CA	calentador de ajuste
CAC	captura y almacenamiento de carbono
CAG	calentador de agua-glicol
CAPEX	<i>capital expenditure</i> , gastos en capital
CC	captura de carbono
CD	condensador, enfriador de purgas
CMR	calentador de la solución rica en CO ₂
CO ₂ L	CO ₂ licuado
CRA	ciclo de Rankine abierto
DF	<i>dual fuel</i>
DFDE	<i>dual fuel diesel electric</i>
DIPA	diisopropilamina
DO	<i>diesel oil</i>
E	economizador
EAG	enfriador de agua-glicol
ECA	Emission Control Area, Zona de Control de Emisiones

EES	Engineering Equation Solver
FLNG	<i>floating liquefied natural gas</i>
FPSO	<i>floating production storage and offloading</i>
FSRU	<i>floating storage regasification unit</i>
FSU	<i>floating storage unit</i>
FV	<i>forcing vaporizer</i>
GBS	<i>gravity based structure</i>
GCU	<i>gas combustion unit</i>
GE	gases de escape o exhaustación
GEI	gases de efecto invernadero
GN	gas natural
GNL	gas natural licuado
H ₂ L	hidrógeno líquido
HFO	<i>heavy fuel oil</i>
ICP	intercambiador de calor de placas
L/G	relación o ratio líquido/gas (kg/kg)
LCO ₂	licuefactor de CO ₂
LD	<i>low duty</i>
MDEA	metildietanolamina
MEA	monoetanolamina
MGO	<i>marine gas oil</i>
MZ	mezclador
NUT	número de unidades de transferencia
OMI	Organización Marítima Internacional
ORC	<i>organic Rankine cycle</i> , ciclo orgánico de Rankine
PaCER	<i>partial cold energy recovery</i>
PC	precalentador
PCHE	<i>printed circuit heat exchanger</i> , intercambiador de circuito impreso
PV	purgador de vapor
PZ	piperazina
R	recondensador
REG	regenerador
REH	rehervidor

S	separador
SRV	<i>shuttle regasification vessel</i>
STS	<i>ship to ship</i>
TA	tanque de alimentación
V	válvula
VGC	ventilador de gases de combustión
VP	vaporizador
VPP	vaporizador de propano

Símbolos

b	consumo específico (kJ/kg)
\dot{C}, \dot{Z}	coste por unidad de tiempo (USD/min)
$CEPCI$	Chemical Engineering Plant Cost Index (-)
d	diámetro (mm)
e	exergía específica (kJ/kg)
\dot{E}	flujo de exergía (kW)
h	entalpía específica (kJ/kg), coeficiente de película ($\text{W}/\text{m}^2 \text{K}$)
h_{id}	coeficiente de película ideal en banco de tubos para flujo cruzado ($\text{W}/\text{m}^2 \text{K}$)
\dot{H}	flujo de energía (kW)
i	interés anual (-)
\dot{I}	irreversibilidades (kW)
ICF	inversión en capital fijo (USD)
g	energía de Gibbs específica (kJ/kg)
J	factor de corrección del método Bell-Delaware (-)
k	conductividad ($\text{W}/\text{m K}$)
\dot{m}	flujo másico (kg/s)
M	masa molar (kg/mol)
n	número de moles (mol), tiempo de vida (años)
p	presión (bar)
p_t	<i>pitch</i> (mm)
\dot{Q}	flujo de calor (kW)
\bar{R}	constante universal de los gases ideales ($\text{J}/\text{mol K}$)
R_s	coeficiente de ensuciamiento ($\text{m}^2 \text{K}/\text{W}$)
s	entropía específica (kJ/kg K)
t	tiempo (s)
T	temperatura ($^{\circ}\text{C}$)
U	coeficiente global de transferencia de calor ($\text{W}/\text{m}^2 \text{K}$)
v	volumen específico (m^3/kg)

V	volumen (m ³)
\dot{W}	potencia (kW)
y	fracción molar (-)

Letras griegas

β_{FRC}	factor de recuperación de capital (-)
γ_{OM}	factor de operación y mantenimiento (-)
Δ	variación = valor final – valor inicial
η	rendimiento o eficiencia (-)
ρ	densidad (kg/m ³)
Σ	sumatorio
τ	horas anuales de operación (h)
φ	factor de exergía química de los combustibles (-)

Símbolos derivados de las medidas de eficiencia energética en buques (Capítulo 4)

C_F	factor de emisiones de carbono (-)
CC_{CCS}	CO ₂ capturado (kg)
D	distancia en millas náuticas (nm)
f	factor de corrección (-)
f_{CCS}	relación o ratio de captura de carbono (-)
f_{eff}	factor de disponibilidad de la tecnología innovadora (-)
f_w	factor que indica la disminución de velocidad por las condiciones del mar (-)
FC	consumo de combustible (kg/s)
H	entalpía (kJ)
ME	emisiones de metano (kg)
MS	deslizamiento de metano (g/kW h)
P	potencia (kW)
P_{AEff}	potencia neta auxiliar de la tecnología innovadora (kW)
SFC	consumo específico de combustible (g/kW h)
V_{ref}	velocidad de referencia en nudos (kn)
η_G	eficiencia media de los generadores (-)

Subíndices

0	estado muerto
6L	motor 6L50DF
12V	motor 12V50DF
AD	agua dulce
alt	alternador
AM	agua de mar
AMR	agua de mar de refrigeración
b	base
c	combustible
cald	caldera
comb	combustión
comp	compresor
cond	condensables
d	destruida
e	externo
<i>e</i>	estado a la entrada
ent	entrada
ec	economizador
el	eléctrico
ex	exergético
fg	bomba <i>fuel gas</i>
g	estado gaseoso, gases, grupo
i	interno
<i>i</i>	número
<i>j</i>	porción de la frontera
l	estado líquido
m	mecánica, mezcla
max	máxima
mot	motor
n	natural, neto

no cond	no condensables (incondensables)
P	productos
PCI	poder calorífico inferior
q	química
R	reactivos
s	estado a la salida
s	isoentrópico
sal	salida
SR	sistema de regasificación
tot	total
tq	tanque de almacenamiento
turb	turbina

Subíndices derivados de las medidas de eficiencia energética en buques (Capítulo 4)

AE	motor auxiliar
ME	motor principal
RB	caldera de regasificación

Superíndices

f	física
IC	inversión en capital
OM	operación y mantenimiento
p	presión o mecánica
q	química
t	térmica
–	propiedad en base molar
·	variación con respecto al tiempo

Factores de conversión

Caudal	1 mmscfd = 1180 m ³ /h	1 m ³ /h = 8,475 · 10 ⁻⁴ mmscfd
	1 mmscfd = 0,3278 m ³ /s	1 m ³ /s = 3,051 mmscfd
Caudal	1 mmscfd = 1116 Nm ³ /h	1 Nm ³ /h = 8,958 · 10 ⁻⁴ mmscfd
	1 mmscfd = 0,3101 Nm ³ /s	1 Nm ³ /s = 3,225 mmscfd
(gas ideal)	1 mmscfd = 49,80 kmol/h	1 kmol/h = 2,008 · 10 ⁻² mmscfd
	1 mmscfd = 0,01383 kmol/s	1 kmol/s = 72,28 mmscfd
Energía	1 Btu = 1,055 056 kJ	1 kJ = 0,947 781 7 Btu
	1 MMBtu = 293,0711 kW h	1 kW h = 3,412 141 · 10 ⁻³ MMBtu
Presión	1 atm = 1,013 25 bar	1 bar = 0,986 923 atm

Notas: Condiciones estándar (mmscfd) de 60 °F y 1 atm. Condiciones normales (Nm³) de 0 °C y 1 atm.

Capítulo 1

Introducción

1.1 Introducción

La pandemia del Covid-19 redujo las emisiones de CO₂ en 2020 un 5,02 % respecto al año anterior, sin embargo, el nivel de emisiones para el año 2050 será similar al actual si no se toman las medidas adecuadas de eficiencia energética y energías renovables [1]. Respecto al sector marítimo, el Cuarto Estudio de la Organización Marítima Internacional (OMI) sobre los gases de efecto invernadero (GEI) prevé que las emisiones procedentes del transporte marítimo, sector responsable del 2,89 % de las emisiones antropogénicas globales en 2018, aumenten entre un 0 % y un 44 % en 2050 considerando varios escenarios económicos y energéticos probables a largo plazo [2]. A pesar de que el transporte marítimo no representa la principal actividad humana generadora de emisiones de GEI, resulta de sumo interés impulsar nuevas medidas que permitan descarbonizar el sector y contribuir de esta forma a un futuro energético más sostenible.

En este sentido, las características del gas natural (GN) como la alta relación hidrógeno-carbono y el contenido prácticamente nulo de azufre lo convierte en el combustible fósil con menores emisiones contaminantes y, por tanto, su utilización en el sector marítimo puede resultar beneficiosa hasta que no se implementen tecnologías con combustibles de cero emisiones. Sin embargo, en los últimos años se ha generado cierto debate sobre la idoneidad del GN como sustituto de los combustibles líquidos convencionales para reducir la emisiones de GEI procedentes del sector marítimo [3,4]. Esto se debe principalmente a las emisiones de metano procedentes de los motores de combustión interna (deslizamiento de metano). No obstante, las empresas del sector, conscientes de la situación, continúan mejorando el proceso de combustión y proponiendo nuevas tecnologías [5,6].

El GN ha sido el combustible fósil menos castigado durante el primer año de la pandemia y se considera la fuente de energía no renovable con mejores perspectivas [7]. Sin embargo, el efecto que pueda producir su precio volátil en la transición energética resulta discutible [8]. En este sentido, el aumento del precio del GN debería incentivar la inversión en mejorar la eficiencia energética y reducir las emisiones de GEI de las actividades que componen la cadena de valor como, por ejemplo, la regasificación del GN transportado en estado líquido.

El transporte del GN a larga distancia, es decir, por vía marítima, requiere que el hidrocarburo se licúe a presión ligeramente superior a la atmosférica y a una temperatura aproximada de -162 °C para conseguir un almacenamiento óptimo en los tanques de los buques dedicados al transporte del gas natural licuado (GNL) [9]. A continuación, el GNL es transportado hasta las terminales de importación, las cuales realizan el proceso de regasificación antes de su distribución a los usuarios finales. Las terminales pueden ser plantas de regasificación convencionales, es decir, terminales *onshore*, o terminales *offshore* como las *floating storage regasification units* (FSRU) [10]. En cualquier caso, la regasificación del GNL implica dos procesos termodinámicos básicos para la posterior distribución mediante gasoductos: el aumento de la presión por encima del valor crítico y el de la temperatura hasta un valor aproximado de 10 °C . Sin embargo, en la mayoría de los sistemas de regasificación no se aprovecha la energía fría del GNL adquirida previamente en el proceso de licuefacción y, en consecuencia, se convierte en una energía residual de importante valor. Esto ha conducido a que la comunidad científica investigue la utilización de la energía fría del GNL.

Las posibles aplicaciones de la energía fría se pueden clasificar en procesos de separación, procesos de desalinización, sistemas de almacenamiento en frío, captura de CO_2 criogénica y generación de energía eléctrica [11]. Sin embargo, la más investigada es la última, la utilización de la energía fría del GNL como sumidero en diferentes tipos de ciclos de potencia: ciclo orgánico de Rankine (ORC), ciclo Brayton, ciclo Kalina y ciclos combinados [12]. El ORC ha sido el primero en aplicarse en terminales de regasificación convencionales [9], mientras que las empresas relacionadas con el sector de las FSRU han demostrado su interés por implementar esta tecnología a bordo [13]. Sin embargo, la investigación de la utilización de la energía fría del GNL en FSRU resulta mínima y, por tanto, existe la necesidad de proponer nuevos sistemas de regasificación que contribuyan tanto a mejorar la eficiencia energética como a reducir las emisiones de GEI del buque.

1.2 Justificación del estudio

La investigación sobre la utilización de la energía fría del GNL a bordo de las FSRU resulta de interés para mejorar la eficiencia energética y reducir el impacto ambiental del proceso de regasificación en este tipo de buques. Aspectos que repercuten en el desarrollo de nuevos sistemas de regasificación y, por extensión, en las FSRU.

Utilidad práctica

Los sistemas de regasificación adoptados hasta el momento en las FSRU no recuperan la energía fría del GNL durante proceso de regasificación y, por tanto, esta se convierte en una de las fuentes de energía residual más importantes a bordo de este tipo de buques. La utilización de la energía fría del GNL para la generación de potencia eléctrica implica la reducción tanto del consumo de combustible como de las emisiones de GEI durante el proceso de regasificación de las FSRU. Por tanto, el desarrollo de nuevos sistemas de regasificación que permitan el aprovechamiento de la energía fría no solo contribuye a reducir el impacto ambiental sino también a la reducción de los costes derivados de la generación de potencia eléctrica a partir del consumo de combustible.

Relevancia social

El GN es el combustible fósil con mejores perspectivas en los años venideros, sin embargo, está sujeto a un precio volátil que se ha visto agravado por el conflicto bélico entre Rusia y Ucrania. Respecto al sector marítimo, el hidrocarburo está siendo cuestionado por las emisiones de metano asociadas a la cadena del GN. En consecuencia, es necesario que la cadena de valor del GN sea lo más eficiente posible con el fin de reducir el consumo de combustible y las emisiones de GEI.

Conveniencia

El desarrollo de nuevos sistemas de regasificación en FSRU beneficiará a todos aquellos buques regasificadores existentes y en fase de construcción a la hora de mejorar su eficiencia energética y reducir las emisiones de GEI. De este modo serán más competitivos, sostenibles y respetuosos con el medio ambiente.

1.3 Objetivos de la investigación

La presente tesis doctoral tiene por objetivo analizar desde el punto de vista energético, exergético, económico y medioambiental los sistemas de regasificación de GNL

instalados en FSRU y proponer nuevos sistemas con aprovechamiento de la energía fría del GNL que permitan reducir el consumo de combustible y las emisiones de GEI durante el proceso de regasificación.

Se establecen los siguientes **objetivos específicos**:

1. Revisar la tecnología actual de los sistemas de regasificación y la literatura científica sobre la utilización de la energía fría del GNL en FSRU, incluyendo el cálculo de la energía y exergía fría susceptible de ser recuperada durante el proceso de regasificación.
2. Desarrollar un método de análisis exergético que permita determinar la eficiencia exergética de las FSRU durante el proceso de regasificación para comparar distintos sistemas de regasificación.
3. Realizar el análisis energético, exergético y económico de los sistemas de regasificación habituales.
4. Proponer índices e indicadores de eficiencia energética y emisiones de GEI para FSRU, considerando la normativa de la OMI sobre eficiencia energética de los buques.
5. Proponer nuevos sistemas de regasificación capaces de aprovechar la energía fría del GNL para mejorar la eficiencia del buque y reducir las emisiones de gases contaminantes, disminuyendo siempre que sea posible el uso de agua de mar.

1.4 Metodología

La metodología establecida para alcanzar el objetivo de la investigación se especifica a continuación:

Fase 1. Recopilación y estudio de la bibliografía técnica y científica relacionada con los sistemas de regasificación de FSRU y los métodos de aprovechamiento de la energía fría del GNL. La búsqueda de información se centra en dos campos o ámbitos: documentación técnica de los sistemas proporcionada por navieras y fabricantes del sector, y publicaciones recogidas en bases de datos científicas. Respecto a este último campo, la búsqueda de información se realiza principalmente en las bases de datos Web of Science, Science Direct, Wiley Online Library, Scopus, Springer, OnePetro, ACS Publications y Google Scholar. Los términos de búsqueda utilizados en estas bases incluyen las palabras clave “floating storage regasification unit”, “FSRU”, “liquefied natural

gas”, “LNG”, “cold energy”, “organic Rankine cycle”, “ORC”, “exergy analysis”, “economic analysis”, “3E analysis”, “Energy Efficiency Design Index”, “EEDI”, “post-combustion CO₂ capture” y “zeotropic mixture”. La revisión de la documentación permite redactar los antecedentes del estudio, evaluar las limitaciones de los estudios actuales y establecer los parámetros asumidos de cara al análisis de los sistemas de regasificación estudiados.

- Fase 2.** Desarrollo de los métodos de análisis energético, exergético y económico de los sistemas de regasificación en FSRU y aplicación de estos en el estudio de los sistemas de regasificación actuales. La evaluación de los sistemas se realiza con el Engineering Equation Solver (EES) y los siguientes programas de la Suite AspenONE: Aspen HYSYS, Aspen Exchanger Design and Rating (EDR) y Aspen Process Economic Analyzer (APEA).
- Fase 3.** Estudio de la normativa actual de la OMI en materia de eficiencia energética de los buques para desarrollar los índices e indicadores de eficiencia energética y emisiones de GEI en FSRU. Estos índices e indicadores se utilizan en el análisis medioambiental de los sistemas de regasificación.
- Fase 4.** Proposición de nuevos sistemas de regasificación con aprovechamiento de la energía fría del GNL. Los sistemas propuestos se comparan con los estudiados anteriormente en base a los métodos de análisis energético, exergético, económico y medioambiental desarrollados.
- Fase 5.** Presentación de las conclusiones generales y proposición de futuras líneas de investigaciones como resultado de la investigación llevada a cabo en la tesis doctoral.

1.5 Estructura de la tesis

El contenido de la tesis se estructura en los siguientes capítulos:

El **Capítulo 2** presenta la revisión de la tecnología actual de los sistemas de regasificación y la investigación sobre la utilización de la energía fría del GNL para la producción de energía eléctrica mediante ciclos de potencia en FSRU.

El **Capítulo 3** muestra el análisis energético, exergético y económico desarrollado para la evaluación de los sistemas de regasificación en FSRU. El estudio se aplica a tres sistemas de regasificación convencionales instalados en estos buques.

El **Capítulo 4** presenta los índices e indicadores desarrollados para evaluar la eficiencia energética y el impacto ambiental de las FSRU a partir de la normativa de la OMI sobre eficiencia energética de los buques. Estos métodos se emplean en el estudio de cinco sistemas de regasificación, incluidos los sistemas evaluados en el capítulo anterior.

El **Capítulo 5** contiene el análisis energético, exergético y medioambiental de un sistema de regasificación en lazo cerrado que integra un ORC para la producción de energía eléctrica y un sistema de captura de CO₂ de absorción química. La energía fría se aprovecha para licuar el CO₂ capturado. El sistema propuesto se compara con los sistemas de regasificación evaluados en capítulos anteriores.

El **Capítulo 6** incluye el análisis energético, exergético y económico de un sistema de regasificación en lazo abierto que combina ORC en serie con un ciclo de potencia abierto de GNL para reducir las emisiones de GEI a cero durante el proceso de regasificación. El sistema propuesto se compara con los sistemas de regasificación evaluados en capítulos anteriores.

El **Capítulo 7** presenta las conclusiones generales e indica las posibles futuras líneas de investigación a emprender como continuación del trabajo realizado en la presente tesis doctoral.

Capítulo 2

Antecedentes del estudio

2.1 Introducción

La Fig. 2.1 muestra la cadena de valor del GN, la cual se puede dividir en tres grandes sectores: *upstream* (producción y procesamiento), *midstream* (transporte) y *downstream* (distribución y comercialización). El gas bruto extraído de yacimientos convencionales o no convencionales mediante diferentes técnicas necesita ser procesado para cumplir las especificaciones de las empresas de transporte y distribución [14]. A continuación, el gas tratado puede transportarse por gasoducto o en estado líquido. Para distancias cortas (2200 millas *onshore* y 700 millas *offshore*), el transporte mediante gasoducto resulta una opción económica [9]. Sin embargo, la licuefacción del gas (volumen en estado líquido 600 veces inferior al de la forma gaseosa [15]) permite el almacenamiento compacto del gas natural licuado (GNL) y, por tanto, el transporte marítimo a larga distancia mediante buques metaneros hasta mercados remotos [16]. Antes de su distribución hacia los usuarios finales, el GNL necesita regasificarse en las terminales de importación.

La regasificación del GNL implica dos procesos básicos para conseguir las condiciones adecuadas en la distribución por gasoducto: elevación de presión e incremento de temperatura. El proceso puede realizarse en terminales *onshore* y *offshore*. Las terminales *onshore* disponen de tanques propios o buques destinados al almacenamiento del GNL, denominados *floating storage units* (FSU). Por otro lado, las terminales *offshore* se pueden clasificar como *floating storage and regasification units* (FSRU), *shuttle regasification vessels* (SRV) y *gravity based structure* (GBS). La principal diferencia entre FSRU y SRV radica en el carácter itinerante de este último. Mientras que una FSRU se destina a un lugar específico donde almacena y regasifica el GNL transportado por otros buques (operación *ship to ship*, STS), el SRV transporta el GNL y lo regasifica enviándolo a través de una boya sumergible (Submerged Turret Loading, STL) a un

gasoducto [9]. Actualmente, resulta habitual encontrar el término FSRU para designar de forma general a ambos, ya que los SRV se han utilizado como FSRU.

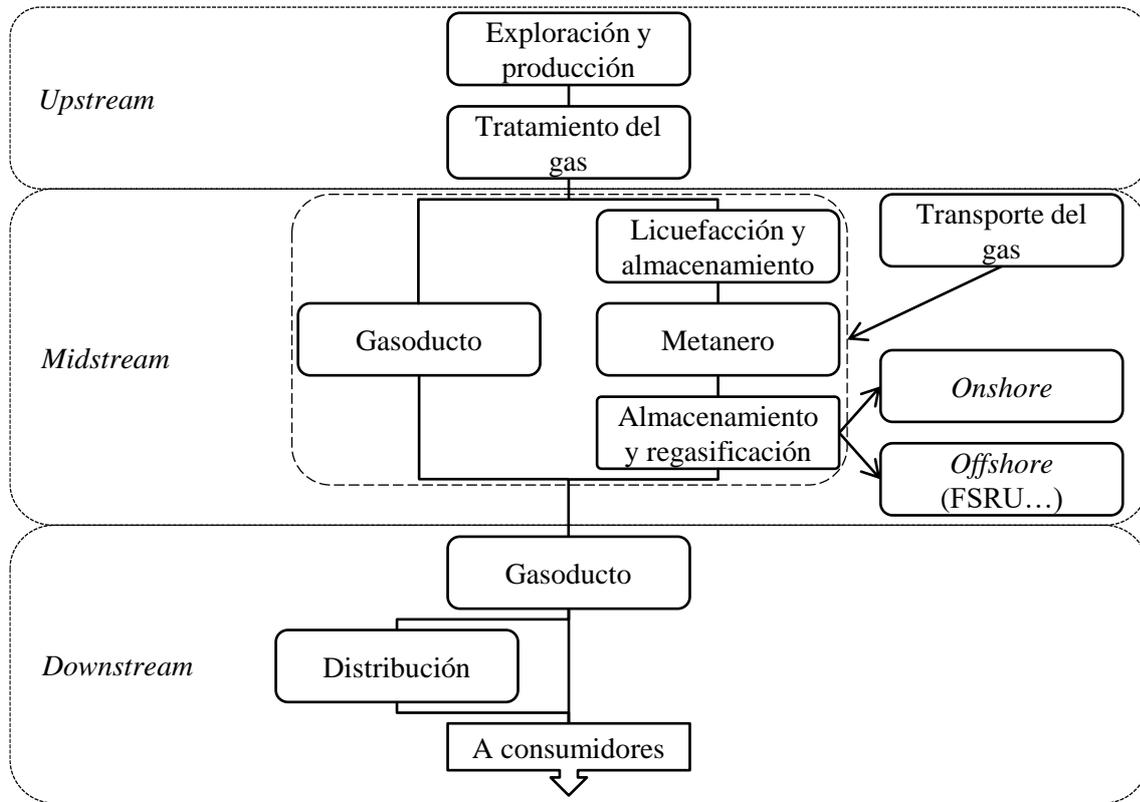


Fig. 2.1. Cadena de valor del GN.

En determinados proyectos existen circunstancias que favorecen la instalación de FSRU sobre las terminales *onshore*. Algunos de estos factores se deben a razones políticas, o relacionadas con la ubicación, planificación, seguridad pública o limitaciones medioambientales [10]. La Tabla 2.1 recoge las principales ventajas e inconvenientes de la instalación de FSRU.

Tabla 2.1. Distintas ventajas e inconvenientes de las FSRU [10,17–19]

Ventajas	Inconvenientes
Bajos costes de capital (CAPEX) debido al diseño compacto.	Elevados costes operativos (OPEX) si se establece un contrato de fletamento.
Versatilidad, si dispone de un sistema de propulsión adecuado para operar como buque metanero.	Reducción de la capacidad de almacenamiento y regasificación.
Tiempo reducido de construcción y de planificación del suministro de gas.	Dificultad para aumentar la capacidad de regasificación o almacenamiento.
Flexibilidad, puede operar en diferentes lugares según sea necesario.	Susceptible a las condiciones meteorológicas, especialmente en mar abierto.
Reducción del movimiento <i>not in my back yard</i> (NIMBY).	Menor generación de empleo en la localidad, tanto en la fase de construcción como en la de explotación.

A pesar del elevado número de publicaciones científicas que abordan la regasificación *onshore* [11,12,20–22], las cuales se centran en el aprovechamiento de la energía fría del GNL, apenas existen publicaciones que traten los sistemas de regasificación *offshore*, concretamente en FSRU. Por tanto, el propósito de este capítulo es el estudio de los sistemas de regasificación instalados en FSRU y valorar el potencial que presenta la explotación de la energía fría del GNL en este tipo de buques.

El Capítulo 2 se organiza de la siguiente manera: la Sección 2.2 explica de forma breve la evolución histórica de la flota de FSRU, la Sección 2.3 describe la tecnología actual de los sistemas de regasificación instalados en FSRU, la Sección 2.4 estudia el potencial de recuperación de la energía y exergía fría del GNL en FSRU y los diversos ciclos de potencia propuestos por diversos autores para su explotación, por último, en la Sección 2.5 se presentan las conclusiones del estudio.

2.2 Contexto histórico de las FSRU

El negocio de la regasificación *offshore* comenzó en el 2001 con el desarrollo del concepto Energy Bridge Regasification Vessel (EBRV) y su aplicación al proyecto Gulf Gateway Deepwater Port [23]. El EBRV implicaba la construcción de un buque metanero con la capacidad de regasificar en diversas condiciones ambientales y exportar el gas, en alta mar o atracado a un muelle, a una red de distribución de GN. Desde la entrega del primer buque regasificador (Excelsior) en 2005 hasta la actualidad, el desarrollo de la flota se puede dividir en dos periodos bien diferenciados por la velocidad de construcción y la tecnología de propulsión adoptada: 2005-2013 y 2014-actualidad. La Fig. 2.2 muestra la evolución de la flota de FSRU hasta 2020.

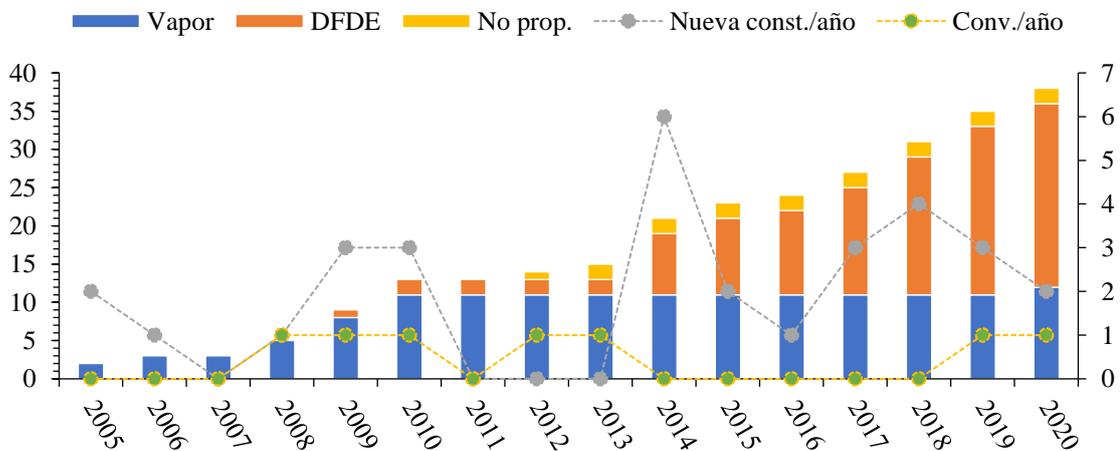


Fig. 2.2. Evolución de la flota de FSRU.

El periodo 2005-2013 se caracteriza por la construcción de las primeras FSRU y el establecimiento de las principales empresas del sector. Excelerate Energy y Golar GNL se podrían considerar en un principio las empresas pioneras en el desarrollo de la regasificación *offshore* [17], la primera en nuevas construcciones y la segunda en conversión de buques metaneros existentes. Sin embargo, en la misma época que cobraba vida el EBRV de Excelerate, Höegh GNL había desarrollado su concepto propio de buque regasificador, el GNL Shuttle and Regasification Vessel System (SRV) [24]. En este primer periodo, el crecimiento de la flota es bastante irregular con una media de 1,6 FSRU por año, además, se tiende a la construcción de FSRU y conversiones de buques metaneros con sistemas de propulsión a vapor. Sin embargo, la construcción del Neptune (2009) supuso un avance importante en la tecnología de propulsión y la entrada de Hamworthy, empresa adquirida por Wärtsilä en el 2012, en el mercado de los sistemas de regasificación [25]. El Neptune es el primer buque regasificador en incorporar la tecnología de motores *dual fuel* (DF) con un sistema de propulsión eléctrica de corriente alterna. Al conjunto se le denomina propulsión *dual fuel diesel electric* (DFDE) y es más eficiente que el sistema propulsión tradicional con turbinas de vapor [26,27]. A finales de 2013, el número total de FSRU ascendía a 15 y presentaban las siguientes características principales:

- 11 FSRU con sistema de propulsión de turbina de vapor, de las cuales 8 eran nuevas construcciones y 3 eran conversiones de buques metaneros.
- 2 FSRU con propulsión DFDE.
- 2 FSRU sin sistema de propulsión.

En el periodo 2014-actualidad predominan las nuevas construcciones de FSRU con propulsión DFDE. Además, el crecimiento de la flota es más estable y tiende a un valor de 3,3 FSRU por año (2014-2020), el cual representa más del doble si se compara con la etapa anterior. Al igual que en el primer periodo, la mayor parte de las FSRU pertenecen a Excelerate Energy, Golar LNG y Höegh LNG; sin embargo, aparecen nuevas empresas como BW Group, MOL, Gazprom y Pardus Energy. A finales de 2020, la flota se compone de 38 FSRU.

En el 2021 se mantendrá el ritmo de construcción de FSRU de los últimos años y se ejecutarán varias conversiones de buques metaneros. A lo largo de 2021 entrarán en servicio la FSRU Ertrugul Gazi de BOTAS, dos FSRU de Dynagas, la FSRU Jawa Satu,

y varias conversiones de buques metaneros (BW Tatiana, Etyfa Prometheas y KARMOL LNGT Powership Africa) [28,29]. La última de las conversiones mencionadas se utilizará para suministrar GN a la central eléctrica flotante (*powership*) situada en Nacala, Mozambique [30]. La Tabla 2.2 recoge las principales características de las FSRU existentes y especifica en que terminales están operando.

Tabla 2.2. Lista de la flota de FSRU a finales de 2020

Nombre	OMI	Propietario	Astillero	Año	Conv. (Año)	Tanques	Carga (m ³)	Prop.	Lazo reg.	MMSCFD (máx.)	SC	Terminal (País)
GOLAR FREEZE	7361922	Golar LNG Partners	HDW/Keppel	1976	Si (2010)	Moss	125 000	Vapor	A	475 ⁽²⁾	DNV	Old Harbour (Jamaica)
NUSANTARA REGAS SATU	7382744	Golar LNG Partners	Rosenberg Verft/Jurong	1977	Si (2012)	Moss	125 000	No prop. (Vapor)	A	485 ⁽²⁾	DNV	Nusantara (Indonesia)
GOLAR SPIRIT	7373327	Golar Power	Kawasaki Sakaide/Keppel	1981	Si (2008)	Moss	129 000	Vapor	C	242 ⁽²⁾	DNV	Inactivo
FSRU TOSCANA	9253284	OLT Offshore LNG Toscana	Hyundai/Drydocks World	2004	Si (2013)	Moss	137 500	No prop. (Vapor)	A	530 ⁽²⁾	RINA	FSRU Toscana (Italia)
GOLAR WINTER	9256614	Golar LNG Partners	Daewoo/Keppel	2004	Si (2009)	NO96	138 000	Vapor	C/A	500 ⁽²⁾	DNV	Pecém (Brasil)
EXCELSIOR	9239616	Excelerate Energy	Daewoo	2005	No	NO96	138 000	Vapor	C/CO/A	690	BV	Hadera Gateway (Israel)
EXCELLENCE	9252539	Excelerate Energy	Daewoo	2005	No	NO96	138 000	Vapor	C/CO/A	690	BV	Moheshkhali Petrobangla (Bangladesh)
LNG CROATIA	9256767	Golar LNG Ltd	Hyundai/Hudong Zhonghua	2005	Si (2020)	Mark III	140 000	Vapor	C/CO/A	250	DNV	Krk (Croacia)
SUMMIT LNG (EXCELERATE)	9322255	Excelerate Energy	Daewoo	2006	No	NO96	138 000	Vapor	C/CO/A	690	BV	Moheshkhali Summit Power (Bangladesh)
EXPLORER	9361079	Excelerate Energy	Daewoo	2008	No	NO96	150 900	Vapor	C/CO/A	960	BV	Jebel Ali (EAU)

Tabla 2.2. Lista de la flota de FSRU a finales de 2020

Nombre	OMI	Propietario	Astillero	Año	Conv. (Año)	Tanques	Carga (m ³)	Prop.	Lazo reg.	MMSCFD (máx.)	SC	Terminal (País)
EXPRESS	9361445	Excelerate Energy	Daewoo	2009	No	NO96	150 900	Vapor	C / CO / A 690		BV	Ruwais (EAU)
BW PARIS	9368302	BW	Daewoo/ Keppel	2009	Si (2019)	NO96	162 400	DFDE	A ⁽¹⁾	-	DNV	⁽³⁾
EXQUISITE	9381134	Excelerate Energy	Daewoo	2009	No	NO96	150 900	Vapor	C / CO / A 690		BV	Elengy (Pakistán)
NEPTUNE	9385673	Höegh LNG, MOL y TLTC	Samsung	2009	No	Mark III	145 130	DFDE	C	750	DNV	⁽³⁾
EXPEDIENT	9389643	Excelerate Energy	Daewoo	2010	No	NO96	150 900	Vapor	C / CO / A 690		BV	Escobar (Argentina)
CAPE ANN	9390680	Höegh LNG, MOL y TLTC	Samsung	2010	No	Mark III	145 130	DFDE	C	750	DNV	Jaigarth (India) ⁽⁴⁾
EXEMPLAR	9444649	Excelerate Energy	Daewoo	2010	No	NO96	150 900	Vapor	C / CO / A 690		BV	⁽³⁾
GOLAR ESKIMO	9624940	Golar LNG Partners	Samsung	2014	No	Mark III	160 000	DFDE	A	750	DNV	Aqaba (Jordania)
PGN FSRU LAMPUNG	9629524	Höegh LNG	Hyundai	2014	No	Mark III	170 132	DFDE	A	360	DNV	Lampung (Indonesia)
INDEPENDENCE	9629536	Höegh LNG	Hyundai	2014	No	Mark III	170 000	DFDE	C / CO / A 384		DNV	Klaipėda (Lituania)
GOLAR IGL00	9633991	Golar LNG Partners	Samsung	2014	No	Mark III	170 000	DFDE	A	750	DNV	Mina Al-Ahmadi (Kuwait)
EXPERIENCE	9638525	Excelerate Energy	Daewoo	2014	No	NO96	173 400	DFDE	C / CO / A 800		BV	Bahia (Brasil)

Tabla 2.2. Lista de la flota de FSRU a finales de 2020

Nombre	OMI	Propietario	Astillero	Año	Conv. (Año)	Tanques	Carga (m ³)	Prop.	Lazo reg.	MMSCFD (máx.)	SC	Terminal (País)
HOEGH GALLANT	9653678	Höegh LNG	Hyundai	2014	No	Mark III	170 000	DFDE	A	500	DNV	⁽³⁾
GOLAR TUNDRA	9655808	Golar LNG Ltd	Samsung	2015	No	Mark III	170 000	DFDE	A	750	DNV	⁽³⁾
BW SINGAPORE	9684495	BW	Samsung	2015	No	Mark III	170 000	DFDE	A	750	DNV	Sumed BW (Egipto)
HOEGH GRACE	9674907	Höegh LNG	Hyundai	2016	No	Mark III	170 000	DFDE	A	500	DNV	Cartagena (Colombia)
MOL FSRU CHALLENGER	9713105	MOL	Daewoo	2017	No	NO96	263 000	DFDE	A ⁽¹⁾	540 ⁽²⁾	BV	Dörtyol (Turquía)
BW INTEGRITY	9724946	BW	Samsung	2017	No	Mark III	170 000	DFDE	A	750	DNV	PGPC Port Qasim (Pakistán)
HOEGH GIANT	9762962	Höegh LNG	Hyundai	2017	No	Mark III	170 000	DFDE	A	750	DNV	⁽³⁾
MARSHAL VASILEVSKIY	9778313	Gazprom	Hyundai	2018	No	Mark III Flex	174 000	DFDE	C / CO / A -	-	RS LR	Kaliningrad LNG (Rusia)
HOEGH ESPERANZA	9780354	Höegh LNG	Hyundai	2018	No	Mark III	170 032	DFDE	C / CO / A	750	DNV	Tianjin (China) ⁽⁵⁾
GOLAR NANOOK	9785500	Golar Power	Samsung	2018	No	Mark III	170 000	DFDE	A	750	DNV	Sergipe (Brasil)
HOEGH GANNET	9822451	Höegh LNG	Hyundai	2018	No	Mark III	170 000	DFDE	C / CO / A	1000	DNV	⁽³⁾
BW MAGNA	9792591	BW	Daewoo	2019	No	NO96	173 400	DFDE	A ⁽¹⁾	-	DNV	Açu (Brasil) ⁽⁶⁾

Tabla 2.2. Lista de la flota de FSRU a finales de 2020

Nombre	OMI	Propietario	Astillero	Año	Conv. (Año)	Tanques	Carga (m ³)	Prop.	Lazo reg.	MMSCFD (máx.)	SC	Terminal (País)
HOEGH GALLEON	9820013	Höegh LNG	Samsung	2019	No	Mark III	170 000	DFDE	A ⁽¹⁾	750	DNV	Kembla (Australia) ⁽⁷⁾
TURQUOISE P	9823883	Pardus Energy	Hyundai	2019	No	Mark III	170 000	DFDE	A ⁽¹⁾	-	BV	Etki (Turquía)
EXCELERATE SEQUOIA	9820843	Maran Gas Maritime	Daewoo	2020	No	NO96 GW	173 400	DFDE	C / CO / A	-	BV	-
VASANT 1	9837066	Triumph Offshore	Hyundai	2020	No	Mark III	180 000	DFDE	-	-	LR	Jafrabad (India) ⁽⁸⁾

Notas: Lazo cerrado (C), lazo combinado (CO), lazo abierto (A). (1) Lazo de regasificación considerando la información disponible de la maquinaria. (2) Capacidad de regasificación base. (3) Normalmente operan como buques metaneros. El EXEMPLAR ha realizado algunas operaciones de regasificación en el año 2019 (Northeast Gateway). El HOEGH GIANT, según el contrato establecido con Naturgy, puede operar como FSRU. (4) Actualmente opera como buque metanero. Estará operativo en 2020. (5) Opera como FSRU y buque metanero a intervalos. (6) Instalado a finales de 2019. (7) Opera como buque metanero hasta que finalice la construcción de la terminal (2021). (8) Comienza a operar en 2020.

2.3 Descripción de la tecnología de regasificación en FSRU

El GNL consiste en una mezcla de hidrocarburos ligeros con nitrógeno que se licúa en terminales terrestres de licuefacción o en buques *floating liquefied natural gas* (FLNG) para su posterior almacenamiento en tanques a una temperatura aproximada de $-162\text{ }^{\circ}\text{C}$ y presión ligeramente superior a la atmosférica [9,16]. El GNL permanece almacenado en un estado de ebullición por convección natural [31]. Por tanto, a pesar de que el aislamiento de los tanques se diseña para limitar la transferencia de calor procedente del entorno, se genera una pequeña cantidad de vapor, la cual se conoce como *boil-off gas* (BOG) [32]. En condiciones de equilibrio, el BOG está compuesto por las sustancias más volátiles presentes en el GNL, es decir, nitrógeno y metano [31,33]. Para mantener la presión de vapor de los tanques en un rango aceptable durante el transporte y almacenamiento del GNL, el BOG debe ser extraído.

La operación de carga en FSRU, normalmente transferencia STS, se realiza mediante brazos o mangueras instalados en el *manifold* de babor o estribor del buque regasificador [17]. En el *manifold* tiene lugar el intercambio de GNL y BOG, es decir, el GNL se distribuye hacia los tanques y el BOG es extraído por el compresor *high duty* para evitar presiones excesivas. La mayoría de FSRU utilizan tanques de membrana de la compañía GTT (MARK III, NO96, ...), sin embargo, las conversiones de antiguos buques metaneros disponen de tanques esféricos, conocidos como tanques tipo Moss. La presión máxima de vapor en construcciones recientes de FSRU, cuando operan en modo regasificación, se ha ampliado hasta $0,7\text{ bar(g)}$ [31,34]. Esto permite incrementar el rango operacional de presión y, por tanto, reducir la cantidad de BOG consumido en situaciones especiales de alta presión en los tanques.

La Fig. 2.3 presenta el esquema generalizado del proceso de regasificación del GNL en FSRU. El GNL extraído de los tanques por las bombas de baja presión (bombas de BP) se suministra al recondensador o tanque de succión. A continuación, el GNL se dirige a los trenes de regasificación. En estos, el GNL incrementa presión y temperatura, mediante bombas de alta presión (bombas de AP) y vaporizadores, para conseguir las condiciones supercríticas necesarias en el transporte por gasoducto. Antes de la exportación, la estación de medición determina con precisión la cantidad y calidad del GN. En los siguientes párrafos se describen brevemente los principales componentes.

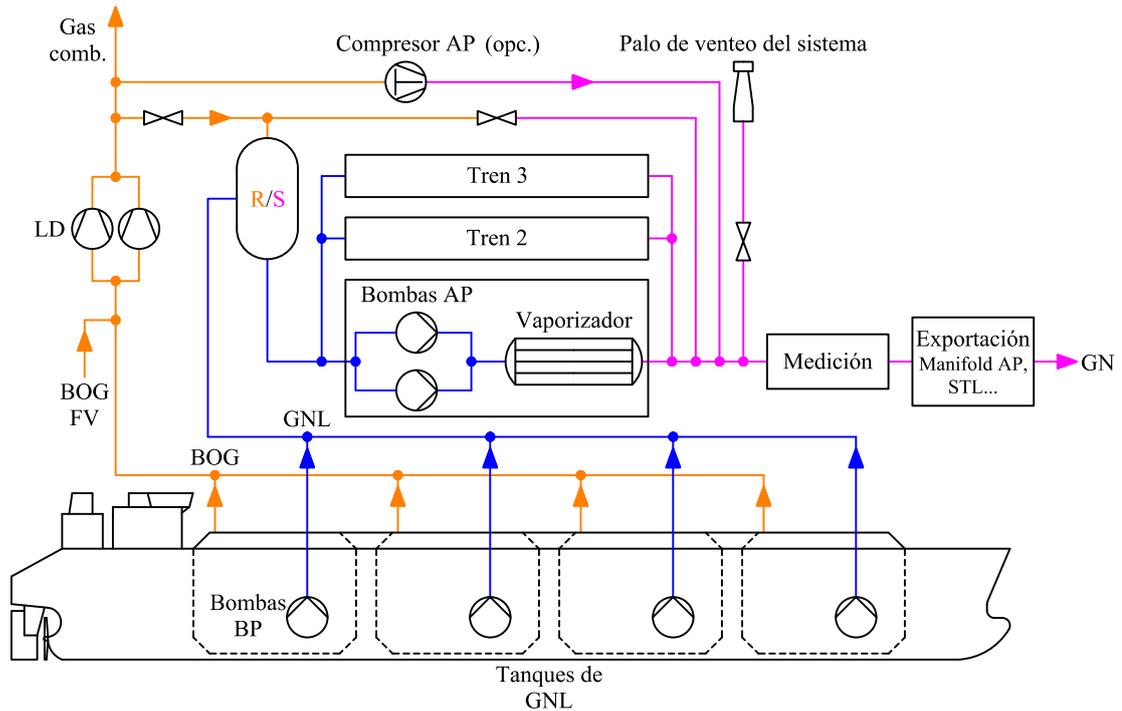


Fig. 2.3. Esquema del proceso de regasificación en una FSRU.

Las bombas de BP, también conocidas como primarias o de alimentación, se instalan en el pozo de cada tanque y son del tipo vertical, sumergible y centrífuga de una sola etapa [23]. En caso de avería, resulta posible extraer la bomba primaria del pozo si se inertiza previamente con nitrógeno el volumen de la columna. Estas bombas, además de suministrar GNL con suficiente presión al sistema de regasificación, asumen las funciones de las bombas de carga en caso de emergencia.

La Fig. 2.4 muestra las principales diferencias entre el tanque de succión y el recondensador. En la actualidad, la mayoría de las nuevas construcciones disponen de recondensador, el cual permite condensar el exceso de BOG. Sin embargo, en las primeras construcciones y conversiones, el recondensador se limita a un tanque de succión (Fig. 2.4a), cuya función es estabilizar las fluctuaciones del proceso y mantener una presión suficiente para evitar la cavitación de las bombas de AP [17]. Por tanto, si el consumo no es suficiente, el exceso de BOG en instalaciones con motores DF se quema directamente en las Gas Combustion Units (GCU), mientras que en instalaciones de vapor se genera una demanda ficticia en las calderas que vierte el vapor directamente al condensador (*dumping*). Además, la presión del tanque de succión se mantiene con el GN regasificado a través de una válvula de control (S) y se dispone de otra en la línea de GNL para conseguir un nivel de líquido adecuado.

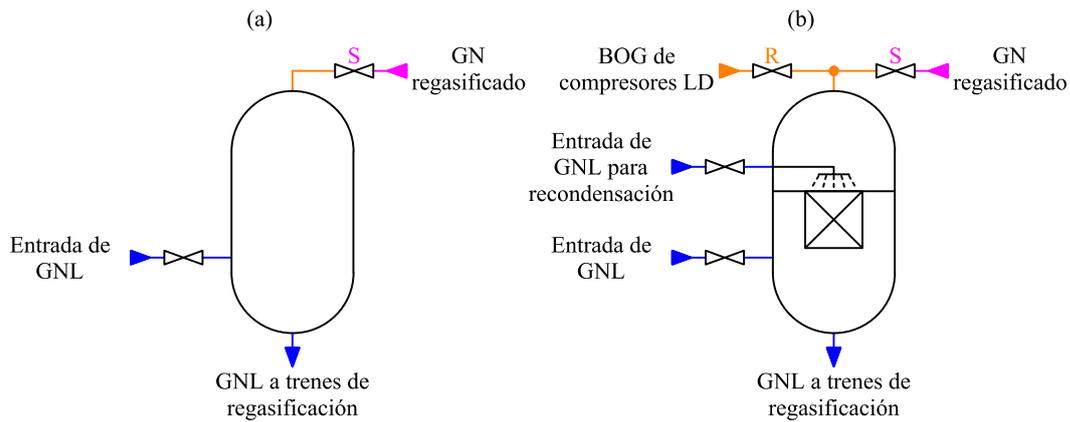


Fig. 2.4. Tanque de succión y recondensador. (a) Tanque de succión. (b) Recondensador.

En los recondensadores (Fig. 2.4b) se instala en la parte superior una segunda línea de GNL que inyecta el líquido en la zona de vapor y, además, con la finalidad de mejorar el contacto entre ambas fases, se dispone de un empaque o de elementos que cumplan una función similar [35,36]. El flujo de GN regasificado debe ser lo suficientemente elevado como para garantizar un flujo de GNL que permita condensar el BOG y evitar el punto de burbuja. Esto implica un sistema de control más complejo que el requerido para la situación anterior y la posibilidad de operar el relicuador como tanque de succión cuando no se necesite condensar el BOG. Dentro de las posibles innovaciones en tecnología relacionada con el proceso de condensación del BOG, cabe señalar el mezclador estático de Sulzer (Fig. 2.5a) [37], el cual se instaló en el Nusantara Regas Satu. A diferencia de los recondensadores convencionales, el mezclador estático inyecta el BOG a través de una serie de pequeños orificios ejecutados sobre un conducto por el que circula internamente el GNL. De esta forma, se garantiza un buen contacto entre ambas fases y, por tanto, la condensación efectiva del BOG en un equipo económico y de dimensiones reducidas. Wärtsilä [38] también mejoró el sistema de recondensación del BOG al proponer intercambiadores de calor de circuito impreso (PCHE) en la descarga de las bombas de AP (Fig. 2.5b), los cuales preenfían el BOG antes de entrar al recondensador.

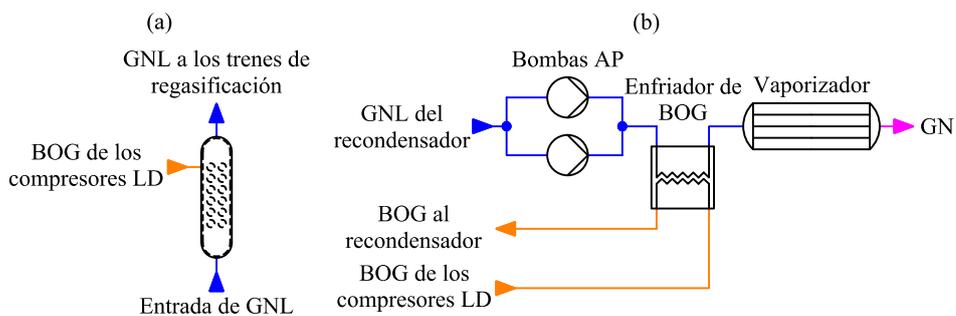


Fig. 2.5. Sistemas de recondensación mejorados. (a) Mezclador estático. (b) Enfriador de BOG.

En caso de querer condensar el BOG, los compresores *low duty* (LD) deben proporcionar una presión más elevada que la del recondensador. Esto no supone un cambio relevante en instalaciones con motores DF, puesto que la presión necesaria en el recondensador es similar a la presión de las Gas Valves Units (GVU) de los motores. Estos compresores suelen ser centrífugos y normalmente se instalan dos tipos [39]: compresor de dos etapas con preenfriamiento del BOG mediante inyección de GNL con una bomba *fuel gas* (Fig. 2.6a) o compresor de cuatro etapas (Fig. 2.6b). Estos últimos pueden disponer de refrigeración intermedia entre las etapas de mayor presión (2-3 y 3-4) [35,39]. Los compresores están protegidos por un separador, situado en la línea de aspiración, que retorna los condensables del BOG a uno de los tanques de carga.

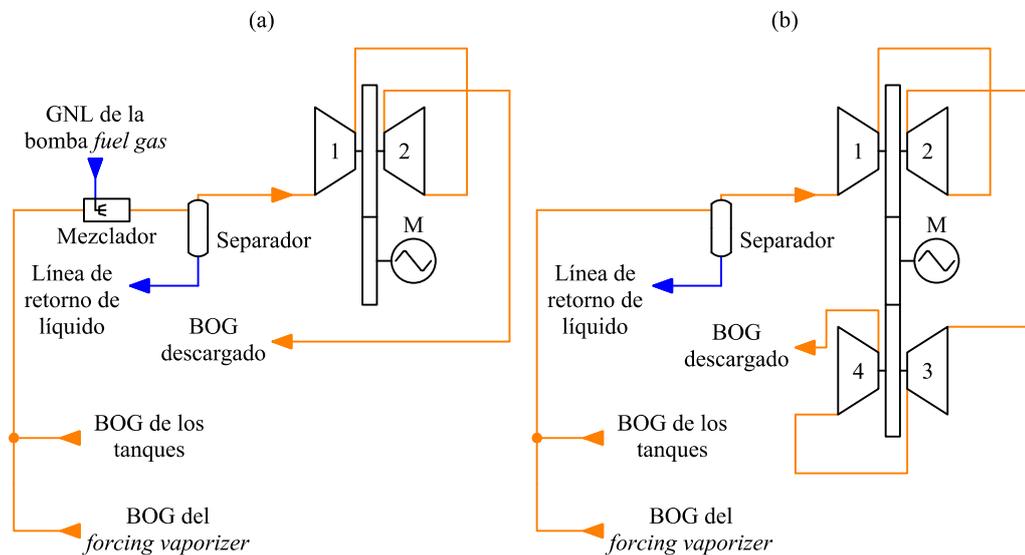


Fig. 2.6. Compresores LD para motores DF. (a) Dos etapas con preenfriamiento. (b) Cuatro etapas.

Algunos sistemas de regasificación, como el desarrollado para el Golar Freeze o el Explorer, disponen de un compresor alternativo de alta presión que descarga el BOG procedente de los compresores LD a la unidad de medición para su exportación [40,41]. La instalación de estos compresores aumenta la flexibilidad a la hora de gestionar el BOG, por ejemplo, en situaciones de baja demanda donde no es posible condensar todo el BOG en el recondensador.

El número de trenes de regasificación suele ser de tres o cuatro y uno de ellos, en determinados casos, opera únicamente como respaldo o sustituto, es decir, la capacidad máxima de regasificación puede ser inferior a la suma de los flujos de GN de todos los trenes. En la actualidad, las nuevas construcciones acostumbran instalar tres trenes, cada uno con una capacidad de regasificación de 200-250 mmscfd [17,25], los cuales operan

de forma simultánea en situaciones de alta demanda. Por tanto, la capacidad de regasificación base es aproximadamente de 400-500 mmscfd, mientras que la máxima alcanza un valor de 600-750 mmscfd. Algunas FSRU, como el Explorer o el Höegh Gannet, son capaces de producir hasta 1000 mmscfd de GN [42,43].

Generalmente, cada tren cuenta con dos bombas de AP, conocidas como bombas secundarias o *booster*. Estas bombas son del tipo vertical, sumergible y centrífuga de varias etapas [23,44]. Cada bomba se instala en el interior de un pozo de succión, el cual se encuentra prácticamente inundado. A causa del calor emitido por el motor eléctrico, se genera una pequeña cantidad de BOG; si no se expulsa, provocaría la disminución del nivel de líquido en el pozo de succión hasta una altura que el sistema de control protegería la bomba parándola [44]. Este problema cobra especial importancia cuando las bombas operan a bajo régimen. Por tanto, el BOG se suele eliminar comunicando la parte superior del pozo de succión con la línea de vapor o con el recondensador. En ambas soluciones, la conexión se realiza por medio de válvulas que garantizan un nivel de líquido adecuado para el funcionamiento de la bomba. El flujo de GN regasificado se controla mediante una válvula instalada en la línea de líquido a la entrada del vaporizador. En la Sección 2.3.1 se mencionan los diferentes métodos o sistemas que se emplean en el proceso de calentamiento del GNL.

En la exportación del GN existen diferentes métodos dependiendo del sistema de amarre [17]. Si el amarre se efectúa a un muelle (*jetty*), en tierra o mar adentro (*jetty island*), la descarga se puede realizar con mangueras o brazos a través de uno de los *manifolds* de alta presión, los cuales se localizan a proa de los *manifolds* de carga. En terminales mar adentro, es posible descargar el GN mediante una torre fija (*tower yoke*) o utilizando una boya sumergible (STL). Normalmente, en FSRU se implementa un único método de exportación que puede ser *manifolds* de alta presión (brazos o mangueras) o torre fija, sin embargo, en SRV se instala un sistema STL que puede disponer a mayores de *manifolds* de alta presión.

2.3.1 Sistemas de regasificación

Los sistemas de regasificación se pueden clasificar en función de la fuente de calor y la forma en que tiene lugar el intercambio de calor entre la fuente y el GNL. Respecto a la fuente de calor, el sistema puede operar en lazo abierto, cerrado o combinado. El lazo abierto emplea el agua de mar; mientras que el lazo cerrado utiliza la energía liberada en

procesos de combustión de forma indirecta, generalmente mediante vapor producido en calderas. El lazo combinado, como su nombre indica, implica ambas fuentes de calor y se suele aplicar en casos donde la temperatura del agua de mar es ligeramente inferior a la mínima de diseño [45]. Además, el intercambio de calor entre la fuente y el GNL puede ser directo o indirecto mediante un fluido intermedio que circula en circuito cerrado. La Tabla 2.3 recoge los principales sistemas de regasificación y su clasificación básica acorde al lazo de operación y la forma en que tiene lugar el intercambio de calor.

Tabla 2.3. Clasificación básica de los sistemas de regasificación

		Intercambio de calor	
		Directo	Indirecto
Lazo	Abierto	Agua de mar	Propano Agua-glicol
	Cerrado	Vapor	Propano Agua-glicol Agua

Los sistemas de regasificación instalados en FSRU se diseñan para ser capaces de operar como mínimo en un lazo de trabajo. Los sistemas complejos de regasificación, los cuales permiten operar en lazo abierto y cerrado, disponen de un método de regasificación para cada tipo de lazo. A modo de ejemplo, el sistema de Exceletrate Energy [42] permite operar en lazo abierto, cerrado o combinado; en lazo abierto opera con un sistema de regasificación con agua de mar, pero en lazo cerrado utiliza vapor para calentar el agua que trabaja como fluido intermedio. Por otro lado, los sistemas de regasificación en lazo abierto de propano, como el instalado en el Golar Winter [44], pueden disponer de calentadores de vapor para el agua de mar que permiten la operación en lazo cerrado.

La elección del lazo de trabajo debe contar con el visto bueno de la administración y, normalmente, se refleja en un informe de impacto medioambiental [46]. Por regla general, se suele permitir el lazo abierto, siempre y cuando la temperatura de descarga del agua de mar no sea excesivamente fría. Sin embargo, en países como Estados Unidos se ha prohibido su uso debido al daño que provoca la descarga continua del agua de mar sobre el desarrollo de los organismos marinos.

Los sistemas de regasificación que operan en lazo cerrado cumplen con las condiciones más restrictivas en lo referente a la protección del medio marino [17], pero el consumo de combustible y, en consecuencia, las emisiones de gases y partículas son más elevadas si se comparan con los sistemas que trabajan en lazo abierto.

Hoy en día, algunos buques regasificadores emplean la energía disipada en el sistema refrigeración de los equipos del buque para el proceso de regasificación [42,47]. De esta forma, se consigue disminuir el impacto ambiental provocado por el uso del agua de mar y reducir el consumo de combustible en sistemas de lazo cerrado.

Por regla general, si no se prohíbe el uso del agua de mar, en la mayoría de FSRU se suelen instalar sistemas de regasificación en lazo abierto, siempre que la temperatura ambiente del lugar durante las estaciones mantenga un valor adecuado. A continuación, se describen los principales sistemas de regasificación instalados en FSRU.

2.3.1.1 Sistemas de regasificación directos

Los sistemas de regasificación de intercambio de calor directo han sido los primeros en implementarse a bordo de las FSRU. Estos sistemas se caracterizan por su sencillez y la instalación de intercambiadores de calor de carcasa y tubos sin fluidos intermedios en el proceso de transferencia de calor. La Fig. 2.7 muestra los dos tipos de sistemas de intercambio directo, el primero diseñado para operar exclusivamente en lazo cerrado y el segundo para lazo abierto con opción de instalar un calentador con vapor que permite la operación en lazo cerrado o combinado.

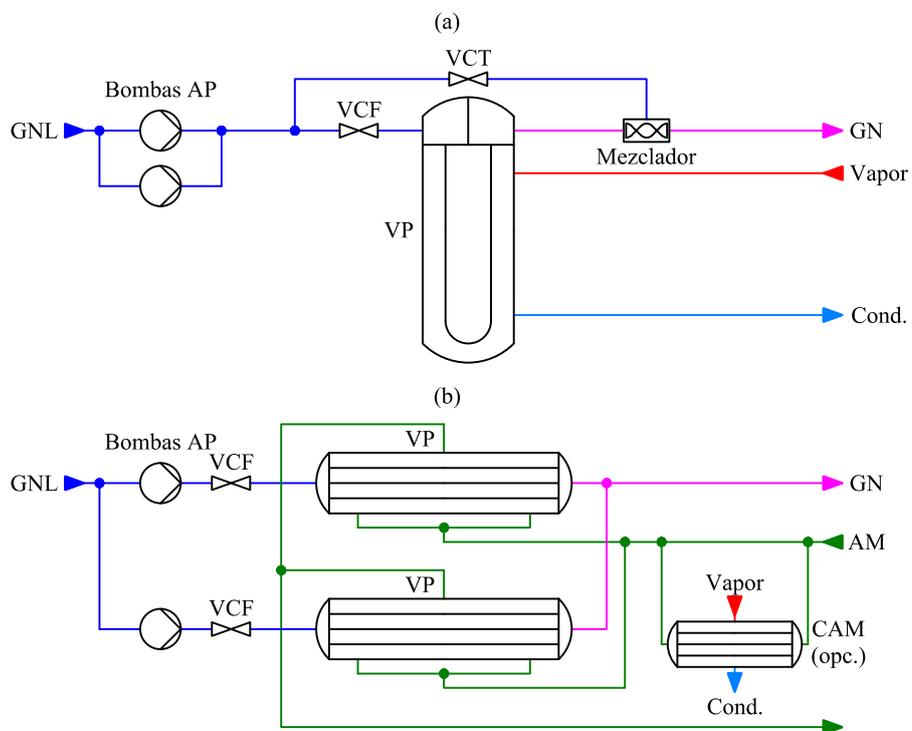


Fig. 2.7. Sistemas de regasificación directos. (a) Tren de regasificación con vapor. (b) Trenes de regasificación con agua de mar.

La Fig. 2.7a se corresponde con un tren de regasificación con vapor desarrollado por Moss Maritime similar al instalado en el Golar Spirit [48]. El tren se compone de una o dos bombas de AP, un vaporizador, dos válvulas de control, una destinada al flujo y otra a la temperatura del GN regasificado, y un mezclador estático. El mezclador dispone de tres elementos helicoidales diseñados para garantizar la mezcla de las dos corrientes, eliminando las diferencias de temperatura y composición entre ambos flujos. En el caso del Golar Spirit [49] se instaló un módulo compuesto de tres trenes de regasificación con una redundancia del 50 % de la capacidad de regasificación máxima (3 x 50 %). Además, cada tren dispone de una bomba de AP y utiliza vapor saturado de baja presión (< 10 bar) en el vaporizador. El Golar Spirit ha sido la única FSRU en adoptar un sistema de regasificación de este tipo.

La principal ventaja que ofrecen los sistemas de regasificación con vapor reside en el diseño compacto de los intercambiadores de calor. Esto se debe a la elevada diferencia de temperatura entre el vapor saturado y el GN, y a los beneficios de la condensación del vapor, lo que aporta un elevado coeficiente de convección y reducido flujo másico debido al calor latente del cambio de fase. Además, el uso de fluidos no corrosivos permite la construcción de intercambiadores de calor con aceros inoxidable convencionales. De esta forma, se pueden implementar intercambiadores de carcasa y tubos económicos de dimensiones reducidas. Por tanto, los trenes de regasificación tienen un pequeño tamaño y bajo peso, lo que hace más fácil su ubicación en la cubierta de la FSRU.

Sin embargo, desde el punto de vista energético e incluso económico, si se incluyen los costes operacionales, estos sistemas de regasificación son totalmente ineficientes debido a que necesitan un aporte importante de combustible para producir el vapor del proceso de regasificación. Es más, un sistema de este tipo requiere la utilización de combustible a un nivel equivalente de aproximadamente el 2,5 % de la cantidad de GN regasificado [38]. A todo esto, se le suma el efecto negativo de la generación de CO₂ por la combustión del GN en las calderas.

En países donde se permite el uso del agua de mar y su temperatura es adecuada, los sistemas en lazo abierto son más eficientes que los anteriores ya que sólo necesitan energía eléctrica para las bombas. La Fig. 2.7b muestra un módulo compuesto de dos trenes de regasificación con agua de mar con un calentador opcional. Normalmente, se instalan hasta seis trenes de regasificación. En las primeras FSRU, construidas por

Excelerate Energy, existe una redundancia del 20 % [23], sin embargo, en las construcciones recientes se tiende a eliminar esta redundancia e incrementar la capacidad de regasificación [17].

Los vaporizadores son intercambiadores de calor de carcasa y tubos, concretamente del tipo NJN con junta de expansión [50], pero el tamaño y el coste de estos es muy superior al de los instalados en trenes de regasificación con vapor. El mayor tamaño de los intercambiadores se debe a la diferencia de temperatura mínima (5-7 °C) y a que el agua de mar permanece en estado líquido durante el proceso de vaporización del GNL. Además, para cumplir con la diferencia de temperatura máxima admisible en la descarga del agua de mar (sobre 5 °C) se necesita un flujo muy elevado, lo cual repercute en el dimensionamiento de la instalación y en el consumo de las bombas. El mayor coste de los vaporizadores no se justifica sólo por la superficie de intercambio de calor, sino que también influye de forma significativa el material de construcción. El agua de mar es un fluido corrosivo, por tanto, el material debe ser titanio o aleaciones especiales de acero inoxidable con alto contenido en níquel y molibdeno (254 SMO, AL-6XN, ...) [34].

A pesar de que el coste de inversión en trenes de regasificación con agua de mar es mayor, el ahorro de combustible resulta importante, así pues, los costes operacionales se reducen drásticamente respecto a los sistemas en lazo cerrado [17].

El agua de mar es un fluido “sucio” que requiere un eficaz filtrado para el correcto funcionamiento de los vaporizadores, los cuales solo admiten limpieza química. También hay que tener en cuenta el riesgo de congelación presente en el vaporizador al emplear agua de mar en intercambio directo con el GNL [38]. Esto último ha sido determinante para la implementación de sistemas de regasificación con fluidos intermedios.

2.3.1.2 Sistemas de regasificación de propano

Los sistemas de regasificación con propano, especialmente los diseñados por Wärtsilä, se han implementado en varias FSRU. Es más, hasta hace poco eran los sistemas de regasificación más comunes junto a los de intercambio directo con agua de mar. La principal ventaja de este sistema radica en que no existe riesgo de congelación en el vaporizador, el punto de congelación del propano (-188 °C) es inferior a la temperatura del GNL [9]. La Fig. 2.8 muestra los trenes de regasificación con propano más relevantes instalados en FSRU.

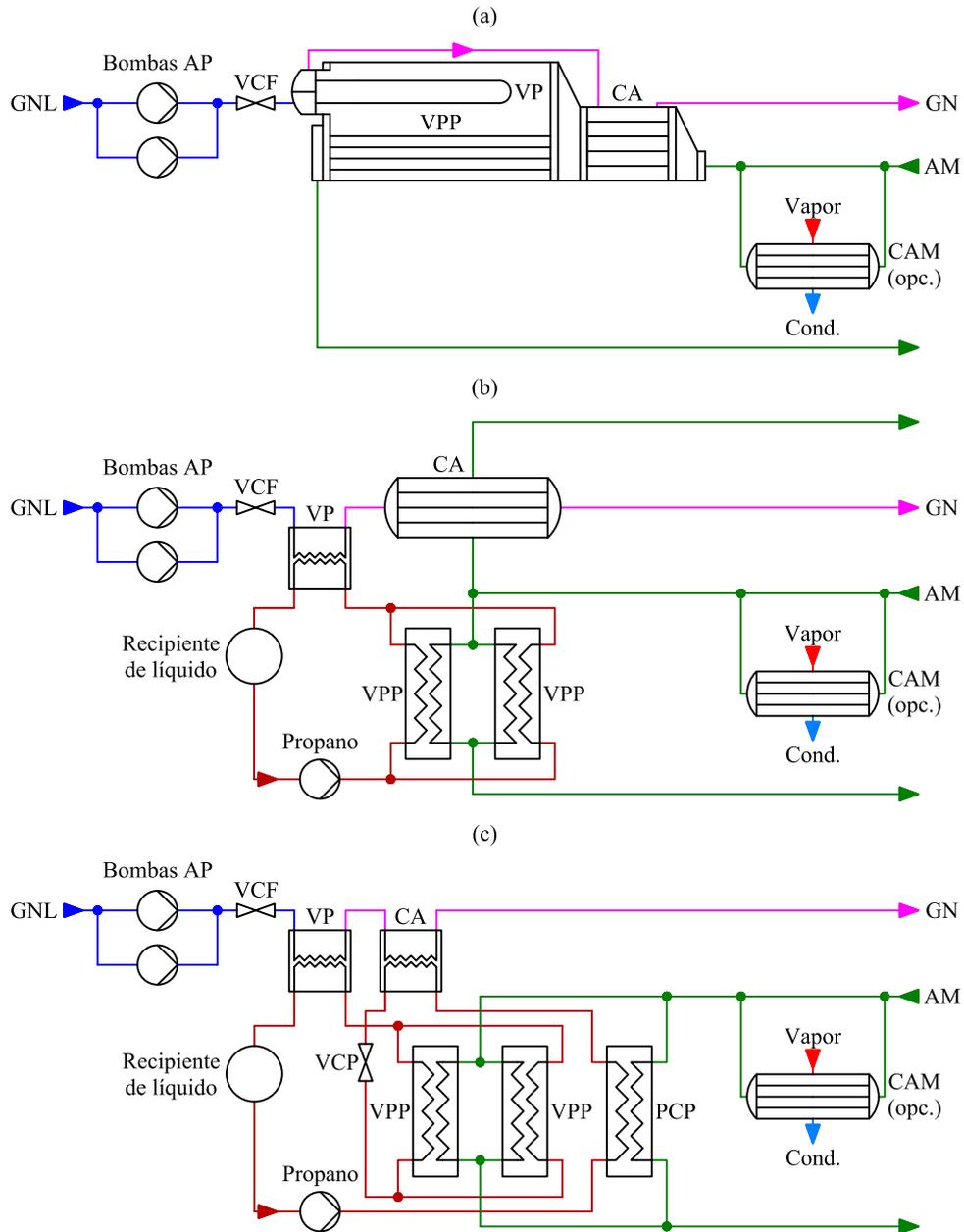


Fig. 2.8. Sistemas de regasificación de propano. (a) Vaporizador de fluido intermedio (IFV). (b) Tren de regasificación de propano antiguo. (c) Tren de regasificación de propano actual.

Durante el proceso de regasificación en estos sistemas, el propano es vaporizado por el agua de mar y a continuación se condensa en el vaporizador de GNL. De este modo, se aprovecha el calor latente en ambos procesos, lo que permite reducir el flujo másico de propano y, además, se consiguen intercambiadores de calor compactos debido al elevado coeficiente de transferencia global de calor.

El Intermediate Fluid Vaporizer (IFV) de la Fig. 2.8a se ha instalado ampliamente en terminales de regasificación *onshore*, no obstante, solo existe un caso en FSRU, el FSRU Toscana [51]. El IFV está dividido en tres secciones o intercambiadores: vaporizador de GNL, vaporizador de propano y calentador de ajuste de GN con agua de mar. El

vaporizador de GNL condensa el propano que cae sobre el vaporizador de este último, entre tanto, el agua de mar circula primero por el calentador de ajuste de GN y a continuación por el vaporizador de propano. La principal característica de este sistema, además de integrar los tres intercambiadores en uno, radica en que el propano circula por convección natural en el interior de la carcasa [52]. El material de construcción para los tubos en contacto con agua de mar es titanio, lo cual reduce los costes de mantenimiento. Sin embargo, el tamaño puede llegar a ser relativamente voluminoso, especialmente la carcasa que alberga el proceso de condensación y ebullición del propano.

En vistas a la necesidad de diseñar sistemas de regasificación compactos, Wärtsilä instaló en el Golar Winter y el Golar Freeze tres trenes de regasificación como el de la Fig. 2.8b [38]. El sistema de regasificación adoptado en el Golar Winter, a diferencia del Golar Freeze, incluye calentadores de agua de mar con vapor para tener la posibilidad de operar en lazo cerrado [44,53]. El tren, además de las bombas de AP y la válvula de control de flujo, dispone de un vaporizador del tipo PCHE, un calentador de ajuste, una bomba centrífuga para impulsar el propano a través del circuito cerrado, un recipiente de líquido, y dos vaporizadores de propano. El uso de fluidos “limpios” y con un punto de congelación inferior a la temperatura del GNL permite y garantiza el correcto funcionamiento del PCHE. Los PCHE, contruidos en acero inoxidable, toleran un amplio rango de temperaturas (desde criogénicas hasta 900 °C) y elevadas presiones (600 bar o más). Además, son 4-6 veces más pequeños que los intercambiadores de carcasa y tubos convencionales para el mismo servicio, por lo que se pueden considerar un tipo de intercambiador de calor compacto ideal para aplicaciones con limitado espacio, como en el caso de FSRU [38]. Los vaporizadores de propano son intercambiadores de placas semisoldadas de titanio, en los cuales el fluido inflamable a presión circula entre las caras soldadas. Este tipo de intercambiador se puede desmontar para limpiar las caras que están en contacto con el agua de mar. Por tanto, existe una ventaja importante a la hora de realizar el mantenimiento si se compara con los intercambiadores de calor de carcasa y tubos soldados, además de conseguir un elevado coeficiente de transferencia de calor que confiere un diseño de menor tamaño.

Wärtsilä perfeccionó el sistema de regasificación con propano al sustituir el calentador de ajuste de GN con agua de mar (intercambiador soldado de titanio de carcasa y tubos) por un segundo PCHE que opera con propano en estado de líquido subenfriado (Fig. 2.8c) [38,44]. De esta forma, todos los intercambiadores de calor en contacto con agua de mar

son de placas semisoldadas que se pueden desmontar y limpiar para eliminar de forma efectiva los depósitos marinos. El propano líquido, el cual se encuentra a una presión superior a la de los vaporizadores, incrementa su temperatura en el precalentador antes de entrar en el PCHE que opera como calentador de ajuste. A la salida, el propano se expande mediante una válvula de control de presión y circula hacia los dos vaporizadores. Al tratarse de intercambiadores de placas, el *pinch point* tiene un valor reducido, lo que permite controlar la temperatura final de GN de manera efectiva en el calentador de ajuste.

2.3.1.3 Sistemas de regasificación de agua-glicol

Los sistemas de regasificación que utilizan una mezcla de agua-glicol como fluido intermedio se propusieron en un principio como una alternativa a los sistemas de vapor en intercambio directo. Sin embargo, en los últimos años se han instalado sistemas de agua-glicol capaces de operar en lazo abierto, los cuales están acaparando el mercado. La Fig. 2.9 muestra los diferentes trenes de regasificación con agua-glicol para FSRU.

El uso de una mezcla de agua-glicol como fluido intermedio disminuye la temperatura de congelación (sobre $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$) respecto al agua pura, la cual depende del contenido de glicol en la composición. Sin embargo, la mezcla no experimenta procesos de cambio de fase; por tanto, al carecer de calor latente, se necesita un elevado flujo másico que se debe tener en consideración a la hora de dimensionar la instalación, especialmente, el consumo de la bomba. Además de la alta disponibilidad y bajo coste económico, la principal ventaja de la mezcla agua-glicol radica en que se trata de un fluido no inflamable.

La Fig. 2.9a muestra el primer tren de regasificación con agua-glicol instalado en buques regasificadores como alternativa a los sistemas en intercambio directo con vapor. Concretamente, se colocaron tres trenes en el Neptune y en su buque gemelo, el Cape Anne. El tren se compone de dos bombas de AP, una válvula de control para el flujo de GN, un vaporizador de GNL, un tanque de expansión, dos bombas centrífugas (una en *stand-by*) para la mezcla agua glicol, un calentador de agua glicol dividido en dos secciones, un recipiente de condensado con su correspondiente válvula de control de nivel y una válvula que controla el flujo de vapor para conseguir una temperatura adecuada del GN regasificado. El vaporizador es un intercambiador de carcasa y tubos de acero inoxidable en el que la mezcla entra a $90\text{ }^{\circ}\text{C}$ y sale a $30\text{ }^{\circ}\text{C}$. La división del calentador de agua-glicol en dos PCHE se debe a las fluctuaciones internas del vapor condensado que pueden causar fatiga térmica. Por tanto, el vapor saturado a 23-25 bar condensa en el

primer PCHE, mientras que el condensado se enfría en el segundo. Este sistema, además de reducir el riesgo de congelación, comparte las principales ventajas e inconvenientes de los trenes de regasificación con vapor en intercambio directo. El diseño de los trenes es compacto y económico, sin embargo, los costes operacionales a causa del consumo de combustible en las calderas resultan elevados. Los únicos buques regasificadores en instalar este tipo de sistema han sido los dos mencionados anteriormente.

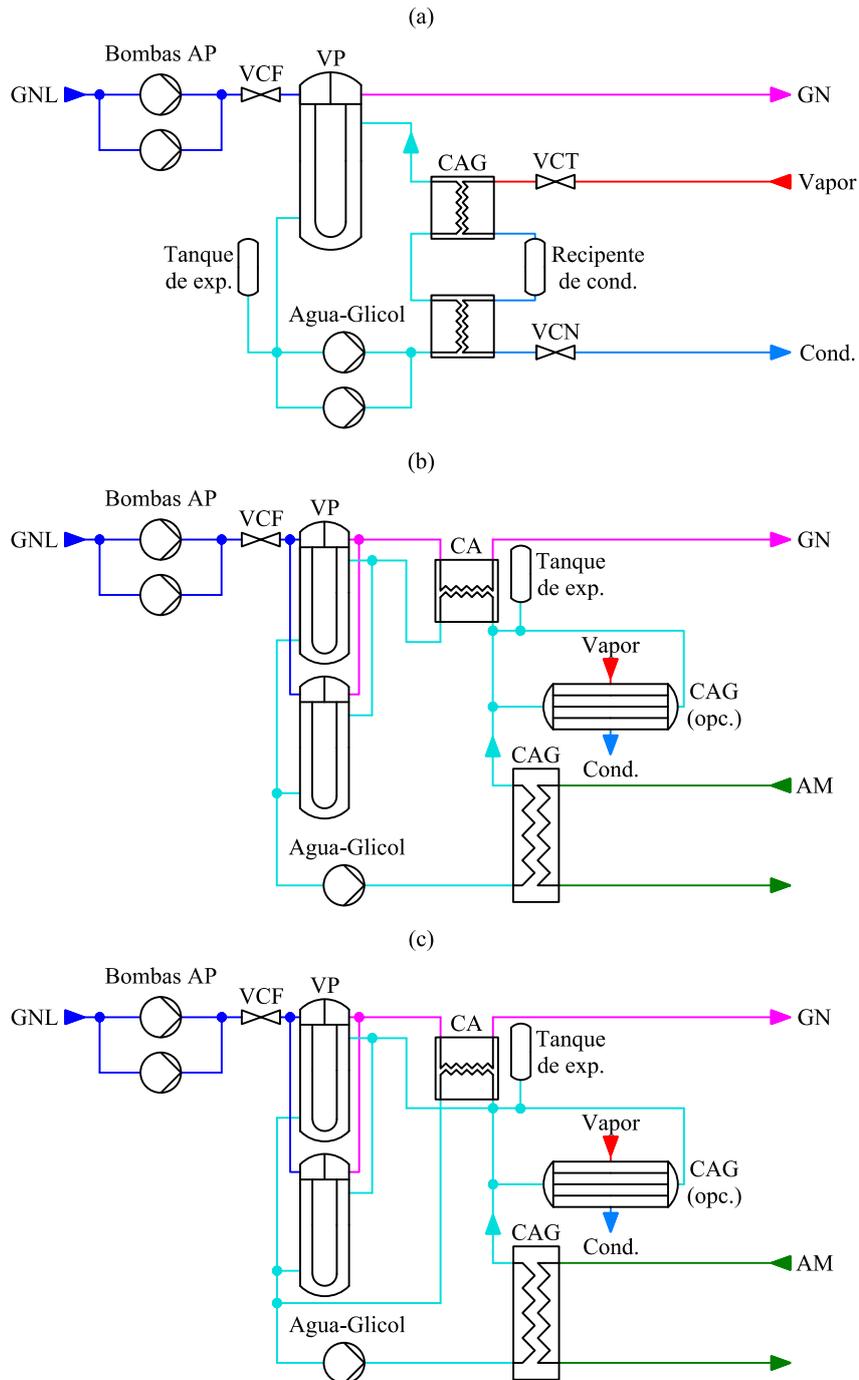


Fig. 2.9. Sistemas de regasificación de agua-glicol. (a) Tren en lazo cerrado. (b) Tren de regasificación en serie. (c) Tren de regasificación en paralelo.

Las Figs. 2.9b y 2.9c representan dos configuraciones posibles de trenes de regasificación en lazo abierto con mezcla agua-glicol [50,54,55]. En la primera opción los vaporizadores y el calentador de ajuste se encuentran en serie, mientras que en la segunda la disposición es en paralelo. Estos trenes tienen la posibilidad de instalar calentadores con vapor para la operación en lazo cerrado. Al tratarse de una mezcla agua-glicol, pueden producirse problemas de congelación en los vaporizadores, por tanto, en lugar de PCHE se suelen instalar intercambiadores de carcasa y tubos. Normalmente, para disminuir el tamaño de estos intercambiadores de calor y del tren de regasificación se coloca agua abajo un PCHE. La temperatura del GN a la entrada del PCHE (sobre -20 °C) debe ser superior a la de congelación de la mezcla agua-glicol. La construcción de todos los intercambiadores de calor, a excepción del calentador de agua-glicol con agua de mar, se realiza en acero inoxidable. El calentador con agua de mar es un intercambiador de placas con juntas construido en titanio para prevenir a la corrosión. Estos trenes ofrecen un sistema de regasificación sencillo y seguro que no involucran procesos con cambios de fase ni el empleo de fluidos inflamables a presión ni tampoco problemas de corrosión. Además, la mayoría de los intercambiadores de calor se construyen con aceros inoxidables convencionales, obteniendo un bajo coste económico. Sin embargo, el consumo de la bomba del fluido intermedio es superior si se compara con los trenes de regasificación con propano, a causa del elevado flujo másico de agua-glicol que se necesita para el proceso de regasificación del GNL.

2.4 Energía fría del GNL

El término energía fría, aplicado a sistemas de regasificación de GNL, se puede definir como la energía transferida en forma de calor desde el GNL al fluido caliente. Esta energía se adquiere en el proceso de licuefacción de GN para lograr el almacenamiento y transporte en estado líquido.

De forma análoga, en términos exergéticos, resulta posible definir la exergía fría del GNL en función de las componentes de la exergía física. La exergía física representa el trabajo máximo que se puede desarrollar al evolucionar desde cualquier estado termodinámico hasta la temperatura y presión del estado de referencia. Por tanto, la exergía física de flujo específica (e^f) se determina como:

$$e^f = h - h_0 - T_0(s - s_0) \quad (2.1)$$

La exergía física se puede descomponer en exergía térmica (e^t) y mecánica (e^p):

$$e^f = e^t + e^p \quad (2.2)$$

Sin embargo, el cálculo inequívoco de las componentes sólo es posible para gases ideales y fluidos incompresibles [56]. Para cualquier fluido, la exergía térmica y mecánica se suelen determinar de la siguiente manera:

$$e^t = e^f(T, p) - e^f(T_0, p) \quad (2.3)$$

$$e^p = e^f(T_0, p) - e^f(T_0, p_0) \quad (2.4)$$

Por tanto, si la exergía física se desglosa en sus componentes, la exergía fría se puede definir como la variación de exergía térmica que experimenta el GNL en el vaporizador, es decir, el trabajo máximo que se puede generar debido a la diferencia de temperatura entre el GNL y el GN regasificado.

2.4.1 Análisis energético y exergético

A continuación, se determina la cantidad de energía y exergía fría liberada en el proceso de regasificación de una FSRU, cuyo esquema se visualiza en la Fig. 2.10a. La composición del GNL y las condiciones para el cálculo se recogen respectivamente en las Tablas 2.4 y 2.5. El caudal de GN representa la capacidad de regasificación base típica de las FSRU. Las propiedades termodinámicas se determinan implementando la ecuación de estado GERG2008 en el Aspen HYSYS.

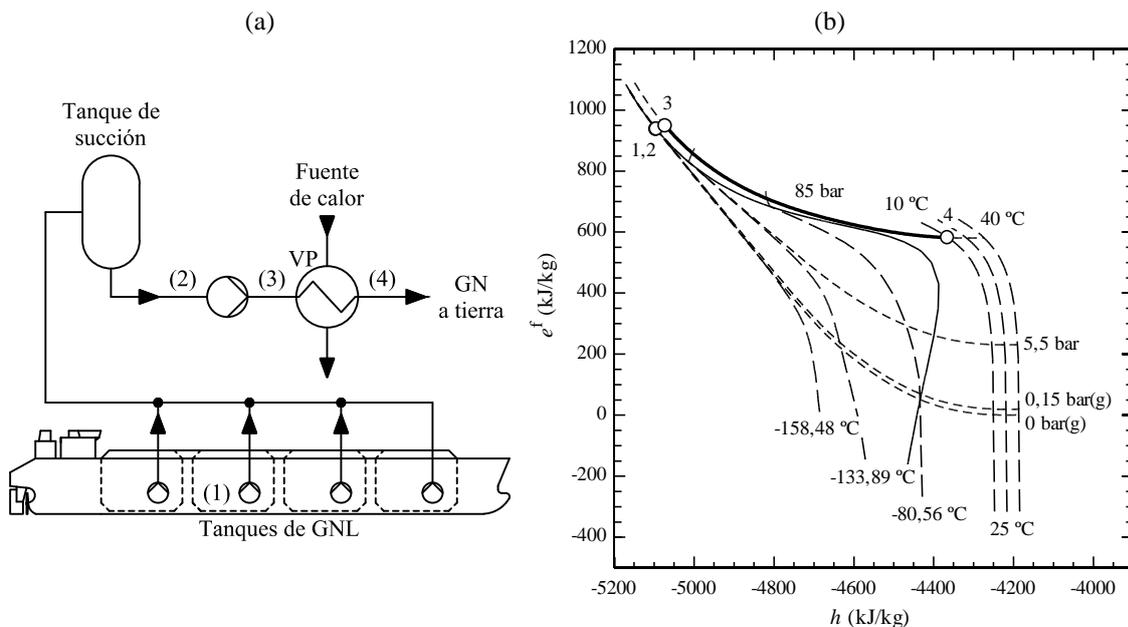


Fig. 2.10. Proceso de regasificación en la FSRU. (a) Esquema simplificado. (b) Diagrama e^f - h .

Tabla 2.4. Composición del GN medida a bordo de una FSRU

Componente	Fracción molar
Metano (CH ₄)	0,890 18
Nitrógeno (N ₂)	0,000 07
Dióxido de carbono (CO ₂)	0,000 00
Etano (C ₂ H ₆)	0,079 74
Propano (C ₃ H ₈)	0,022 91
i-Butano (i-C ₄ H ₁₀)	0,003 22
n-Butano (n-C ₄ H ₁₀)	0,003 71
i-Pentano (i-C ₅ H ₁₂)	0,000 14
n-Pentano (n-C ₅ H ₁₂)	0,000 02
n-Hexano (n-C ₆ H ₁₄)	0,000 01

Tabla 2.5. Datos del proceso de regasificación del GNL

Parámetro	Valor
Presión de almacenamiento del GNL	1,163 25 bar
Presión en el tanque de succión	5,5 bar
Presión del GN regasificado	85 bar
Temperatura del GN regasificado	10 °C
Flujo de GN regasificado	500 mmscfd
Rendimiento isoentrópico de las bombas	80 %

La Fig. 2.10b muestra los diferentes estados del proceso de regasificación en un diagrama e^f-h . Este tipo de diagrama permite visualizar simultáneamente el proceso desde el punto de vista energético y exergético. En la Tabla 2.6 se recogen las propiedades termodinámicas en cada uno de los estados, entre ellas las mencionadas anteriormente. El GNL almacenado en condiciones de líquido saturado a la presión del tanque (estado 1) es impulsado por la bomba de alimentación hacia el tanque de succión (estado 2). A continuación, la bomba *booster* incrementa la presión del GNL hasta el valor requerido para la distribución del GN a través del gasoducto (estado 3). Al incrementar la presión del GNL, aumenta el contenido energético y exergético del fluido. Sin embargo, parte de la exergía térmica se transforma en exergía mecánica. De este modo, la componente térmica del GNL en el tanque representa el 97,99 % de la exergía física, mientras que en la descarga de la bomba *booster* el valor se reduce al 38,76 %. Por último, el GNL entra en el vaporizador donde el GN alcanza una temperatura (estado 4) próxima a la del estado

de referencia. Debido a esta situación, la entalpía en el estado 4 aumenta, pero la exergía física disminuye un 38,64 % respecto al estado anterior.

Tabla 2.6. Datos termodinámicos del proceso de regasificación

Estado	T (°C)	p (bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)	ρ (kg/m ³)	e^f (kJ/kg)	e^p (%)	e^t (%)
1	-158,48	1,163 25	-5094,41	-11,103	457,28	936,72	2,01	97,99
2	-158,31	5,50	-5093,23	-11,101	457,40	937,29	24,56	75,44
3	-155,03	85,00	-5071,50	-11,063	459,52	947,79	61,24	38,76
4	10,00	85,00	-4364,23	-7,463	84,77	581,60	99,79	0,21

La energía (\dot{H}_{GNL}) y exergía fría (\dot{E}_{GNL}^t) se calculan aplicando los balances de energía y exergía en régimen estacionario a la corriente de GN que circula por el vaporizador:

$$\dot{H}_{\text{GNL}} = -\dot{m}_{\text{GN}}(h_3 - h_4) \quad (2.5)$$

$$\dot{E}_{\text{GNL}}^t = \dot{m}_{\text{GN}}(e_3^t - e_4^t) \quad (2.6)$$

Los resultados se recogen en la Tabla 2.7.

Tabla 2.7. Energía y exergía fría del GNL

Parámetro	Flujo de GN regasificado	
	Específico (kJ/kg)	500 mmscfd (kW)
Energía fría del GNL	707,27	88 811,36
Exergía fría del GNL	366,19	45 981,70

La mayor parte de la cantidad de energía o exergía fría es desechada por los sistemas de regasificación actuales, los cuales apenas hacen un uso útil de la misma. Por tanto, la energía fría se convierte en una fuente de energía residual más de la FSRU.

Desde esta perspectiva, resulta de interés comparar desde el punto de vista energético y exergético la energía fría del GNL con la principal fuente de energía residual en buques convencionales, es decir, los gases de escape. En una FSRU se suelen instalar motores DF de cuatro tiempos para la generación de energía eléctrica. La temperatura de los gases de escape, operando con GN, alcanzan un valor superior a 400 °C a la salida del turbocompresor [57]. Si se considera que los gases de escape se comportan como gas ideal aire y se establece una temperatura mínima de aprovechamiento de 100 °C, la

energía y exergía específica disponible para una temperatura de 430 °C son respectivamente 342,88 y 146,60 kJ/kg.

En unidades específicas, la energía fría del GNL es 2,06 veces superior a la de los gases de escape, mientras que en términos exergéticos este valor aumenta hasta 2,50. Además, se debe tener en cuenta que el flujo de GN regasificado en condiciones de carga base es superior al de los gases de escape de los motores. Por estas razones, la fuente de energía residual más importante en una FSRU donde se deben concentrar los esfuerzos en su aprovechamiento es la energía fría del GNL.

Normalmente, los sistemas actuales de regasificación solo aprovechan una pequeña cantidad de energía fría del GNL para condensar el BOG procedente de los tanques. Sin embargo, por utilización o aprovechamiento de la energía fría del GNL se suele entender al uso de ésta en sistemas externos al proceso de regasificación y, en particular, a su aplicación en ciclos termodinámicos de potencia [12].

2.4.2 Ciclos de potencia para recuperar la energía fría

En el caso concreto de la regasificación *offshore*, el empleo de la energía fría para la generación de electricidad permitiría reducir el consumo de combustible y las emisiones procedentes de los motores de combustión interna o de las calderas en instalaciones con turboalternadores. Es más, para un flujo de regasificación habitual de 500 mmscfd, la exergía fría disponible es aproximadamente cuatro veces superior a la demanda de potencia eléctrica de la FSRU (sobre 10-12 MW). Por tanto, en función del nivel de aprovechamiento de la energía fría, se pueden clasificar los sistemas de regasificación que integren ciclos de potencia en tres tipos:

- Sistemas de regasificación con aprovechamiento de bajo nivel de la energía fría. En este tipo se incluyen aquellos sistemas que aportan un porcentaje de la demanda eléctrica necesaria en la FSRU.
- Sistemas de regasificación con aprovechamiento de medio nivel de la energía fría. Los sistemas son capaces de suministrar íntegramente la demanda eléctrica de la FSRU.
- Sistemas de regasificación con aprovechamiento de alto nivel de la energía fría. Los sistemas generan suficiente energía eléctrica como para implementar sistemas de almacenamiento energético o exportarla a tierra.

Según esta clasificación, los sistemas de bajo y medio nivel ofrecerían la ventaja de un diseño más compacto y simple si se comparan con los de alto nivel. Por otro lado, estos últimos serían una opción interesante en proyectos LNG *to power*, especialmente en aquellos donde la generación de energía eléctrica de la FSRU se pueda combinar con la de un LNG *power-ship*. Ofreciendo de esta manera una central eléctrica flotante de alta eficiencia y bajas emisiones.

Por el momento, no existen FSRU que generen electricidad haciendo uso de la energía fría del GNL. Sin embargo, MOL y DSME [13] han desarrollado recientemente el primer sistema de regasificación con aprovechamiento de la energía fría, el cual incluye un ciclo orgánico de Rankine (ORC) que utiliza el agua de mar como foco caliente y el GNL como sumidero. Además, dispone de un calentador de ajuste que emplea una mezcla agua-glicol como fluido intermedio en la transferencia de calor entre el GN y el agua de mar [58].

El número de publicaciones científicas que abordan la utilización de la energía fría en FSRU resulta escaso. He *et al.* [12], a pesar de considerar la generación eléctrica como la principal aplicación de la energía fría en FSRU, mencionan el limitado espacio en cubierta y la necesidad de diseñar equipos compactos como clave para su aplicación real. En cuanto a los ciclos de potencia propuestos en las publicaciones existentes, la mayoría se basan en la tecnología del ORC. Concretamente, estudian configuraciones de ORC asociados en serie o en cascada como las que se muestran en las Figs. 2.11 y 2.12 y evalúan diferentes fluidos de trabajo, bien fluidos puros o mezclas zeotrópicas.

Yao *et al.* [59] realizan el análisis energético y exergético de un ORC simple (1ORC) que emplea agua de mar como foco caliente y GNL como sumidero (Fig. 2.11a). Con la finalidad de conseguir unos resultados aceptables, proponen varios fluidos de trabajo: propano, R143a, R152a, NH₃, R134a y propileno. A pesar de que los resultados sugieren que el propileno ofrece mayor eficiencia energética y exergética, consideran que el propano es el candidato ideal debido al bajo título de vapor del propileno a la salida de la turbina. A continuación, mejoran el 1ORC de propano con un ORC de dos etapas (2ORC), en el cual se instala un segundo ORC con menor temperatura de condensación (Fig. 2.11b). Analizan tres fluidos de trabajo para el ciclo de baja temperatura: etano, R23 y R116. El etano obtiene los mejores resultados, duplicando aproximadamente la eficiencia térmica y exergética del 2ORC con respecto al 1ORC.

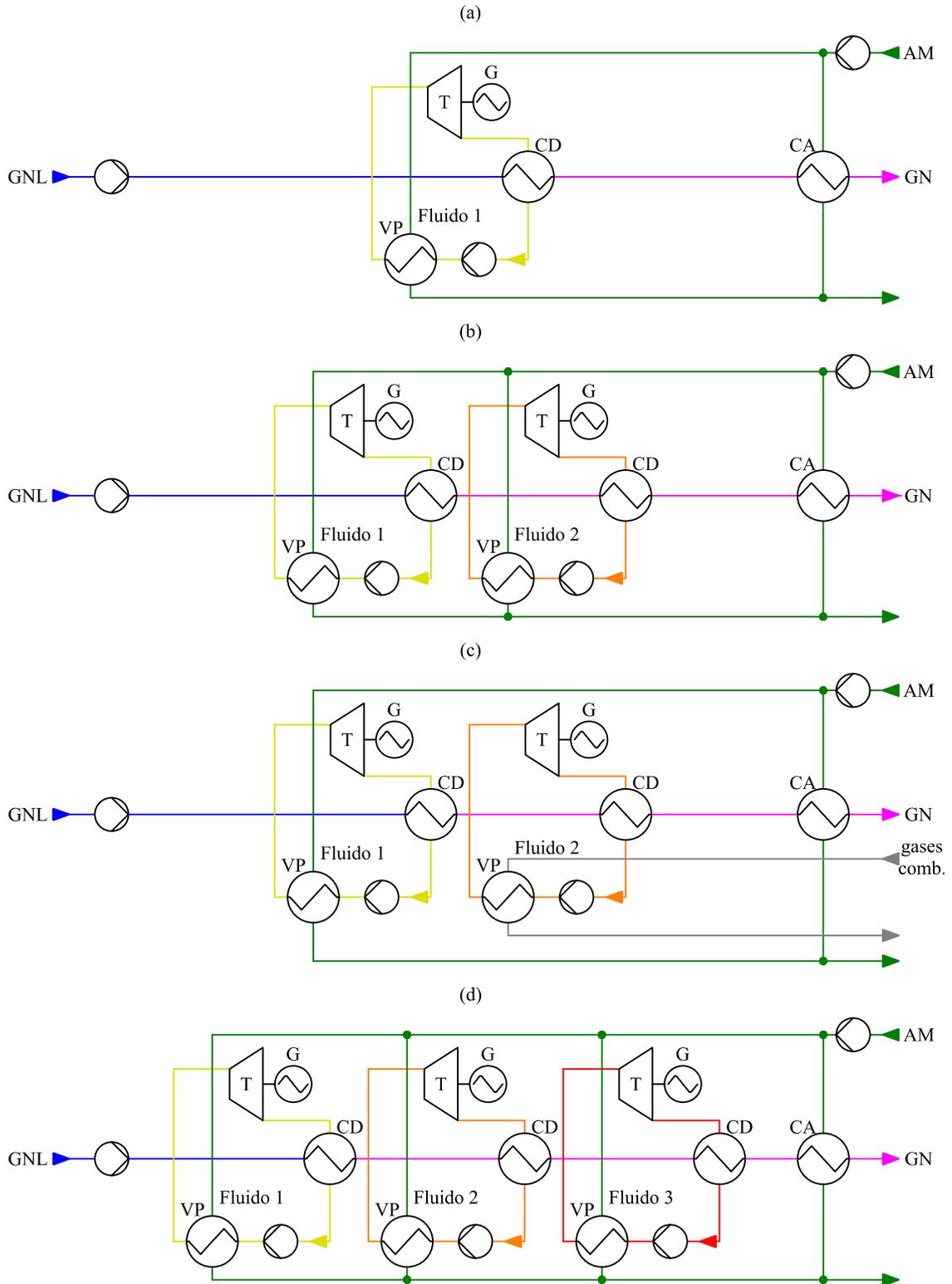


Fig. 2.11. Configuraciones de ORC en serie. (a) 1ORC. (b) 2ORC. (c) 2ORC-EG. (d) 3ORC.

Lee *et al.* [60] evalúan tres configuraciones: 1ORC con propano (Fig. 2.11a), 2ORC con propano en ambos ciclos (Fig. 2.11b) y 2ORC que incluye la recuperación de la energía residual de los gases de escape de los motores en el ciclo de alta temperatura (2ORC-EG) como la de la Fig. 2.11c. Proponen tres fluidos de trabajo para el intercambio de calor con

los gases de escape: propano, R134a y R245fa. El 2ORC-EG con propano obtiene los mejores resultados, incrementando la producción de potencia un 24 % respecto al 1ORC.

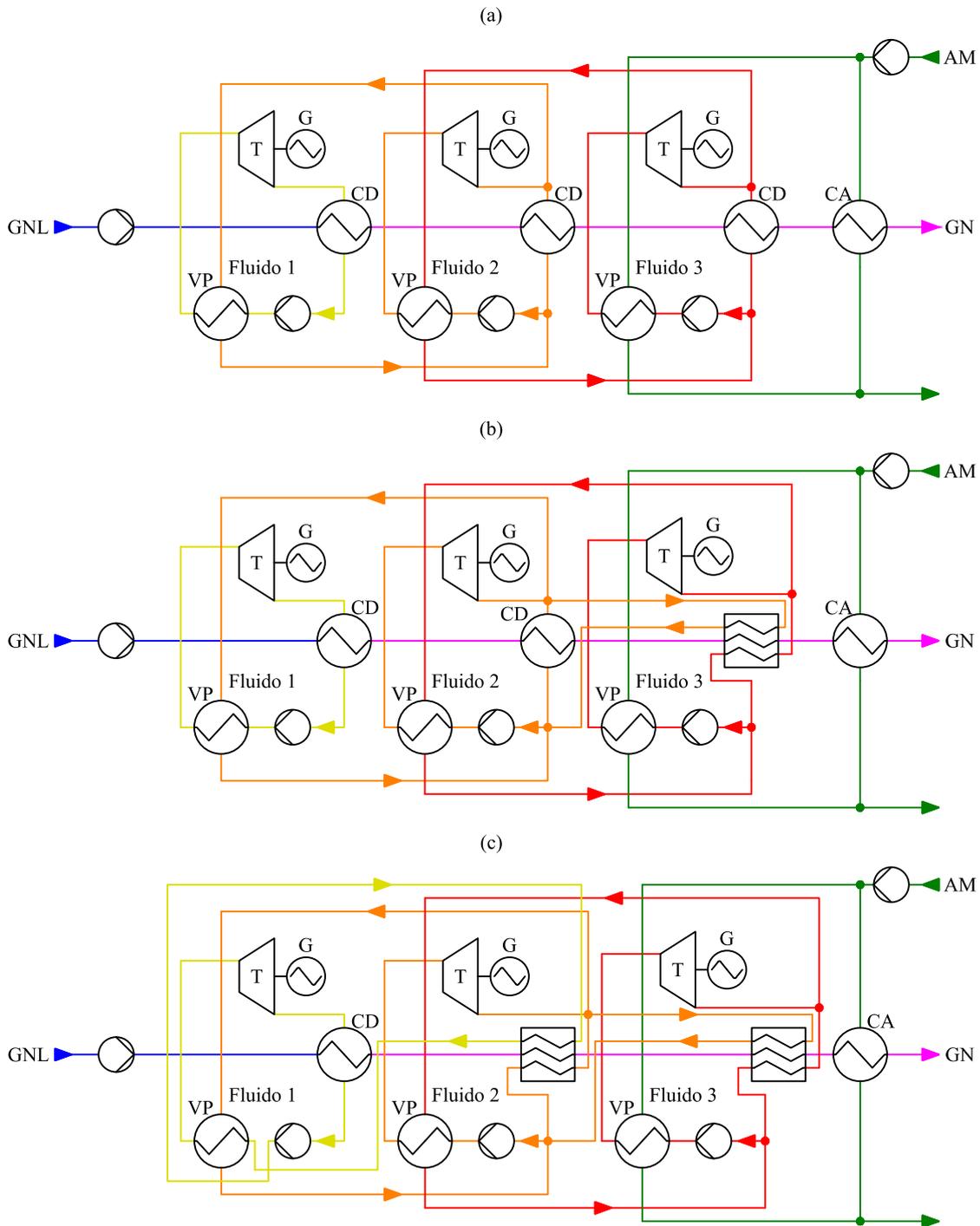


Fig. 2.12. Configuraciones de ORC en cascada. (a) 3CRC. (b) PDCRC. (c) SDCRC.

Yoon-Ho [61], basándose en las investigaciones de Yao *et al.* [59] y Lee *et al.* [60], estudia el 1ORC (Fig. 2.11a) y el 2ORC (Fig. 2.11b) con mezclas zeotrópicas de etano y propano. El artículo, además del análisis energético y exergético, incluye el análisis económico del coste de la producción eléctrica y del ahorro anual generado para cada uno

de los casos en función de la temperatura de agua de mar y de la composición del fluido de trabajo. El 1ORC, en un rango de temperaturas de agua de mar entre 10 °C y 25 °C, con una mezcla 60 % de etano y 40 % de propano obtiene mejores resultados que el ciclo con propano puro. A continuación, el 2ORC con propano puro en el ciclo de alta temperatura y mezcla de 80 % etano y 20 % propano en el ciclo de baja temperatura incrementa aproximadamente las eficiencias un 75 % respecto al 1ORC anterior.

Yoon-Ho, en otra publicación, [62] compara seis configuraciones con fluidos puros: 1ORC con propano (Fig. 2.11a); 2ORC con propano y etano (Fig. 2.11b); ORC de tres etapas (3ORC) con butano, propano y etano (Fig. 2.11d); y las versiones correspondientes de cada ORC en combinación con una turbina de expansión directa de GN regasificado, la cual solo expande el flujo de GN consumido por los motores DF. A esta expansión la denomina Partial Cold Energy Recovery (PaCER). La Fig. 2.13 muestra la diferencia entre la expansión directa convencional y la PaCER. Al igual que en [61] realiza un estudio energético, exergético y económico para cada caso, obteniendo el 3PaCER los mejores resultados.

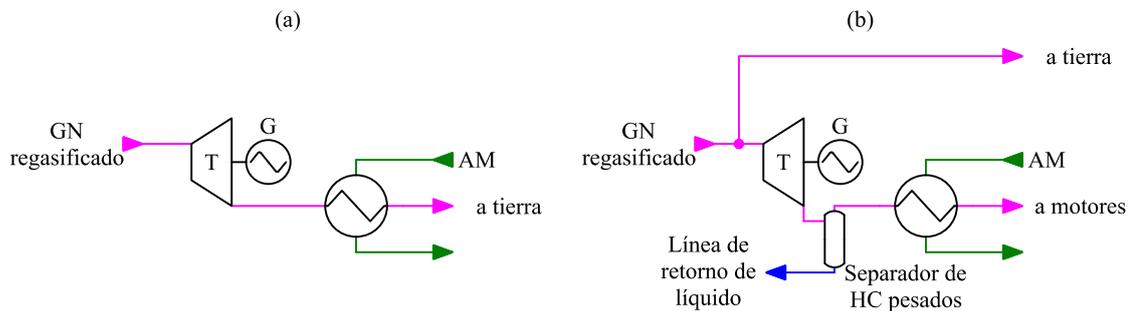


Fig. 2.13. Sistemas de expansión directa. (a) Expansión total. (b) Expansión parcial (PaCER).

Yao *et al.* [63] proponen ORC en cascada como alternativa a los ORC en serie para conseguir mayor eficiencia exergética. Concretamente, evalúan tres configuraciones: ORC de tres niveles en cascada (3CRC), ORC de tres niveles en cascada con distribución primaria (PDCRC) y ORC de tres niveles en cascada con distribución secundaria (SDCRC). Las Figs. 2.12a, 2.12b y 2.12c muestran respectivamente estos ciclos. Proponen varios fluidos de trabajo: etano, etileno, propano, propileno y R23. Los mejores resultados los consiguen con el etileno en el ciclo de baja temperatura, R23 en el ciclo intermedio y propano en el ciclo de alta temperatura. El SDCR obtiene la mayor eficiencia exergética al reducir las irreversibilidades en los procesos de transferencia de calor.

En la Tabla 2.8 se recogen los datos más relevantes de los ciclos propuestos en los artículos mencionados anteriormente. Las publicaciones anteriores se centran en el

estudio de sistemas de regasificación en lazo abierto, pero ninguna trata los sistemas en lazo cerrado, los cuales son más indicados para la protección del medio marino.

También es importante destacar que ninguno de los estudios tiene en cuenta la finalidad del sistema de regasificación, es decir, el nivel de aprovechamiento ni el efecto que provoca la integración de estos sistemas en la FSRU, especialmente en la instalación de producción de energía eléctrica. Los fluidos de trabajo propuestos se repiten a menudo entre los artículos y normalmente son hidrocarburos. Resultaría interesante evaluar nuevos fluidos de trabajo más seguros, puros o mezclas zeotrópicas. Asimismo, los caudales de GN regasificado que utilizan en los análisis no representan los valores típicos y esto cobra especial importancia a la hora de realizar el dimensionamiento y, por tanto, el análisis económico.

En vistas al desarrollo de nuevos proyectos de regasificación *offshore* y al interés que muestran las empresas y organizaciones relacionadas con el sector, resulta imperativo proponer nuevos sistemas de regasificación que aprovechen la energía fría del GNL para aumentar la eficiencia de estos buques y reducir las emisiones de gases contaminantes.

Tabla 2.8. Ciclos de potencia para recuperar la energía fría del GNL

GNL		Ref. Composición (mol %)	\dot{m} (kg/s)	$p_{ent/sal}$ (bar)	$T_{ent/sal}$ (°C)	Ciclo	Fluido de trabajo (candidatos)	Fuente de calor		\dot{W}_n (MW)	η_{en}/η_{ex} (%)	AE
								Fluido	$T_{ent/sal}$ (°C)			
[54]	CH ₄ (95,00) C ₂ H ₆ (3,00) C ₃ H ₈ (2,00)	2,78·10 ⁻⁴	5 / 80	-162 / 5	1ORC	C ₃ H ₈ (R143a, R152a, NH ₃ , R134a, C ₃ H ₆)	AM	20 / 15	-	≈ 3,5 / 8,1	No	
[55]		198,26	5 / 50	-165,5 / 5	1ORC	C ₃ H ₈ (R23, R116)	AM	15 / 5	9,73	≈ 7,0 / 15,6	No	
[56]	CH ₄ (91,33) C ₂ H ₆ (5,36) C ₃ H ₈ (2,14)	198,26	5 / 80	-162 / 5	1ORC	C ₃ H ₈ / C ₃ H ₆ (R134a, R245fa)	AM	15 / 5	10,87	6,54 / 10,58		
[57]	i-C ₄ H ₁₀ (0,47) n-C ₄ H ₁₀ (0,46) i-C ₅ H ₁₂ (0,01) n-C ₅ H ₁₂ (0,01) N ₂ (0,22)	198,26	5 / 80	-162 / 5	1ORC	C ₃ H ₆ - C ₃ H ₈ (6:4) C ₂ H ₆ - C ₃ H ₈ (8:2) / C ₃ H ₈	AM	25 / 20	≈ 6,00	3,8 / 6,2	Si	
		198,26	5 / 80	-162 / 5	1ORC	C ₃ H ₈	AM	25 / 20	-	6,6 / 10,9	Si	
					2ORC	C ₂ H ₆ / C ₃ H ₈			-	4,36 / 6,88		
					2ORC	C ₂ H ₆ / C ₃ H ₈			-	> 1-PaCER < 3-ORC		
					3ORC	C ₂ H ₆ / C ₃ H ₈ / n-C ₄ H ₁₀			-	> 2-ORC < 2-PaCER		
					1PaCER	C ₃ H ₈			-	5,87 / 9,27		
					2PaCER	C ₂ H ₆ / C ₃ H ₈			-	> 3-ORC < 3-PaCER		
[58]	CH ₄ (95,00) C ₂ H ₆ (3,00) C ₃ H ₈ (2,00)	48,61	5 / 80	-162 / 5	3CRC	C ₂ H ₆ / C ₃ H ₈ / n-C ₄ H ₁₀	AM	20 / 15	3,98	- / 22,90	No	
					PDCRC	C ₂ H ₄ / R23 / C ₃ H ₈ (C ₂ H ₆ , C ₃ H ₆)			4,13	- / 23,78		
					SDCRC				4,14	- / 23,85		

Notas: Potencia neta (\dot{W}_n), eficiencia energética (η_{th}), eficiencia exergética (η_{ex}), análisis económico (AE), agua de mar (AM), gases de escape (GE).

2.5 Conclusiones

En el presente capítulo se ha revisado la tecnología actual de los sistemas de regasificación en FSRU y los ciclos de potencia para el aprovechamiento de la energía fría del GNL. Las conclusiones obtenidas son las siguientes:

- Los sistemas de regasificación se pueden clasificar en función de la fuente de calor (lazo abierto, cerrado o combinado) y si existe o no un fluido intermedio en el proceso de intercambio de calor (indirecto o directo). Los sistemas que operan en lazo abierto utilizan agua de mar como fuente de calor, mientras que los de lazo cerrado emplean vapor generado en calderas. La elección del lazo de trabajo debe contar con el visto bueno de la administración. Si no se prohíbe el uso de agua de mar y la temperatura del lugar es adecuada, normalmente se instalan sistemas capaces de operar en lazo abierto.
- Los sistemas de regasificación en lazo cerrado (directo e indirecto) ofrecen un diseño sencillo, compacto, económico y de mantenimiento prácticamente nulo que se caracterizan por el uso de fluidos no corrosivos. Esto último permite la construcción de todos los intercambiadores de calor en acero inoxidable convencional. El sistema de agua-glicol reduce el riesgo de congelación respecto al sistema de vapor en intercambio directo. Sin embargo, el principal inconveniente de estos sistemas se debe al elevado consumo de combustible de las calderas para la generación del vapor. Por tanto, los costes operacionales y las emisiones de gases contaminantes, especialmente de CO₂, son muy elevados.
- Por el contrario, los sistemas de regasificación en lazo abierto ofrecen un sistema más eficiente, pero debe hacer frente a los inconvenientes del agua de mar. Si el intercambio de calor es directo, se instalan intercambiadores de calor soldados de carcasa y tubos construidos en titanio o en aceros inoxidables resistentes a la corrosión. El dimensionamiento y el coste de los materiales incrementa significativamente el coste de los trenes de regasificación, pero el bajo consumo de combustible compensa la inversión inicial. Al utilizar intercambiadores de calor soldados solo es posible realizar limpiezas químicas. Además, existe riesgo de congelación en el interior del vaporizador.

- Para eliminar el riesgo de congelación del agua de mar, los sistemas de regasificación más recomendables son los que utilizan propano como fluido intermedio. El IFV no resulta el más adecuado en FSRU debido al volumen necesario en su instalación. En situaciones con limitado espacio y donde no exista riesgo de congelación del fluido, la instalación de vaporizadores del tipo PCHE es más adecuada. En este sentido, el sistema de regasificación con propano compuesto por dos PCHE en serie ofrece un diseño bastante compacto y la posibilidad de desmontar los intercambiadores de placas para la limpieza de las caras en contacto con el agua de mar.
- Los sistemas de regasificación más habituales hasta hace pocos años eran los de agua de mar y los de propano. Sin embargo, los sistemas de agua-glicol están acaparando el mercado en la actualidad. La mezcla agua-glicol conlleva el riesgo de congelación, pero es más segura al no ser inflamable. Además, resulta económica y tiene una alta disponibilidad. El vaporizador debe ser un intercambiador de carcasa y tubos, pero resulta posible instalar un PCHE aguas abajo siempre que la temperatura del GN sea superior a la de congelación de la mezcla. De esta forma, se reduce el tamaño del tren de regasificación. Respecto a los sistemas de propano, es una solución más sencilla en la que no existe procesos de cambio de fase ni fluidos intermedios inflamables a alta presión. Sin embargo, el flujo másico de agua-glicol es superior al de propano, requiriendo bombas de mayor capacidad y consumo.
- El análisis energético y exergético demuestra que la energía fría del GNL es la fuente de energía residual más importante en una FSRU. El contenido energético y exergético específico es aproximadamente el doble si se compara con los gases de escape de los motores DF. Sin embargo, en la actualidad no existen FSRU que exploten el potencial de la energía fría del GNL.
- En función del nivel de aprovechamiento de la energía fría disponible en condiciones de regasificación habituales, resulta posible reducir la potencia generada por la instalación de producción eléctrica a cero e incluso exportar energía eléctrica a tierra. Esto permitiría reducir de forma significativa las emisiones de CO₂ en las FSRU.

La literatura científica que trata el aprovechamiento de la energía fría en FSRU es muy limitada y se centra en el análisis de sistemas de regasificación en lazo abierto con ORC simples, y en configuraciones en serie o en cascada de varios ORC. Ninguno de los estudios tiene en cuenta la finalidad del sistema de regasificación, es decir, el nivel de

aprovechamiento ni el efecto que provoca la integración de estos sistemas en la FSRU, especialmente en la instalación de producción de energía eléctrica. Resulta necesario proponer sistemas eficientes capaces de operar en lazo cerrado, los cuales son más indicados para la protección del medio marino. En vistas a la necesidad de reducir las emisiones de gases de efecto invernadero de los buques, la implementación de nuevos sistemas de regasificación capaces de aprovechar la energía fría a bordo de FSRU es una opción interesante que se debe considerar.

Capítulo 3

Análisis termodinámico y económico de los sistemas de regasificación actuales

3.1 Introducción

El análisis energético, exergetico y económico (3E) ofrece la ventaja de evaluar tanto sistemas como equipos y el efecto de parámetros relevantes desde el punto de vista termodinámico y económico. Además, este tipo de análisis resulta adecuado cuando se trata de resolver problemas de optimización multiobjetivo en los que, además de minimizar el coste total (inversión, operación y mantenimiento), se tienen en cuenta otros aspectos (termodinámicos, medioambientales, ...). El análisis 3E ha sido ampliamente implementado en la evaluación de ciclos termodinámicos para recuperar la energía fría del GNL [11]. Sin embargo, son pocos los estudios que evalúan las posibilidades de la utilización de la energía fría a bordo de los buques [64]. Dentro de este reducido número de publicaciones, son aún menos las que incluyen el análisis termoeconómico. La mayoría de los estudios se centran en la instalación de ORC en buques propulsados por GNL, donde las energías residuales de los motores DF se utilizan como fuentes de calor y el GNL como sumidero. A continuación, se describen brevemente las principales aportaciones.

Tsougranis y Wu [65] analizan la viabilidad energética, exergetica y económica de instalar un ORC regenerativo y un ORC regenerativo con recalentamiento y expansión directa de GN a bordo de un buque de pasajeros. Los ciclos utilizan los gases de escape como fuente de calor y la eficiencia térmica determinada para los dos casos es de 28,4 y 35,7 %, respectivamente. Han *et al.* [66] optimizan un ORC triple con expansión directa para buques propulsados por GNL con 15 fluidos de trabajo opcionales que, además de emplear los gases de escape, explota el calor residual del agua de camisas. El algoritmo multiobjetivo implementado se utiliza para optimizar la utilización de la energía residual

y el coste del sistema. Koo *et al.* [67] evalúan un sistema de alimentación de GNL para motores DF con seis posibles arquitecturas de ORC (tres para motores DF de alta presión y tres para motores DF de baja presión) en las que se considera el agua de camisas como fuente de calor en lugar del agua de mar. Los autores optimizan la eficiencia exergética y el coste anualizado de las posibles configuraciones. Tian *et al.* [68] realizan el análisis termoeconómico y optimización multiobjetivo de un ORC triple que, además de la energía fría del GNL, aprovecha el calor residual de los gases de escape y agua de camisas. El estudio evalúa 32 fluidos de trabajo y emplea un índice termodinámico y otro económico como funciones objetivo. Las combinaciones R1150-R600a-R290, R1150-R601a-R600a y R170-R601-R290 ofrecen los mejores resultados.

A pesar de los beneficios potenciales de la explotación de la energía fría en los buques propulsados por GNL estudiados por los artículos anteriores, estos son insignificantes cuando se comparan con el elevado flujo de GN descargado a tierra por el sistema de regasificación de las FSRU. Sin embargo, la literatura científica que aborda el análisis termodinámico y en algunos casos hasta económico de sistemas de regasificación en FSRU, descrita en el Capítulo 2, resulta mínima y se centra en el estudio de sistemas en lazo abierto que incorporan la tecnología del ORC [59–63].

Ninguna publicación anterior aborda el análisis de los sistemas de regasificación en lazo cerrado, que, a pesar de un mayor consumo de combustible, resultan beneficiosos en relación con la contaminación del medio marino, ya que su adopción no conlleva el bombeo continuo de agua de mar. Además, aunque existen estudios que evalúan la irreversibilidad de los diferentes componentes, ningún trabajo define una eficiencia exergética que incluya la propia eficiencia del proceso de regasificación, ni tampoco determina la eficiencia global del buque regasificador. Por tanto, el desarrollo de un nuevo método de análisis exergético para determinar la eficiencia racional del proceso de regasificación es esencial. Esto implica un estudio en profundidad de los términos físicos de la exergía del GN, ya que la regasificación es inicialmente un proceso disipativo en el que no se puede aplicar el balance de exergía con los términos convencionales para definir apropiadamente la eficiencia exergética.

El objetivo del presente capítulo es establecer las bases del análisis 3E, incluyendo el nuevo enfoque del cálculo de la eficiencia exergética, que permita evaluar y comparar tanto los sistemas de regasificación actuales como futuros, tengan o no métodos que

aprovechen la energía fría del GNL. Para ello, se analizan tres sistemas de regasificación típicos: sistema de agua de mar, sistema de propano en lazo abierto y sistema de agua-glicol en lazo cerrado. Los análisis energéticos y exergéticos se realizan con el programa EES, mientras que los programas de la Suite AspenONE se utilizan para la evaluación económica de los sistemas.

3.2 Descripción de los sistemas

Las características de la FSRU modelo y la descripción de los sistemas de regasificación se presentan a continuación en las Secciones 3.2.1 y 3.2.2, respectivamente.

3.2.1 Características de la FSRU modelo

Las características principales de la FSRU modelo para el análisis de los sistemas de regasificación considerados en la tesis se corresponden a las construcciones recientes:

- Tanques Mark III con presión máxima de vapor de 0,7 bar(g) y *boil-off rate* (BOR) de 0,15 % [69].
- Capacidad de carga de 170 000 m³ [70].
- Compresores LD de dos etapas con preenfriamiento mediante pulverización del GNL aportado por la bomba *fuel gas*.
- *After cooler/natural gas heater* (AC/NGH) con agua dulce de refrigeración.
- *Forcing vaporizer* (FV) con vapor del sistema auxiliar.
- Caudal máximo de GN regasificado de 750 mmscfd, equivalente a 3 módulos de regasificación en funcionamiento [71].
- Propulsión DFDE con 3 Wärtsilä 12V50DF (11,4 MW) y 1 Wärtsilä 6L50DF (5,7 MW).

El consumo específico de los motores 50DF operando a gas y las características de diseño del AC/NGH para la simulación de este intercambiador de calor en el EES se recogen respectivamente en las Tablas 3.1 y 3.2. Los datos se han obtenido de un buque metanero.

Tabla 3.1. Consumo específico de energía de los motores 50DF

Carga (%)	Consumo específico de energía (kJ/kW h)	
	GN	DO piloto
25	11 922,7	234,4
50	9286,7	77,2
75	8258,4	30,1
100	7665,4	19,2

Tabla 3.2. Datos de diseño del AC/NGH

Parámetro	Valor	
Tubos	Tubos por paso	100
	Pasos	2
	Patrón	90 °
	Diámetro externo (mm)	15,875
	Espesor (mm)	0,889
	<i>Pitch</i> (mm)	21
	Longitud (mm)	2500
Carcasa	Material	304L
	Pasos	1
	Diámetro externo (mm)	414
Deflectores	Espesor (mm)	7
	Número	8
	Espacio entre deflectores (mm)	250
	Corte del deflector (%)	25

3.2.2 Sistemas de regasificación

Los sistemas de regasificación simplificados para el estudio se describen a continuación.

3.2.2.1 Sistema de regasificación de agua de mar

El sistema de regasificación de agua de mar (AM-LA) estudiado, similar al propuesto por empresas del sector [35,50], se muestra en la Fig. 3.1. A continuación, se describe el sistema en dos partes: el flujo de GNL en el proceso de regasificación y el flujo de BOG generado en el tanque.

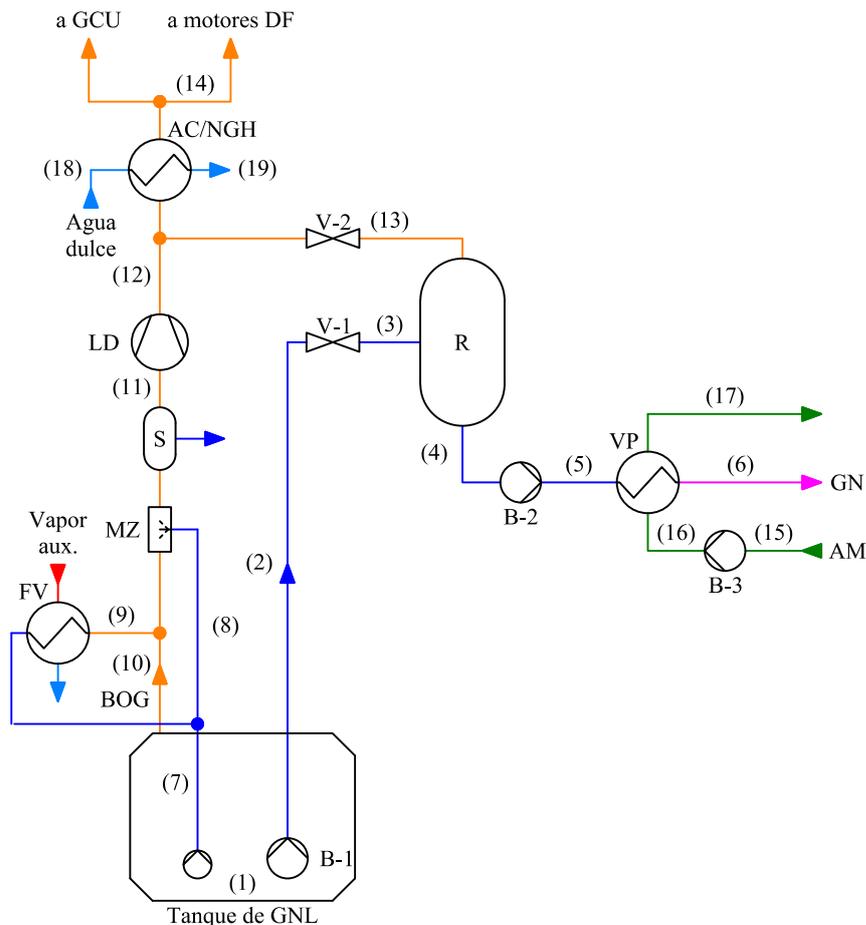


Fig. 3.1. Diagrama del sistema de regasificación de AM-LA.

El GNL (estado 1) contenido en el tanque de almacenamiento es impulsado por la bomba de alimentación (B-1) hacia el recondensador (R). Antes de entrar en este último, el GNL (estado 2) atraviesa la válvula (V-1). Las pérdidas de carga hasta la entrada del GNL (estado 3) al recondensador se focalizan en la válvula mencionada. A continuación, el GNL (estado 4) extraído por la parte inferior del recondensador incrementa la presión en la bomba *booster* (B-2) y, posteriormente, se dirige al vaporizador con agua de mar (VP). El GNL (estado 5) se calienta en el vaporizador hasta alcanzar la temperatura de

distribución del GN (estado 6) mediante el agua de mar (estado 16) suministrada por la bomba de este fluido (B-3).

El BOG (estado 10) extraído del tanque de almacenamiento se mezcla con el BOG forzado (estado 9) procedente del FV. Este último solo se utiliza en caso de que el consumo de los motores DF sea superior al BOG generado de forma natural en el tanque. No obstante, el BOG se enfría hasta una temperatura de $-120\text{ }^{\circ}\text{C}$ en el mezclador (MZ). Este proceso de enfriamiento se realiza pulverizando el GNL (estado 8) suministrado por la bomba *fuel gas* sobre la corriente de BOG. La bomba *fuel gas* también es la responsable de aportar el GNL (estado 9) al FV en caso de ser necesario la producción de BOG forzado. El BOG enfriado elimina los condensables en el separador (S) y, posteriormente, es impulsado por el compresor LD (estados de 11 a 12) hacia el AC/NGH y recondensador. Concretamente, el BOG (estado 14) consumido por los motores DF se atempera previamente en el AC/NGH, mientras que el restante (estado 13) atraviesa la válvula (V-2) antes de entrar al recondensador. Este componente permite condensar el exceso de BOG siempre y cuando el flujo de GNL proporcionado por la bomba de alimentación sea suficiente como para que el GNL (estado 4) en la aspiración de la bomba *booster* se mantenga en estado de líquido subenfriado. En caso de no poder gestionar el exceso de BOG en el recondensador, este es enviado a la GCU.

3.2.2.2 Sistema de regasificación de propano en lazo abierto

La Fig. 3.2 muestra el sistema de regasificación de propano en lazo abierto (P-LA) evaluado, el cual se asemeja al instalado en varias FSRU [38,44]. Este sistema es similar al sistema de regasificación de AM-LA, no obstante, incluye un circuito intermedio de propano en el proceso de transferencia de calor entre el agua de mar y el GNL para reducir el riesgo de congelación del agua de mar. El circuito cerrado de propano se describe a continuación.

El propano (estado 16) abandona el vaporizador de GNL (VP) en condiciones de líquido subenfriado. A continuación, el fluido es impulsado por la bomba de propano (B-3) hacia la entrada del vaporizador de propano (VPP). En este último, el fluido intermedio (estado 17) incrementa la temperatura y sale (estado 18) con un título de vapor próximo a 0,8, retornando al vaporizador de GNL. El GN (estado 6) deja el vaporizador con una temperatura aproximada de $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$, sin embargo, necesita incrementar la temperatura en el calentador de ajuste (CA) antes de la exportación a tierra (estado 7). Por último, la

bomba de agua de mar (B-4) aporta el caudal requerido tanto en el vaporizador de propano como en el calentador de ajuste.

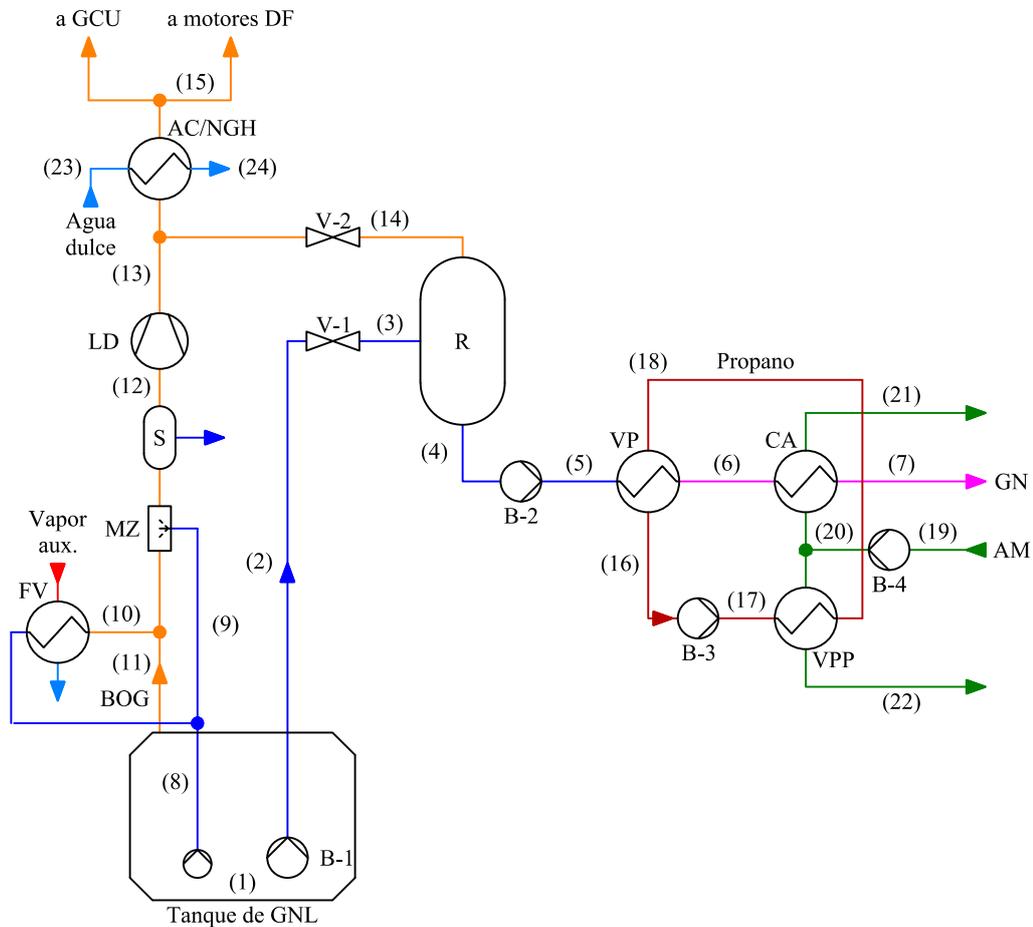


Fig. 3.2. Diagrama del sistema de regasificación de P-LA.

3.2.2.3 Sistema de regasificación de agua-glicol en lazo cerrado

La Fig. 3.3 muestra el sistema de regasificación de agua-glicol en lazo cerrado (AG-LC) analizado semejante al instalado en dos buques regasificadores [44,53]. A diferencia de los sistemas anteriores, el incremento de temperatura del GNL se realiza con vapor generado en las calderas a través de un fluido intermedio (agua-glicol) que permanece en estado líquido durante todos los procesos del circuito cerrado. La mezcla (estado 17) es impulsada por la bomba de agua-glicol (B-3) hacía la entrada del calentador (CAG). En este último, el fluido intermedio (estado 18) incrementa la temperatura a 90 °C y, posteriormente, la mezcla (estado 19) se dirige al vaporizador de GNL (VP), donde se enfría y retorna a la aspiración de la bomba. A continuación, se describen los circuitos de vapor, condensado y agua de alimentación.

El vapor saturado a alta presión (estado 24) producido por la caldera se utiliza tanto en el proceso de regasificación del GNL como para incrementar la temperatura del agua en el

precalentador y tanque de alimentación. Sin embargo, para el calentamiento del agua, se disminuye la presión del vapor en la válvula (V-5) antes de circular parte del flujo (estado 28) hacia el precalentador (PC) y el restante (estado 31) en dirección al serpentín del tanque de alimentación (TA). El vapor destinado al proceso de regasificación circula por la válvula (V-3), disminuyendo ligeramente la presión (estado 25). A continuación, el vapor se condensa (estado 26) en el calentador de agua-glicol y retorna (estado 27) al tanque de alimentación a través de la válvula (V-4). A este mismo tanque también retorna el condensado (estado 34) que ha sido previamente enfriado en el condensador/enfriador de purgas (CD). Este condensado procede del purgador de vapor del precalentador (PV-1) y del purgador de vapor del serpentín del tanque (PV-2). Por último, la bomba de alimentación (B-4) impulsa el agua a través del precalentador y economizador (E) antes de entrar al colector de vapor de la caldera. Desde este último, el fluido desciende por los tubos de bajada hacia el colector de líquido. A continuación, el agua del colector de líquido se vaporiza parcialmente en el banco de tubos, regresando en condiciones de vapor húmedo al colector de vapor. En este último, se extrae por la parte superior el vapor saturado a alta presión requerido por los procesos de regasificación del GNL y calentamiento del agua de alimentación.

Respecto al proceso de combustión de la caldera, el caudal de BOG (estado 16) controlado por la válvula (V-6) reacciona con el aire (estado 36) impulsado por el ventilador de tiro forzado (VTF). Los gases producto de la combustión (estado 37) entran en el economizador, disminuyen su temperatura (estado 38) e incrementan la del agua (estado 22) procedente del precalentador hasta un valor cercano a la temperatura de ebullición (estado 23).

3.3 Modelado matemático

A continuación, se presentan los métodos utilizados para realizar el análisis 3E de los sistemas de regasificación. La Sección 3.3.1 presenta las condiciones y parámetros asumidos en el estudio de los sistemas, la Sección 3.3.2 describe el modelo de generación de BOG en los tanques de almacenamiento de GNL, la Sección 3.3.3 presenta el modelo de transferencia de calor del AC/NGH, la Sección 3.3.4 detalla el análisis basado en la primera ley de la termodinámica, la Sección 3.3.5 introduce el balance exergético de cada componente y el nuevo concepto de eficiencia exergética en sistemas de regasificación y, por último, la Sección 3.3.6 describe el método de análisis económico implementado.

3.3.1 Consideraciones e hipótesis

Las condiciones generales establecidas para el estudio de los sistemas de regasificación del presente capítulo son las siguientes:

- Balances de materia, energía y exergía en estado estacionario para todos los componentes, salvo los tanques de carga, mientras que los efectos relacionados con la energía cinética y potencial se desprecian. Además, los componentes no intercambian calor con el ambiente (adiabáticos), con la excepción de los tanques de carga.
- Respecto al cálculo de la exergía, la temperatura y presión del ambiente de referencia son respectivamente 25 °C y 1 atm [72].
- El GN se considera metano puro. En referencia al caudal regasificado, el valor asciende a 500 mmscfd (60 °F y 1 atm), puesto que equivale a la capacidad de regasificación base (dos módulos de regasificación en funcionamiento y otro en *stand-by*) [17].
- El posible consumo de combustible para la producción de vapor mediante calderas auxiliares se considera despreciable, concretamente, en los sistemas del presente capítulo, se supone que los gases de escape de los motores DF producen en los economizadores el 100 % de la potencia calorífica necesaria en el sistema auxiliar de vapor.

- Tanques de carga con mezcla bifásica líquido-vapor en equilibrio, es decir, temperatura y presión homogénea. El modelo matemático se explica en la Sección 3.3.1.
- El AC/NGH se modela en el EES a partir de los datos de la Tabla 3.2 mediante el método ϵ -NUT. En el cálculo del coeficiente de convección del fluido que circula por el interior de los tubos se emplea la correlación de Gnielinski, mientras que el método Bell-Delaware aproximado se aplica al fluido que fluye por la carcasa [73]. En la Sección 3.3.3 se explica con mayor detalle el método implementado y la validación con datos reales para diferentes casos.
- La Tabla 3.3 recoge las condiciones generales en el estudio de los sistemas de regasificación.

En el análisis de los sistemas de regasificación en lazo abierto se incluyen las siguientes condiciones específicas:

- Temperatura del agua de mar de 15 °C, la cual se suele considerar como la mínima posible en condiciones de diseño. Salinidad de 35 g/kg. En el EES se utiliza la librería de agua de mar para el cálculo de las propiedades [74,75].
- Variación máxima de la temperatura del agua de mar entre el valor ambiente y la descarga del sistema de regasificación de 5 °C.
- Presión de descarga de la bomba de agua de mar de 7,5 bar. Las pérdidas de carga del circuito de agua de mar se concentran en los procesos de intercambio de calor.
- La Tabla 3.4 recoge las condiciones particulares del sistema de regasificación de P-LA.

Finalmente, en el análisis del sistema de regasificación de AG-LC se establece lo siguiente:

- Concentración en base másica de etilenglicol en agua del 30 %. La mezcla agua-glicol se modela como fluido incompresible.
- La composición molar del aire en el proceso de combustión de la caldera es de 21 % de oxígeno y 79 % de nitrógeno. El fluido se simula de acuerdo con el modelo de gas ideal.

- Los purgadores operan con líquido saturado en la entrada y realizan una expansión isoentálpica hasta la presión atmosférica, es decir, pérdidas de cargas en el condensador despreciables.
- Temperatura y presión del agua de refrigeración en la entrada del condensador idéntica a la del AC/NGH.
- La Tabla 3.5 agrupa las condiciones particulares del sistema de regasificación de AG-LC.

Tabla 3.3. Condiciones generales de los sistemas de regasificación

Parámetro	Valor
Presión del tanque de GNL	1,163 25 bar
Temperatura del BOG antes del mezclador (preenfriamiento)	-100 °C
Flujo másico de GN regasificado	111,19 kg/s
Presión de GN regasificado	85 bar
Temperatura de GN regasificado	10 °C
Poder calorífico inferior del GN	49 500 kJ/kg
Poder calorífico inferior del DO	42 700 kJ/kg
Consumo de electricidad base	2050,9 kW
Rendimiento de los alternadores	90 %
Rendimiento isoentrópico de las bombas	80 %
Rendimiento electromecánico de las bombas	90 %
Presión de descarga de la bomba de alimentación	9 bar
Presión de descarga de la bomba <i>booster</i>	110 bar
Rendimiento isoentrópico del LD	55 %
Rendimiento electromecánico del LD	80 %
Temperatura del BOG después del mezclador (preenfriamiento)	-120 °C
Presión de descarga del LD	6 bar
Presión del recondensador	5,5 bar
Diferencia de temperatura mínima en los intercambiadores de calor	5 °C
Pérdida de carga del BOG en el AC/NGH	0,1 bar
Flujo de agua dulce en el AC/NGH	30 000 kg/h
Presión del agua dulce a la entrada del AC/NGH	2,5 bar
Pérdida de carga del agua dulce en el AC/NGH	0,15 bar
Temperatura del agua dulce a la entrada del AC/NGH	36 °C

Tabla 3.4. Condiciones del sistema de regasificación de P-LA

Parámetro	Valor
Pérdida de carga del GN en el vaporizador de GNL	23 bar
Temperatura del GN a la salida del vaporizador de GNL	-20 °C
Presión de aspiración de la bomba de propano	3,5 bar
Presión de descarga de la bomba de propano	6 bar
Presión del propano a la entrada del vaporizador de GNL	5,5 bar
Título de vapor del propano a la entrada del vaporizador de GNL	0,8
Temperatura del propano a la salida del vaporizador de GNL	-15 °C

Tabla 3.5. Condiciones del sistema de regasificación de AG-LC

Parámetro	Valor
Rendimiento electromecánico del FDF	90 %
Rendimiento isoentrópico del FDF	80 %
Pérdida de carga en la caldera	0,05 bar
Rendimiento de combustión (caldera)	97 %
Rendimiento de la caldera	90 %
Exceso de aire	10 %
Presión de succión de la bomba de agua-glicol	3,5 bar
Presión de descarga de la bomba de agua-glicol	6 bar
Presión de agua-glicol a la entrada del vaporizador de GNL	5,5 bar
Temperatura de agua-glicol a la salida del vaporizador de GNL	90 °C
Presión del agua en el tanque de alimentación	1,013 25 bar
Temperatura del agua en el tanque de alimentación	90 °C
Temperatura del agua a la salida del precalentador	135 °C
<i>Approach</i> temperatura (economizador)	5 °C
Presión de saturación en el colector de vapor	29 bar
Presión de vapor a la entrada del calentador de agua-glicol	25,5 bar
Presión de vapor a la salida del calentador de agua-glicol	2,5 bar
Temperatura del condensado a la salida del calentador de agua-glicol	25 °C
Presión del vapor de calefacción	9 bar
Temperatura del agua a la salida del condensador	90 °C
Temperatura del agua de refrigeración a la salida del condensador	44 °C

3.3.2 Generación de BOG en los tanques de almacenamiento de GNL

El aislamiento de los tanques de almacenamiento de GNL se diseña para limitar la transferencia de calor procedente del entorno, sin embargo, parte de la carga se vaporiza de forma natural a causa del pequeño ingreso de calor. El BOG generado en el tanque de almacenamiento que se debe extraer durante el proceso de regasificación de la FSRU se determina a partir del balance de materia en procesos no estacionarios:

$$\frac{dm_{\text{tq}}}{dt} = -(\dot{m}_{\text{BOG}} + \dot{m}_{\text{GNL,tot}}) \quad (3.1)$$

donde la variación de masa por unidad de tiempo en el volumen de control ($\frac{dm_{\text{tq}}}{dt}$) es igual al flujo másico combinado de BOG (\dot{m}_{BOG}) y de GNL extraído del tanque ($\dot{m}_{\text{GNL,tot}}$).

No obstante, si se divide el tanque en la zona de vapor y de líquido, la Ec. (3.1) es equivalente al siguiente sistema de ecuaciones:

$$\frac{dm_{\text{tq}}}{dt} = \frac{dm_{\text{tq,GNL}}}{dt} + \frac{dm_{\text{tq,BOG}}}{dt} \quad (3.2)$$

$$\frac{dm_{\text{tq,GNL}}}{dt} = -(\dot{m}_{\text{GNL,tot}} + \dot{m}_{\text{BOG,n}}) \quad (3.3)$$

$$\frac{dm_{\text{tq,BOG}}}{dt} = \dot{m}_{\text{BOG,n}} - \dot{m}_{\text{BOG}} \quad (3.4)$$

donde $\frac{dm_{\text{tq,GNL}}}{dt}$ y $\frac{dm_{\text{tq,BOG}}}{dt}$ representan la variación de masa por unidad de tiempo en la sección de líquido y vapor, respectivamente, mientras que $\dot{m}_{\text{BOG,n}}$ es el flujo másico de BOG natural producido por la transferencia de calor a través del tanque.

El volumen total del tanque permanece invariable, por tanto, se cumple que la variación del volumen en la zona líquido ($\frac{dV_{\text{tq,GNL}}}{dt}$) más la de vapor ($\frac{dV_{\text{tq,BOG}}}{dt}$) es igual a cero [76]:

$$\frac{dV_{\text{tq,GNL}}}{dt} + \frac{dV_{\text{tq,BOG}}}{dt} = 0 \quad (3.5)$$

Considerando la Ec. (3.3), $\frac{dV_{\text{tq,GNL}}}{dt}$ es:

$$\frac{dV_{\text{tq,GNL}}}{dt} = -v_{\text{GNL}}(\dot{m}_{\text{GNL,tot}} + \dot{m}_{\text{BOG,n}}) \quad (3.6)$$

donde v_{GNL} es el volumen específico en la zona de líquido.

De forma similar, $\frac{dV_{\text{tq,BOG}}}{dt}$ se relaciona con $\frac{dm_{\text{tq,BOG}}}{dt}$ mediante el volumen específico en la zona de vapor (v_{BOG}):

$$\frac{dV_{\text{tq,BOG}}}{dt} = v_{\text{BOG}} \frac{dm_{\text{tq,BOG}}}{dt} \quad (3.7)$$

Combinando las Ecs. (3.4), (3.5), (3.6) y (3.7) se obtiene que el flujo másico de BOG a extraer del tanque (\dot{m}_{BOG}) es:

$$\dot{m}_{\text{BOG}} = \dot{m}_{\text{BOG,n}} - \frac{v_{\text{GNL}}}{v_{\text{BOG}}} (\dot{m}_{\text{GNL,tot}} + \dot{m}_{\text{BOG,n}}) \quad (3.8)$$

Respecto al GNL extraído del tanque ($\dot{m}_{\text{GNL,tot}}$), este es la suma de los flujos másicos impulsados por la bomba de alimentación (\dot{m}_{GNL}) y la bomba *fuel gas* ($\dot{m}_{\text{GNL,fg}}$):

$$\dot{m}_{\text{GNL,tot}} = \dot{m}_{\text{GNL}} + \dot{m}_{\text{GNL,fg}} \quad (3.9)$$

Además, el flujo másico de BOG natural ($\dot{m}_{\text{BOG,n}}$) se define como [77]:

$$\dot{m}_{\text{BOG,n}} = BOR V_{\text{tq}} \rho_{\text{GNL}} \quad (3.10)$$

donde V_{tq} es el volumen de carga total y ρ_{GNL} la densidad del GNL.

Por tanto, el BOG disponible en el buque regasificador durante el proceso de regasificación se calcula mediante las Ecs. (3.8), (3.9) y (3.10).

3.3.3 Modelo de transferencia de calor del AC/NGH

El modelo matemático del AC/NGH desarrollado implica la aplicación del balance de energía en combinación con el método de efectividad-número de unidades de transferencia (ε -NUT) y el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor. Las pérdidas de carga se consideran constantes.

El coeficiente global de transferencia de calor respecto al área de intercambio de calor externa (U_e) puede expresarse como:

$$U_e = \frac{1}{\frac{1}{h_e} + R_{s,e} + \frac{d_e \ln\left(\frac{d_e}{d_i}\right)}{2k} + \left(\frac{d_e}{d_i}\right) \left(\frac{1}{h_i} + R_{s,i}\right)} \quad (3.11)$$

donde h_e y h_i son los coeficientes de convección de los fluidos que circulan por la carcasa y por los tubos, $R_{s,e}$ y $R_{s,i}$ son los coeficientes de ensuciamiento de ambos fluidos, d_i es el diámetro interior de los tubos y k es la conductividad del material de los tubos.

El coeficiente de convección de la carcasa se calcula aplicando el método Bell-Delaware, siendo la ecuación general:

$$h_e = h_{id}J \quad (3.12)$$

donde h_{id} es el coeficiente de convección ideal en un banco de tubos con flujo cruzado y J representa el producto de los factores de corrección de los diversos flujos existentes en el intercambiador cuyo valor se aproxima a 0,60 [73].

Las correlaciones utilizadas para el cálculo del número de Nusselt y el coeficiente de fricción corresponden a las incorporadas en el EES para flujos turbulentos en el interior de tubos [78]. Por tanto, se aplica la correlación de Gnielinski en combinación con el factor de corrección de entrada.

La validación del modelo matemático del AC/NGH se realiza comparando los resultados obtenidos en el EES con los valores de referencia de los parámetros a calcular, temperaturas de los fluidos a la salida del intercambiador y potencia calorífica, para cada uno de los seis casos incluidos en la Tabla 3.6.

Tabla 3.6. Comparación entre los resultados obtenidos del modelo matemático y los valores de referencia del AC/NGH para varios casos

		Caso					
		1	2	3	4	5	6
Carcasa (metano)							
Flujo másico (kg/h)		6142	5469	4990	6321	5669	2103
Temperatura de entrada (°C)		13,00	12,70	17,80	4,40	12,80	39,00
Presión de entrada (bar)		6,50	6,50	6,50	6,50	6,50	6,50
Temperatura de salida (°C)	Referencia	33,20	33,50	34,20	32,00	33,40	36,10
	Modelo	32,24	32,64	33,64	30,65	32,52	36,12
	Error (%)	2,89	2,57	1,64	4,22	2,63	0,06
Potencia calorífica (kW)	Referencia	76	69	50	106	71	4
	Modelo	74	68	50	104	70	4
	Error (%)	2,63	1,45	0,00	1,89	1,41	0,00
Tubos (agua)							
Flujo másico (kg/h)		30	30	30	30	30	30
Temperatura de entrada (°C)		36,00	36,00	36,00	36,00	36,00	36,00
Presión de entrada (bar)		2,50	2,50	2,50	2,50	2,50	2,50
Temperatura de salida (°C)	Referencia	33,83	34,01	34,56	32,97	33,95	36,11
	Modelo	33,87	34,03	34,57	33,02	33,98	36,11
	Error (%)	0,12	0,06	0,03	0,15	0,09	0,00

Los resultados de la validación demuestran que el error porcentual máximo se asocia con la temperatura del BOG a la salida del intercambiador (caso 4), el cual alcanza el 4,22 %. Sin embargo, los errores porcentuales en la potencia calorífica intercambiada y en la temperatura del agua a la salida del AC/NGH son respectivamente inferiores al 2,63 % (caso 1) y 0,15 % (caso 4). Por tanto, el modelo matemático implementado se considera aceptable.

3.3.4 Análisis energético

La primera ley de la termodinámica establece el principio de conservación de la energía y relaciona la variación de energía de un sistema con el calor y la potencia transferidos a través de él. El balance de energía aplicado a cualquier volumen de control en estado estacionario, despreciando los efectos cinéticos y potenciales, se define mediante la siguiente ecuación:

$$\dot{Q} - \dot{W} + \sum_e \dot{m}_e h_e - \sum_s \dot{m}_s h_s = 0 \quad (3.13)$$

donde \dot{Q} es el flujo de calor aportado al volumen de control (signo positivo), \dot{W} es la potencia desarrollada por el volumen de control (signo positivo) y $\sum_e \dot{m}_e h_e - \sum_s \dot{m}_s h_s$ es la variación de entalpía entre los flujos de másicos que entran y salen del volumen de control.

La potencia ($\dot{W}_{\text{bomba/comp}}$) y eficiencia isoentrópica ($\eta_{s,\text{bomba/comp}}$) para bombas y compresores (incluyendo ventiladores) se definen respectivamente como:

$$\dot{W}_{\text{bomba/comp}} = \dot{m}(h_s - h_e) \quad (3.14)$$

$$\eta_{s,\text{bomba/comp}} = \frac{h_{s,s} - h_e}{h_s - h_e} \quad (3.15)$$

donde $h_s - h_e$ es la variación de entalpía real y $h_{s,s} - h_e$ es la variación de entalpía en condiciones isoentrópicas.

La potencia eléctrica (\dot{W}_{el}) consumida por estos componentes se puede calcular como:

$$\dot{W}_{el,\text{bomba/comp}} = \frac{\dot{W}_{\text{bomba/comp}}}{\eta_{el,m}} \quad (3.16)$$

donde $\eta_{el,m}$ es la eficiencia electromecánica.

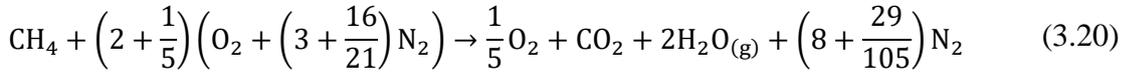
Los balances de energía para válvulas y purgadores de vapor, recondensador y mezclador, e intercambiadores de calor (incluyendo economizador) se muestran respectivamente en las Ecs. (3.17), (3.18) y (3.19).

$$h_e = h_s \quad (3.17)$$

$$\sum_e \dot{m}_e h_e = \dot{m}_s h_s \quad (3.18)$$

$$\sum_e \dot{m}_e h_e = \sum_s \dot{m}_s h_s \quad (3.19)$$

En cuanto al proceso de combustión en la caldera, este se realiza con un 10 % de exceso de aire y la ecuación balanceada de reactivos y productos es:



El balance de energía del proceso de combustión que ocurre en el interior de la caldera se resuelve con las siguientes ecuaciones:

$$\dot{Q}_{\text{cald}} = \dot{Q}_v + \dot{Q}_{\text{ec}} \quad (3.21)$$

$$\eta_{\text{cald}} = \frac{\dot{Q}_{\text{cald}}}{\dot{m}_{\text{BOG,cald}} h_{\text{PCI,BOG}}} \quad (3.22)$$

$$\left[(\eta_{\text{comb}} - \eta_{\text{cald}}) (h_{\text{PCI,BOG}}) + \frac{\dot{Q}_{\text{ec}}}{\dot{m}_{\text{BOG,cald}}} \right] M_{\text{BOG,cald}} = \sum_P n_s (\Delta \bar{h}_s) - \sum_R n_e (\Delta \bar{h}_e) \quad (3.23)$$

donde \dot{Q}_{cald} es el flujo de calor de la caldera, \dot{Q}_v es el flujo de calor en la sección del vaporizador, \dot{Q}_{ec} es el flujo de calor en la sección del economizador, η_{cald} es la eficiencia de la caldera, $\dot{m}_{\text{BOG,cald}}$ es el flujo másico de BOG consumido por la caldera, $h_{\text{PCI,BOG}}$ es el poder calorífico inferior del GN, η_{comb} es la eficiencia de la combustión, $M_{\text{BOG,cald}}$ es la masa molar del BOG y los términos a la derecha del igual de la Ec. (3.23) representan la variación de la entalpía molar entre los productos y reactivos.

La potencia del sistema de regasificación (\dot{W}_{SR}) y la potencia eléctrica de la FSRU ($\dot{W}_{\text{el,FSRU}}$) se definen en las Ecs. (3.24) y (3.25) respectivamente. La potencia eléctrica base ($\dot{W}_{\text{el,b}}$) representa el consumo de los servicios auxiliares del buque e incluye la bomba *fuel gas*.

$$\dot{W}_{\text{SR}} = \sum \dot{W}_{\text{bomba}} + \sum \dot{W}_{\text{comp}} \quad (3.24)$$

$$\dot{W}_{el,FSRU} = \dot{W}_{el,b} + \sum \dot{W}_{el,bomba} + \sum \dot{W}_{el,comp} \quad (3.25)$$

La potencia desarrollada por los motores (\dot{W}_{mot}) se puede calcular como:

$$\dot{W}_{mot} = \frac{\dot{W}_{el,FSRU}}{\eta_{alt}} \quad (3.26)$$

donde η_{alt} es la eficiencia media de los alternadores.

La \dot{W}_{mot} se reparte entre dos motores: un 6L50DF y un 12V50DF. La carga de cada motor se asigna minimizando el consumo de combustible conforme a la Tabla 3.7.

Tabla 3.7. Reparto de carga de los motores DF

Condiciones	Reparto de carga	
	6L50DF	12V50DF
$\dot{W}_{mot} < 80 \% \dot{W}_{6L,max}$	\dot{W}_{mot}	-
$80 \% \dot{W}_{6L,max} < \dot{W}_{mot} < 80 \% \dot{W}_{12V,max}$	-	\dot{W}_{mot}
$80 \% \dot{W}_{6L,max} < \dot{W}_{mot} < 12,5 \% \dot{W}_{6L,max} + 80 \% \dot{W}_{12V,max}$	$12,5 \% \dot{W}_{6L,max}$	$\dot{W}_{mot} - \dot{W}_{6L}$
$12,5 \% \dot{W}_{6L,max} + 80 \% \dot{W}_{12V,max} < \dot{W}_{mot}$	$\dot{W}_{mot} - \dot{W}_{12V}$	$80 \% \dot{W}_{12V,max}$

Notas: Máxima potencia del motor 6L50DF ($\dot{W}_{6L,max}$) y 12V50DF ($\dot{W}_{12V,max}$).

El consumo específico de energía de cada combustible ($b_{c,i}$), considerando el DO piloto y el GN, depende de la potencia desarrollada por el motor ($\dot{W}_{mot,i}$):

$$b_{c,i} = f(\dot{W}_{mot,i}) \quad (3.27)$$

entonces, el flujo másico de combustible consumido ($\dot{m}_{c,i}$) es:

$$\dot{m}_{c,i} = \frac{b_{c,i} \dot{W}_{mot,i}}{h_{PCI,c}} \quad (3.28)$$

donde $h_{PCI,c}$ es el poder calorífico inferior del combustible. Por tanto, el consumo total de cada combustible ($\dot{m}_{c,mot}$) se puede calcular como:

$$\dot{m}_{c,mot} = \sum \dot{m}_{c,i} \quad (3.29)$$

El flujo de energía aportado a la FSRU (\dot{H}_{tot}) se define como:

$$\dot{H}_{tot} = (\dot{m}_{BOG,cald} + \dot{m}_{BOG,mot})h_{PCI,BOG} + \dot{m}_{DO,mot}h_{PCI,DO} \quad (3.30)$$

donde $\dot{m}_{BOG,mot}$ y $\dot{m}_{DO,mot}$ son el flujo másico de BOG y DO consumido por los motores, y $h_{PCI,DO}$ el poder calorífico inferior del DO.

La eficiencia de un sistema de regasificación se puede medir en términos del consumo específico de potencia (b_{SR}). Entonces, el consumo de potencia por kilogramo de GN regasificado se calcula como:

$$b_{SR} = \frac{\dot{W}_{SR}}{\dot{m}_{GN}} \quad (3.31)$$

De forma similar, el consumo específico de energía en una FSRU (b_{FSRU}) se puede definir como:

$$b_{FSRU} = \frac{\dot{H}_{tot}}{\dot{m}_{GN}} \quad (3.32)$$

3.3.5 Análisis exergético

El análisis exergético, el cual combina la primera y segunda ley de la termodinámica, permite cuantificar la destrucción de exergía (trabajo útil) causada por las irreversibilidades de los equipos. Así pues, es un método más conveniente que el análisis energético a la hora de definir eficiencias e identificar posibles mejoras desde el punto de vista termodinámico.

La exergía puede dividirse en cuatro términos: exergía física, química, potencial y cinética. Despreciando los términos potencial y cinético, el flujo de exergía asociado a un flujo másico (\dot{E}) se define como:

$$\dot{E} = \dot{m}e = \dot{m}(e^f + e^q) \quad (3.33)$$

donde e es la exergía de flujo específica, e^f es la exergía física específica descrita en la Sección 2.4 y e^q es la exergía química específica.

Las exergías químicas estándar de los fluidos empleadas en este capítulo se recogen en la Tabla 3.8 [72]. La exergía química del BOG (e_{BOG}^q), DO (e_{DO}^q) y de mezclas de gases presentes en la atmósfera (e_m^q), es decir, aire y fase gaseosa de los gases de combustión, se calculan respectivamente con las siguientes ecuaciones:

$$e_{BOG}^q = \varphi_{BOG} h_{PCI,BOG} \quad (3.34)$$

$$e_{DO}^q = \varphi_{DO} h_{PCI,DO} \quad (3.35)$$

$$e_m^q = \frac{1}{M_m} \left[\sum_i y_i \bar{e}_i^q + \bar{R}T_0 \sum_i y_i \ln(y_i) \right] \quad (3.36)$$

donde M_m es la masa molar de la mezcla gaseosa, y_i la fracción molar de cada componente i en la mezcla y \bar{R} es la constante universal de los gases ideales. Los valores de los factores φ_{BOG} y φ_{DO} en el análisis son 1,04 y 1,07 [72].

Los gases de combustión de la caldera en el estado de referencia están compuestos por gases, vapor de agua y agua líquida. En este caso, la exergía química de la mezcla (e_m^q) se determina como [79]:

$$e_m^q = \frac{1}{M_m} (y_g \bar{e}_g^q + y_l \bar{e}_l^q) \quad (3.37)$$

donde y_g es la fracción molar de la fase gaseosa, \bar{e}_g^q es la exergía química molar de la fase gaseosa calculada con la Ec. (3.36), y_l es la fracción molar del agua líquida y \bar{e}_l^q es la exergía química molar del agua líquida.

De forma similar al balance de energía de la Ec. (3.13), el balance de exergía de un volumen de control en régimen estacionario es:

$$\sum_j \dot{Q}_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) - \dot{W} + \sum_e \dot{m}_e e_e - \sum_s \dot{m}_s e_s - \dot{I} = 0 \quad (3.38)$$

donde \dot{Q}_j es el flujo de calor a través de una parte de la frontera a la temperatura T_j e \dot{I} es la exergía destruida a causa de las irreversibilidades.

La exergía destruida por bombas y compresores, válvulas y purgadores de vapor, mezclador y recondensador, intercambiadores de calor y economizador, y caldera se determinan respectivamente con las Ecs. (3.39), (3.40), (3.41), (3.42) y (3.43).

$$\dot{I}_{\text{bomba,comp}} = \dot{W}_{\text{bomba,comp}} - \dot{m}(e_s - e_e) \quad (3.39)$$

$$\dot{I}_{\text{V/PV}} = \dot{m}(e_e - e_s) \quad (3.40)$$

$$\dot{I}_{\text{MZ/R}} = \sum_e \dot{m}_e e_e - \dot{m}_s e_s \quad (3.41)$$

$$\dot{I}_{\text{IC/ec}} = \sum_e \dot{m}_e e_e - \sum_s \dot{m}_s e_s \quad (3.42)$$

$$\dot{I}_{\text{cald}} = [(\dot{m}_{\text{aire}} e_{\text{aire}} + \dot{m}_{\text{BOG,cald}} e_{\text{BOG,cald}}) - \dot{m}_p e_p] - [\dot{m}_{\text{agua}}(e_s - e_e)] \quad (3.43)$$

Considerando las ecuaciones anteriores, la eficiencia exergética de bombas y compresores, intercambiadores de calor y caldera se definen como:

$$\eta_{\text{ex,bomba/comp}} = \frac{\dot{m}(e_s - e_e)}{\dot{W}} \quad (3.44)$$

$$\eta_{\text{ex,IC}} = \frac{[\dot{m}(e_s - e_e)]_{\text{producto}}}{[\dot{m}(e_e - e_s)]_{\text{aporte}}} \quad (3.45)$$

$$\eta_{\text{ex,cald}} = \frac{\dot{m}_{\text{agua}}(e_s - e_e)}{(\dot{m}_{\text{aire}}e_{\text{aire}} + \dot{m}_{\text{BOG,cald}}e_{\text{BOG,cald}}) - \dot{m}_P e_P} \quad (3.46)$$

Respecto a la determinación de la eficiencia del resto de equipos, la Ec. (3.45) resulta aplicable al mezclador (preenfriamiento) y recondensador, ya que estos operan como intercambiadores de calor abiertos, mientras que las válvulas y purgadores de vapor, al tratarse de componentes disipativos, se combinan, siempre que sea posible, con el intercambiador de calor más cercano para determinar la eficiencia exergética del conjunto.

Tabla 3.8. Exergía química estándar de los fluidos [72]

Substancia	Exergía química estándar	
	(kJ/kmol)	(kJ/kg)
Nitrógeno	720,00	25,70
Oxígeno	3970,00	124,07
Agua (vapor)	9500,00	527,31
Agua (líquido)	900,00	49,96
Dióxido de carbono	19 870,00	451,49
GN	825 893,64	51 480,00
DO	-	45 689,00
Aire (caldera)	128,44	4,45
Gases de combustión (caldera)	1517,44	54,72

3.3.5.1 Eficiencia exergética de los sistemas de regasificación

La Fig. 3.4 muestra las exergías que intervienen en el balance de un sistema de regasificación.

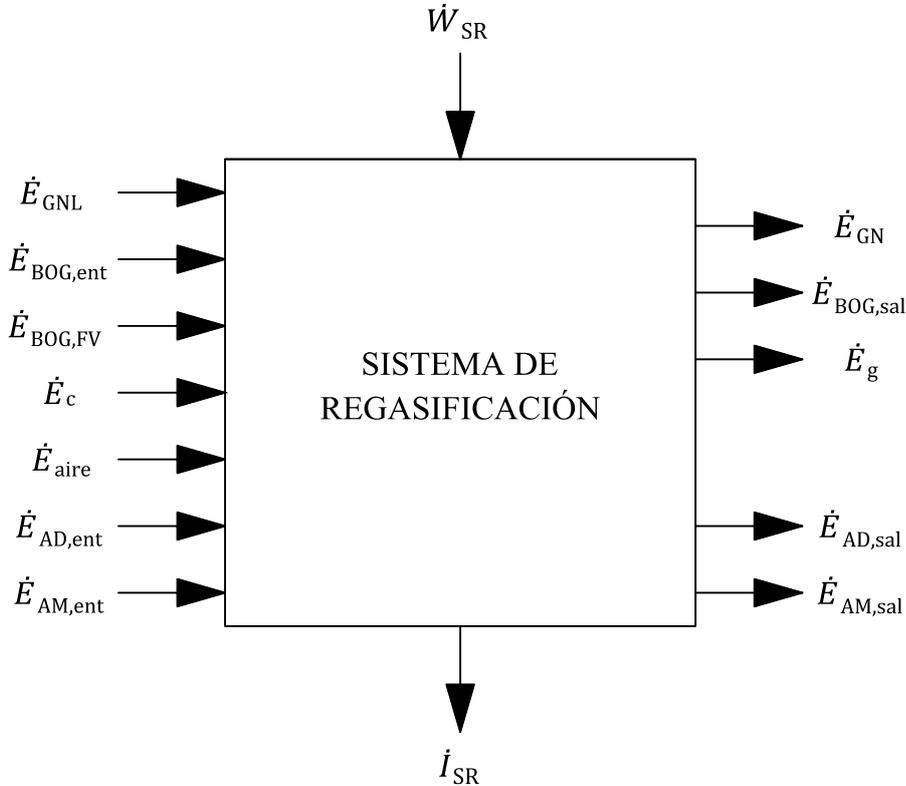


Fig. 3.4. Balance de exergía de un sistema de regasificación.

En el balance se excluye el FV y la bomba *fuel gas*. Por tanto, no intervienen las irreversibilidades asociadas a dichos componentes. El balance de exergía de un sistema de regasificación se puede definir como:

$$\dot{I}_{SR} = (\dot{E}_{GNL} + \dot{E}_{BOG,ent} + \dot{E}_{BOG,FV} + \dot{E}_c + \dot{E}_{aire} + \dot{E}_{AD,ent} + \dot{E}_{AM,ent}) + \dot{W}_{SR} - (\dot{E}_{GN} + \dot{E}_{BOG,sal} + \dot{E}_g + \dot{E}_{AD,sal} + \dot{E}_{AM,sal}) \quad (3.47)$$

donde \dot{I}_{SR} es la exergía destruida debido a las irreversibilidades en el sistema de regasificación; \dot{E}_{GNL} es la exergía del GNL que entra al sistema (incluye la exergía del flujo de GNL del mezclador); $\dot{E}_{BOG,ent}$ es la exergía del BOG proveniente de los tanque; $\dot{E}_{BOG,FV}$ es la exergía del BOG que sale del FV; \dot{E}_c es la exergía de los combustibles, diferentes al BOG, utilizados en la combustión para el proceso de regasificación; \dot{E}_{aire} es la exergía del aire a temperatura y presión del ambiente para los procesos de combustión; $\dot{E}_{AD,ent}$ es la exergía del agua dulce de refrigeración que entra al AC/NGH; $\dot{E}_{AM,ent}$ es la exergía del agua mar que entra al sistema de regasificación; \dot{W}_{SR} es la potencia aportada

al sistema de regasificación; \dot{E}_{GN} es la exergía del GN regasificado; $\dot{E}_{BOG,sal}$ es la exergía del BOG que sale del sistema de regasificación (BOG utilizado por otros equipos, por ejemplo, los motores DF; \dot{E}_g es la exergía de los gases producto de los procesos de combustión; $\dot{E}_{AD,sal}$ es la exergía del agua dulce de refrigeración que sale del AC/NGH, y $\dot{E}_{AM,sal}$ es la exergía del agua de mar que abandona el sistema de regasificación.

El proceso que tiene lugar en un sistema de regasificación se caracteriza por ser destructor de exergía (disipativo). Es decir, a pesar de aportar potencia al sistema, la variación de exergía entre los flujos que salen y los que entran es negativa. Esto implica que la eficiencia exergética del sistema no se puede obtener con los términos utilizados en la Ec. (3.47) y, en consecuencia, resulta necesario profundizar en los términos exergéticos del GN. Si se descomponen las exergías relacionadas con el fluido GN de la Ec. (3.47) en exergía térmica, mecánica y química se obtiene:

$$\begin{aligned}
 I_{SR} = & \left[(\dot{E}_{GNL}^p + \dot{E}_{BOG,ent}^p + \dot{E}_{BOG,FV}^p) - (\dot{E}_{GN}^p + \dot{E}_{BOG,sal}^p) \right] \\
 & + \left[(\dot{E}_{GNL}^t + \dot{E}_{BOG,ent}^t + \dot{E}_{BOG,FV}^t) - (\dot{E}_{GN}^t + \dot{E}_{BOG,sal}^t) \right] \\
 & + \left[(\dot{E}_{GNL}^q + \dot{E}_{BOG,ent}^q + \dot{E}_{BOG,FV}^q) - (\dot{E}_{GN}^q + \dot{E}_{BOG,sal}^q) \right] \\
 & + \dot{E}_c + \dot{E}_{aire} - \dot{E}_g \\
 & + (\dot{E}_{AD,ent} - \dot{E}_{AD,sal}) \\
 & + (\dot{E}_{AM,ent} - \dot{E}_{AM,sal}) \\
 & + \dot{W}_{SR}
 \end{aligned} \tag{3.48}$$

Algunos términos de la ecuación anterior se pueden sustituir considerando las siguientes relaciones:

$$\Delta \dot{E}_{GN}^p = - \left[(\dot{E}_{GNL}^p + \dot{E}_{BOG,ent}^p + \dot{E}_{BOG,FV}^p) - (\dot{E}_{GN}^p + \dot{E}_{BOG,sal}^p) \right] \tag{3.49}$$

$$\Delta \dot{E}_{GN}^t = - \left[(\dot{E}_{GNL}^t + \dot{E}_{BOG,ent}^t + \dot{E}_{BOG,FV}^t) - (\dot{E}_{GN}^t + \dot{E}_{BOG,sal}^t) \right] \tag{3.50}$$

$$\Delta \dot{E}_{GN}^q = - \left[(\dot{E}_{GNL}^q + \dot{E}_{BOG,ent}^q + \dot{E}_{BOG,FV}^q) - (\dot{E}_{GN}^q + \dot{E}_{BOG,sal}^q) \right] \tag{3.51}$$

$$\Delta \dot{E}_{AD} = - (\dot{E}_{AD,ent} - \dot{E}_{AD,sal}) \tag{3.52}$$

$$\Delta \dot{E}_{AM} = - (\dot{E}_{AM,ent} - \dot{E}_{AM,sal}) \tag{3.53}$$

Introduciendo los términos anteriores en la Ec. (3.48) se obtiene:

$$I_{SR} + \Delta \dot{E}_{GN}^p + \Delta \dot{E}_{AM} = (\dot{E}_c + \dot{E}_{aire} - \Delta \dot{E}_{GN}^q - \dot{E}_g) - (\Delta \dot{E}_{GN}^t + \Delta \dot{E}_{AD}) + \dot{W}_{SR} \tag{3.54}$$

En la Ec. (3.54) todas las variaciones de exergía tienen un valor negativo, excepto las variaciones asociadas a la exergía mecánica del GN y a la exergía del agua de mar. Es decir, al sistema de regasificación se aporta exergía procedente del proceso de combustión (términos del primer paréntesis), exergía térmica del GNL, exergía del agua de refrigeración y potencia consumida por bombas y compresores. A cambio, se incrementa la exergía mecánica del GN y del agua de mar con el coste de una serie de irreversibilidades.

Considerando la Ec. (3.54), la eficiencia exergética de un sistema de regasificación ($\eta_{ex,SR}$) se puede definir como:

$$\eta_{ex,SR} = \frac{\Delta\dot{E}_{GN}^p + \Delta\dot{E}_{AM}}{(\dot{E}_c + \dot{E}_{aire} - \Delta\dot{E}_{GN}^q - \dot{E}_g) - (\Delta\dot{E}_{GN}^t + \Delta\dot{E}_{AD}) + \dot{W}_{SR}} \quad (3.55)$$

3.3.5.2 Eficiencia exergética de las FSRU (regasificando)

La eficiencia exergética de una FSRU se puede determinar considerando la definición desarrollada para los sistemas de regasificación. La Fig. 3.5 muestra las exergías que intervienen en el balance para una FSRU regasificando.

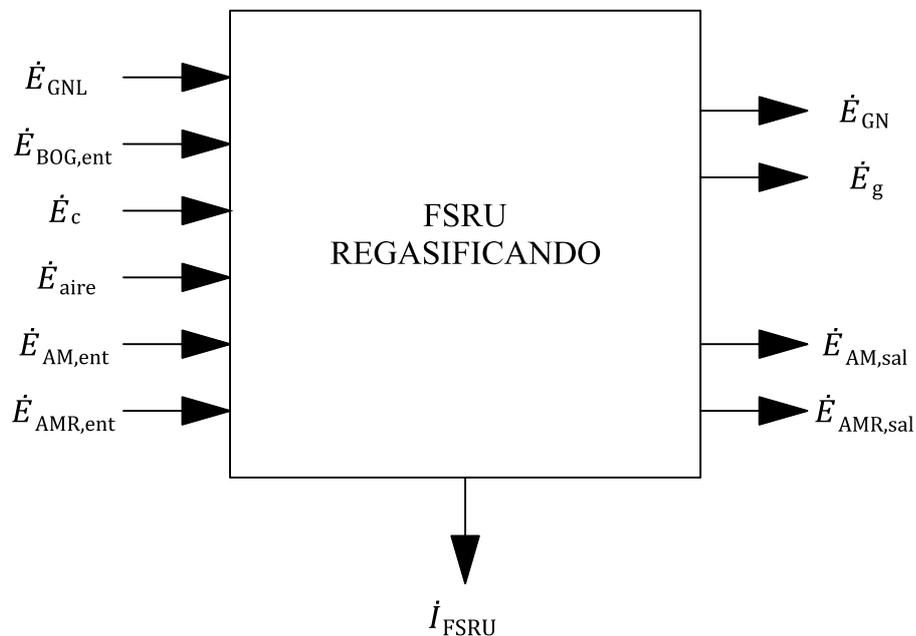


Fig. 3.5. Balance de exergía de una FSRU.

El balance exergético de la FSRU es:

$$\begin{aligned} \dot{I}_{\text{FSRU}} = & (\dot{E}_{\text{GNL}} + \dot{E}_{\text{BOG,ent}} + \dot{E}_c + \dot{E}_{\text{aire}} + \dot{E}_{\text{AM,ent}} + \dot{E}_{\text{AMR,ent}}) \\ & - (\dot{E}_{\text{GN}} + \dot{E}_g + \dot{E}_{\text{AM,sal}} + \dot{E}_{\text{AMR,sal}}) \end{aligned} \quad (3.56)$$

donde \dot{I}_{FSRU} es la exergía destruida debido a las irreversibilidades en la FSRU; \dot{E}_{GNL} es la exergía del flujo de GNL que sale de los tanques; $\dot{E}_{\text{BOG,ent}}$ es la exergía del BOG proveniente de los tanques; \dot{E}_c es la exergía de los combustibles, a excepción del BOG, utilizados en los procesos de combustión; \dot{E}_{aire} es la exergía del aire para los procesos de combustión; $\dot{E}_{\text{AM,ent}}$ es la exergía del agua mar que entra al sistema de regasificación; $\dot{E}_{\text{AMR,ent}}$ es la exergía del agua de mar que entra al sistema de refrigeración del buque; \dot{E}_{GN} es la exergía del GN regasificado; \dot{E}_g es la exergía de los gases producto de los procesos de combustión; $\dot{E}_{\text{AM,sal}}$ es la exergía del agua mar que sale del sistema de regasificación, y $\dot{E}_{\text{AMR,sal}}$ es la exergía del agua de mar descargada por el sistema de refrigeración del buque.

Descomponiendo las exergías asociadas al GN se obtiene:

$$\begin{aligned} \dot{I}_{\text{FSRU}} = & [(\dot{E}_{\text{GNL}}^p + \dot{E}_{\text{BOG,ent}}^p) - (\dot{E}_{\text{GN}}^p)] \\ & + [(\dot{E}_{\text{GNL}}^t + \dot{E}_{\text{BOG,ent}}^t) - (\dot{E}_{\text{GN}}^t)] \\ & + [(\dot{E}_{\text{GNL}}^q + \dot{E}_{\text{BOG,ent}}^q) - (\dot{E}_{\text{GN}}^q)] \\ & + \dot{E}_c + \dot{E}_{\text{aire}} - \dot{E}_g \\ & + (\dot{E}_{\text{AM,ent}} - \dot{E}_{\text{AM,sal}}) \\ & + (\dot{E}_{\text{AMR,ent}} - \dot{E}_{\text{AMR,sal}}) \end{aligned} \quad (3.57)$$

Algunos términos se pueden sustituir considerando las siguientes relaciones:

$$\Delta \dot{E}_{\text{GN}}^p = -[(\dot{E}_{\text{GNL}}^p + \dot{E}_{\text{BOG,ent}}^p) - (\dot{E}_{\text{GN}}^p)] \quad (3.58)$$

$$\Delta \dot{E}_{\text{GN}}^t = -[(\dot{E}_{\text{GNL}}^t + \dot{E}_{\text{BOG,ent}}^t) - (\dot{E}_{\text{GN}}^t)] \quad (3.59)$$

$$\Delta \dot{E}_{\text{GN}}^q = -[(\dot{E}_{\text{GNL}}^q + \dot{E}_{\text{BOG,ent}}^q) - (\dot{E}_{\text{GN}}^q)] \quad (3.60)$$

$$\Delta \dot{E}_{\text{AM}} = -(\dot{E}_{\text{AM,ent}} - \dot{E}_{\text{AM,sal}}) \quad (3.61)$$

$$\Delta \dot{E}_{\text{AMR}} = -(\dot{E}_{\text{AMR,ent}} - \dot{E}_{\text{AMR,sal}}) \quad (3.62)$$

Sustituyendo en la Ec. (3.62) se obtiene:

$$\dot{I}_{\text{FSRU}} + \Delta \dot{E}_{\text{GN}}^p + \Delta \dot{E}_{\text{AMR}} + \Delta \dot{E}_{\text{AM}} = (\dot{E}_c + \dot{E}_{\text{aire}} - \Delta \dot{E}_{\text{GN}}^q - \dot{E}_g) - (\Delta \dot{E}_{\text{GN}}^t) \quad (3.63)$$

Si se asumen las siguientes condiciones:

- La composición del aire utilizado en el proceso de combustión de los motores es idéntica a la del estado de referencia.
- Los gases, producto de los procesos de combustión, alcanzan el estado del ambiente de referencia.
- El agua de mar descargada por los sistemas del buque retorna a las condiciones en las que fue suministrada.

Las consecuencias son las siguientes:

- La exergía química del aire (\dot{E}_{aire}^q) es distinta de cero para aquellos procesos de combustión que no estén relacionados con los motores y que dispongan de una composición diferente a la del estado de referencia.
- La exergía de los gases \dot{E}_g y las variaciones de exergía $\Delta\dot{E}_{\text{AM}}$ y $\Delta\dot{E}_{\text{AMR}}$ son iguales a cero.

Por tanto, la eficiencia exergética de una FSRU ($\eta_{\text{ex,FSRU}}$) es:

$$\eta_{\text{ex,FSRU}} = \frac{\Delta\dot{E}_{\text{GN}}^p}{(\dot{E}_c + \dot{E}_{\text{aire}} - \Delta\dot{E}_{\text{GN}}^q) - \Delta\dot{E}_{\text{GN}}^t} \quad (3.64)$$

3.3.6 Análisis económico

El análisis económico se enfoca en el estudio de los módulos de regasificación, ya que la mayoría de los componentes restantes que forman parte de la FSRU son comunes. En este caso, un módulo comprende dos bombas *booster* y los intercambiadores o componentes del circuito intermedio que intervienen en el proceso de regasificación del GNL. Los costes de inversión asociados a los componentes de cada sistema de regasificación se calculan para tres módulos de regasificación idénticos, cada uno con una capacidad máxima de 250 mmscfd. La simulación del proceso de regasificación, el dimensionamiento de los intercambiadores y la evaluación de los costes de cada sistema se realizan respectivamente con el Aspen HYSYS, Aspen EDR y APEA, programas que forman parte de la suite AspenONE. La ecuación de estado de Peng-Robinson se implementa para determinar las propiedades de los fluidos en los programas mencionados. A continuación, se describe el método desarrollado en la evaluación económica de los sistemas de regasificación.

El coste total por unidad de tiempo (\dot{C}_{tot}), denominado tasa de coste total, de cualquier sistema de regasificación instalado en una FSRU se puede definir como:

$$\dot{C}_{\text{tot}} = \dot{C}_{\text{c,tot}} + \dot{Z}_{\text{tot}}^{\text{IC}} + \dot{Z}_{\text{tot}}^{\text{OM}} \quad (3.65)$$

donde $\dot{C}_{\text{c,tot}}$ es la tasa de coste asociada a los combustibles, $\dot{Z}_{\text{tot}}^{\text{IC}}$ es la tasa de coste de inversión en capital y $\dot{Z}_{\text{tot}}^{\text{OM}}$ es la tasa de coste de operación y mantenimiento.

La suma de las tasas $\dot{Z}_{\text{tot}}^{\text{IC}}$ y $\dot{Z}_{\text{tot}}^{\text{OM}}$ se determina con la siguiente ecuación [79]:

$$\dot{Z}_{\text{tot}}^{\text{IC}} + \dot{Z}_{\text{tot}}^{\text{OM}} = \frac{Z_{\text{tot}}^{\text{IC}}(\gamma_{\text{OM}} + \beta_{\text{FRC}})}{\tau} \quad (3.66)$$

donde $Z_{\text{tot}}^{\text{IC}}$ es el coste de capital del sistema de regasificación, γ_{OM} es el factor de operación y mantenimiento, β_{FRC} es el factor de recuperación de capital que se calcula con la Ec. (3.67) a partir del interés anual (i) y del tiempo de vida estimado del sistema de regasificación (n), y τ es las horas anuales de operación.

$$\beta_{\text{FRC}} = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (3.67)$$

El coste de capital del sistema de regasificación se actualiza al año 2019 mediante el Chemical Engineering Plant Cost Index ($CEPCI$) con la siguiente ecuación:

$$Z_{\text{tot}}^{\text{IC}} = \frac{CEPCI_{2019}}{CEPCI_{\text{Marzo } 2018}} (ICF)_{\text{Marzo } 2018} \quad (3.68)$$

donde ICF es la inversión en capital fijo, también denominada coste total del proyecto, calculada con el programa APEA y cuya fecha de referencia es marzo de 2018 [80].

La Tabla 3.9 recoge los parámetros necesarios para la elaboración del análisis económico.

Tabla 3.9. Parámetros del análisis económico

Parámetro	Valor
γ_{OM}	3 % [81]
i	12 % [79]
n	20 años [62]
τ	8000 horas
$CEPCI_{\text{Marzo } 2018}$	588 [82]
$CEPCI_{2019}$	607,5 [82]
Precio del DO	500 USD/t [83]
Precio del GNL	1-11 USD/MMBtu

3.4 Resultados y discusión

Los resultados termodinámicos (energía y exergía) y económicos obtenidos del estudio de los sistemas de regasificación se comentan respectivamente en las Secciones 3.4.1 y 3.4.2.

3.4.1 Termodinámicos

Las principales propiedades termodinámicas de los sistemas de regasificación analizados se recogen en las Tablas 3.10, 3.11 y 3.12. Además, las Tablas 3.13, 3.14 y 3.15 presentan la composición de los estados seleccionados. Las Figs. 3.6, 3.7 y 3.8 muestran el proceso de regasificación de cada sistema en un diagrama e^f-h . Este tipo de diagrama permite visualizar de forma sencilla la evolución de la exergía física y de las componentes térmica y mecánica sin dejar de lado la entalpía, es decir, se pueden analizar los procesos desde el punto de vista energético y exergético en el mismo diagrama. A diferencia de los sistemas de regasificación en lazo abierto estudiados, el consumo de BOG del sistema de AG-LC es muy superior para el mismo flujo de GN regasificado. El consumo elevado de BOG provoca la inexistencia de BOG excedente, es decir, el BOG natural generado por la transferencia de calor del entorno hacia los tanques no es suficiente para mantener la presión en los mismos. En consecuencia, el recondensador debe operar como tanque de succión (ver Fig. 3.6a) y, además, resulta necesario vaporizar GNL en el FV. Por otro lado, la temperatura del GNL a la salida del recondensador en los tres sistemas de regasificación analizados es lo suficientemente baja como para evitar problemas de cavitación en la bomba *booster*. En el peor de los casos, el cual coincide con el sistema de regasificación de AM-LA, la temperatura del GNL a la salida del recondensador alcanza los $-158,77\text{ °C}$, es decir, una diferencia de temperatura respecto al punto de líquido saturado a la misma presión de $22,67\text{ °C}$.

Tabla 3.10. Datos termodinámicos del sistema de regasificación de AM-LA

Estado	Título (-)	T (°C)	p (bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)	e^f (kJ/kg)	m (kg/s)
1	0,0000	-159,78	1,163 25	-904,96	-6,6240	1070,27	110,96
2	0,0000	-159,43	9,00	-902,63	-6,6199	1071,37	110,96
3	0,0000	-159,29	5,50	-902,63	-6,6126	1069,19	110,96
4	0,0000	-158,77	5,50	-900,81	-6,5967	1066,27	111,19
5	0,0000	-154,18	110,00	-869,84	-6,5442	1081,60	111,19
6	1,0000	10,00	85,00	-130,38	-2,6638	664,10	111,19
7	0,0000	-159,78	1,163 25	-904,96	-6,6240	1070,27	0,05
8	0,0000	-159,78	1,163 25	-904,96	-6,6240	1070,27	0,05
9	1,0000	-120,00	1,163 25	-311,42	-1,4961	134,92	0,00
10	1,0000	-100,00	1,163 25	-269,13	-1,2366	99,82	0,69
11	1,0000	-120,00	1,163 25	-311,42	-1,4961	134,92	0,74
12	1,0000	16,84	6,00	-24,26	-0,9986	273,75	0,74
13	1,0000	16,61	5,50	-24,26	-0,9540	260,45	0,23
14	1,0000	35,35	5,90	17,73	-0,8497	271,32	0,51
15	0,0000	15,00	1,013 25	59,94	0,2137	0,77	3981,81
16	0,0000	15,05	7,50	60,73	0,2142	1,40	3981,81
17	0,0000	10,00	1,013 25	40,08	0,1439	1,71	3981,81
18	0,0000	36,00	2,50	151,03	0,5186	0,98	8,33
19	0,0000	35,39	2,35	148,48	0,5104	0,87	8,33

Tabla 3.11. Datos termodinámicos del sistema de regasificación de P-LA

Estado	Título (-)	T (°C)	p (bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)	e^f (kJ/kg)	m (kg/s)
1	0,0000	-159,78	1,163 25	-904,96	-6,6240	1070,27	110,97
2	0,0000	-159,43	9,00	-902,63	-6,6199	1071,37	110,97
3	0,0000	-159,29	5,50	-902,63	-6,6126	1069,19	110,97
4	0,0000	-158,78	5,50	-900,86	-6,5971	1066,34	111,19
5	0,0000	-154,20	110,00	-869,89	-6,5447	1081,67	111,19
6	1,0000	-20,00	87,00	-231,58	-3,0518	678,60	111,19
7	1,0000	10,00	85,00	-130,38	-2,6638	664,10	111,19
8	0,0000	-159,78	1,163 25	-904,96	-6,6240	1070,27	0,05
9	0,0000	-159,78	1,163 25	-904,96	-6,6240	1070,27	0,05
10	1,0000	-120,00	1,163 25	-311,42	-1,4961	134,92	0,00
11	1,0000	-100,00	1,163 25	-269,13	-1,2366	99,82	0,69
12	1,0000	-120,00	1,163 25	-311,42	-1,4961	134,92	0,74
13	1,0000	16,84	6,00	-24,26	-0,9986	273,75	0,74
14	1,0000	16,61	5,50	-24,26	-0,9540	260,45	0,22
15	1,0000	35,34	5,90	17,70	-0,8498	271,32	0,51
16	0,0000	-15,00	3,50	163,11	0,8620	123,89	206,67
17	0,0000	-14,84	6,00	163,68	0,8624	124,33	206,67
18	0,8000	4,92	5,50	506,54	2,1023	97,53	206,67
19	0,0000	15,00	1,013 25	59,94	0,2137	0,77	3976,38
20	0,0000	15,05	7,50	60,73	0,2142	1,40	3976,38
21	0,0000	10,00	1,013 25	40,08	0,1439	1,71	544,91
22	0,0000	10,00	1,013 25	40,08	0,1439	1,71	3431,47
23	0,0000	36,00	2,50	151,03	0,5186	0,98	8,33
24	0,0000	35,38	2,35	148,45	0,5103	0,87	8,33

Tabla 3.12. Datos termodinámicos del sistema de regasificación de AG-LC

Estado	Título (-)	T (°C)	p (bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)	e^f (kJ/kg)	m (kg/s)
1	0,0000	-159,78	1,163 25	-904,96	-6,6240	1070,27	111,19
2	0,0000	-159,43	9,00	-902,63	-6,6199	1071,37	111,19
3	0,0000	-159,29	5,50	-902,63	-6,6126	1069,19	111,19
4	0,0000	-159,29	5,50	-902,63	-6,6126	1069,19	111,19
5	0,0000	-154,73	110,00	-871,70	-6,5600	1084,42	111,19
6	1,0000	10,00	85,00	-130,38	-2,6638	664,10	111,19
7	0,0000	-159,78	1,163 25	-904,96	-6,6240	1070,27	1,60
8	0,0000	-159,78	1,163 25	-904,96	-6,6240	1070,27	0,05
9	1,0000	-120,00	1,163 25	-311,42	-1,4961	134,92	1,55
10	1,0000	-100,00	1,163 25	-269,13	-1,2366	99,82	0,68
11	1,0000	-120,00	1,163 25	-311,42	-1,4961	134,92	2,27
12	1,0000	16,84	6,00	-24,26	-0,9986	273,75	2,27
13	1,0000	16,61	5,50	-24,26	-0,9540	260,45	0,00
14	1,0000	31,82	5,90	9,70	-0,8759	271,10	2,27
15	1,0000	31,82	5,90	9,70	-0,8759	271,10	0,37
16	1,0000	29,80	1,06	9,70	0,0082	7,51	1,90
17	0,0000	25,00	3,50	61,18	0,0000	0,24	331,66
18	0,0000	25,02	6,00	61,49	0,0002	0,48	331,66
19	0,0000	90,00	5,50	309,72	0,7529	24,30	331,66
20	0,0000	90,00	1,013 25	377,06	1,1928	25,98	37,98
21	0,0000	90,35	29,00	380,69	1,1948	29,01	37,98
22	0,0000	135,00	29,00	569,46	1,6846	71,76	37,98
23	0,0000	226,98	29,00	976,09	2,5817	210,91	37,98
24	1,0000	231,98	29,00	2803,08	6,1988	959,46	37,98
25	1,0000	225,28	25,50	2803,08	6,2501	944,17	30,75
26	0,0000	30,02	2,50	126,03	0,4369	0,32	30,75
27	0,0000	30,05	1,013 25	126,03	0,4374	0,18	30,75
28	1,0000	187,13	9,00	2803,08	6,6874	813,78	3,48
29	0,0000	175,35	9,00	742,56	2,0941	122,78	3,48
30	0,1434	99,97	1,013 25	742,56	2,1739	98,96	3,48
31	1,0000	187,13	9,00	2803,08	6,6874	813,78	3,75
32	0,0000	175,35	9,00	742,56	2,0941	122,78	3,75

Tabla 3.12. Datos termodinámicos del sistema de regasificación de AG-LC

Estado	Título (-)	T (°C)	p (bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)	e^f (kJ/kg)	\dot{m} (kg/s)
33	0,1434	99,97	1,013 25	742,56	2,1739	98,96	3,75
34	0,0000	90,00	1,013 25	377,06	1,1928	25,98	7,23
35	1,0000	25,00	1,013 25	0,00	6,8840	0,00	35,87
36	1,0000	30,16	1,063 25	5,21	6,8875	4,19	35,87
37	1,0000	528,93	1,013 25	-2166,81	8,3571	262,60	37,78
38	1,0000	185,88	1,013 25	-2575,61	7,6946	51,34	37,78
39	0,0000	36,00	2,50	151,03	0,5186	0,98	8,33
40	0,0000	33,79	2,35	141,76	0,4885	0,66	8,33
41	0,0000	36,00	2,50	151,03	0,5186	0,98	79,03
42	0,0000	44,00	2,35	184,45	0,6254	2,56	79,03

Tabla 3.13. Composición de los estados del sistema de regasificación de AM-LA

Estado	Composición (% molar)							
	CH ₄	C ₃ H ₈	Agua _(mar)	CO ₂	H ₂ O	O ₂	N ₂	Glicol
1-9	100	0	0	0	0	0	0	0
10-14	100	0	0	0	0	0	0	0
15-17	0	0	100	0	0	0	0	0
18-19	0	0	0	0	100	0	0	0

Tabla 3.14. Composición de los estados del sistema de regasificación de P-LA

Estado	Composición (% molar)							
	CH ₄	C ₃ H ₈	Agua _(mar)	CO ₂	H ₂ O	O ₂	N ₂	Glicol
1-10	100	0	0	0	0	0	0	0
11-15	100	0	0	0	0	0	0	0
16-18	0	100	0	0	0	0	0	0
19-22	0	0	100	0	0	0	0	0
23-24	0	0	0	0	100	0	0	0

Tabla 3.15. Composición de los estados del sistema de regasificación de AG-LC

Estado	Composición (% molar)							
	CH ₄	C ₃ H ₈	Agua _(mar)	CO ₂	H ₂ O	O ₂	N ₂	Glicol
1-9	100	0	0	0	0	0	0	0
10-16	100	0	0	0	0	0	0	0
17-19	0	0	0	0	88,94	0	0	11,06
20-34	0	0	0	0	100	0	0	0
35-36	0	0	0	0	0	21,00	79,00	0
37-38	0	0	0	8,71	17,43	1,74	72,12	0
39-40	0	0	0	0	100	0	0	0
41-42	0	0	0	0	100	0	0	0

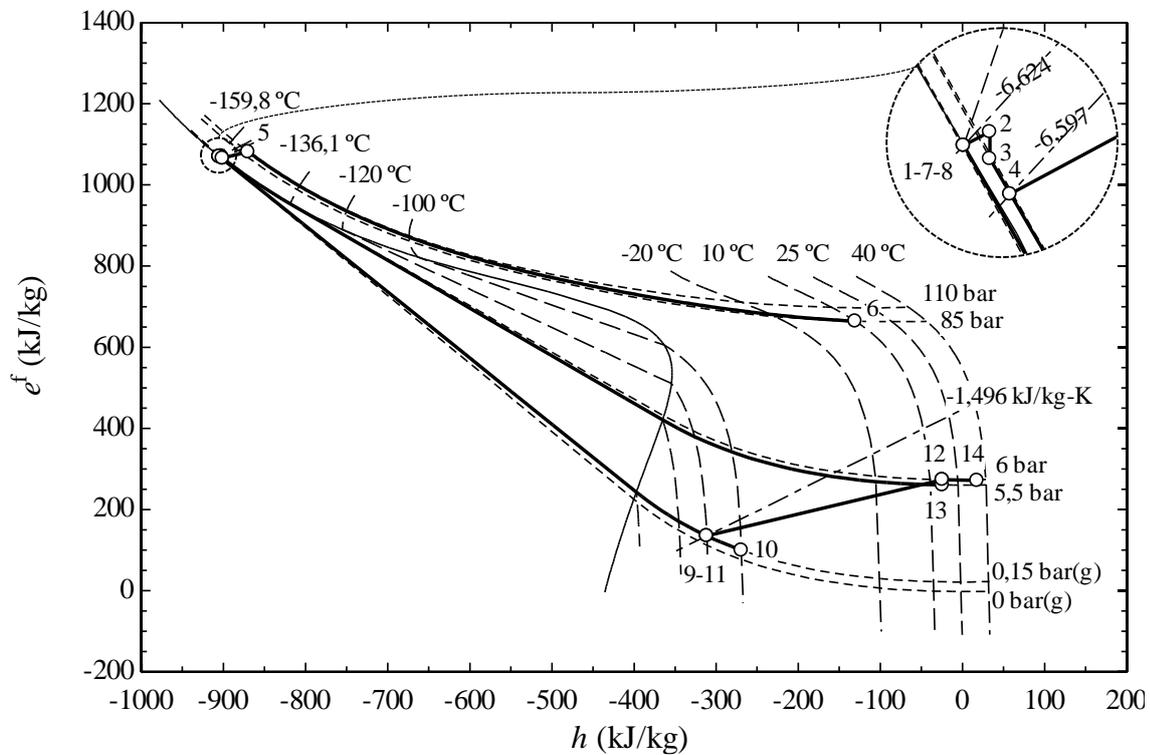


Fig. 3.6. Diagrama e^f-h (metano) del sistema de regasificación de AM-LA.

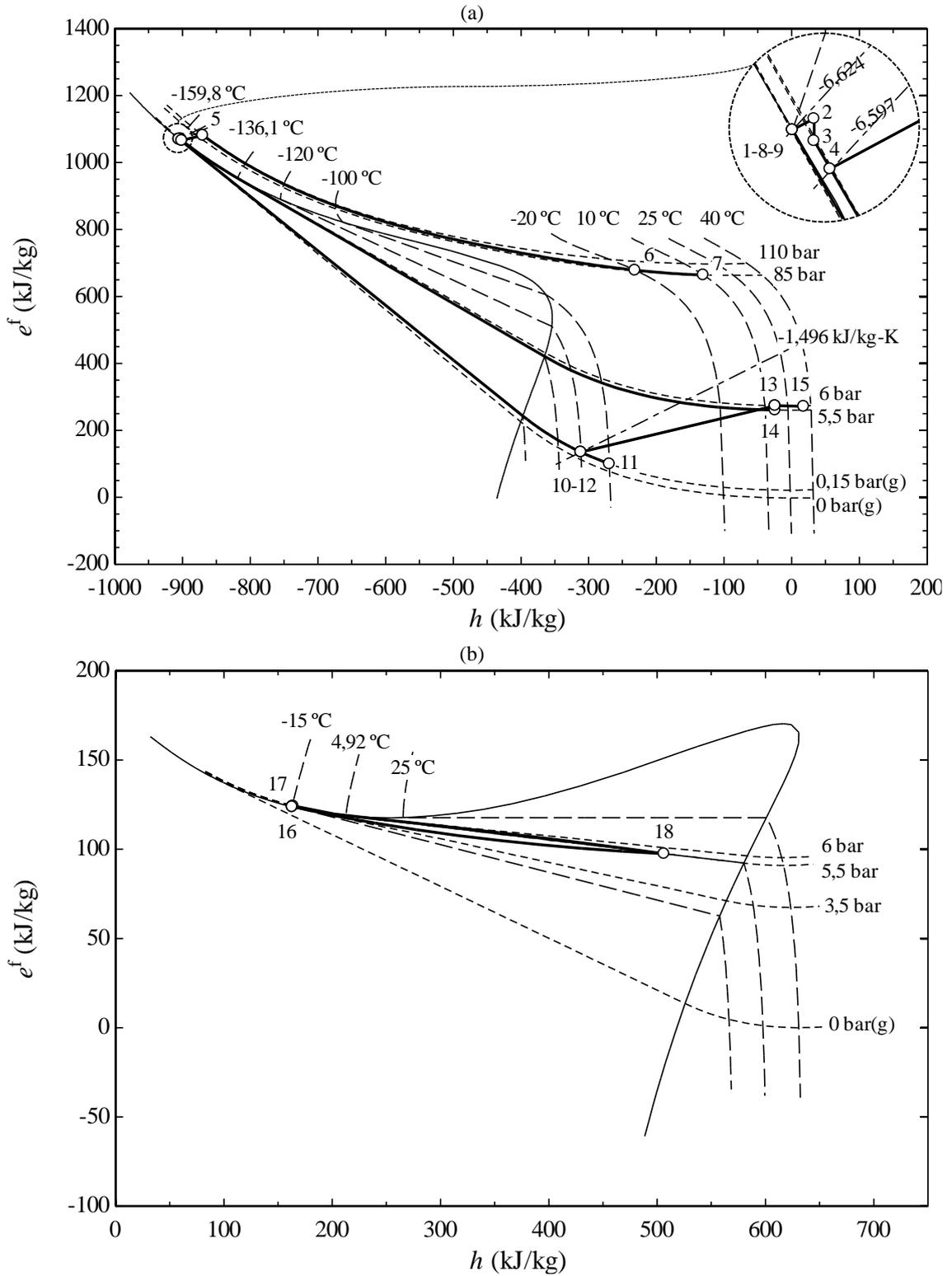


Fig. 3.7. Diagrama e^f-h del sistema de regasificación de P-LA. (a) Metano. (b) Propano.

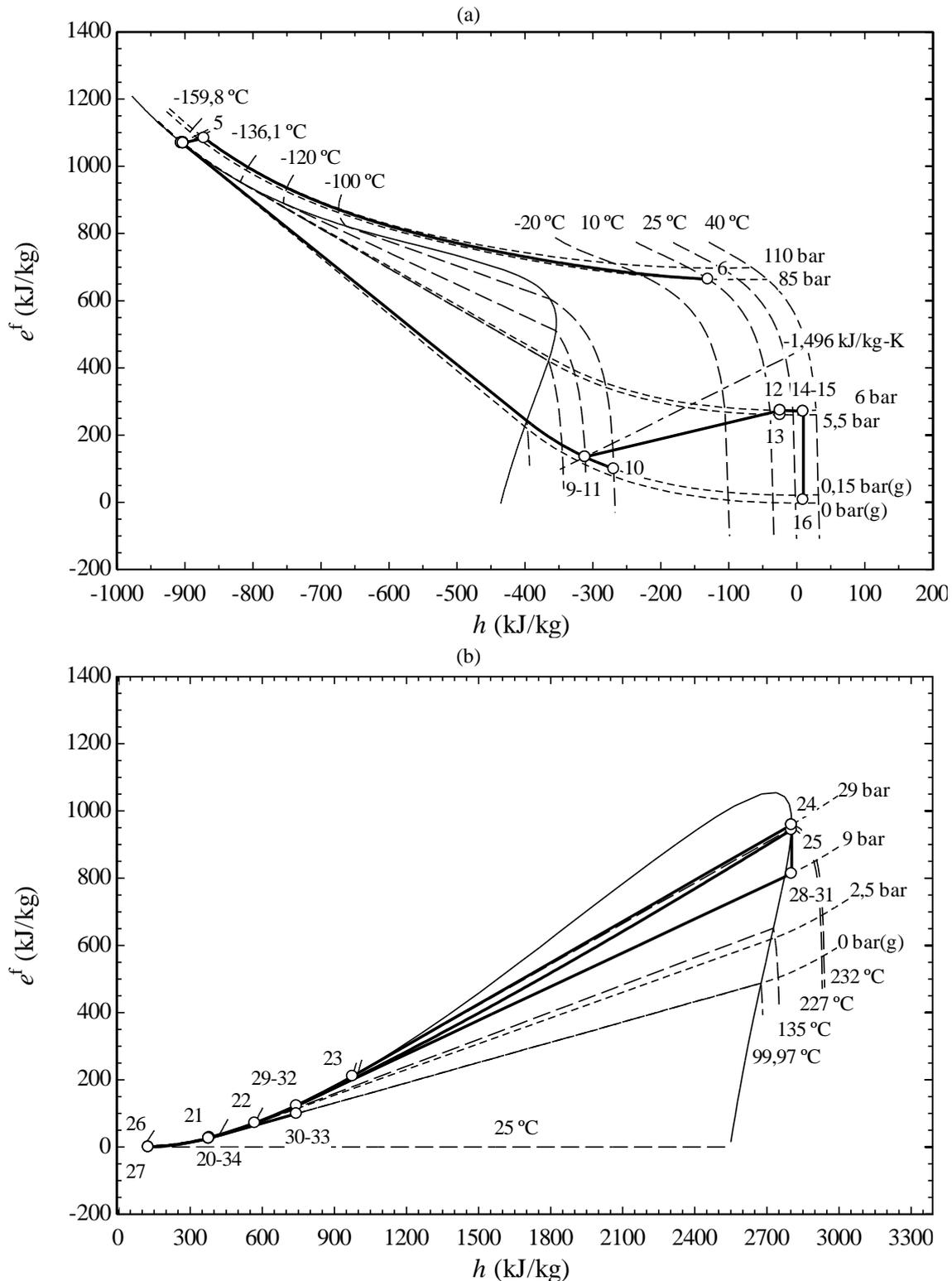


Fig. 3.8. Diagrama e^f-h del sistema de regasificación de AG-LC. (a) Metano. (b) Agua.

En la Tabla 3.16 se recogen los resultados relevantes del análisis energético para cada uno de los sistemas. Los resultados obtenidos para los dos sistemas de regasificación en lazo abierto son bastante similares. El sistema de P-LA demanda un 1,27 % más de potencia eléctrica que el sistema de AM-LA a causa del efecto que provoca la integración

del circuito intermedio, especialmente las pérdidas de carga del circuito que debe afrontar la bomba de propano; así pues, el consumo de combustibles en los motores aumenta ligeramente, al igual que la carga en el motor 6L50DF (2,33 %), el consumo específico de potencia del sistema de regasificación (1,61 %) y el consumo específico de energía de la FSRU (1,20 %). Por otro lado, el sistema de regasificación de AG-LC disminuye un 24,94 % la potencia eléctrica demandada por la FSRU y un 32,33 % el consumo específico de potencia del sistema de regasificación si se compara con el sistema de AM-LA. El motivo se visualiza fácilmente en la Fig. 3.9, en la cual se aprecia el efecto que provoca el elevado consumo de la bomba de agua de mar a causa del flujo másico necesario para garantizar la temperatura mínima de descarga. Sin embargo, a pesar de reducir la potencia eléctrica del sistema y, en consecuencia, la carga y el consumo de combustibles de los motores, el consumo de energía por kilogramo de GN regasificado es 4,46 veces superior al del sistema de regasificación de AM-LA. Esto se debe a la potencia calorífica necesaria en el vaporizador, la cual proviene en este caso de la energía liberada por la combustión del BOG en la caldera. El sistema de regasificación de AM-LA, a pesar de su sencillez, resulta ser el más eficiente desde el punto de vista energético, seguido de cerca por el sistema de P-LA.

Tabla 3.16. Resultados principales del análisis energético de los sistemas de regasificación

Parámetro	Sistema de regasificación		
	AM-LA	P-LA	AG-LC
Carga Wärtsilä 12V50DF (%)	80,00	80,00	68,77
Carga Wärtsilä 6L50DF (%)	23,22	25,55	-
Consumo de potencia eléctrica (kW)	9921,61	10 047,44	7447,56
b_{SR} (kJ/kg)	63,47	64,49	42,95
b_{FSRU} (kJ/kg)	227,33	230,05	1013,47

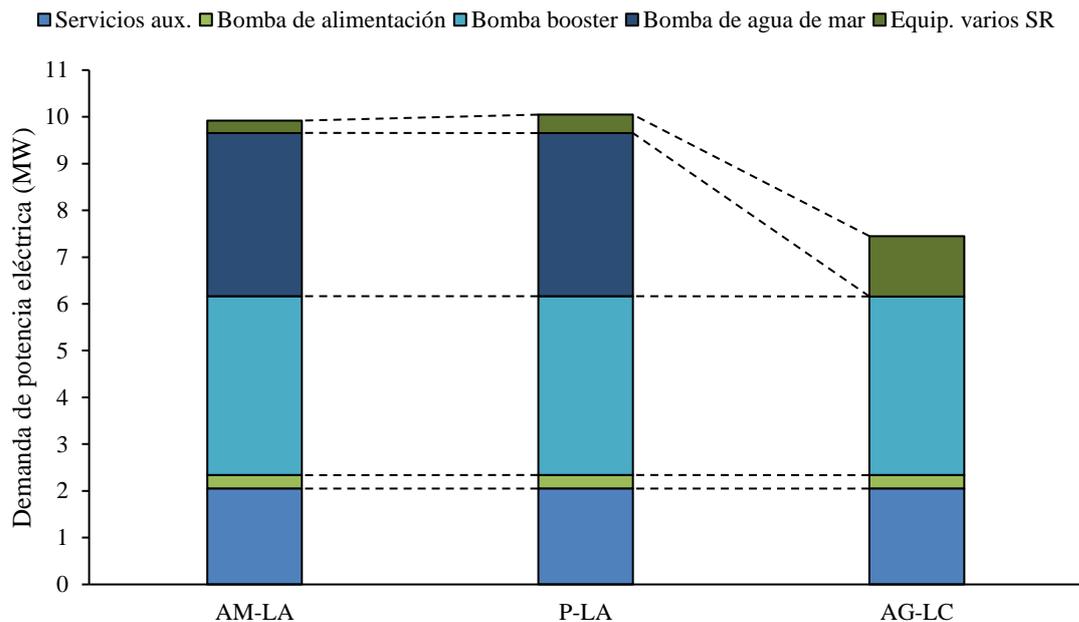


Fig. 3.9. Consumo de potencia eléctrica de cada sistema de regasificación.

Respecto al análisis exergético, las Figs. 3.6, 3.7a y 3.8a permiten visualizar el efecto que provocan las bombas de alimentación y *booster* en la transformación de la exergía térmica del GNL en mecánica. Mientras que en el tanque de almacenamiento (estado 1, Figs. 3.6, 3.7a y 3.8a) predomina claramente la componente térmica de la exergía, a la entrada del vaporizador (estado 5, Figs. 3.6, 3.7a y 3.8a) la componente mecánica representa aproximadamente el 60 %. A continuación, en el vaporizador se pierde prácticamente toda la exergía térmica contenida en el GNL, además de la exergía mecánica destruida a causa de las pérdidas de carga. Las Tablas 3.17 y 3.18 recogen los resultados de la exergía aportada, la exergía destruida y la eficiencia exergética para los sistemas de regasificación y la FSRU, respectivamente. De forma similar al análisis energético, el sistema de regasificación de AM-LA es el más eficiente, seguido de cerca por el sistema de P-LA. Las Tablas 3.19, 3.20 y 3.21 muestran la exergía destruida por componente de cada sistema de regasificación.

Tabla 3.17. Resultados principales del análisis exergético de los sistemas de regasificación

Parámetro	Sistema de regasificación		
	AM-LA	P-LA	AG-LC
Exergía aportada (kW)	123 431,28	123 550,97	215 748,41
Exergía destruida (kW)	48 211,78	48 335,05	144 224,23
Eficiencia exergética (%)	60,94	60,88	33,15

Tabla 3.18. Resultados principales del análisis exergético para la FSRU con los sistemas de regasificación

Parámetro	Sistema de regasificación		
	AM-LA	P-LA	AG-LC
Exergía aportada (kW)	142 666,38	142 987,28	235 594,90
Exergía destruida (kW)	71 330,26	71 335,99	164 296,41
Eficiencia exergética (%)	50,00	49,89	30,26

Tabla 3.19. Destrucción de exergía y eficiencia exergética por componente del sistema de regasificación de AM-LA

Componente	Destrucción de exergía (irreversibilidades)		Eficiencia exergética
	(kW)	(%)	(%)
Bomba de alimentación de GNL	135,76	0,28	47,53
Recondensador	139,53	0,29	57,01 (32,10)
Válvula de entrada de GNL	242,38	0,50	
Válvula de entrada de BOG	3,05	0,01	
Bomba <i>booster</i>	1739,70	3,61	49,49
Vaporizador de GNL	45 166,09	93,68	2,71
Mezclador	21,71	0,05	52,66
Compresor LD	109,31	0,23	48,35
Bomba de agua de mar	652,17	1,35	79,25
AC/NGH	2,09	0,00	69,77
Total	48 211,78	100,00	60,94

Nota: En paréntesis la eficiencia exergética del subsistema.

Tabla 3.20. Destrucción de exergía y eficiencia exergética por componente del sistema de regasificación de P-LA

Componente	Destrucción de exergía (irreversibilidades)		Eficiencia exergética
	(kW)	(%)	(%)
Bomba de alimentación de GNL	135,77	0,28	47,53
Recondensador	135,88	0,28	56,69 (31,72)
Válvula de entrada de GNL	242,40	0,50	
Válvula de entrada de BOG	2,97	0,01	
Bomba <i>booster</i>	1739,77	3,60	49,49
Vaporizador de GNL	39 371,56	81,46	12,15
Calentador de ajuste	1439,82	2,98	10,66
Mezclador	21,71	0,04	52,66
Compresor LD	109,31	0,23	48,35
Bomba de propano	27,17	0,06	76,91
Vaporizador de propano	4455,30	9,22	19,54
Bomba de agua de mar	651,28	1,35	79,25
AC/NGH	2,11	0,00	69,57
Total	48 335,05	100,00	60,88

Nota: En paréntesis la eficiencia exergética del subsistema.

Tabla 3.21. Destrucción de exergía y eficiencia exergética por componente del sistema de regasificación de AG-LC

Componente	Destrucción de exergía (irreversibilidades)		Eficiencia exergética
	(kW)	(%)	(%)
Bomba de alimentación de GNL	136,04	0,09	47,53
Recondensador	0,00	0,00	0,00 (0,00)
Válvula de entrada de GNL	242,88	0,17	
Válvula de entrada de BOG	0,00	0,00	
Bomba <i>booster</i>	1744,71	1,21	49,26
Vaporizador de GNL	54 714,97	37,94	17,07
Mezclador	21,43	0,01	52,66
Compresor LD	337,44	0,23	48,35
Bomba de agua-glicol	20,01	0,01	80,00
Calentador de agua-glicol	21 127,33	14,65	27,21 (26,78)
Válvula de control de vapor	470,24	0,33	

Tabla 3.21. Destrucción de exergía y eficiencia exergética por componente del sistema de regasificación de AG-LC

Componente	Destrucción de exergía (irreversibilidades)		Eficiencia exergética (%)
	(kW)	(%)	
Válvula de control de condensado	4,52	0,00	
Tanque de cascada	1795,54	1,24	30,65 (29,63)
Purgador de vapor	82,88	0,06	
Bomba de agua	22,57	0,02	83,59
Precaalentador	780,54	0,54	67,54 (65,29)
Purgador de vapor	89,24	0,06	
Economizador (caldera)	2696,33	1,87	66,22
Caldera	57 935,33	40,17	32,92 (31,70)
Válvula de entrada de BOG	501,92	0,35	
Válvula reductora de presión	1052,70	0,73	
Ventilador de tiro forzado	36,80	0,03	80,31
AC/NGH	8,63	0,01	43,13
Enfriador de purgas (condensador)	402,17	0,28	23,75
Total	144 224,23	100,00	33,15

Nota: En paréntesis la eficiencia exergética del subsistema.

Para visualizar de forma clara y concisa las fuentes de exergía y los principales componentes destructores de exergía en la FSRU, se realiza un diagrama de Grassmann simplificado para cada sistema de regasificación. En el caso del sistema regasificación de AM-LA (Fig. 3.10), la variación de exergía térmica del GN representa el 81,57 % de la exergía aportada, mientras que la exergía química liberada en el proceso de combustión de los motores DF solo alcanza el 18,43 %. Por otro lado, en el sistema de regasificación se produce la mayor parte de la destrucción de exergía, especialmente en el vaporizador, el cual representa el 63,32 % de la exergía destruida en la FSRU. En el sistema de regasificación de P-LA (Fig. 3.11), cuyo diagrama es similar al del sistema anterior, la exergía destruida se asocia mayoritariamente con dos componentes: el vaporizador de GNL (54,96 %) y el vaporizador de propano (6,23 %). Por último, en el sistema de regasificación de AG-LC (Fig. 3.12) la variación de la exergía térmica del GN representa el 50,19 %, mientras que el 49,71 % de la exergía restante la aportan los procesos de combustión de la caldera y el motor DF. El motor DF solo alcanza el 8,10 %, mientras que la caldera representa el 41,61 %. La exergía aportada por el aire (0,6 %) es superior

a la del DO (0,4 %); esto se justifica por dos motivos: elevado caudal de aire y composición distinta a la del ambiente. Por otro lado, el sistema destruye el 69,74 % de la exergía aportada. Dentro de la exergía destruida, las irreversibilidades del sistema de regasificación alcanzaron el 87,78 %. Los principales componentes destructores de exergía para este sistema son la caldera (35,26 %), el vaporizador (33,30 %) y el calentador de agua-glicol (12,86 %).

A diferencia de los sistemas de regasificación en lazo abierto estudiados, el sistema de AG-LC destruye no solo la exergía asociada con la baja temperatura del GNL, sino que también la de alta temperatura que proviene del proceso de combustión de la caldera. Esto último provoca que la exergía destruida en el sistema de regasificación de AG-LC sea tres veces superior a la de los sistemas en lazo abierto. Sin embargo, aunque los sistemas en lazo abierto estudiados son más eficientes, el sistema de AG-LC presenta mayor potencial desde el punto de vista del aprovechamiento exergético debido a que, además de la exergía fría del GNL, dispone de una fuente de calor de alta temperatura.

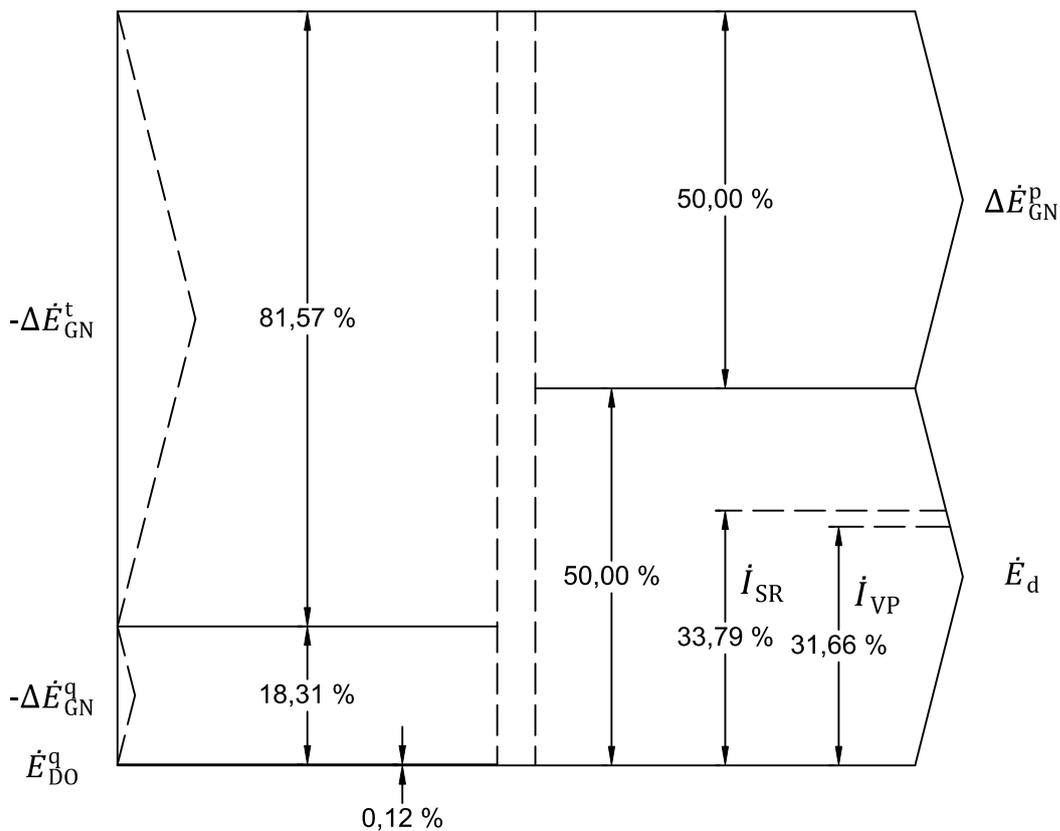


Fig. 3.10. Diagrama de Grassmann para la FSRU con el sistema de regasificación de AM-LA.

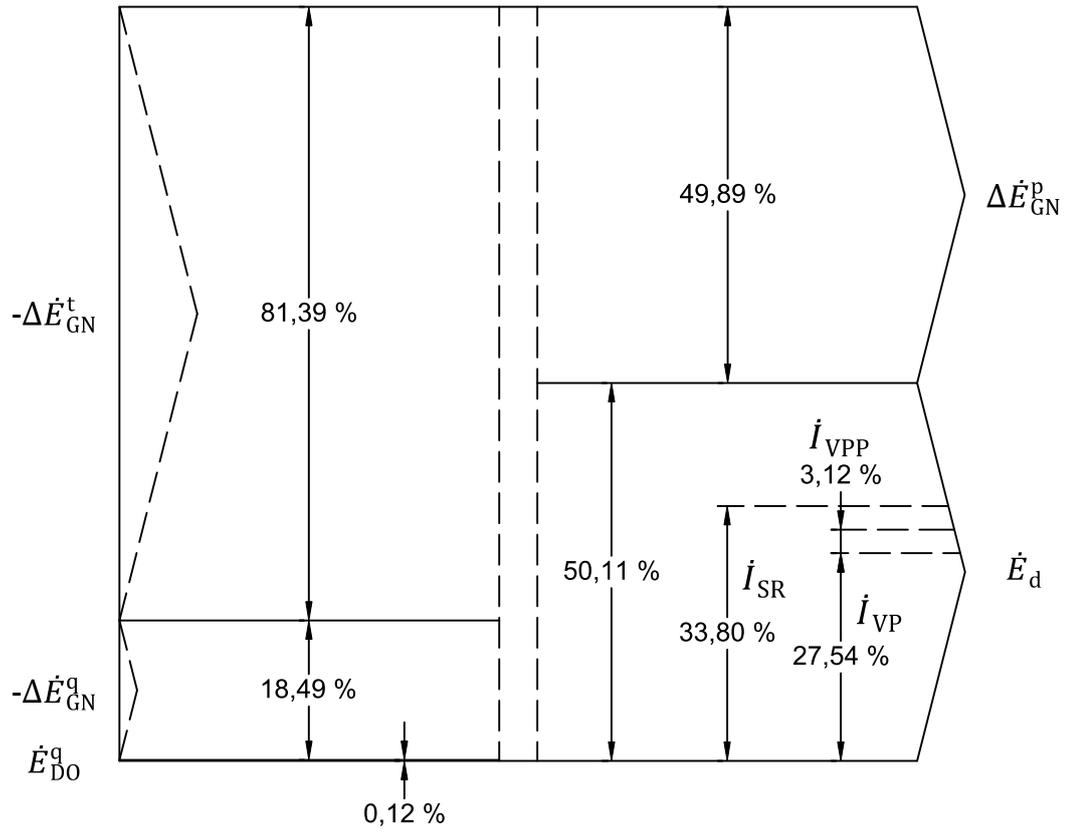


Fig. 3.11. Diagrama de Grassmann para la FSRU con el sistema de regasificación de P-LA.

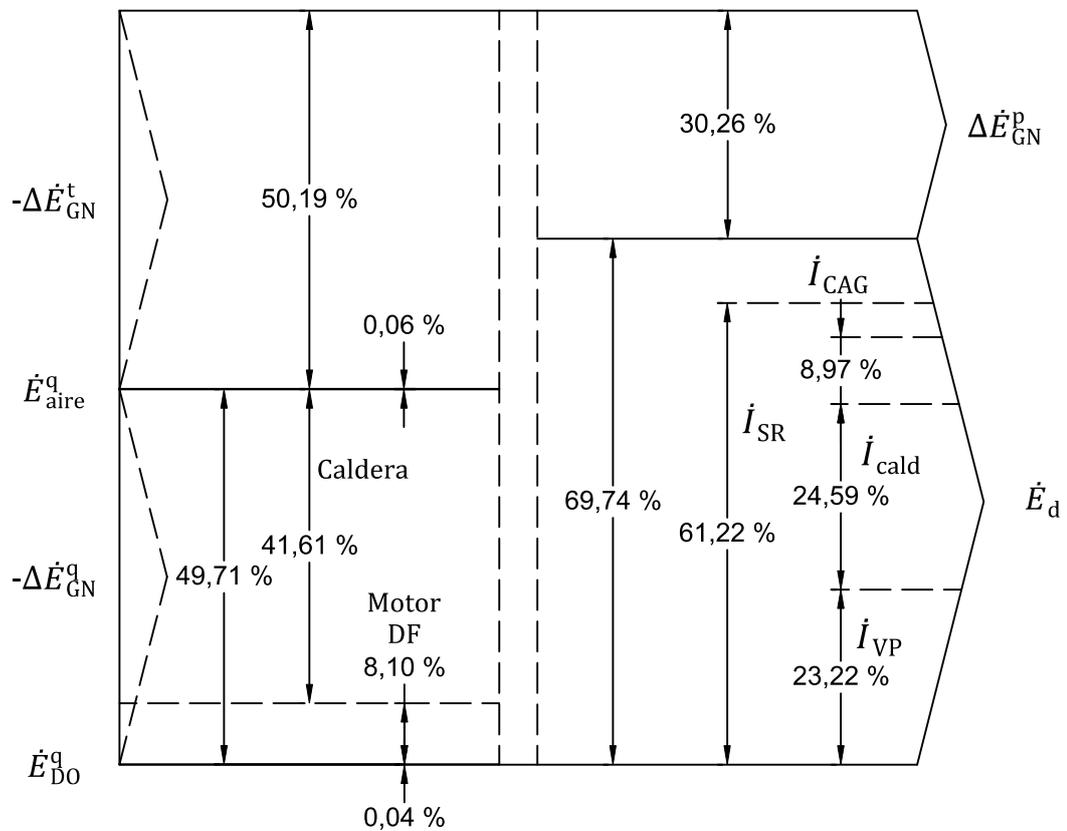


Fig. 3.12. Diagrama de Grassmann para la FSRU con el sistema de regasificación de AG-LC.

3.4.1.1 Efecto del BOR

En cuanto a las condiciones de diseño de la FSRU modelo, el BOR es uno de los parámetros más importantes que en los últimos años se ha reducido significativamente en los buques de GNL debido a la instalación de tanques de almacenamiento con mejor aislamiento. Las Figs. 3.13a y 3.13b muestran el efecto de la reducción del BOR en los flujos máxicos del BOG forzado y BOG condensado para los tres sistemas de regasificación estudiados. A medida que el BOR disminuye en los sistemas de regasificación de lazo abierto, el BOG condensado en el recondensador se reduce hasta que se alcanza el punto de BOR mínimo. En esta condición, el exceso de BOG es cero y los tanques generan suficiente BOG para abastecer la demanda de GN sin utilizar el FV. Los puntos de BOR mínimo para los sistemas de AM-LA y P-LA son respectivamente 0,1236 y 0,1243 %. Este valor es ligeramente superior en el sistema de P-LA debido al consumo de energía de la bomba de propano. La reducción del BOR en el caso del sistema de AG-LC sólo contribuye a un aumento del BOG forzado en el FV, ya que el punto mínimo es superior al 0,15 %.

Las Figs. 3.14a y 3.14b muestran el efecto del BOR en el consumo específico de energía y en la eficiencia exergética para los sistemas de regasificación analizados. En los sistemas de lazo abierto, el consumo específico de energía disminuye hasta que se alcanza el punto de BOR mínimo. Los valores obtenidos de consumo específico de energía en esta condición para los sistemas de AM-LA y P-LA son respectivamente 225,48 y 228,37 kJ/kg. Un BOR inferior al punto de BOR mínimo no influye en el consumo específico de energía. Esto se justifica por dos razones: la potencia eléctrica del sistema de regasificación se mantiene constante en ausencia de exceso de BOG y los economizadores de los motores son suficientes para abastecer la demanda del sistema de vapor auxiliar (condición asumida en la Sección 3.3.1). Sin embargo, el comportamiento de la eficiencia exergética es diferente. La máxima eficiencia exergética en el sistema de AM-LA se alcanza en el punto de BOR mínimo, mientras que la eficiencia en el sistema de P-LA disminuye ligeramente hasta alcanzar el punto de BOR mínimo. Este comportamiento desigual se justifica por el efecto negativo de la caída de presión en el circuito intermedio de propano. Por debajo del punto de BOR mínimo, la eficiencia exergética disminuye en todos los sistemas de regasificación debido a la exergía fría que se destruye en el FV.

Las Figs. 3.15a y 3.15b muestran el efecto de la capacidad de almacenamiento de GNL en el rango de 160 000-180 000 m³ sobre el punto de BOR mínimo. Un aumento de la capacidad de almacenamiento incrementa la generación de BOG en los tanques, por lo que el punto de BOR mínimo disminuye. Para una capacidad de almacenamiento de 180 000 m³, el punto de BOR mínimo de los sistemas de AM-LA y P-LA disminuye a 0,1167 y 0,1174 %, respectivamente. Esto representa una reducción para ambos sistemas del 5,58 y 5,55 % en comparación con los valores obtenidos para la capacidad de almacenamiento de referencia. En contraposición, el punto de BOR mínimo del sistema de AG-LC es más de 2,5 veces superior a los de los sistemas en lazo abierto y está muy por encima del BOR de diseño de los tanques de membrana actuales.

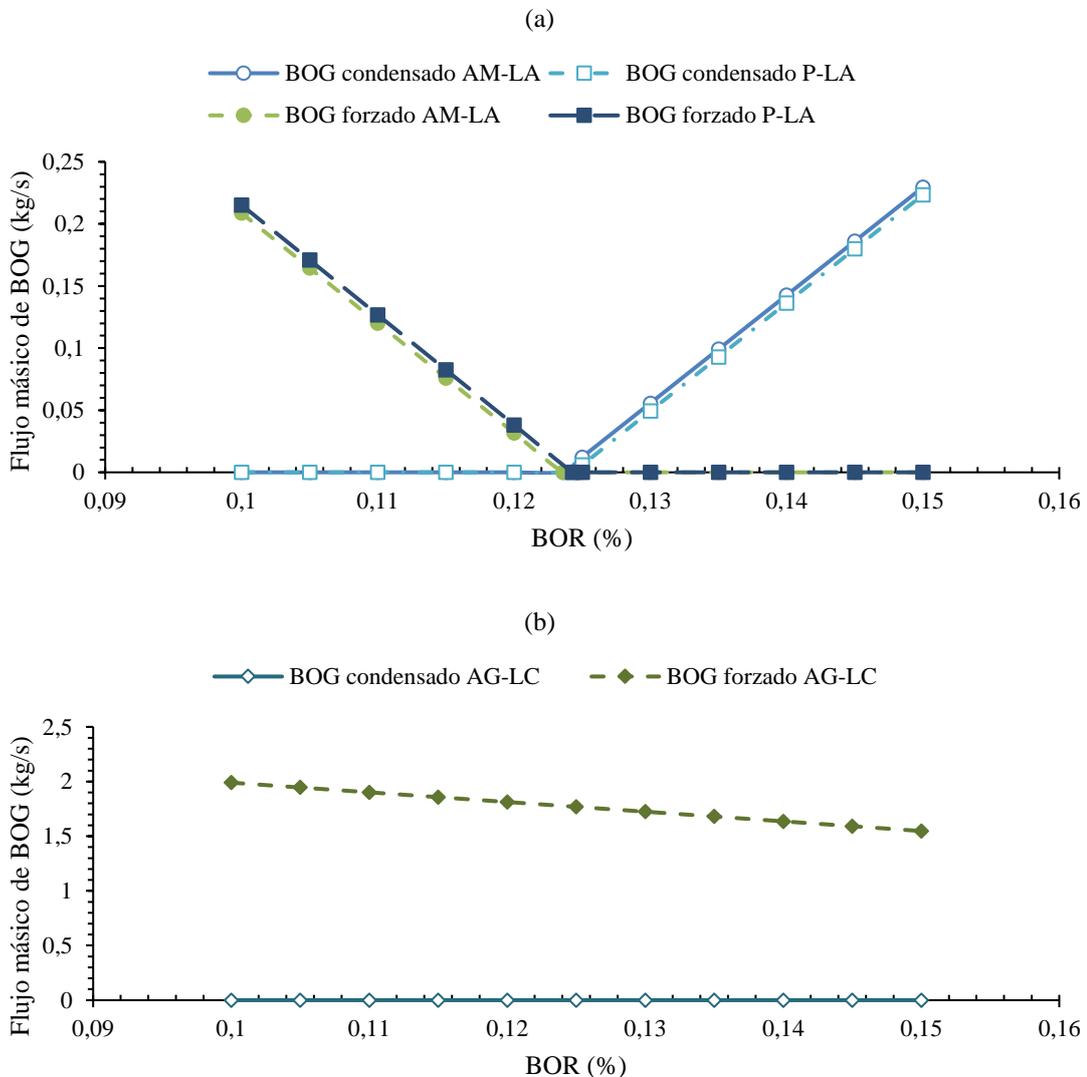


Fig. 3.13. Efecto del BOR en el BOG forzado y condensado. (a) Sistemas de regasificación en lazo abierto. (b) Sistema de regasificación de AG-LC.

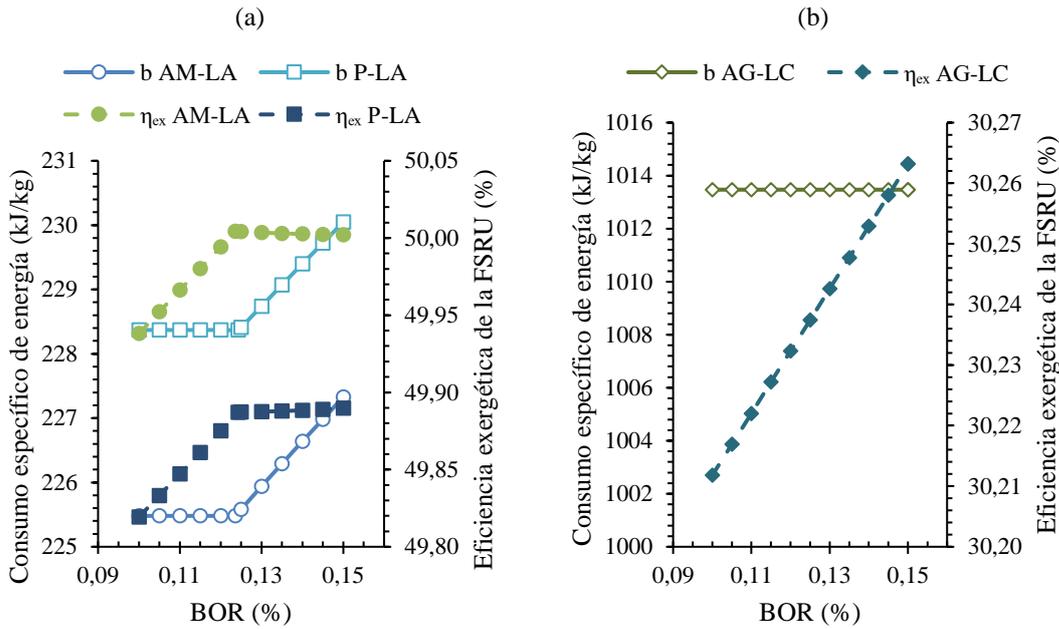


Fig. 3.14. Efecto del BOR en el consumo específico de energía y eficiencia exergética de la FSRU. (a) Sistemas de regasificación en lazo abierto. (b) Sistema de regasificación de AG-LC.

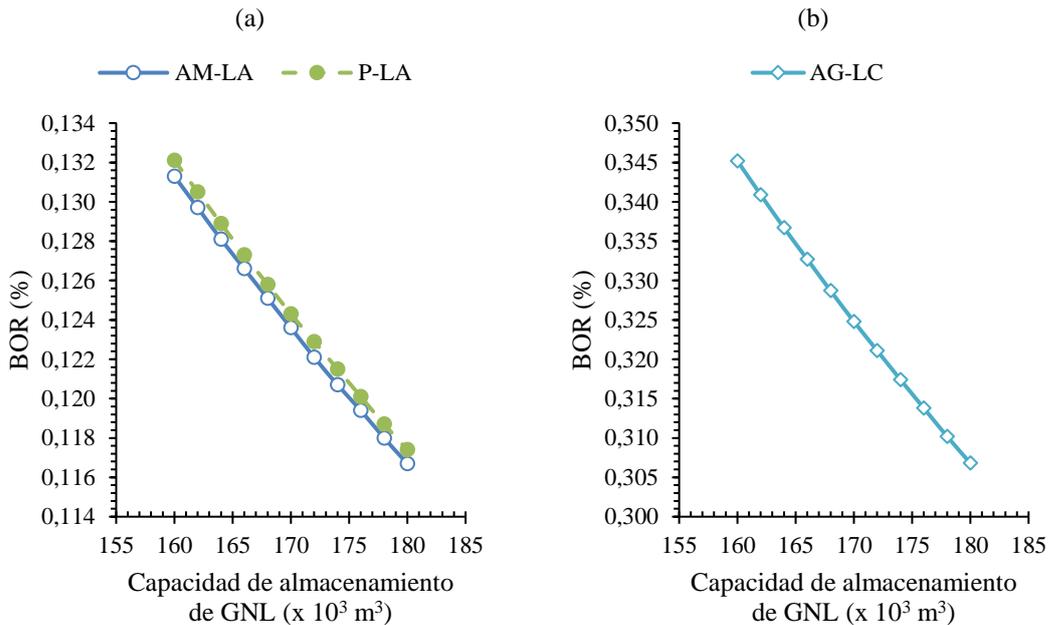


Fig. 3.15. Efecto de la capacidad de almacenamiento en el punto de BOR mínimo. (a) Sistemas de regasificación en lazo abierto. (b) Sistema de regasificación de AG-LC.

3.4.2 Económicos

Las principales características de los intercambiadores de calor diseñados con el programa EDR se presentan en la Tabla 3.22. El material escogido para los intercambiadores de calor que utilizan agua de mar es el titanio, para los demás se selecciona un acero inoxidable con bajo contenido en carbono (316L). Además de la elección del material, el tipo de intercambiador cobra especial importancia en el coste

total de capital de los módulos; los intercambiadores de placas permiten un diseño más compacto en comparación con los intercambiadores de carcasa y tubos. La Tabla 3.23 muestra los resultados económicos de los módulos de regasificación obtenidos con el programa APEA. Los resultados en base al coste total de capital sugieren que el sistema de regasificación de AG-LC, sin tener en cuenta la instalación de vapor, es el más económico, aproximadamente un 40 % más barato que los sistemas en lazo abierto evaluados. Esta diferencia se debe principalmente a que el material de construcción de todos los intercambiadores (calentadores de agua-glicol y vaporizadores) de este sistema es 316L. Por tanto, los intercambiadores representan el 26,02 % del coste total de los equipos, mientras que en el coste instalado el valor aumenta hasta el 33 %. Sin embargo, en los sistemas de regasificación en lazo abierto analizados, el efecto que provoca el titanio a la hora de calcular el coste instalado de los intercambiadores cobra especial importancia. El factor entre el coste instalado y el coste del equipo de estos intercambiadores se encuentra en el rango de 2,70 (evaporadores de propano) a 4,25 (vaporizadores de agua de mar). Así pues, los vaporizadores del sistema de AM-LA representan el 36,34 % del coste total de los equipos, pero, si se observa el coste instalado, el valor es el 65,76 %. En el sistema de P-LA, a pesar de disponer de más equipos, el coste total de capital se reduce un 2,67 % respecto al sistema de agua de mar. Esto se debe a los vaporizadores de propano (intercambiadores de calor de placas de titanio) y al vaporizador de GNL construido en 316L.

Por otro lado, la Fig. 3.16 muestra la tasa de coste para cada uno de los sistemas de regasificación en función del precio del GNL. De forma general, el sistema de P-LA es el más económico para un precio del GNL entre 1,32 y 11 USD/MMBtu. Esto se justifica por un coste total de capital inferior al sistema de AM-LA y una eficiencia bastante similar. Por el contrario, el elevado consumo de BOG en la caldera del sistema de regasificación de AG-LC perjudica claramente la tasa de coste a medida que aumenta el precio del GNL. Los resultados obtenidos demuestran que el sistema en lazo cerrado analizado es viable desde el punto de vista económico para un precio del GNL inferior a 1,32 USD/MMBtu. Sin embargo, este valor, obtenido a partir del punto de intersección entre el sistema de P-LA y el sistema de AG-LC (ver Fig. 3.16b), se ve afectado por la volatilidad del precio del DO o la tasa de interés considerado en el proyecto.

Tabla 3.22. Especificaciones principales de los intercambiadores de calor obtenidas del EDR

Modulo	Intercambiador de calor	Parámetro	Valor		
AM-LA	Vaporizador	Tipo TEMA	NJN		
		Diámetro externo de tubos (mm)	19,03		
		<i>Pitch</i> de tubos (mm)	23,81		
		Patrón de tubos (°)	45		
		Material	Titano		
		Diámetro interno de carcasa (mm)	975		
		Longitud de tubos (mm)	12 900		
		Espacio entre deflectores (mm)	590		
		Número de deflectores	16		
		Número de tubos / pasos	785 / 1		
		P-LA	Vaporizador	Tipo TEMA	NEN
				Diámetro externo de tubos (mm)	19,03
				<i>Pitch</i> de tubos (mm)	23,81
Patrón de tubos (°)	30				
Material	Titanio				
Diámetro interno de carcasa (mm)	900				
Longitud de tubos (mm)	9550				
Espacio entre deflectores (mm)	590				
Número de deflectores	13				
Número de tubos / pasos	928 / 1				
Calentador de ajuste	Tipo TEMA			NEN	
	Diámetro externo de tubos (mm)			19,03	
	<i>Pitch</i> de tubos (mm)			23,81	
	Patrón de tubos (°)		45		
	Material		316L		
	Diámetro interno de carcasa (mm)		1125		
Vaporizador de propano			Longitud de tubos (mm)	5700	
			Espacio entre deflectores (mm)	520	
			Número de deflectores	9	
		Número de tubos / pasos	1118 / 3		
		Tipo	Placas		
		Ángulo de Chevron (°)	45		
		Material	Titanio		

Tabla 3.22. Especificaciones principales de los intercambiadores de calor obtenidas del EDR

Modulo	Intercambiador de calor	Parámetro	Valor
AG-LC	Vaporizador	Área de transferencia de calor (m ²)	988,96
		Número de placas	357
		Tipo TEMA	NEU
		Diámetro externo de tubos (mm)	19,03
		<i>Pitch</i> de tubos (mm)	23,81
		Patrón de tubos (°)	30
		Material	316L
		Diámetro interno de carcasa (mm)	1025
		Longitud de tubos (mm)	5850
		Espacio entre deflectores (mm)	520
	Número de deflectores	10	
	Número de tubos / pasos	1166 / 4	
	Calentador de agua-glicol	Tipo TEMA	NEN
		Diámetro externo de tubos (mm)	19,03
		<i>Pitch</i> de tubos (mm)	23,81
		Patrón de tubos (°)	30
		Material	316L
		Diámetro interno de carcasa (mm)	1425
		Longitud de tubos (mm)	6000
		Espacio entre deflectores (mm)	570
Número de deflectores		8	
Número de tubos / pasos		2823 / 1	

Tabla 3.23. Resultados económicos obtenidos del APEA

Módulo	Equipo	n.º	Tipo / Material	Coste de equipo (USD)	Coste instalado (USD)	Coste de capital (USD)
AM-LA	Bomba <i>booster</i>	6	BC / 304	8 322 000	10 483 800	49 363 900
	Vaporizador	6	C&T / Titanio	4 751 400	20 131 400	
P-LA	Bomba <i>booster</i>	6	BC / 304	8 322 000	10 483 800	48 072 400
	Vaporizador	3	C&T / 316L	1 051 500	2 244 300	
	Calentador de ajuste	3	C&T / Titanio	2 006 700	7 775 300	
	Bomba de propano	3	BC / 304	112 800	675 600	
	Vaporizador de propano	9	ICP / Titanio	2 597 400	7 027 600	
AG-LC	Bomba <i>booster</i>	6	BC / 304	8 322 000	10 483 800	29 687 800
	Vaporizador	3	C&T / 316L	983 400	2 147 200	
	Bomba de agua- glicol	3	BC / 304	87 300	562 200	
	Calentador de agua-glicol	3	C&T / 316L	1 980 000	3 196 100	

Notas: Bomba centrífuga (BC), intercambiador de calor de carcasa y tubos (C&T), intercambiador de calor de placas (ICP).

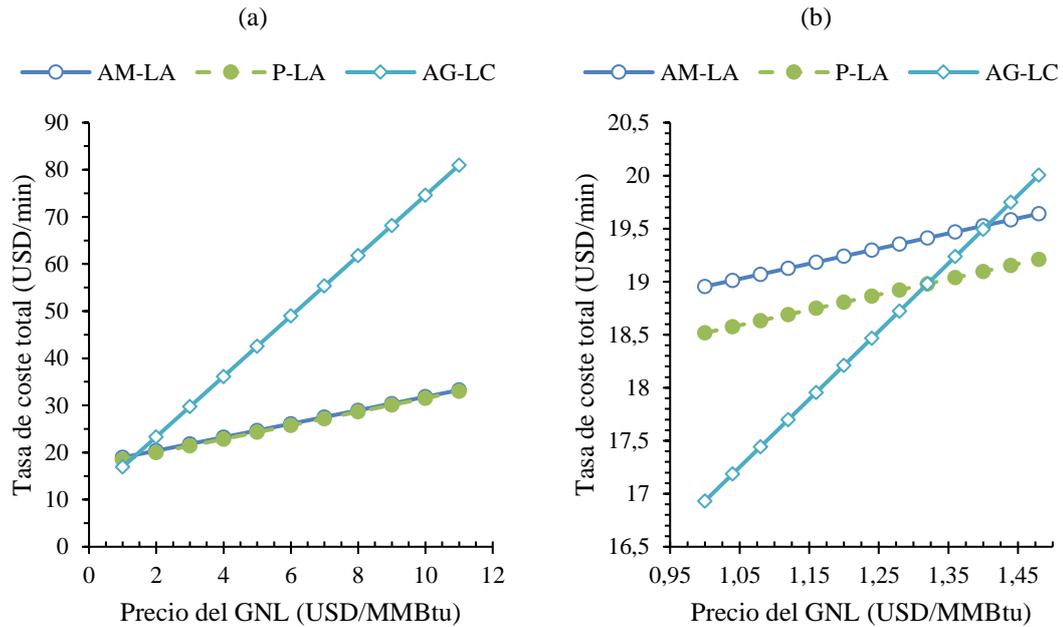


Fig. 3.16. Tasa de coste total de los sistemas de regasificación en función del precio del GNL. (a) Rango 1-11 USD/MMBtu. (b) Rango 1-1,5 USD/MMBtu.

3.4.2.1 Efecto del precio del DO y de la tasa de interés

Las Figs. 3.17a y 3.17b presentan, respectivamente, la tasa de coste total y el precio del GNL del punto de intersección en función del precio del DO y de la tasa de interés. El aumento del precio del DO beneficia al sistema de regasificación con menor consumo de potencia eléctrica, es decir, el sistema de AG-LC. Por tanto, si el precio del DO aumenta hasta un valor de 700 USD/t, el sistema en lazo cerrado resulta más económico para un precio del GNL inferior a 1,325 USD/MMBtu. A pesar de un aumento del 40 % en el precio de la DO en comparación con el caso de referencia, esto representa un incremento del 0,36 y del 0,28 %, respectivamente, en el precio del GNL y en la tasa de coste total; esto se explica por el hecho de que el DO no es el principal combustible para los motores DF. Sin embargo, el efecto de la tasa de interés sobre estos parámetros es más significativo. La disminución de la tasa de interés del 12 al 10 % (reducción inferior al 17 %) implica, respectivamente, una reducción del 9,96 y del 9,98 % en el precio del GNL y en la tasa de coste total. Además, la relación entre el interés y el precio del GNL o la tasa de coste total es casi lineal en un rango típico del 4-14 % del primero. Por tanto, la reducción del tipo de interés beneficia a los sistemas de regasificación en lazo abierto que, a pesar de tener un mayor coste de capital, reducen significativamente el consumo de GN en la FSRU.

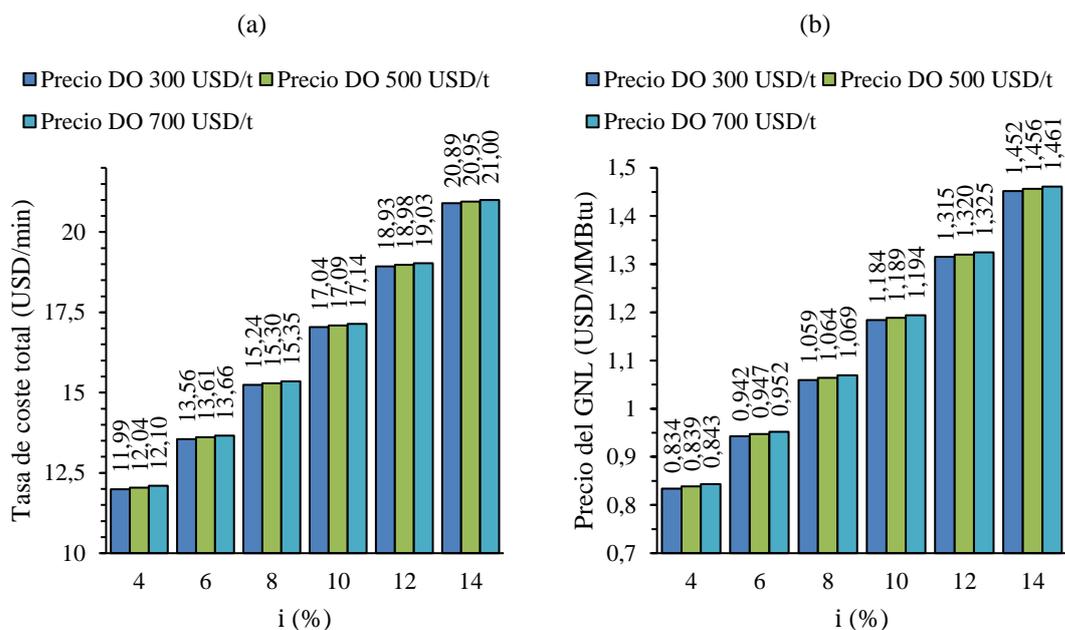


Fig. 3.17. Efecto del precio del DO y de la tasa de interés en el punto de intersección. (a) Tasa de coste total en el punto de intersección. (b) Precio del GNL en el punto de intersección.

3.5 Conclusiones

En el presente estudio se elabora un análisis energético, exergético y económico para la evaluación de los sistemas de regasificación en FSRU. El análisis se aplica a tres sistemas de regasificación habituales: sistema de agua de mar (AM-LA), sistema de propano en lazo abierto (P-LA) y sistema de agua-glicol en lazo cerrado (AG-LC). A continuación, se presentan las principales conclusiones obtenidas del análisis:

- El análisis energético demuestra que el sistema de regasificación de AM-LA es el más eficiente, ya que el consumo específico de energía es menor para el mismo flujo másico de GN regasificado que en el resto de los sistemas. El sistema de P-LA presenta unos resultados similares al sistema anterior. Por el contrario, a pesar del bajo consumo de potencia eléctrica, el sistema de AG-LC demanda 4 veces más energía por kilogramo de GN regasificado que el sistema de AM-LA.
- El estudio exergético demuestra que la regasificación del GN es un proceso claramente destructor de exergía, por tanto, resulta necesario profundizar en las componentes de la exergía física (exergía térmica y mecánica) para poder desarrollar una ecuación que permita evaluar la eficiencia exergética del sistema de regasificación. Desde esta perspectiva, un sistema de regasificación convierte la exergía térmica del GN en exergía mecánica, a expensas del consumo de bombas y compresores y del aporte de exergía de algún proceso de combustión, esto último en

el caso de sistemas que operan en lazo cerrado. En base a esta definición, la eficiencia exergética del sistema de regasificación de AM-LA es del 60,94 %, mientras que la del sistema de P-LA es del 60,88 % y la del sistema de AG-LC del 33,15 %.

- A partir de la definición de eficiencia exergética del sistema de regasificación resulta posible desarrollar otra para la eficiencia exergética de la FSRU en su conjunto. En este caso, se incluye la exergía del proceso de combustión de los motores DF, en lugar de la potencia consumida por bombas y compresores, y se asume como exergía destruida aquellos flujos que evolucionan hasta las condiciones del estado de referencia o iniciales. En base a esta definición, la eficiencia exergética del sistema de regasificación de AM-LA es del 50,00 %, mientras que la del sistema P-LA es del 49,89 % y la del sistema de AG-LC del 30,26 %.
- En los sistemas de regasificación en lazo abierto analizados, el vaporizador, el cual se relaciona con la exergía fría del GNL, es el componente donde se producen las mayores irreversibilidades. Sin embargo, en el sistema de AG-LC, la destrucción de exergía en el proceso de combustión de la caldera supera a la del vaporizador de GNL.
- Desde el punto de vista del aprovechamiento exergético, el sistema de regasificación de AG-LC presenta mayor potencial, ya que, además de la exergía fría del GNL, dispone de la exergía procedente del proceso de combustión de la caldera. Por tanto, se podrían implementar sistemas de recuperación de energía residual de mayor capacidad que en los sistemas de regasificación en lazo abierto.
- El análisis económico desarrollado, en el cual se ha tenido en consideración el coste total de capital de los módulos de regasificación, el precio de los combustibles, y los costes asociados al mantenimiento y operación, demuestra que el sistema de regasificación de P-LA es el más económico para un precio del GNL entre 1,320 y 11 USD/MMBtu. Para un precio inferior del GNL a 1,320 USD/MMBtu el sistema de regasificación en lazo cerrado obtiene la menor tasa de coste, sin embargo, no se ha considerado en el análisis el coste asociado a la instalación de vapor.

El análisis energético, exergético y económico elaborado en este capítulo se puede implementar a la hora de evaluar sistemas de regasificación que puedan incluir o no sistemas de recuperación de energía residual. Además, se muestra la enorme cantidad de exergía destruida en los sistemas de regasificación actuales instalados en FSRU y la necesidad de implementar nuevos sistemas más eficientes que permitan aprovechar la

exergía del proceso de regasificación con la finalidad de reducir el consumo de combustibles, las emisiones y la tasa de coste.

Capítulo 4

Medidas de eficiencia energética y medioambientales para FSRU

4.1 Introducción

Las reglas sobre eficiencia energética impuestas por la OMI, a pesar de que se aplican a diferentes tipos de buques, no incluyen a aquellos que operan de forma estacionaria como es el caso de las *floating production storage and offloading* (FPSO), *FLNG units*, FSU y FSRU. Además, los métodos para evaluar la eficiencia energética no son los más idóneos si se pretende valorar las emisiones totales de GEI. En el caso de buques que consumen GN, no se tiene en consideración el efecto negativo provocado por el deslizamiento de metano ni tampoco la reducción de emisiones de CO₂ en aquellos buques que adopten tecnologías de captura y almacenamiento de carbono (CAC) [84,85].

Considerando la ambición de la OMI de reducir rápidamente las emisiones de GEI, resulta imprescindible disponer de indicadores de diseño y operación que permitan determinar la eficiencia energética y huella de carbono en cualquier tipo de buque. De esta forma, además de establecer límites de emisiones en función del tipo de buque, se puede valorar el efecto de la adopción de nuevas tecnologías relacionadas con la reducción de emisiones de GEI. Sin embargo, los índices e indicadores propuestos por la OMI se limitan a la eficiencia energética y no son válidos en buques que no se dedican al transporte de carga como es el caso de las FSRU.

En el presente capítulo se proponen métodos para evaluar la eficiencia energética y la huella de carbono de las FSRU a nivel de diseño y operación. Ningún trabajo previo se ha publicado en este aspecto en buques regasificadores. Los indicadores se aplican en el análisis de los principales tipos de sistemas de regasificación instalados en este tipo de buques que existen acorde a su lazo de trabajo: sistemas que utilizan el agua de mar como

fuentes de calor en el proceso de regasificación (lazo abierto) y sistemas que emplean el vapor producido en calderas (lazo cerrado). En total se evalúan cinco casos, de los cuales uno incorpora un sistema de aprovechamiento de la energía fría del GNL para la producción de energía eléctrica.

4.2 Medida de la eficiencia energética en buques

convencionales

La OMI no publicó ninguna normativa en materia de eficiencia energética para buques hasta julio de 2011 con la resolución MEPC.203(62) [86]. Las enmiendas adoptadas incorporaban un nuevo capítulo al Anexo VI del MARPOL: el Capítulo 4 – Reglas sobre la eficiencia energética de los buques. Las reglas entraron en vigor el 1 de enero de 2013 y suponen la aplicación de dos medidas obligatorias: el índice de eficiencia energética de proyecto (EEDI) para buques nuevos y el plan de gestión de la eficiencia energética del buque (SEEMP) para todos los buques. Además de las enmiendas del Anexo VI del MARPOL, la OMI ha publicado, y continúa actualizando periódicamente, las directrices relacionadas con el cálculo de los niveles de referencia del EEDI (EEDI prescrito), el método de cálculo y certificación del EEDI en buques nuevos (EEDI obtenido), y la elaboración del SEEMP.

Hasta el 2021, solo existían dos métodos para medir la eficiencia energética de los buques: el EEDI, aplicable a la etapa de diseño y previa entrega del buque, y el indicador operacional de la eficiencia energética (EEOI), utilizado para evaluar la eficiencia de los buques en operación. Ambos métodos representan las emisiones de CO₂ del buque por el trabajo de transporte de la carga. No obstante, la OMI ha elaborado recientemente el índice de eficiencia energética aplicable a los buques existentes (EEXI) y el indicador de la intensidad de carbono (CII) [87], los cuales entraran en vigor en 2023. El EEXI se prevé que sea bastante similar al EEDI, existirá un EEXI prescrito y EEXI obtenido, pero aplicado a todos los buques construidos. En cambio, el CII constituirá una medida operacional anual, cuyo valor se comparará con un CII prescrito. En función de la proximidad, se registrará en el SEEMP una calificación que indicará un nivel de eficiencia energética muy superior (A), superior (B), moderado (C), inferior (D) o muy inferior (E). Los buques que obtengan la clasificación D durante tres años consecutivos o la clasificación E tendrán que elaborar un plan de medidas correctivas para alcanzar el CII prescrito.

4.2.1 Índice de eficiencia energética de proyecto (EEDI)

Salvo contadas excepciones, todos los buques nuevos construidos a partir de enero de 2013 con un arqueado bruto superior a 400 que dispongan de propulsión mecánica tradicional y no se consideren plataformas fijas o flotantes (FPSO, FSU, ...) están obligados a calcular el EEDI obtenido, cuyo valor debe ser menor o igual al EEDI prescrito. Los buques existentes sometidos a modificaciones importantes que afecten a la eficiencia energética también están sujetos a determinar el EEDI [88].

4.2.1.1 EEDI obtenido

De forma general, la ecuación del EEDI se puede representar mediante los siguientes términos:

$$EEDI \left(\frac{\text{g CO}_2}{\text{t nm}} \right) = \frac{[ME_{\text{CO}_2}] + [AE_{\text{CO}_2}] + [PTI_{\text{CO}_2}]}{[TW]} - \frac{[IET AE_{\text{CO}_2 \text{ red}}] + [IET ME_{\text{CO}_2 \text{ red}}]}{[TW]} \quad (4.1)$$

donde $[ME_{\text{CO}_2}]$ es las emisiones de CO_2 de los motores principales, $[AE_{\text{CO}_2}]$ es las emisiones de CO_2 de los motores auxiliares, $[PTI_{\text{CO}_2}]$ es las emisiones de CO_2 de los motores de cola, $[IET AE_{\text{CO}_2 \text{ red}}]$ es la reducción de emisiones de CO_2 debido a tecnologías innovadoras de eficiencia de la energía eléctrica, $[IET ME_{\text{CO}_2 \text{ red}}]$ es la reducción de emisiones de CO_2 debido a tecnologías innovadoras de eficiencia de la energía mecánica (propulsión) y $[TW]$ es el trabajo de transporte.

Si se desglosan los términos de la Ec. (4.1), la ecuación para el cálculo del EEDI obtenido ($EEDI_{\text{obtenido}}$) es:

$$EEDI_{\text{obtenido}} = \frac{\frac{[ME_{\text{CO}_2}]}{(\prod_{j=1}^{n_{ME}} f_j) (\sum_{i=1}^{n_{ME}} P_{ME(i)} C_{FME(i)} SFC_{ME(i)})}}{f_i f_c f_l (Capacidad) f_w V_{ref}}}{[TW]} + \frac{\frac{[AE_{\text{CO}_2}]}{(P_{AE} C_{FAE} SFC_{AE})}}{f_i f_c f_l (Capacidad) f_w V_{ref}}}{[TW]} + \text{Cont.} \quad (4.2)$$

$$\begin{aligned}
 & + \frac{\overbrace{\left(\left(\prod_{j=1}^{nME} f_j \sum_{i=1}^{nPTI} P_{PTI(i)} \right) C_{FAE} SFC_{AE} \right)}^{[PTI_{CO_2}]}}{\underbrace{f_i f_c f_l (Capacidad) f_w V_{ref}}_{[TW]}} \\
 & - \frac{\overbrace{\left(\left(\sum_{i=1}^{neff} f_{eff(i)} P_{AE_{eff(i)}} \right) C_{FAE} SFC_{AE} \right)}^{[IEET AE_{CO_2 \text{ red}]}}}{\underbrace{f_i f_c f_l (Capacidad) f_w V_{ref}}_{[TW]}} \\
 & - \frac{\overbrace{\left(\sum_{i=1}^{neff} f_{eff(i)} P_{eff(i)} C_{FME(i)} SFC_{ME(i)} \right)}^{[IEET ME_{CO_2 \text{ red}]}}}{\underbrace{f_i f_c f_l (Capacidad) f_w V_{ref}}_{[TW]}}
 \end{aligned} \tag{4.2}$$

Cont.

donde nME es el número de motores principales, f_j es un factor de corrección que permite tener en cuenta los elementos de proyecto específicos del buque, $P_{ME(i)}$ es el 75 % de la potencia nominal instalada (MCR) de cada motor principal descontando la potencia consumida por los generadores de cola (kW), $C_{FME(i)}$ es el factor de conversión adimensional entre el consumo de combustible y las emisiones de CO_2 (g CO_2 /g combustible) para cada motor principal, $SFC_{ME(i)}$ es el consumo específico de combustible certificado (g/kW h) de cada motor principal al 75 % de la potencia MCR (83 % para buques metaneros con sistemas de propulsión diésel-eléctrica o con turbina de vapor), P_{AE} es la potencia de los motores auxiliares necesaria para suministrar la carga máxima normal en el mar (kW), C_{FAE} es el factor de conversión adimensional entre el consumo de combustible y las emisiones de CO_2 (g CO_2 /g combustible) para los motores auxiliares, SFC_{AE} es el consumo específico de combustible certificado medio ponderado de los motores auxiliares al 50 % del MCR (75 % del MCR si P_{AE} se determina a partir de la tabla de potencia eléctrica), $nPTI$ es el número de motores de cola, $P_{PTI(i)}$ es el 75 % de la potencia nominal consumida de cada motor acoplado al eje dividida por la eficiencia media ponderada del generador o generadores (83 % para sistemas de propulsión con turbina de vapor), $neff$ es el número de tecnologías innovadoras de eficiencia energética, $f_{eff(i)}$ es el factor de disponibilidad de una tecnología innovadora de eficiencia energética, $P_{AE_{eff(i)}}$ es la reducción de la potencia de los motores auxiliares debida a tecnologías innovadoras de eficiencia de la energía eléctrica (medida a la potencia $P_{ME(i)}$), $P_{eff(i)}$ es la potencia de las tecnologías innovadoras de eficiencia de la energía mecánica para la propulsión al 75 % de la potencia del motor principal (kW), f_i

es el factor de capacidad para cualquier limitación técnica/normativa de la capacidad, f_c es el factor de corrección de la capacidad cúbica, f_l es el factor para los buques de carga general equipados con grúas y otros dispositivos relacionados con la manipulación de la carga para compensar una pérdida de peso muerto del buque, *Capacidad* es el peso muerto (t) (arqueo bruto para los buques de pasaje y cruceros), f_w es un coeficiente adimensional que indica la disminución de velocidad en condiciones del mar representativas en cuanto a la altura y frecuencia de las olas y la velocidad del viento (valor igual a 1,00 para el cálculo del EEDI obtenido) y V_{ref} es la velocidad del buque (kn), medida en aguas profundas en la condición correspondiente a la *Capacidad* con la potencia propulsora $P_{ME(i)}$ y en condiciones meteorológicas favorables [89].

La mayoría de los parámetros que intervienen el cálculo del EEDI se determinan con las directrices contenidas en la MEPC.308(73) [89]. La MEPC.1/Circ.815 [90] complementa la resolución anterior, aportando las directrices relacionadas con la instalación de tecnologías innovadoras de la eficiencia energética. Además, si se determina el EEDI considerando el efecto de las condiciones meteorológicas ($EEDI_{weather}$), la MEPC.1/Circ.796 [91] describe el cálculo de f_w .

4.2.1.2 EEDI prescrito

La OMI estableció cuatro fases (en vigor la penúltima) para disminuir las emisiones de CO₂ procedentes de los buques. En un principio, estas fases reducirían progresivamente el EEDI prescrito respecto al nivel de referencia establecido en la fase 0, alcanzando una disminución del 30 % (fase 3) a partir de enero de 2025. Sin embargo, esta fecha se ha adelantado a abril de 2022 para la mayoría de los tipos de buques. Además, en el caso de los buques portacontenedores, la reducción de emisiones de CO₂ aumenta hasta un valor del 50 % en aquellos que dispongan de un peso muerto superior o igual a 200 000 t [87].

El EEDI prescrito ($EEDI_{prescrito}$) se determina en función del tipo de buque y la capacidad de carga utilizando la siguiente ecuación:

$$EEDI_{prescrito} = \left(1 - \frac{X}{100}\right) ab^{-c} \quad (4.3)$$

donde a y c son constantes dependientes del tipo de buque que se recogen en el Cuadro 2 de la regla 21 del Anexo VI del MARPOL, X es el factor de reducción que depende de la fase en vigor y b es el peso muerto (t) o el arqueo bruto si se trata de un buque de pasaje dedicado a cruceros con propulsión no tradicional [88].

Las constantes a y c de cada tipo de buque se determinan a partir del análisis de regresión realizado al representar el índice estimado del EEDI frente al peso muerto de varios buques existentes incluidos en la base de datos Information Handling Services (IHS), de acuerdo con las directrices de la OMI para las líneas de referencia [92,93]. La muestra incluye los buques existentes con un tonelaje bruto igual o superior a 400 entregados en el periodo comprendido entre el 1 de enero de 1999 y el 1 de enero de 2009 (en el caso de los buques Ro-Ro y de Ro-Pax, del 1 de enero de 1998 al 1 de enero de 2010). La Fig. 4.1 muestra la forma que adoptan las curvas del EEDI prescrito en función de la fase y el peso muerto para el caso particular de los buques metaneros.

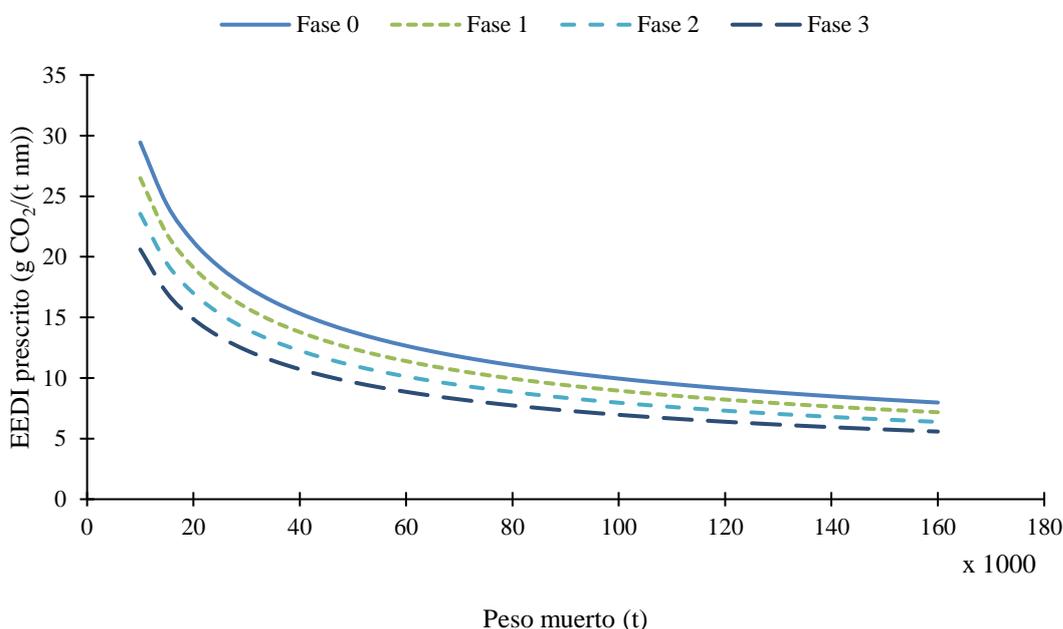


Fig. 4.1. EEDI prescrito para buques metaneros en función de las fases y el peso muerto ($a = 2253,7$ y $c = 0,471$).

4.2.2 Indicador operacional de la eficiencia energética (EEOI)

En las directrices para elaboración del SEEMP [94], la OMI insta a las compañías navieras a emplear de forma voluntaria el EEOI como instrumento de seguimiento de la eficiencia de los buques y de la flota. La ecuación del EEOI para un viaje (periodo entre salidas) se define como:

$$EEOI = \frac{\sum_j FC_j C_{F,j}}{m_{carga} D} \quad (4.4)$$

donde j es el tipo de combustible, FC es la masa de combustible consumido, C_F es el factor de conversión de emisiones de CO_2 para el combustible, m_{carga} es la carga

transportada (t) o el trabajo realizado y D es la distancia (nm) correspondiente a la carga transportada o trabajo realizado [95].

La Ec. (4.4) presenta el inconveniente de que solo se puede aplicar a viajes en carga. En el caso de un viaje en lastre, el cálculo del EEOI resulta en una división por cero. Por tanto, si se pretende evaluar el valor medio del indicador (\overline{EEOI}) para un periodo o número de viajes en carga y lastre, el \overline{EEOI} se calcula como:

$$\overline{EEOI} = \frac{\sum_i \sum_j F C_{ij} C_{F,ij}}{\sum_i m_{carga,i} D_i} \quad (4.5)$$

donde i es el número de viaje [95].

4.3 Métodos para la medición de la eficiencia energética y huella de carbono de las FSRU

A pesar de que la mayoría de las FSRU incluyen un sistema de propulsión para ofrecer una solución más versátil en la cadena de valor del GN y operar como buques metaneros, las reglas sobre eficiencia energética del Anexo VI del MARPOL no son aplicables a estos buques cuando ejercen su función principal: almacenar y regasificar el GNL de forma estacionaria. Por tanto, no resulta posible determinar el EEDI o EEOI de una FSRU con las ecuaciones publicadas por la OMI que figuran en la Sección 4.2.

El EEDI y EEOI calculan las emisiones de CO₂ procedentes del buque a causa del consumo de combustible, por consiguiente, se podrían considerar indicadores ambientales. Sin embargo, estos parámetros no permiten determinar las emisiones de CO₂ procedentes de buques que adopten tecnologías de CAC, ya que la reducción de emisiones se asocia exclusivamente a sistemas que disminuyen la potencia producida por los motores principales o auxiliares. Además, tampoco tienen en cuenta las emisiones de gases de efecto invernadero ajenos al CO₂. En el caso de los sistemas de generación de energía eléctrica para FSRU, es habitual instalar motores LPDF de cuatro tiempos, los cuales presentan un elevado deslizamiento de metano. Por estos motivos, el EEDI y EEOI no son indicadores ambientales adecuados a la hora de evaluar la huella de carbono de las FSRU.

A continuación, se describen los indicadores propuestos para evaluar la eficiencia energética y la huella de carbono aplicables a las FSRU.

4.3.1 Cálculo del EEDI

De forma similar al cálculo del EEDI para buques convencionales, resulta necesario indicar un punto de funcionamiento o condición de referencia para evaluar la eficiencia energética de la FSRU. En este caso, se selecciona las condiciones de diseño del sistema de regasificación a la capacidad de regasificación base. Por regla general, la capacidad de regasificación base se puede definir como el flujo de GN regasificado aportado por todos los módulos de regasificación menos uno.

El EEDI propuesto para FSRU se define mediante los siguientes términos:

$$EEDI \left(\frac{\text{g CO}_2}{\text{MJ}} \right) = \frac{[RB_{\text{CO}_2}] + [AE_{\text{CO}_2}] + [GCU_{\text{CO}_2}] - [I\text{EET } AE_{\text{CO}_2 \text{ red}}]}{[RE]} \quad (4.6)$$

donde $[RB_{\text{CO}_2}]$ es las emisiones de CO_2 de las calderas de regasificación, $[AE_{\text{CO}_2}]$ es las emisiones de CO_2 de los motores auxiliares, $[GCU_{\text{CO}_2}]$ es las emisiones de CO_2 de las GCU, $[I\text{EET } AE_{\text{CO}_2 \text{ red}}]$ es la reducción de emisiones de CO_2 debido a las tecnologías innovadoras de eficiencia de la energía eléctrica y $[RE]$ es la energía de regasificación.

El término $[RB_{\text{CO}_2}]$ se calcula como:

$$[RB_{\text{CO}_2}] = \dot{Q}_{\text{vapor}} C_{FRB} SFC_{RB} = \dot{Q}_{\text{vapor}} C_{FRB} \frac{1}{PCI_F \eta_{RB}} \quad (4.7)$$

donde \dot{Q}_{vapor} es la potencia calorífica producida por las calderas de regasificación en condiciones de regasificación base, C_{FRB} es el factor de conversión entre el consumo de combustible y las emisiones de CO_2 y SFC_{RB} es el consumo específico medio de las calderas de regasificación ponderado por la potencia calorífica. De forma alternativa, el SFC_{RB} se puede determinar a partir del poder calorífico inferior del combustible (PCI_F) y la eficiencia media ponderada de las calderas de regasificación (η_{RB}).

El término $[AE_{\text{CO}_2}]$ se determina como:

$$[AE_{\text{CO}_2}] = P_{AE} C_{FAE} SFC_{AE} \quad (4.8)$$

donde P_{AE} es la potencia a desarrollar por los motores auxiliares sin tecnologías innovadoras de la eficiencia que reduzcan la mencionada potencia auxiliar, C_{FAE} es el factor de conversión entre el combustible consumido por los motores y las emisiones de CO_2 y SFC_{AE} es el consumo específico de combustible medio ponderado de los motores auxiliares.

La P_{AE} se estima por la potencia eléctrica demandada en condiciones de regasificación base (P_{cargas}) dividida por la eficiencia media del (de los) generador(es) ponderada por la potencia (η_G), como sugiere la Ec. (4.9).

$$P_{AE} = \frac{P_{cargas}}{\eta_G} \quad (4.9)$$

La P_{cargas} se calcula con la tabla de potencia eléctrica que incluye las cargas continuas e intermitentes correspondiente a la capacidad de regasificación base. Como regla general, las cargas intermitentes representan el 5-10 % de las cargas continuas.

El producto medio ponderado $C_{FAE}SFC_{AE}$ para diferentes motores y combustibles utilizados se calcula como:

$$C_{FAE}SFC_{AE} = \frac{\sum_i \sum_j P_i C_{Fj} SFC_{ij}}{\sum_i P_i} \quad (4.10)$$

donde i representa cada motor, j es el tipo de combustible y P_i es la potencia desarrollada por cada motor.

El término $[GCU_{CO_2}]$ es:

$$[GCU_{CO_2}] = C_{FGCU} \dot{m}_{GCU} \quad (4.11)$$

donde C_{FGCU} es el factor de conversión entre el consumo de combustible de las GCU y las emisiones de CO_2 y \dot{m}_{GCU} es el consumo de BOG de las GCU. Actualmente, los sistemas de regasificación instalados en FSRU incluyen un recondensador para gestionar el BOG no consumido por los motores o calderas (exceso de BOG). Por tanto, si la capacidad del recondensador (\dot{m}_R) es superior al exceso de BOG, no es necesario el funcionamiento de la GCU y \dot{m}_{GCU} es igual a cero.

Para calcular el valor de \dot{m}_{GCU} , se puede emplear la siguiente ecuación:

$$\dot{m}_{GCU} = \dot{m}_{BOG} - (P_{AE} - P_{AEeff})SFC_{AE} - \dot{m}_R \quad (4.12)$$

donde \dot{m}_{BOG} es el BOG extraído de los tanques de almacenamiento de GNL y P_{AEeff} es la potencia neta auxiliar generada por las tecnologías innovadoras.

Considerando la Ec. (3.8), el \dot{m}_{BOG} se puede estimar como:

$$\dot{m}_{BOG} = \dot{m}_{BOG,n} - \frac{v_{GNL}}{v_{BOG}} (\dot{m}_{GN} + \dot{m}_{BOG,n}) \quad (4.13)$$

donde \dot{m}_{GN} es el flujo másico de GN en condiciones de regasificación base. El $\dot{m}_{BOG,n}$ se determina con la Ec. (3.10).

El término $[I_{EET} AE_{CO_2 \text{ red}}]$ se calcula como:

$$[I_{EET} AE_{CO_2 \text{ red}}] = P_{AEeff} C_{FAE} SFC_{AE} \quad (4.14)$$

La P_{AEeff} se define como:

$$P_{AEeff} = \sum_{i=1}^{n_{eff}} f_{eff(i)} P_{AEeff(i)} \quad (4.15)$$

donde $f_{eff(i)}$ y $P_{AEeff(i)}$ son el factor de disponibilidad y la potencia neta auxiliar generada por cada tecnología innovadora de la eficiencia energética, respectivamente.

El término $[RE]$ es:

$$[RE] = \dot{m}_{GN}(h_{GN} - h_{GNL}) \quad (4.16)$$

donde h_{GN} es la entalpía específica del gas natural regasificado y h_{GNL} es la entalpía específica de líquido saturado a la temperatura del GNL contenido en los tanques de almacenamiento con la misma composición que la del GN regasificado.

Sustituyendo las Ecs. (4.7), (4.8), (4.11), (4.14) y (4.16) en Ec. (4.6) se obtiene:

$$EEDI_{\text{obtenido}} = \frac{\dot{Q}_{vapor} C_{FRB} SFC_{RB} + (P_{AE} - P_{AEeff}) C_{FAE} SFC_{AE}}{\dot{m}_{GN}(h_{GN} - h_{GNL})} + \frac{C_{FGCU} \dot{m}_{GCU}}{\dot{m}_{GN}(h_{GN} - h_{GNL})} \quad (4.17)$$

4.3.2 Cálculo de los indicadores operacionales de la eficiencia energética

La eficiencia energética de una FSRU cuando regasifica en un instante determinado, indicador de regasificación de la eficiencia energética (EERI), se puede definir como:

$$EERI(t) = \frac{\sum_j \dot{m}_j(t) C_{Fj}}{\dot{m}_{GN}(t)(h_{GN}(t) - h_{GNL}(t))} \quad (4.18)$$

donde j es el tipo de combustible, $\dot{m}_j(t)$ es el flujo másico de combustible en el tiempo t , $\dot{m}_{GN}(t)$ es el flujo másico de GN regasificado en el tiempo t , $h_{GN}(t)$ es la entalpía específica del GN regasificado en el tiempo t y $h_{GNL}(t)$ es la entalpía específica de

líquido saturado a la temperatura del GNL contenido en los tanques de almacenamiento con la misma composición que la del GN regasificado en el tiempo t .

El valor medio del EERI para un periodo de tiempo (\overline{EERI}) es:

$$\overline{EERI} = \frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} EERI(t) dt \quad (4.19)$$

La Ec. (4.19) solo permite evaluar el valor medio si el sistema de regasificación opera de forma continua ($\dot{m}_{GN}(t) > 0$). De forma general, para determinar la eficiencia energética media en una operación de regasificación, es decir, la regasificación completa de una carga de GNL (periodo entre dos operaciones de carga), el EEOI se puede definir como:

$$EEOI = \frac{\sum_j FC_j C_{F,j}}{H_{GN} - H_{GNL}} \quad (4.20)$$

donde H_{GN} y H_{GNL} son las entalpías durante la operación de regasificación del GN regasificado y GNL, respectivamente.

El cálculo del EEOI medio (\overline{EEOI}) para un periodo o número de operaciones de regasificación es:

$$\overline{EEOI} = \frac{\sum_i \sum_j FC_{ij} C_{F,ij}}{\sum_i H_{GN,i} - H_{GNL,i}} \quad (4.21)$$

donde i es el número de operación de regasificación.

4.3.3 Cálculo del índice de huella de carbono de proyecto (CFDI)

El índice de huella de carbono de proyecto (CFDI) se puede determinar a partir del EEDI. Sin embargo, para facilitar la comprensión del método de cálculo, se incluye un índice intermedio, el índice de emisiones de carbono de proyecto (CEDI). Este índice evalúa las emisiones de CO₂ procedentes de la FSRU considerando la instalación de sistemas de CAC.

Respecto al EEDI, la inclusión de los sistemas de CAC en el CEDI implica la modificación de $[I_{EET} AE_{CO_2 red}]$ y la adición de un término relacionado con la reducción de emisiones de CO₂ en las calderas de regasificación. Por tanto, el CEDI se puede definir como:

$$CEDI \left(\frac{\text{g}_{\text{CO}_2}}{\text{MJ}} \right) = \frac{[RB_{\text{CO}_2}] + [AE_{\text{CO}_2}] + [GCU_{\text{CO}_2}]}{[RE]} - \frac{[ICRT AE_{\text{CO}_2 \text{ red}}] + [ICRT AE_{\text{CO}_2 \text{ red}}]}{[RE]} \quad (4.22)$$

donde $[ICRT AE_{\text{CO}_2 \text{ red}}]$ es la reducción de emisiones de CO_2 debido a las tecnologías innovadoras de CAC para los motores auxiliares y $[ICRT AE_{\text{CO}_2 \text{ red}}]$ es la reducción de emisiones de CO_2 debido a las tecnologías innovadoras de CAC para las calderas de regasificación.

El término $[ICRT AE_{\text{CO}_2 \text{ red}}]$ se calcula como:

$$[ICRT AE_{\text{CO}_2 \text{ red}}] = (P_{AEeff} + f_{CCSAE}(P_{AE} - P_{AEeff})) C_{FAE} SFC_{AE} \quad (4.23)$$

donde f_{CCSAE} es la ratio de captura de CO_2 de los sistemas de CAC para los motores auxiliares.

El término $[ICRT RB_{\text{CO}_2 \text{ red}}]$ se define como:

$$\begin{aligned} [ICRT RB_{\text{CO}_2 \text{ red}}] &= \dot{Q}_{vapor} f_{CCSRB} C_{FRB} SFC_{RB} \\ &= \dot{Q}_{vapor} f_{CCSRB} C_{FRB} \frac{1}{PCI_F \eta_{RB}} \end{aligned} \quad (4.24)$$

donde f_{CCSRB} es la ratio de captura de CO_2 de los sistemas de CAC para las calderas de regasificación.

Sustituyendo las Ecs. (4.7), (4.8), (4.11), (4.23), (4.24) y (4.16) en Ec. (4.22) se obtiene:

$$\begin{aligned} CEDI &= \frac{(1 - f_{CCSRB}) \dot{Q}_{vapor} C_{FRB} SFC_{RB}}{\dot{m}_{GN}(h_{GN} - h_{GNL})} \\ &+ \frac{(1 - f_{CCSAE})(P_{AE} - P_{AEeff}) C_{FAE} SFC_{AE} + C_{FGCU} \dot{m}_{GCU}}{\dot{m}_{GN}(h_{GN} - h_{GNL})} \end{aligned} \quad (4.25)$$

La Ec. (4.25) se puede expresar en función del EEDI como:

$$\begin{aligned} CEDI &= EEDI \\ &- \frac{f_{CCSRB} \dot{Q}_{vapor} C_{FRB} SFC_{RB} + f_{CCSAE}(P_{AE} - P_{AEeff}) C_{FAE} SFC_{AE}}{\dot{m}_{GN}(h_{GN} - h_{GNL})} \end{aligned} \quad (4.26)$$

El CFDI se define a partir del CEDI como:

$$CFDI = \frac{(P_{AE} - P_{AEeff})(PCG_{CH_4} - (1 - f_{CCSAE})C_{FCH_4})MS_{AE}}{\dot{m}_{GN}(h_{GN} - h_{GNL})} + CEDI \quad (4.27)$$

donde PCG_{CH_4} es el potencial de calentamiento global del metano y MS_{AE} es el deslizamiento de metano medio ponderado por la potencia generada en los motores auxiliares.

4.3.4 Cálculo de los indicadores operacionales de huella de carbono

De forma similar al EERI, el indicador de regasificación de la huella de carbono (CFRI) determina las emisiones de CO₂ equivalente por energía de regasificación en un instante determinado como:

$$CFRI(t) = \frac{\sum_j \dot{m}_j(t) C_{Fj} + \dot{m}_{CH_4}(t) (PCG_{CH_4} - C_{FCH_4})}{\dot{m}_{GN}(t) (h_{GN}(t) - h_{GNL}(t))} - \frac{\dot{m}_{CCSRB}(t) + \dot{m}_{CCSAE}(t)}{\dot{m}_{GN}(t) (h_{GN}(t) - h_{GNL}(t))} \quad (4.28)$$

donde $\dot{m}_{CCSRB}(t)$ y $\dot{m}_{CCSAE}(t)$ son respectivamente los flujos másicos de CO₂ capturado por los sistemas de CAC de las calderas de regasificación y de los motores auxiliares en el tiempo t , y $\dot{m}_{CH_4}(t)$ es el flujo másico de metano en los gases de escape de los motores auxiliares en el tiempo t .

El CFRI promedio (\overline{CFRI}) se calcula como:

$$\overline{CFRI} \left(\frac{\text{gCO}_2\text{e}}{\text{MJ}} \right) = \frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} CFRI(t) dt \quad (4.29)$$

El indicador operacional de huella de carbono (CFOI) es:

$$CFOI = \frac{\sum_j FC_j C_{F,j} + ME (PCG_{CH_4} - C_{FCH_4}) - CC_{CCSRB} - CC_{CCSAE}}{H_{GN} - H_{GNL}} \quad (4.30)$$

donde CC_{CCSRB} y CC_{CCSAE} son respectivamente las masas de CO₂ capturado por los sistemas de CAC de las calderas de regasificación y motores auxiliares, y ME es las emisiones de metano procedente de los motores auxiliares en unidades de masa.

El CFOI promedio (\overline{CFOI}) se define como:

$$\overline{CFOI} = \frac{\sum_i \sum_j FC_{ij} C_{F,ij} + ME_i (PCG_{CH_4} - C_{FCH_4})}{\sum_i H_{GN,i} - H_{GNL,i}} - \frac{\sum_i CC_{CCSRB,i} + CC_{CCSAE,i}}{\sum_i H_{GN,i} - H_{GNL,i}} \quad (4.31)$$

4.4 Estudio de casos

En el estudio se consideran cinco sistemas de regasificación para el análisis con la FSRU modelo (ver características en la Sección 3.2.1): sistema de agua de mar sin recondensador (GCU-LA), sistema de AM-LA, sistema de P-LA, sistema de AG-LC y sistema en lazo abierto con ORC simple (1ORC-LA). Los sistemas de AM-LA, P-LA y AG-LC representan sistemas de regasificación instalados en FSRU que se han descrito previamente en la Sección 3.2.2, mientras que el sistema de GCU-LA se corresponde con un sistema de AM-LA en el que el recondensador se limita a un tanque de succión (TS) como en los primeros buques regasificadores (ver Fig. 4.2) [23,96], por tanto, el BOG generado en los tanques que excede el consumo de los motores DF se quema en la GCU. Por último, el sistema de 1ORC-LA de la Fig. 4.3 es una modificación del sistema de P-LA que incluye un ORC para la utilización de la energía fría del GNL con una arquitectura similar a la propuesta por diferentes investigadores y MOL [13,59–62]; la principal diferencia entre ambos sistemas se debe a la instalación de una turbina (T) acoplada a un generador eléctrico (G) entre el vaporizador de GNL y el de propano.

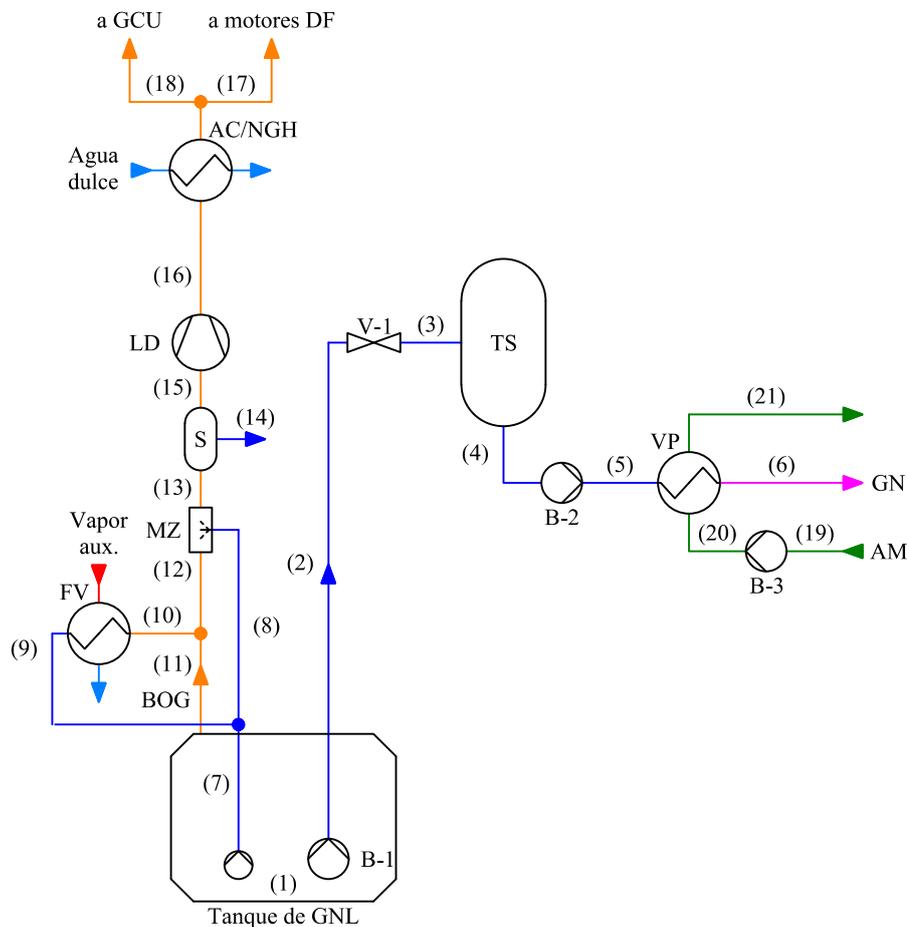


Fig. 4.2. Diagrama del sistema de regasificación de GCU-LA.

- El consumo eléctrico de los servicios auxiliares es de 2050,9 kW. Sin embargo, en el sistema de GCU-LA se considera a mayores el consumo de los ventiladores de la GCU de 416,9 kW.
- El modelo matemático del AC/NGH no se implementa en el Aspen HYSYS. El motivo se debe a que en este análisis solo se necesita determinar el consumo de BOG de los sistemas, cuyo valor depende del consumo específico de energía de los motores DF y de la eficiencia de la caldera de regasificación.
- En relación con los sistemas de regasificación en lazo abierto, el agua de mar se trata como agua pura, por tanto, las propiedades se determinan con la ecuación de estado IAPWS-95. La misma ecuación de estado se utiliza para determinar las propiedades del agua del sistema de AG-LC, mientras que la ecuación de estado de Peng-Robinson se implementa para simular la mezcla agua-glicol de este sistema.
- La Tabla 4.1 contiene los parámetros asumidos en el sistema 1ORC-LA.

Tabla 4.1. Parámetros asumidos para el sistema de 1ORC-LA

Parámetro	Valor
Pérdida de carga del GN en el vaporizador de GNL	23 bar
Temperatura del GN a la salida del vaporizador de GNL	-20 °C
Presión de aspiración de la bomba de propano	1,5 bar
Pérdida de carga del propano en los intercambiadores de calor	0,5 bar
Título de vapor del propano a la salida del vaporizador de propano	1
Rendimiento isoentrópico de la turbina	80 %
Rendimiento electromecánico de la turbina	90 %

4.5 Resultados y discusión

4.5.1 Índices de proyecto

La Fig. 4.4 muestra los resultados del EEDI y CFDI obtenidos en cada uno de los casos evaluados. De los sistemas de regasificación instalados en FSRU, el sistema de AM-LA presenta el menor EEDI, es decir, el sistema de mayor eficiencia energética, seguido de cerca por el sistema de P-LA. Si se incorpora un ORC para el aprovechamiento de la energía fría del GNL como en el sistema de 1ORC-LA, el EEDI se reduce un 41,25 % respecto al sistema de AM-LA. En el lado opuesto se sitúa el sistema de AG-LC, cuyo EEDI es un 347,88 % superior respecto al mismo caso. El CFDI con un deslizamiento de

metano en los motores de 5,5 g/kW h es aproximadamente un 25-28 % superior al EEDI en los sistemas de AM-LA, P-LA y 1ORC-LA. En los sistemas de GCU-LA y AG-LC, este valor se reduce respectivamente al 20,50 y 4,70 % a causa del elevado consumo de BOG por equipos distintos a los motores, es decir, la GCU en el sistema de GCU-LA y la caldera de regasificación en el sistema de AG-LC. Si se utiliza el PCG del metano a 20 años, los incrementos mencionados exceden el doble a los obtenidos con el PCG de referencia.

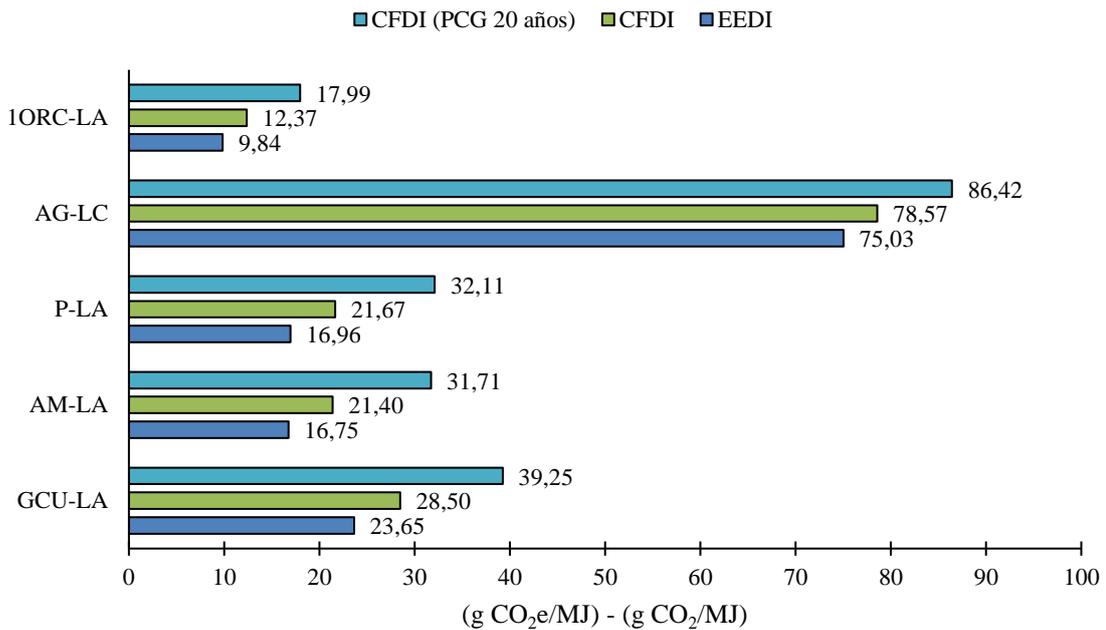


Fig. 4.4. Resultados del EEDI y CFDI.

De cara a exigir un EEDI o CFDI prescrito en las FSRU, resulta recomendable crear líneas de referencia en función del lazo de operación: una para los sistemas en lazo abierto y otra para los sistemas en lazo cerrado. El flujo de GN en condiciones de regasificación base podría utilizarse como variable independiente en la determinación del EEDI prescrito. A continuación, se muestra el efecto que producen determinadas variables en el cálculo de los índices de diseño como la carga considerada en el consumo específico de los motores, la composición del GNL, el deslizamiento de metano y la instalación de sistemas de CAC.

4.5.1.1 Efecto del consumo específico de combustible a carga constante y variable de los motores en el cálculo del EEDI

El EEDI se evalúa en los cinco casos para tres situaciones en función de la carga de los motores considerada en el cálculo del consumo específico del BOG y DO: consumo

específico fijo al 75 % de carga, consumo específico fijo al 50 % de carga y consumo específico dependiente de la potencia desarrollada por los motores. Esta última supone la condición más realista, en la cual se implementa el reparto de carga entre los motores considerando las regresiones polinómicas de grado tres establecidas para el consumo específico de cada combustible en función de la carga con los datos de la Tabla 3.1. El reparto de carga se establece con la finalidad de minimizar el consumo de combustible en un rango operacional entre el 12,5 y 80 % de la carga máxima de acuerdo con la Tabla 3.7.

La Fig. 4.5 muestra el EEDI calculado en cada caso para las tres situaciones mencionadas. En el sistema de GCU-LA, el EEDI apenas se ve afectado. El motivo se debe a que el BOG generado en los tanques se quema en su totalidad, ya sea en los motores o en la GCU. Sin embargo, en los sistemas de AM-LA y P-LA a carga fija del 75 %, el EEDI disminuye aproximadamente un 5 % con respecto a la situación de carga variable. Si se considera el 50 % de carga, el valor se incrementa un 7 %. En el sistema de AG-LC, el consumo de BOG (caldera y motor DF) es tan elevado como para emplear el FV. En consecuencia, no existe exceso de BOG y el recondensador actúa como un tanque de succión. Además, las emisiones de CO₂ provienen principalmente del BOG quemado en la caldera. Por tanto, la consideración de cargas fijas o variable de los motores apenas tiene influencia en la determinación del EEDI para el sistema de AG-LC. Por último, el EEDI calculado con carga fija del 75 % en el sistema de 1ORC-LA disminuye el valor un 13 % con respecto a la situación de carga variable, mientras que el EEDI con carga fija del 50 % solo se reduce un 0,30 %. En el sistema de 1ORC-LA, los motores elegidos no son los más adecuados para la FSRU, se necesita un motor con una potencia máxima entre el 6L50DF y el 12V50DF como el 9L50DF.

En la mayoría de los casos estudiados, excepto el sistema de 1ORC-LA, el EEDI calculado para el 75 % de carga fija es el más similar al obtenido para la situación de carga variable. Por tanto, supone una buena aproximación para determinar el EEDI. Sin embargo, las emisiones de CO₂ son ligeramente optimistas, reduciendo el valor del EEDI hasta un 5 %. En este aspecto, aunque el cálculo del EEDI en la situación de carga variable resulta más complicado, ofrece un valor más conservador y realista con la operación de los motores.

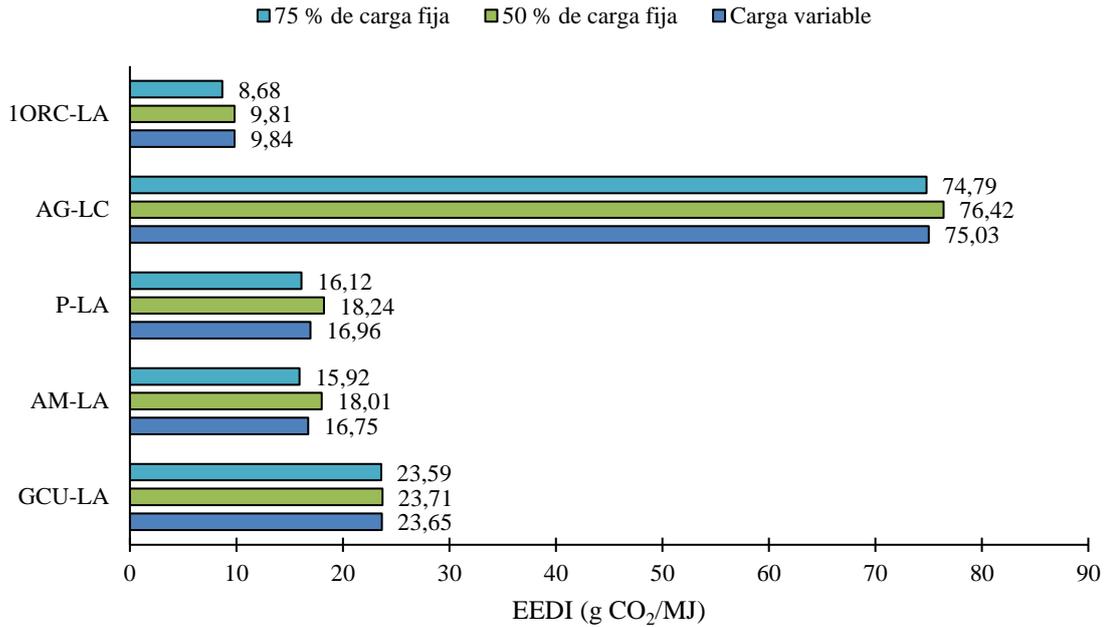


Fig. 4.5. Efecto del consumo específico a carga fija y variable de los motores en el cálculo del EEDI.

4.5.1.2 Efecto de la composición del GNL en el cálculo del EEDI

La Fig. 4.6 y Tabla 4.2 muestran respectivamente el EEDI y los parámetros relevantes en el cálculo para cada caso en función de dos composiciones del GNL: 100 % metano y la composición de la Tabla 2.4. En los sistemas de AM-LA, P-LA y AG-LC la composición del GNL real supone como máximo un incremento del 0,53 % en el EEDI con respecto a la del metano puro. Sin embargo, en los sistemas de GCU-LA y 1ORC-LA las diferencias se incrementan respectivamente un 30,74 y 6,61 %. En el sistema de GCU-LA, el incremento se debe al efecto que provoca la densidad del GNL en la determinación del BOG generado en el tanque y, en consecuencia, el exceso de BOG quemado por la GCU. El BOG consumido por los motores y GCU entre ambas composiciones difiere un 23,40 %. A esto hay que sumarle el efecto que provoca la energía del proceso de regasificación, la cual es aproximadamente un 6 % inferior para el GNL real en todos los casos analizados. En el sistema de 1ORC-LA, la potencia producida por el ORC se ve influenciada negativamente por la composición del GNL real, provocando que la potencia a desarrollar por los motores sea ligeramente superior. Por tanto, la diferencia en el valor del EEDI se debe principalmente a la diferencia en la energía del proceso de regasificación. En los sistemas de AM-LA, P-LA y 1ORC-LA el GN regasificado sufre pequeñas variaciones en la composición debido a la mezcla del GNL y BOG en el recondensador, provocando una pequeña variación en el cálculo de la energía de regasificación. En el peor de los casos (sistema de 1ORC-LA) esta diferencia apenas

supone un 0,03 % respecto al valor obtenido con la composición del GNL almacenado en el tanque.

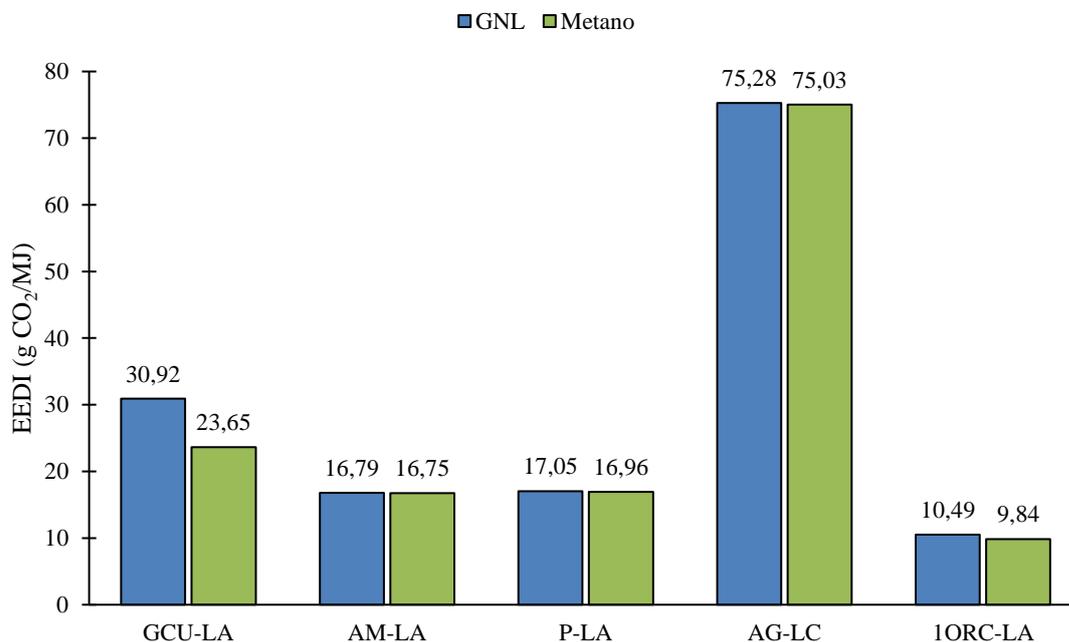


Fig. 4.6. Efecto de la composición del GNL en el cálculo del EEDI.

Tabla 4.2. Parámetros relevantes en el cálculo del EEDI para cada caso

Caso	$P_{AE} - P_{AEeff}$ (kW)		Consumo BOG (kg/h)		Consumo DO (kg/h)		Energía de reg. (kW)	
	GNL	Metano	GNL	Metano	GNL	Metano	GNL	Metano
	GCU-LA	10 324,85	10 820,16	3270,07	2649,99	13,56	13,49	81 188,73
AM-LA	9883,72	10 379,42	1770,01	1872,12	12,38	13,61	81 205,62	86 106,92
P-LA	10 003,44	10 511,50	1797,26	1895,38	12,85	13,67	81 205,32	86 106,92
AG-LC	7411,60	7877,45	7990,81	8448,91	7,02	6,50	81 188,73	86 106,92
IORC-LA	5707,73	5654,88	1103,65	1097,02	10,29	10,41	81 213,12	86 106,92

4.5.1.3 Efecto del deslizamiento de metano y PCG en el cálculo del CFDI

La Fig. 4.7 muestra la variación del CFDI con el deslizamiento de metano de los motores en un rango de 0-10 g/kW h para los cinco casos de estudio. El efecto del deslizamiento de metano es más significativo en los sistemas de regasificación en lazo abierto como se aprecia en las Figs. 4.8a (PCG a 100 años) y 4.8b (PCG a 20 años). A pesar de que en el estudio se ha supuesto un valor fijo de referencia del deslizamiento de metano, el cual ha sido propuesto por la OMI e investigadores, el valor de este parámetro depende de la

carga del motor. Sin embargo, los fabricantes no suelen incluir estos datos en la información aportada sobre los motores. No obstante, Wärtsilä considera que un valor representativo del deslizamiento de metano para los nuevos motores LPDF de cuatro tiempos sería de 2,8 g/kW h [5]. El incremento del CFDI respecto al EEDI calculado con el deslizamiento de metano de 2,8 g/kW h es un 49,09 % inferior si se compara con el incremento obtenido utilizando el valor de referencia para cada uno de los casos de estudio.

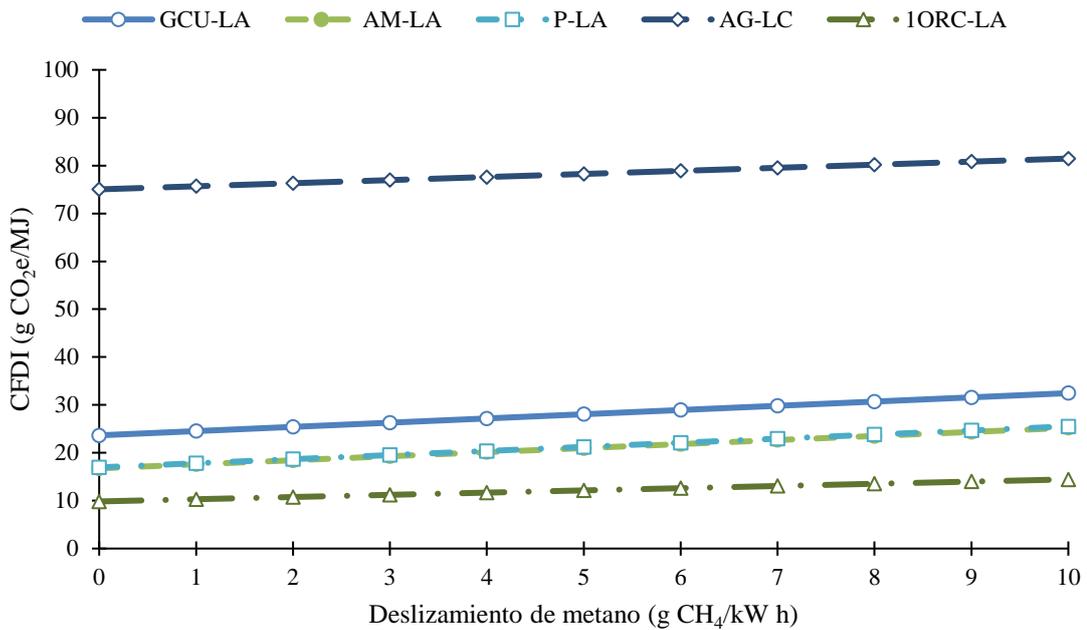


Fig. 4.7. Efecto del deslizamiento de metano en el cálculo del CFDI.

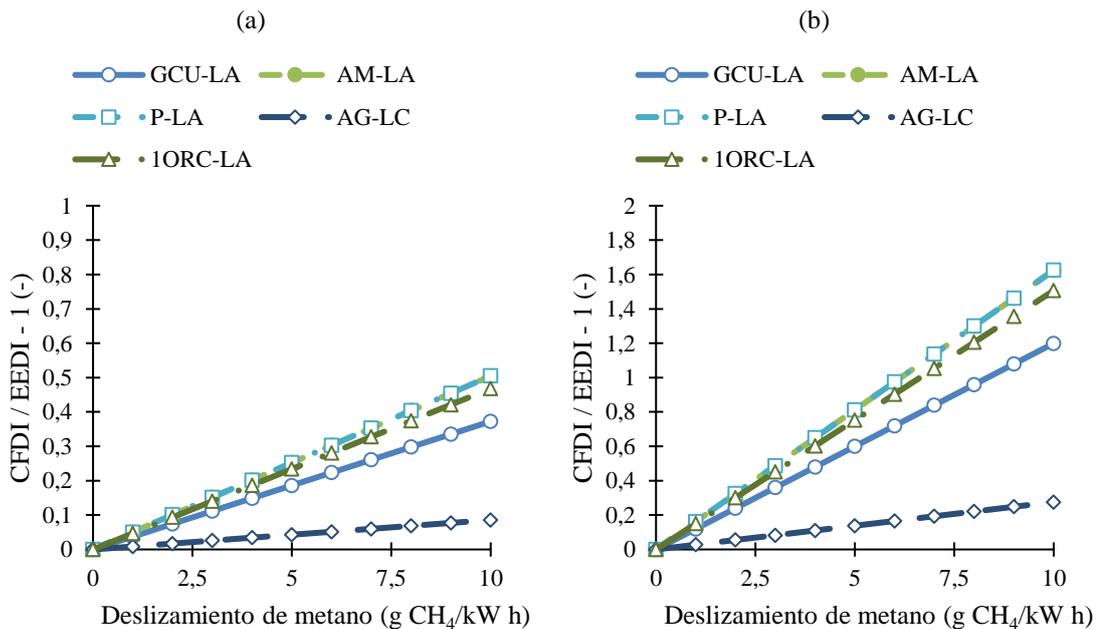


Fig. 4.8. Incremento del CFDI por el deslizamiento de metano. (a) PCG a 100 años. (b) PCG a 20 años.

4.5.1.4 Efecto de la ratio de captura de CO₂ en el cálculo del CFDI

Los casos evaluados no incluyen ningún sistema de CAC, sin embargo, en la Fig. 4.9 se muestra el efecto que provoca el factor de captura de CO₂ en el cálculo del CFDI. La aplicación de sistemas de CAC en el sistema de AG-LC permiten alcanzar niveles de emisiones similares a los de los sistemas en lazo abierto si el sistema es capaz de capturar más del 80 % de las emisiones de CO₂ procedentes de las calderas y motores DF. Si estos sistemas solo se utilizan en los motores DF (sistema de AG-LC1) la reducción del CFDI es mínima si se compara con el sistema de AG-LC2 en el que los sistemas de CAC se aplican en la caldera exclusivamente. Sin embargo, en el supuesto de considerar la captura del 100 % de las emisiones procedentes de calderas, el sistema de AG-LC2 presenta un CFDI inferior al de los sistemas de regasificación en lazo abierto, a excepción del sistema de 1ORC-LA.

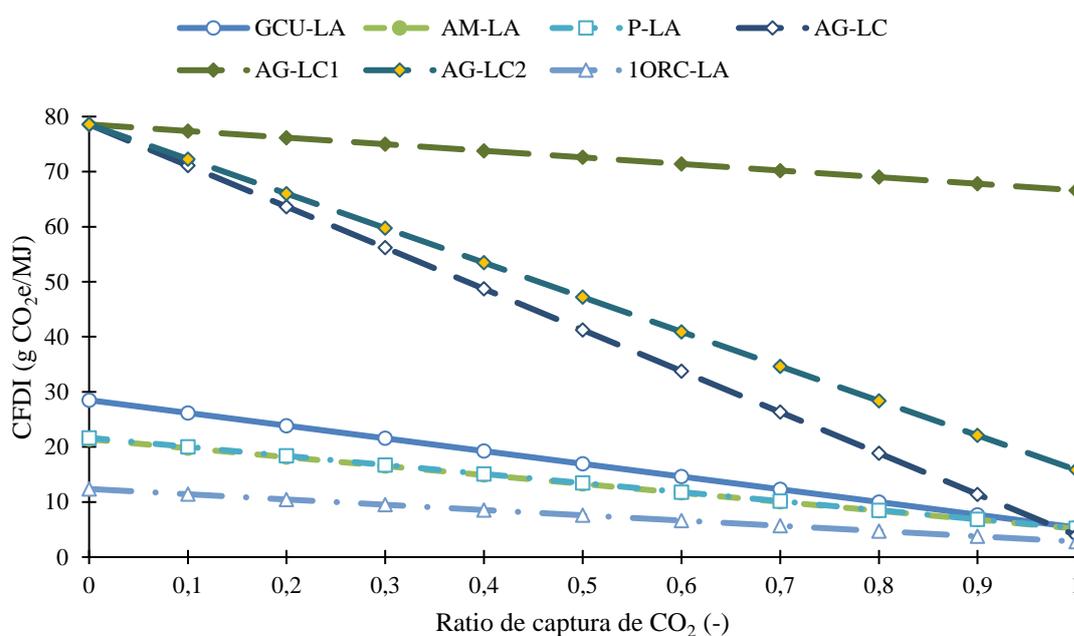


Fig. 4.9. Efecto de la ratio de captura de CO₂ en el cálculo del CFDI.

Las Figs. 4.10a y 4.10b muestran la reducción en el CFDI a causa de la captura de CO₂ para el PCG de referencia y el PCG a 20 años, respectivamente. Cuanto mayor sea el PCG del metano, menor es la reducción del CFDI. Esto cobra especialmente importancia en los sistemas de regasificación en lazo abierto. A pesar del beneficio en la reducción de emisiones de carbono que conlleva la aplicación de sistemas de CAC, en estos resultados no se tiene en cuenta el efecto provocado por la instalación de estos sistemas en la FSRU. Por ejemplo, un aumento en el consumo eléctrico generaría mayores emisiones de metano procedente de los motores y, en consecuencia, un CFDI superior. Por tanto, estos

resultados son válidos en el caso de sistemas de CAC que no alteren significativamente la demanda energética de la FSRU.

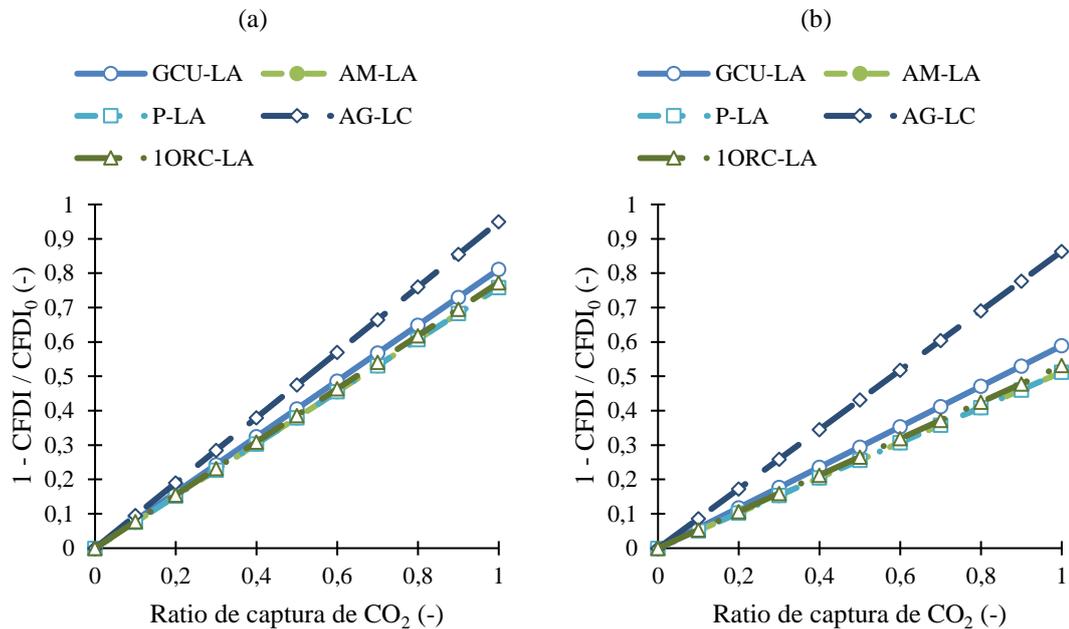


Fig. 4.10. Reducción del CFDI por la ratio de captura de CO₂. (a) PCG a 100 años. (b) PCG a 20 años.

4.5.2 Indicadores operacionales

Los indicadores operacionales instantáneos (EERI y CFRI) se determinan de forma similar a los índices de diseño, pero implementando la composición de GNL de la Tabla 2.4 y considerando el poder calorífico inferior del BOG variable con la composición de este. La Fig. 4.11 muestra el EERI y CFRI obtenidos para cada uno de los casos estudiados. Los resultados son bastantes similares a los obtenidos en condiciones de diseño.

A modo de ejemplo para la aplicación del EEOI y CFOI, en la Tabla 4.3 se propone una operación de regasificación hipotética de 8 días con el sistema de regasificación de AM-LA. Los datos calculados con el Aspen HYSYS necesarios para el cálculo de los indicadores se recogen en la Tabla 4.4. Los resultados del EEOI y CFOI para la operación de regasificación se muestran en la Tabla 4.5. Si se comparan estos indicadores con el EERI y CFRI, se aprecia que los valores son peores. El EEOI es un 36,84 % superior al EERI, mientras que el CFOI se incrementa un 28,94 % respecto al CFRI (19,85 % con el PCG a 20 años). El motivo se debe principalmente a que la FSRU no regasifica GN el último día y, por tanto, el exceso de BOG se debe quemar en la GCU.

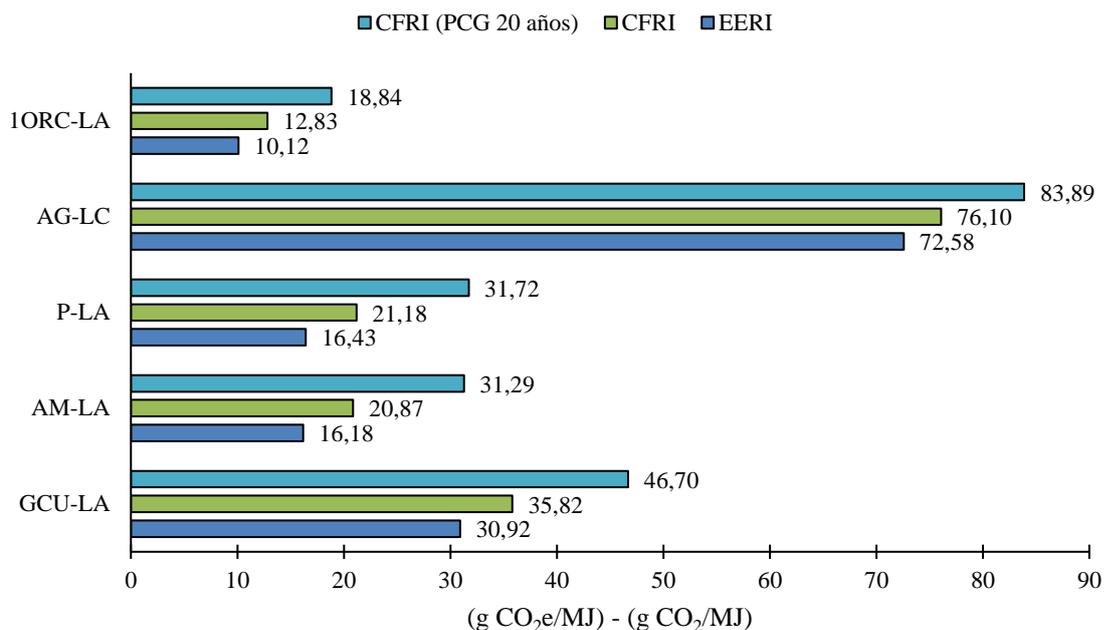


Fig. 4.11. Resultados del EERI y CFRI.

Tabla 4.3. Flujo de GN regasificado en la operación de regasificación

Días	Flujo de GN regasificado (mmscfd)
1-3	500
4	750
5	500
6	750
7	250
8	0

Tabla 4.4. Parámetros relevantes para el cálculo del EEOI y CFOI

Día	Consumo de BOG (kg)	Consumo de DO (kg)	Emisiones de CH ₄ (kg)	Energía de reg. (MJ)
1	40 928,49	297,14	1304,53	7 016 210,95
2	40 928,49	297,14	1304,53	7 016 210,95
3	40 928,49	297,14	1304,53	7 016 210,95
4	53 042,29	211,88	1779,06	10 522 184,68
5	40 928,49	297,14	1304,53	7 016 210,95
6	53 042,29	211,88	1779,06	10 522 184,68
7	27 199,78	215,33	829,77	3 510 356,71
8	124 355,47	138,56	342,89	0,00

Tabla 4.5. Resultados del EEOI y CFOI

EEOI (g CO₂/MJ)	CFOI (g CO_{2e}/MJ)	CFOI (PCG 20 años) (g CO_{2e}/MJ)
22,14	26,91	37,50

La utilización del EEOI en la realidad, además de los contadores de combustible (BOG y DO) que suelen incluirse en cualquier buque, implica la instalación de un medidor (o medidores) de la energía de regasificación que determine el valor a partir de la composición, flujo másico, presión y temperatura del GN regasificado, y temperatura del GNL almacenado en el tanque. Si se pretende calcular el CFOI, también se deben incluir medidores de las emisiones de metano en los escapes de los motores.

4.6 Conclusiones

Ante la necesidad de reducir las emisiones de GEI procedentes del sector marítimo, en el capítulo se proponen métodos para evaluar la eficiencia energética y ambiental de FSRU. Estos métodos se emplean en la evaluación de cinco sistemas de regasificación: sistema de agua de mar sin recondensador (GCU-LA), sistema de agua de mar (AM-LA), sistema de propano en lazo abierto (P-LA), sistema de agua-glicol en lazo cerrado (AG-LC) y sistema en lazo abierto con ORC (1ORC-LA). Se obtienen las siguientes conclusiones:

- Las definiciones actuales del EEDI y EEOI propuestas por la OMI no son aplicables a los buques que operan de forma estacionaria como es el caso de las FSRU ni contemplan la instalación de sistemas de CAC o el efecto del deslizamiento de metano.
- El EEDI propuesto, definido como emisiones de CO₂ por energía de regasificación, resulta aplicable a los cinco casos analizados. De los sistemas de regasificación instalados en FSRU, el sistema de AM-LA presenta la mayor eficiencia energética, seguido de cerca por el sistema de P-LA. Si se incorpora un ORC simple para el aprovechamiento de la energía fría del GNL, el EEDI del sistema de 1ORC-LA es un 41,25 % inferior al del sistema de AM-LA. En el lado opuesto se sitúa el sistema de AG-LC, cuyo EEDI es un 347,88 % superior respecto al sistema de AM-LA.
- El efecto que produce la carga de los motores en el consumo específico de combustible en el cálculo del EEDI se evalúa para tres condiciones: carga fija del 75 %, carga fija del 50 % y carga variable con la potencia producida por los motores

minimizando el consumo de combustible. La condición de carga variable es la más realista desde el punto de vista operacional del buque. La condición de carga fija al 75 % obtiene un valor cercano al de carga variable, sin embargo, el EEDI es inferior. En cambio, la condición de carga fija al 50 % obtiene un EEDI demasiado conservador en los sistemas de regasificación en lazo abierto, a excepción del sistema de 1ORC-LA. Por tanto, la condición más adecuada para evaluar el EEDI, aunque compleja, es la de carga de variable.

- El efecto de la composición del GNL en el EEDI se valora para dos composiciones: 100 % metano y una composición de GNL medida a bordo de una FSRU. A excepción de los sistemas de GCU-LA y 1ORC-LA, la composición del GNL apenas tiene efecto en el EEDI. La composición del GNL real incrementa de forma significativa el BOG generado en los tanques. Esto provoca que el exceso de BOG se deba quemar en una GCU en sistemas de regasificación sin recondensador como el sistema de GCU-LA, incrementando el EEDI un 30,74 % respecto al del GNL con metano puro. La composición del GNL en sistemas de regasificación con aprovechamiento energético afecta a la potencia producida por el ORC. En el sistema de 1ORC-LA, el GNL real obtiene un EEDI 6,64 % superior al del metano puro. Establecer una composición de referencia, al igual que una ecuación de estado para determinar las propiedades del GN, en el cálculo de EEDI sería adecuado, especialmente si se pretende validar el EEDI obtenido después de construir la FSRU.
- El CFDI propuesto, en comparación con el EEDI, incluye adicionalmente las emisiones equivalentes de CO₂ producidas por el deslizamiento de metano de los motores DF y el factor de la ratio de captura de CO₂ para la posible instalación de sistemas de CAC en motores o calderas de regasificación. El CFDI respecto al EEDI con un deslizamiento de metano en los motores de 5,5 g/kW h es aproximadamente un 25-28 % superior en los sistemas de AM-LA, P-LA y 1ORC-LA. En los sistemas de GCU-LA y AG-LC, este valor se reduce al 20,50 y 4,70 % respectivamente a causa del elevado consumo de BOG por equipos distintos a los motores DF (GCU y caldera de regasificación). Si se utiliza el PCG del metano a 20 años, los valores mencionados exceden el doble.

- Los sistemas de CAC pueden reducir significativamente las emisiones de CO₂ de los sistemas de regasificación en lazo cerrado. Si la ratio de captura es superior al 80 %, es posible alcanzar un CFDI similar al obtenido para sistemas en lazo abierto.
- De cara a exigir un EEDI o CFDI prescrito en las FSRU, resulta recomendable crear líneas de referencia en función del lazo de operación: una para los sistemas en lazo abierto y otra para los sistemas en lazo cerrado. El flujo de GN en condiciones de regasificación base podría utilizarse como variable independiente en la determinación del EEDI prescrito.
- Los indicadores operacionales para evaluar la eficiencia energética y la huella de carbono de forma instantánea (EERI y CFRI) obtienen valores próximos a los de diseño con GNL real debido a que se considera el poder calorífico inferior variable con la composición del BOG. La medición de estos indicadores y del EEOI y CFOI implica la instalación de dispositivos de medida del DO y BOG consumido, composición del GN enviado a tierra, energía de regasificación y metano presente en los gases de escape de los motores.

Con el fin de reducir las emisiones de GEI procedentes del sector marítimo, se deben establecer métodos que permitan evaluar estas emisiones en todo tipo de buque, incluyendo aquellos que no se dedican al transporte de carga. De esta forma, además de controlar las emisiones y establecer valores límite, se facilita el estudio del efecto que provocan la adopción de nuevas tecnologías como los sistemas de aprovechamiento de energía residual, sistemas de CAC e incluso la utilización de combustibles de bajas o cero emisiones de carbono.

Capítulo 5

Sistema de regasificación en lazo cerrado con ORC y captura de CO₂

5.1 Introducción

Desde que en 2011 se adoptó la primera medida en materia de eficiencia energética para reducir las emisiones de los buques, la OMI, consciente de la urgente situación, pretende reducir rápidamente las emisiones de GEI en 2050 a por lo menos la mitad en comparación con 2008 mediante una serie de medidas a corto (entre 2018 y 2023), medio (entre 2023 y 2030) y largo plazo (después de 2030) [99]. En junio de 2021 se adoptaron las dos primeras medidas a corto plazo: el EEXI y el CII [100]. Sin embargo, el objetivo de la OMI requiere la implementación de tecnologías con combustibles de bajo o nulo contenido en carbono que en la actualidad no están completamente desarrolladas [101]. Por tanto, la aplicación de tecnologías de CAC como las utilizadas en plantas térmicas y procesos industriales supone una medida interesante para reducir las emisiones de CO₂ en los buques [102]. Conscientes de esta situación, conocidos fabricantes de sistemas de tratamiento de gases de escape en el sector marítimo como Alfa Laval, Mitsubishi y Wärtsilä están participando en proyectos para el desarrollo de sistemas de CAC a bordo de los buques [103–105]. El proyecto CC-Ocean, el cual emplea la tecnología ampliamente conocida en tierra de captura en postcombustión mediante absorción química [106], ha sido recientemente el primero en instalar un sistema de CAC piloto a bordo de un granelero para el transporte de carbón [107].

A pesar del interés que suscita la aplicación de las tecnologías de CAC en el sector marítimo, la literatura científica que trata la captura de CO₂ en buques resulta escasa. Luo *et al.* [108] simulan un sistema de captura con una solución acuosa de monoetanolamina (MEA) del 35 % en peso para tratar los gases de escape procedentes del sistema de propulsión de un buque de carga general con dos motores de combustión interna. El

sistema de CAC con la propulsión original consigue una eficiencia de captura del 73 %, pero es posible incrementar el valor hasta el 90 % si se instala adicionalmente una turbina de gas, incrementando el consumo de combustible un 21,41 %. Feenstra *et al.* [109] realizan un estudio tecno-económico del sistema de CAC con soluciones acuosas del 30 % en peso de MEA y piperazina (PZ) para buques con combustible diésel o GNL. El sistema propuesto para buques a GNL aprovecha la capacidad de refrigeración del proceso de vaporización del combustible para licuar el CO₂ capturado, mientras que en los buques a diésel utiliza un ciclo de refrigeración con amoníaco. Los resultados obtenidos para eficiencias de captura del 60 y 90 % sugieren que el sistema de CAC con la solución acuosa de PZ es más económica. Lee *et al.* [85] proponen un nuevo método para determinar el EEDI de los buques que introduce un factor de reducción de emisiones de CO₂ asociadas al sistema de CAC. Esta nueva metodología se aplica a un buque portacontenedores propulsado con un motor DF de dos tiempos que dispone de un sistema de CAC de metildietanolamina (MDEA) activada con PZ. Respecto al proceso de licuefacción del CO₂, la energía fría del GNL se utiliza a través de un fluido intermediario en el condensador del ciclo de refrigeración con amoníaco. Stec *et al.* [110] evalúan la reducción del EEDI en un petrolero Handymax, utilizando HFO como combustible, mediante un sistema de CAC con una solución acuosa del 30 % en peso de MEA. El sistema propuesto con aprovechamiento del calor residual de los gases de escape es capaz de cumplir fácilmente con el nivel de EEDI prescrito más exigente. Long *et al.* [111] elabora un sistema de captura de CO₂ para un motor diésel similar al de Feenstra *et al.* [109] y estudia formas de mejorar la captura de CO₂ en el absorbedor mediante solventes (MEA/PZ y MDEA/PZ), *intercooler* y alimentación múltiple. La configuración con MDEA/PZ integrando las modificaciones mencionadas en el absorbedor incrementa la eficiencia de captura un 8,4 % respecto al caso base. Ji *et al.* [112] estudia el efecto de los solventes, el tipo de empaque y la ratio L/G en un sistema de CAC aplicado a un buque metanero con motores DF de cuatro tiempos. Los solventes diisopropanolamina (DIPA) y MDEA/PZ obtienen respectivamente mejores resultados que la solución con MEA en términos de energía requerida para la regeneración del solvente y reducción de emisiones de CO₂. Por último, Güler y Ergin [113] investigan los efectos de los parámetros de diseño hidráulico de las columnas de separación del sistema de CAC con una solución acuosa del 35 % en peso de MEA y evalúan económicamente el sistema para un petrolero *very large crude carrier* (VLCC) y tres tipos de buque metanero (Q-Max, Q-Flex y convencional). El sistema de CAC se compara con otros métodos de control de emisiones

de CO₂ como la reducción de velocidad y la utilización del GNL. Los resultados obtenidos sugieren que la reducción de la velocidad es la alternativa más económica y sencilla en el petrolero (bajo coste del flete), mientras que en los buques metaneros (alto coste del flete) de gran tamaño es más adecuado el sistema de CAC.

Por tanto, la mayoría de los trabajos publicados hasta el momento estudian la reducción de emisiones de CO₂ y el impacto económico de la aplicación de sistemas de CAC en motores de dos y cuatro tiempo con diversos solventes, donde la solución acuosa de referencia habitual contiene un 30-35 % en peso de MEA. Sin embargo, ninguno de los estudios evalúa el sistema de CAC en base al análisis exergético. Además, aunque algún estudio propone el aprovechamiento de la energía del proceso de vaporización del GNL utilizado como combustible para licuar el CO₂, esta cantidad de energía fría es insignificante comparada con la disponible en el proceso de regasificación de FSRU. Esto representa una importante ventaja para este tipo de buques. Hasta el momento no hay ningún trabajo de investigación que asocie la energía fría de regasificación con la captura de CO₂. Todos los trabajos se enfocan en el aprovechamiento de la energía fría para la generación de energía eléctrica.

Concretamente, las publicaciones recientes se centran en la producción de energía eléctrica mediante ORC dispuestos en serie o en cascada que utilizan respectivamente el agua de mar y el GNL como fuente de calor y sumidero [59–63,114]. El aprovechamiento de la energía fría para producir energía eléctrica mediante esta tecnología resulta de interés para empresas del sector [13], ya que la mayoría de los sistemas de regasificación instalados a bordo emplean el agua de mar para regasificar el GNL (lazo abierto) de forma directa o indirecta, es decir, realizando el proceso de intercambio calor a través de un fluido intermediario [71]. Sin embargo, los sistemas de regasificación en lazo abierto se han prohibido por algunas autoridades locales a causa del daño físico y químico que provoca el consumo y la descarga continua del agua de mar sobre el desarrollo de los organismos marinos [46]. Además, este tipo de sistemas dependen de la temperatura del agua de mar del entorno y, por tanto, en zonas frías no es posible incrementar la temperatura del GN hasta el valor requerido para su distribución [23]. Los inconvenientes mencionados se solventan con la adopción de sistemas de regasificación que utilizan el vapor generado en calderas como fuente de calor (lazo cerrado), pero el consumo de combustible y, consecuentemente, el nivel de emisiones de CO₂ se incrementan drásticamente en comparación con los sistemas en lazo abierto [17]. Además, desde el

punto de vista exergético, los sistemas de regasificación en lazo cerrado no solo desaprovechan la exergía fría del GNL, sino también la exergía aportada al proceso por el vapor generado en las calderas. Por tanto, los sistemas de regasificación en lazo cerrado actuales requieren modificaciones importantes que permitan utilizar eficazmente el vapor generado en las calderas y explotar la energía fría del proceso de regasificación con la finalidad de reducir significativamente las emisiones de CO₂ y mejorar la eficiencia de las FSRU.

En vistas a que no se ha encontrado en la literatura científica ninguna publicación que trate la captura de CO₂ en FSRU ni tampoco el aprovechamiento de la energía fría en sistemas que operan en lazo cerrado, el presente capítulo realiza el análisis energético, exergético y medioambiental de un sistema de regasificación en lazo cerrado que integra un ORC para satisfacer la demanda de energía eléctrica de la FSRU, evitando el empleo de los motores de combustión interna, y un sistema de captura de carbono mediante absorción química para reducir significativamente el nivel de emisiones de CO₂ procedentes del proceso de combustión de la caldera. De este modo, se propone un sistema de regasificación en lazo cerrado capaz de operar de forma eficiente en zonas donde el uso del agua de mar está restringido sin apenas emitir CO₂ a la atmósfera.

5.2 Descripción del sistema

La Fig. 5.1 muestra el esquema simplificado del sistema de regasificación propuesto que se implementa en la FSRU modelo de la Sección 3.2.1. A continuación, el sistema se describe mediante las trayectorias que siguen el GNL y BOG a través de este.

El GNL almacenado en los tanques es suministrado al sistema de regasificación por las bombas de alimentación. A continuación, el GNL condensa el exceso de BOG (si existe) en el recondensador e incrementa la presión en las bombas *booster* hasta el valor requerido para su posterior distribución antes de entrar al ORC. En este último, el GNL se utiliza como foco frío del ciclo de potencia y la temperatura aumenta hasta aproximadamente -65 °C. A la salida del ORC, se puede considerar que el GNL se ha convertido en GN regasificado, sin embargo, aún tiene una temperatura demasiado baja, es decir, todavía existe una cantidad importante de energía fría disponible. Por tanto, el GN regasificado procedente del ORC se aprovecha para licuar el CO₂ capturado de los gases de combustión de las calderas y refrigerar el sistema de agua-glicol. Este último permite distribuir de forma segura la energía fría del GN necesaria en los procesos de

Las siguientes subsecciones describen con mayor detalle cada uno de los subsistemas mencionados del sistema de regasificación.

5.2.1 Sistema de vapor y condensado con ORC

El sistema de vapor y condensado con ORC se muestra en la Fig. 5.2. Los procesos asociados al sistema se describen a continuación.

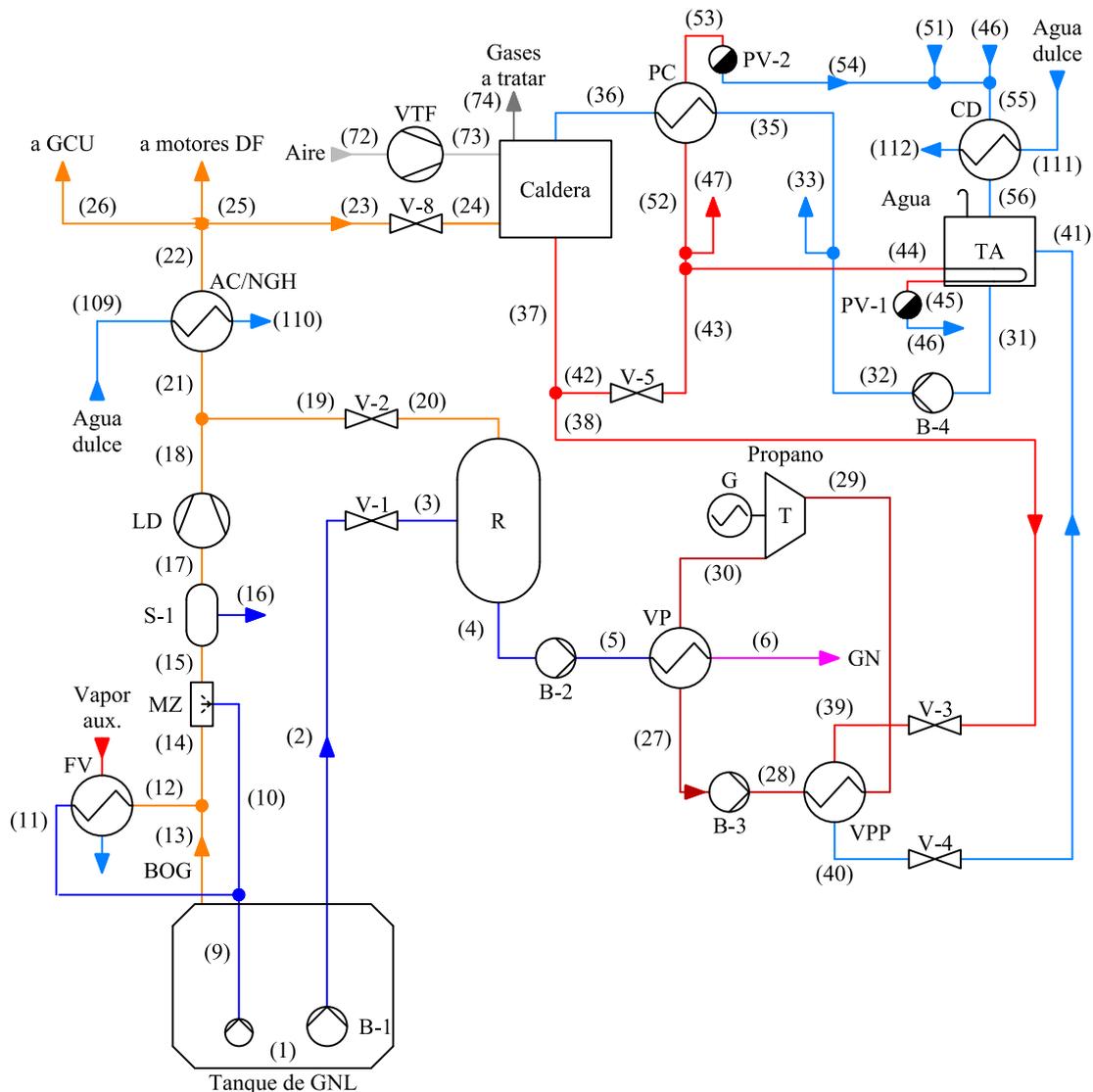


Fig. 5.2. Esquema del sistema de vapor y condensado con ORC.

El GNL descargado por la bomba de alimentación (B-1) se suministra al recondensador (R) a través de la válvula (V-1), la cual simula las pérdidas de carga hasta la entrada del recondensador. Posteriormente, el GNL es impulsado por la bomba *booster* (B-2) hacia el vaporizador (VP). En este componente, mientras que el GNL incrementa la temperatura y evoluciona hasta el estado supercrítico, el vapor de propano procedente de la exhaustación de la turbina (T) condensa hasta alcanzar el estado de líquido saturado. A

continuación, el propano líquido es impulsado por la bomba (B-3) en dirección al vaporizador (VPP), donde alcanza el estado de vapor saturado necesario para accionar la turbina y satisfacer la demanda de potencia eléctrica de la FSRU.

En el vaporizador de propano, el flujo de vapor a alta presión regulado mediante la válvula (V-3) condensa y retorna en estado líquido a través de la válvula (V-4) al tanque de alimentación (TA). El flujo de agua de alimentación requerido por la caldera, que es suministrado por la bomba de agua (B-4), incrementa la temperatura hasta 135 °C en el precalentador (PC). Respecto al vapor utilizado en los procesos de calentamiento ajenos al ORC, este se aporta mediante la válvula (V-5), la cual reduce la presión del vapor procedente de la caldera hasta 9 bar. El vapor a 9 bar se utiliza directamente en el precalentador y serpentín del tanque de alimentación, retornando el condensado a través de los purgadores de vapor (PV-1 y PV-2). En el caso del proceso de desorción del sistema de captura de CO₂, el vapor de calefacción se debe saturar a 3,5 bar. El condensado procedente de los purgadores se enfría en el enfriador de purgas/condensador (CD) y vuelve al tanque de alimentación, cerrando el circuito de vapor-condensado.

El combustible requerido para satisfacer la demanda energética de la FSRU proviene del BOG generado de forma natural en el tanque y el GNL vaporizado en el *forcing vaporizer* (FV). La bomba *fuel gas* se encarga de suministrar el GNL al FV y al proceso de preenfriamiento de BOG en el mezclador (MZ). El BOG enfriado a una temperatura de -120 °C elimina cualquier contenido de líquido en el separador (S-1) antes de incrementar la presión en el compresor LD. Si el BOG generado en el tanque es superior al requerido por la FSRU, el exceso se condensa en el recondensador mediante la válvula (V-2). Respecto al BOG utilizado como combustible, este se acondiciona en el AC/NGH. Como el sistema se diseña para que el ORC satisfaga la demanda eléctrica de la FSRU durante el proceso de regasificación, el consumo de BOG se debe exclusivamente a la caldera; el combustible se aporta por medio de la válvula (V-8), mientras que el aire es suministrado por el ventilador de tiro forzado (VTF). Los gases producidos en la combustión se tratan en el sistema de captura de CO₂.

5.2.2 Captura de CO₂ en postcombustión con absorción química

La Fig. 5.3 muestra el sistema de captura de CO₂ con absorción química que se describe a continuación.

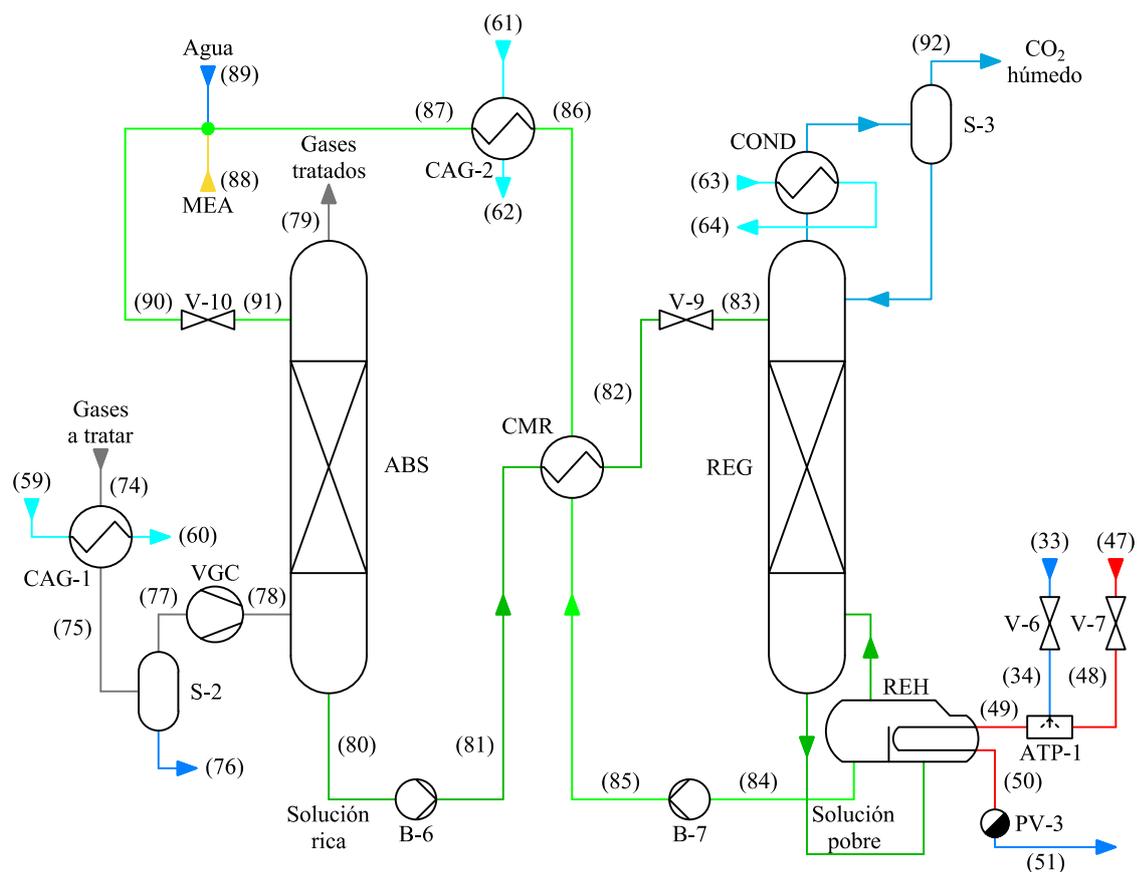


Fig. 5.3. Esquema de la captura de CO₂ en postcombustión con absorción química.

Los gases de combustión procedentes de la caldera se enfrían en el intercambiador con agua-glicol (CAG-1) hasta una temperatura adecuada para el proceso de absorción (aprox. 40 °C). En estas condiciones, la temperatura de los gases es inferior a la de rocío, por tanto, resulta necesario eliminar el agua condensada en el separador de fases (S-2) antes de impulsar los gases a través del absorbedor (ABS) mediante el ventilador de gases de combustión (VGC).

En el absorbedor, los gases entran en contacto a contracorriente con la solución acuosa de MEA pobre en CO₂, donde el CO₂ de los gases reacciona con la solución para formar bicarbonato y carbamato. De este modo, los gases tratados, es decir, gases prácticamente libres de CO₂, salen por la parte superior de la columna directamente a la atmósfera, mientras que la solución rica en CO₂, extraída de la parte inferior, es impulsada por la bomba (B-6) hacia el regenerador (REG). A continuación, la solución rica incrementa la temperatura a 105 °C en el intercambiador de calor (CMR) con la solución pobre procedente del rehedor (REH) a fin de reducir el flujo de vapor saturado aportado a este último por el atemperador (ATP-1) mediante las válvulas de agua (V-6) y vapor (V-7). Posteriormente, la solución rica calentada entra al regenerador a través de la

válvula (V-9), al tiempo que la solución pobre disminuye la temperatura hasta 40 °C en el intercambiador de calor con agua-glicol (CAG-2). La solución pobre enfriada retorna al absorbedor por medio de la válvula (V-10), sin embargo, antes debe rellenarse con MEA y agua para compensar las pérdidas sufridas en el proceso de captura.

En el regenerador, el vapor que abandona la columna por la parte superior disminuye la temperatura a 40 °C en el condensador (COND), mientras que el líquido extraído por la parte inferior se dirige al rehervidor. En este último, el líquido procedente del regenerador se vaporiza parcialmente a una temperatura aproximada de 120 °C y se separan las fases: la fase líquida, solución pobre en CO₂ que es impulsada por la bomba (B-7) hacia el calentador de la solución rica, y la fase vapor con un alto contenido de CO₂ que retorna al regenerador. Respecto al condensador, el fluido a la salida se encuentra en un estado de vapor húmedo, donde la fase vapor se compone principalmente de CO₂ y la fase líquida es prácticamente agua. Por tanto, para obtener el CO₂, la mezcla vapor-líquido se debe someter a un proceso de separación de fases en el separador (S-3). La fase líquida extraída durante el proceso de separación se devuelve íntegramente al regenerador, mientras que el CO₂ capturado, el cual todavía dispone de un alto contenido de agua (CO₂ húmedo), se somete al proceso de compresión y secado.

5.2.3 Secado y compresión de CO₂

El proceso de compresión y secado del CO₂ húmedo procedente del sistema de captura con absorción química se muestra en la Fig. 5.4. Este proceso necesita la combinación del secado por refrigeración y adsorción para evitar posibles problemas de congelación en la licuefacción del CO₂. Además, el proceso de cambio de estado requiere que la presión del gas sea superior a la del punto triple (5,17 bar), por tanto, la compresión del CO₂ se realiza en dos etapas con refrigeración intermedia para reducir la demanda de potencia. El proceso de secado y compresión se describe con más detalle a continuación.

El CO₂ húmedo en estado de vapor saturado a 40 °C disminuye la temperatura en el intercambiador de calor con agua-glicol (CAG-3) a 3 °C. A continuación, la fase líquida, compuesta principalmente por agua, se elimina en el separador de fases (S-4), mientras que el CO₂, libre de condensado, se dirige a la primera etapa de compresión (C-1). Entre las dos etapas de compresión, el CO₂ se enfría de nuevo a una temperatura de 3 °C mediante el intercambiador de agua-glicol (CAG-4) y el agua condensada se elimina en el separador de fases (S-5) antes de la segunda etapa de compresión (C-2).

Posteriormente, el CO₂ comprimido se somete al último proceso de enfriamiento y separación con el intercambiador de agua-glicol (CAG-5) y el separador de fases (S-6). Por último, el CO₂ entra al adsorbedor (ADS), donde el punto de rocío se reduce drásticamente hasta un valor inferior a la temperatura del proceso licuefacción (aprox. -55 °C). Para conseguir reducir la temperatura de rocío a valores por debajo de -60 °C, el secado por adsorción requiere la utilización de tamices moleculares.

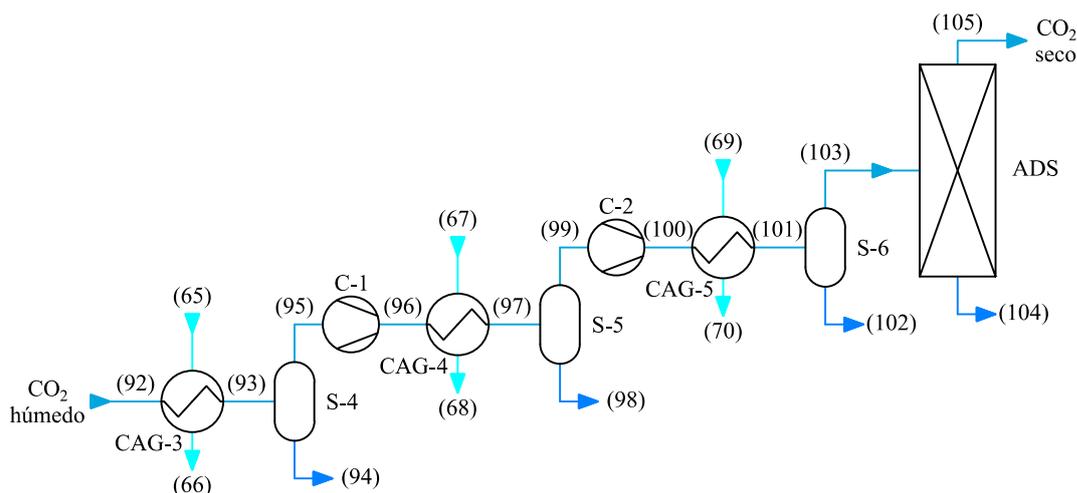


Fig. 5.4. Diagrama del proceso de compresión y secado del CO₂.

5.2.4 Licuefacción de CO₂ y sistema de agua-glicol

El proceso de licuefacción del CO₂ y el sistema de agua-glicol que distribuye la energía fría del GNL a los procesos de enfriamiento de los sistemas de captura y secado se muestran en la Fig. 5.5 y se describen a continuación.

El CO₂ seco cambia de fase en el licuefactor (LCO₂), donde tiene lugar el intercambio de calor con el GN procedente del ORC. La temperatura del CO₂ a la salida de este componente se puede ajustar para eliminar los gases con menor punto de ebullición que el CO₂ (gases incondensables) en el separador de fases (S-7) e incrementar la pureza del CO₂L almacenado. Durante el proceso de licuefacción del CO₂, el GN incrementa levemente la temperatura y se dirige al último proceso de calentamiento antes de la exportación a tierra. A continuación, en el enfriador de agua-glicol (EAG), la temperatura del GN alcanza un valor de aproximadamente 10 °C, mientras que la mezcla agua-glicol procedente de los calentadores de agua-glicol (CAG) a 15 °C reduce la temperatura a -5 °C. Las pérdidas de carga del circuito de agua-glicol son compensadas mediante la bomba (B-5), la cual incrementa la presión del fluido y permite distribuir la energía fría del GNL a todos los procesos que requieren refrigeración en el sistema de regasificación.

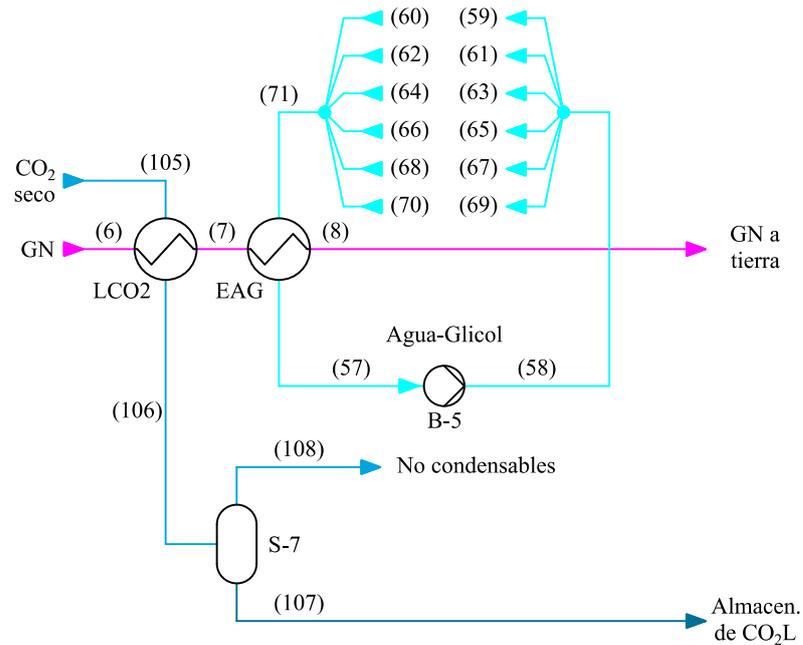


Fig. 5.5. Esquema del proceso de licuefacción del CO₂ y del sistema de agua-glicol.

5.3 Modelo matemático

A continuación, se presentan las condiciones asumidas en el estudio del sistema de regasificación propuesto:

- Estado estacionario y condición adiabática (sin intercambio de calor con el entorno) para todos los componentes, excepto los tanques de carga. Los efectos potenciales y cinéticos se desprecian en los balances de energía y exergía.
- La ecuación de estado de Peng-Robinson se utiliza para calcular las propiedades de los fluidos en el sistema de regasificación con algunas excepciones. Los paquetes IAPWS-IF97 y Acid Gas - Chemical Solvents se aplican respectivamente en el sistema de vapor/condensado y en la captura de CO₂ con absorción química.
- La composición de referencia del GNL es 100 % metano con un poder calorífico inferior de 49 500 kJ/kg. La composición de GNL de la Tabla 2.4 se emplea a efectos de comparación.
- La concentración en masa de etilenglicol en agua es de 30 %.
- La composición molar del aire es de 21 % en oxígeno y 79 % en nitrógeno.
- El consumo de la caldera auxiliar se desprecia.
- El factor de emisiones de CO₂ para el GN es de 2,750 g CO₂/g combustible [89].

- El ORC suministra toda la demanda de electricidad de la FSRU. El consumo de energía de los servicios auxiliares es de 2050,9 kW, excluyendo los componentes del sistema de regasificación.
- La ratio de compresión para C-1 y C-2 es la misma.
- EL sistema de regasificación se diseña para una eficiencia de captura de CO₂ de aproximadamente el 90 %.
- Las Tablas 5.1-5.6 contienen los principales parámetros asumidos.

En las siguientes subsecciones se describen los modelos matemáticos y los análisis desarrollados para estudiar el sistema de regasificación.

Tabla 5.1. Parámetros generales asumidos para el sistema de regasificación

Parámetro	Valor
Presión del tanque de GNL	1,163 25 bar
Temperatura del BOG antes del mezclador (preenfriamiento)	-100 °C
Flujo másico de GN regasificado	111,19 kg/s
Presión de GN regasificado	85 bar
Temperatura de GN regasificado	10 °C
Rendimiento isoentrópico de las bombas	80 %
Rendimiento electromecánico de las bombas	90 %
Presión de descarga de la bomba de alimentación	9 bar
Rendimiento isoentrópico del LD	55 %
Rendimiento electromecánico del LD	80 %
Temperatura del BOG después del mezclador (preenfriamiento)	-120 °C
Presión de descarga del LD	6 bar
Presión del recondensador	5,5 bar
Diferencia de temperatura mínima en los intercambiadores de calor	5 °C
Pérdida de carga del GN en el vaporizador de GNL	21 bar
Pérdida de carga del GN en el LCO2	2 bar

Tabla 5.2. Parámetros asumidos para el ORC

Parámetro	Valor
Presión de aspiración de la bomba de propano	1,5 bar
Pérdida de carga del propano en los intercambiadores de calor	0,5 bar
Título de propano a la salida del vaporizador de propano	1
Rendimiento isoentrópico de la turbina	80 %
Rendimiento electromecánico de la turbina	90 %

Tabla 5.3. Parámetros asumidos para el sistema de vapor y condensado

Parámetro	Valor
Incremento de presión en el VTF	0,05 bar
Rendimiento de la caldera	90 %
Exceso de aire	10 %
Presión del agua en el tanque de alimentación	1,013 25 bar
Temperatura del agua en el tanque de alimentación	90 °C
Temperatura del agua a la salida del precalentador	135 °C
Presión de saturación en el colector de vapor	29 bar
Presión de vapor a la entrada del calentador de agua-glicol	25,5 bar
Presión de vapor a la salida del calentador de agua-glicol	2,5 bar
Temperatura del agua a la salida del vaporizador de propano	30,02 °C
Presión del vapor de calefacción	9 bar
Presión del vapor de calefacción después del ATP-1	3,5 bar
Temperatura del vapor de calefacción después del ATP-1	140 °C
Temperatura del agua a la salida del condensador	90 °C
Temperatura del agua de refrigeración a la salida del condensador	44 °C

Tabla 5.4. Parámetros asumidos para el sistema de captura de carbono

Parámetro	Valor
Concentración másica de MEA en la solución de amina pobre	30 %
Temperatura de MEA y agua de relleno	40 °C
Presión de MEA y agua de relleno	3 bar
Temperatura de los gases de combustión después del CAG-1	40 °C
Incremento de presión del VGC	0,05 bar
Presión de descarga de las bombas de solución de amina	4 bar
Temperatura de solución de amina pobre después del CMR	105 °C
Pérdida de carga de la solución de amina en los intercambiadores de calor	0,5 bar
Presión del regenerador	2 bar
Temperatura del condensador del regenerador	40 °C
Relleno del absorbedor y regenerador	Mellapak 250 Y
Altura del relleno por etapa del absorbedor y regenerador	0,500 m
Etapas del absorbedor/regenerador	14/10

Tabla 5.5. Parámetros asumidos en el proceso de compresión y secado del CO₂

Parámetro	Valor
Temperatura del CO ₂ después de los calentadores de agua-glicol	3 °C
Pérdida de carga del CO ₂ en los intercambiadores de calor	0,5 bar
Presión de descarga del C-2	7,5 bar
Fracción molar de agua en el CO ₂ después del absorbedor	10 ⁻⁶

Tabla 5.6. Parámetros asumidos para el sistema de agua-glicol

Parámetro	Valor
Presión de succión de la bomba de agua-glicol	3,5 bar
Presión de descarga de la bomba de agua-glicol	6 bar
Caída de presión del agua-glicol en los CAG	0,5 bar
Temperatura de agua-glicol a la entrada del EAG	15 °C
Temperatura de agua-glicol a la salida del EAG	-5 °C

5.3.1 Generación de BOG en los tanques de almacenamiento de GNL

Las Ecs. (3.8), (3.9) y (3.10) se implementan en el Aspen HYSYS mediante un objeto Spreadsheet para simular la generación de BOG en los tanques de almacenamiento de GNL.

5.3.2 Simulación del sistema de captura de CO₂ con MEA

El sistema de captura de CO₂ desarrollado en Aspen HYSYS utiliza el paquete de propiedades Acid Gas – Chemical Solvents para simular los procesos de absorción y desorción con la solución acuosa de MEA en el tratamiento de los gases de combustión procedentes de la caldera. Este paquete emplea diferentes modelos termodinámicos para las fases vapor y líquida. La ecuación de estado de Peng-Robinson se aplica en la fase vapor, mientras que en la fase líquida se implementa el modelo de coeficiente de actividad no aleatorio de dos líquidos para electrolitos (e-NRTL) [115]. El rango de validez del equilibrio líquido-vapor para simular los procesos con soluciones acuosas de MEA se muestra en la Tabla 5.7. La Tabla 5.8 recoge las reacciones que implementa el paquete de propiedades para simular la formación de electrólitos en la solución y los procesos de absorción y desorción.

Tabla 5.7. Rango de validez del equilibrio líquido-vapor de la MEA en Aspen HYSYS [116]

Temperatura (K)	Presión (kPa)	Amina (fracción molar)	Carga de CO ₂ (-)
273-443	0,001-20 000	0,06-0,16	0,002-1,33

Tabla 5.8. Química de la solución electrolítica y reacciones cinéticas para el sistema de captura de CO₂ con MEA [116]

Nombre de la reacción	Reacción	Tipo
Disociación del agua	$2H_2O \leftrightarrow H_3O^+ + OH^-$	Equilibrio
Hidrólisis del CO ₂	$CO_2 + 2H_2O \leftrightarrow HCO_3^- + H_3O^+$	Equilibrio
Disociación del bicarbonato	$HCO_3^- + H_2O \leftrightarrow CO_3^{2-} + H_3O^+$	Equilibrio
Protonación de la MEA	$MEA + H_3O^+ \leftrightarrow MEAH^+ + H_2O$	Equilibrio
Hidrólisis del carbamato	$MEACOO^- + H_2O \leftrightarrow MEA + HCO_3^-$	Equilibrio
Formación del bicarbonato (directa)	$CO_2 + OH^- \rightarrow HCO_3^-$	Cinética
Formación del bicarbonato (inversa)	$HCO_3^- \rightarrow CO_2 + OH^-$	Cinética
Formación del carbamato (directa)	$MEA + CO_2 + H_2O \rightarrow MEACOO^- + H_3O^+$	Cinética
Formación del carbamato (inversa)	$MEACOO^- + H_3O^+ \rightarrow MEA + CO_2 + H_2O$	Cinética

Respecto a la simulación del absorbedor y regenerador, el Aspen HYSYS dispone de dos métodos de cálculo en no equilibrio: Efficiency y Advanced Modeling [116]. El método Efficiency utiliza en primer lugar un modelo convencional de etapas en equilibrio para resolver las columnas y, a continuación, modela el comportamiento de no equilibrio calculando una eficiencia *rate-based* para el CO₂ en cada etapa. En cambio, el método

Advanced Modeling emplea la teoría Maxwell-Stefan para calcular rigurosamente el flujo de calor y de transferencia de masa sin asumir condiciones de equilibrio entre el líquido y el vapor en cada etapa. El método Efficiency suele converger rápidamente y ofrecer resultados similares al método Advanced Modeling [117]. Considerando la complejidad del sistema de regasificación propuesto, el método Efficiency se ha aplicado para simular los procesos de absorción y desorción. La Tabla 5.9 recoge las condiciones impuestas al solucionador del absorbedor y regenerador.

Tabla 5.9. Definición de las características del solucionador para el absorbedor y regenerador

Método de resolución	Número máximo de iteraciones	Tolerancia del error de equilibrio	Tolerancia del error térmico	Damping
Modified HYSYM Inside-Out	10 000	10 ⁻⁶	10 ⁻⁶	Adaptativo

En cuanto a la construcción del modelo en Aspen HYSYS, el sistema de captura de CO₂ requiere un bloque Recycle para retroalimentar el flujo de la solución acuosa de amina pobre procedente del regenerador hacia el absorbedor y un objeto Make-up para el relleno de MEA y agua.

5.3.3 Análisis energético

El método de análisis energético del sistema de regasificación propuesto es similar al desarrollado en el estudio de los sistemas de regasificación convencionales de la Sección 3.3.4. A continuación, se describe brevemente el método centrándose en las modificaciones.

Los balances de energía de bombas y compresores; válvulas y purgadores de vapor; recondensador, mezclador y atemperador, e intercambiadores de calor se corresponden respectivamente con las Ecs. (3.14), (3.17), (3.18) y (3.19). La potencia (\dot{W}_{turb}) y rendimiento isoentrópico ($\eta_{s,\text{turb}}$) de la turbina se definen como:

$$\dot{W}_{\text{turb}} = \dot{m}(h_e - h_s) \quad (5.1)$$

$$\eta_{s,\text{turb}} = \frac{h_e - h_s}{h_e - h_{s,s}} \quad (5.2)$$

El economizador se incluye en el balance de energía del proceso de combustión de la caldera, por tanto, la Ec. (3.23) se simplifica en:

$$(\eta_{\text{comb}} - \eta_{\text{cald}})(h_{\text{PCI,BOG}})M_{\text{BOG,cald}} = \sum_{\text{P}} n_s(\Delta\bar{h}_s) - \sum_{\text{R}} n_e(\Delta\bar{h}_e) \quad (5.3)$$

La potencia eléctrica de los componentes consumidores se calcula con la Ec. (3.16), mientras que la demanda de potencia eléctrica de la FSRU se determina con la Ec. (3.25).

En este sistema, la potencia desarrollada por la turbina debe satisfacer la demanda de potencia eléctrica de la FSRU como sugiere la siguiente ecuación:

$$\dot{W}_{\text{turb}} = \frac{\dot{W}_{\text{el,FSRU}}}{\eta_{\text{alt}}} \quad (5.4)$$

Por tanto, el consumo de BOG en el sistema se debe exclusivamente a la caldera. El flujo de energía total de la FSRU (\dot{H}_{tot}) para el cálculo del consumo específico de energía según la Ec. (3.32) se define como:

$$\dot{H}_{\text{tot}} = \dot{m}_{\text{BOG,cald}}h_{\text{PCI,BOG}} \quad (5.5)$$

5.3.4 Análisis exergético

De forma similar al análisis energético, el método de análisis exergético del sistema de regasificación propuesto se asemeja al desarrollado en la Sección 3.3.5 A continuación, se describe brevemente el método.

El flujo de exergía asociado a un flujo másico se determina de acuerdo con la Ec.(3.33), mientras que el cálculo de la exergía física se describe en la Sección 2.4.

Las exergías químicas estándar de las sustancias puras utilizados en este capítulo se recogen en la Tabla 5.10. Los fluidos propano y etilenglicol no se incluyen debido a que no participan en ningún proceso reactivo o con cambio en la composición. En el caso de la MEA, la exergía química estándar se calcula a partir de su fórmula química mediante el método de la contribución de grupo [72]:

$$\bar{e}^q = \sum_i g_i \bar{e}_{g,i}^q \quad (5.6)$$

donde g_i y $\bar{e}_{g,i}^q$ representan respectivamente el número y exergía química de cada grupo.

La exergía química específica coincide con el valor de la exergía química estándar cuando se trata de una sustancia pura. Sin embargo, en las mezclas se debe considerar el efecto del proceso de mezclado. De forma general, la exergía química específica (e^q) para cualquier sustancia pura o mezcla con dos fases se puede definir como [79]:

$$e^q = \frac{1}{M} (y_g \bar{e}_g^q + y_l \bar{e}_l^q) \quad (5.7)$$

donde M es la masa molar, y_g es la fracción molar de la fase gaseosa, \bar{e}_g^q es la exergía química estándar molar de la fase gaseosa, y_l es la fracción molar de la fase líquida y \bar{e}_l^q es la exergía química estándar molar de la fase líquida.

La exergía química molar para cada una de las fases se calcula mediante la siguiente ecuación [118]:

$$\bar{e}^q = \sum_i y_i \bar{e}_i^q + \Delta \bar{e}^m \quad (5.8)$$

donde \bar{e}_i^q es la exergía química estándar de cada sustancia pura y $\Delta \bar{e}^m$ es la exergía de mezcla.

La exergía de mezcla es dada por la energía de Gibbs del proceso de mezclado ($\Delta \bar{g}_0^m$) a la temperatura T_0 y presión p_0 , la cual se calcula a partir de la entalpía ($\Delta \bar{h}^m$) y entropía ($\Delta \bar{s}^m$) de mezcla mediante las siguientes ecuaciones [118]:

$$\Delta \bar{e}^m = \Delta \bar{g}_0^m = (\Delta \bar{h}^m - T_0 \Delta \bar{s}^m) \quad (5.9)$$

$$\Delta \bar{h}^m = \bar{h}^m - \sum_i y_i \bar{h}_i \quad (5.10)$$

$$\Delta \bar{s}^m = \bar{s}^m - \sum_i y_i \bar{s}_i \quad (5.11)$$

donde \bar{h}^m es la entalpía molar de formación de la mezcla, \bar{h}_i es la entalpía molar de formación de cada sustancia pura presente en la mezcla, \bar{s}^m es la entropía molar estándar de la mezcla y \bar{s}_i es entropía molar estándar de cada sustancia pura.

Tabla 5.10. Exergía química estándar de los fluidos [72]

Sustancia	Exergía química estándar	
	(kJ/kmol)	(kJ/kg)
Dióxido de carbono	19 870,00	451,49
MEA	1 535 970,00	25 145,33
Nitrógeno	720,00	25,70
Oxígeno	3970,00	124,07
Agua (gas)	9500,00	527,31
Agua (líquido)	900,00	49,96

Las Ecs. (5.7), (5.8), (5.9), (5.10) y (5.11) y la Tabla 5.10 se implementan en el Aspen HYSYS mediante un objeto Spreadsheet para determinar la exergía química específica de todos los estados relevantes con la excepción de aquellos en los que se trate de GN. La exergía química del GN se calcula con la Ec. (3.34).

La exergía destruida por bombas y compresores; válvulas y purgadores de vapor; mezclador, recondensador y atemperador; intercambiadores de calor; caldera, y turbina se determinan respectivamente con las Ecs. (3.39), (3.40), (3.41), (3.42), (3.43) y (5.12). Respecto a los separadores de fases, la exergía destruida se considera nula, ya que no experimentan variación en la temperatura y presión durante el proceso de separación.

$$\dot{I}_{\text{turb}} = \dot{m}(e_e - e_s) - \dot{W}_{\text{turb}} \quad (5.12)$$

La eficiencia exergética de bombas y compresores; intercambiadores de calor, mezclador, recondensador y atemperador; caldera, y turbina se definen respectivamente con las Ecs. (3.44), (3.45), (3.46) y (5.13).

$$\eta_{\text{ex,turb}} = \frac{\dot{W}_{\text{turb}}}{\dot{m}(e_e - e_s)} \quad (5.13)$$

Los componentes disipativos como válvulas y purgadores de vapor se combinan, siempre que sea posible, con el intercambiador de calor más cercano para determinar la eficiencia exergética del conjunto.

5.3.4.1 Eficiencia exergética del ORC

Los flujos de exergía que intervienen en la generación de potencia del ORC se muestran en la Fig. 5.6. La ecuación del balance de exergía del ORC es:

$$\dot{I}_{\text{ORC}} = (\dot{E}_{\text{GNL}} - \dot{E}_{\text{GN}}) + (\dot{E}_{\text{vapor}} - \dot{E}_{\text{condensado}}) - \dot{W}_{\text{ORC}} \quad (5.14)$$

donde \dot{I}_{ORC} es la exergía destruida a causa de las irreversibilidades, \dot{E}_{GNL} es el flujo de exergía del GNL procedente de la bomba *booster*, \dot{E}_{GN} es el flujo de exergía del GN a la salida del ORC y \dot{W}_{ORC} es la potencia neta producida por el ORC.

El ORC emplea el vapor producido en la caldera y la energía fría del GNL para la generación de potencia. Por tanto, la eficiencia exergética del ORC ($\eta_{\text{ex,ORC}}$) se define como:

$$\eta_{\text{ex,ORC}} = \frac{\dot{W}_{\text{ORC}}}{(\dot{E}_{\text{GNL}} - \dot{E}_{\text{GN}}) + (\dot{E}_{\text{vapor}} - \dot{E}_{\text{condensado}})} \quad (5.15)$$

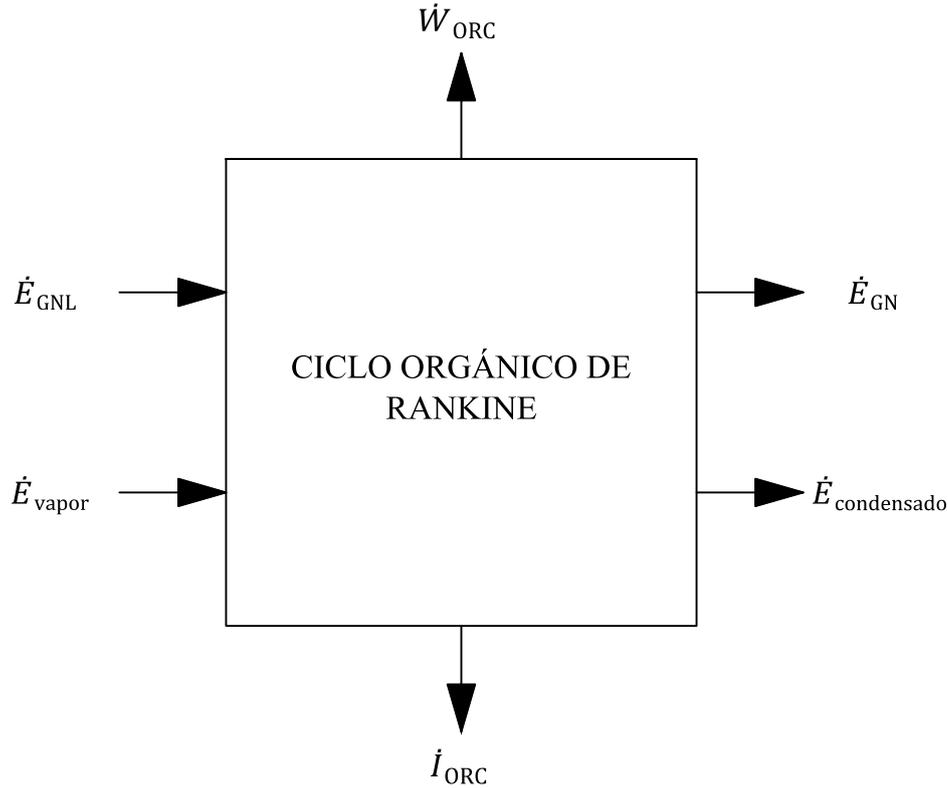


Fig. 5.6. Balance de exergía del ORC.

5.3.4.2 Eficiencia exergética del sistema de captura de CO₂

La Fig. 5.7 muestra de forma gráfica los flujos de exergía que intervienen en el proceso de captura de CO₂. El balance de exergía del sistema de captura de CO₂ es:

$$\begin{aligned}
 I_{CC} + \dot{E}_{\text{agua}} = & (\dot{E}_{g,\text{ent}} - \dot{E}_{g,\text{sal}}) \\
 & + (\dot{E}_{\text{MEA}} + \dot{E}_{\text{agua}})_{\text{relleno}} \\
 & + (\dot{E}_{\text{AG,ent}} - \dot{E}_{\text{AG,sal}}) \\
 & + (\dot{E}_{\text{vapor}} - \dot{E}_{\text{condensado}}) \\
 & + \dot{W}_{CC} - \dot{E}_{\text{CO}_2\text{h}}
 \end{aligned} \tag{5.16}$$

donde I_{CC} es la exergía destruida a causa de las irreversibilidades, \dot{E}_{agua} es el flujo de exergía del agua extraída en el proceso de separación previo al absorbedor, $\dot{E}_{g,\text{ent}} - \dot{E}_{g,\text{sal}}$ es la variación de exergía entre los gases procedentes de la caldera y los tratados por el sistema, $(\dot{E}_{\text{MEA}} + \dot{E}_{\text{agua}})_{\text{relleno}}$ es el flujo de exergía de la MEA y agua de relleno aportada al sistema, $\dot{E}_{\text{AG,ent}} - \dot{E}_{\text{AG,sal}}$ es la variación de exergía entre los flujos de entrada y salida de agua-glicol, \dot{W}_{CC} es la potencia aportada al sistema y $\dot{E}_{\text{CO}_2\text{h}}$ es el flujo de exergía del CO₂ húmedo capturado.

Algunos de los términos de la ecuación anterior se pueden agrupar de la siguiente manera:

$$\Delta \dot{E}_g = -(\dot{E}_{g,ent} - \dot{E}_{g,sal}) \quad (5.17)$$

$$\dot{E}_{relleno} = (\dot{E}_{MEA} + \dot{E}_{agua})_{relleno} \quad (5.18)$$

$$\Delta \dot{E}_{AG} = -(\dot{E}_{AG,ent} - \dot{E}_{AG,sal}) \quad (5.19)$$

$$\Delta \dot{E}_{vapor} = -(\dot{E}_{vapor} - \dot{E}_{condensado}) \quad (5.20)$$

$$\dot{E}_d = \dot{I}_{CC} + \dot{E}_{agua} \quad (5.21)$$

donde \dot{E}_d incluye la exergía destruida por las irreversibilidades del sistema y el flujo de exergía residual del agua extraída en el proceso de separación.

Sustituyendo las Ecs. (5.17), (5.18), (5.19), (5.20) y (5.21) en la Ec. (5.16) se obtiene:

$$\dot{E}_d + \dot{E}_{CO_2h} = \dot{W}_{CC} + \dot{E}_{relleno} - \Delta \dot{E}_g - \Delta \dot{E}_{AG} - \Delta \dot{E}_{vapor} \quad (5.22)$$

De acuerdo con la Ec. (5.22), la eficiencia exergética del sistema de captura de CO₂ ($\eta_{ex,CC}$) se define como:

$$\eta_{ex,CC} = \frac{\dot{E}_{CO_2h}}{\dot{W}_{CC} + \dot{E}_{relleno} - \Delta \dot{E}_g - \Delta \dot{E}_{AG} - \Delta \dot{E}_{vapor}} \quad (5.23)$$

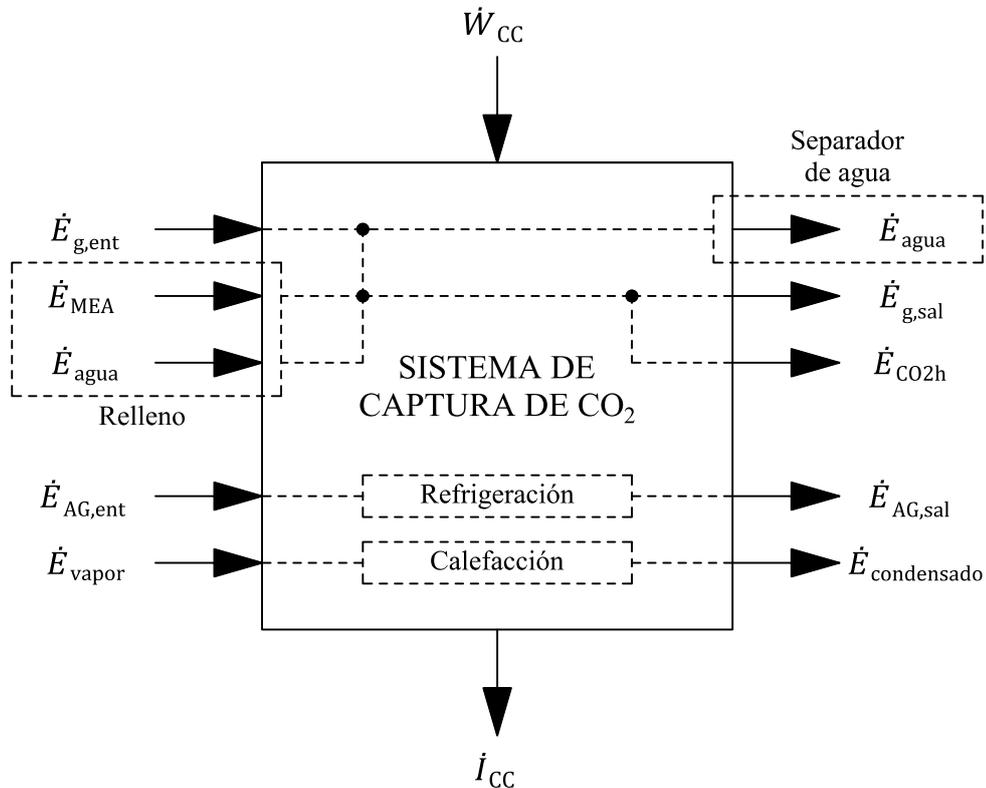


Fig. 5.7. Balance de exergía del sistema de captura de CO₂.

5.3.4.3 Eficiencia exergética de la FSRU

El balance de exergía de la FSRU durante el proceso de regasificación se muestra en la Fig. 5.8.

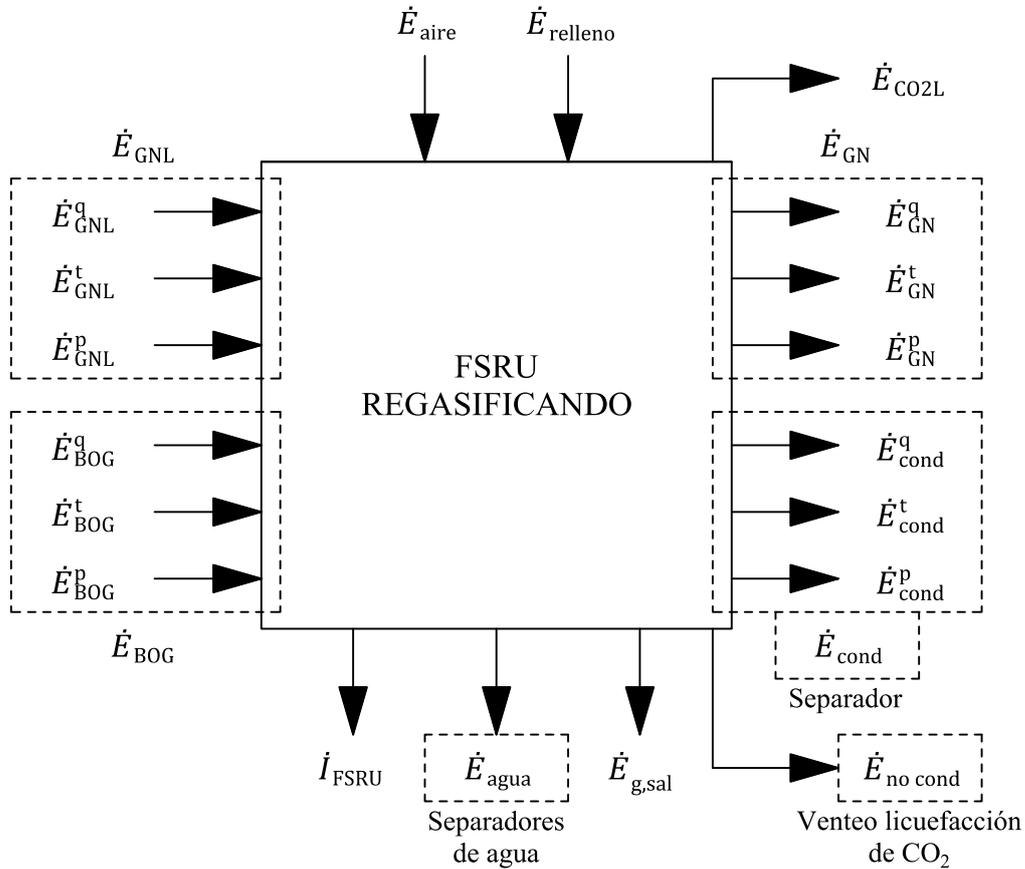


Fig. 5.8. Balance de exergía de la FSRU.

Considerando la descomposición de la exergía del GN en exergía química y las componentes de la exergía física, la ecuación del balance de exergía es:

$$\begin{aligned}
 \dot{I}_{\text{FSRU}} + \dot{E}_{\text{g,sal}} + \dot{E}_{\text{agua}} + \dot{E}_{\text{no cond}} = & [(\dot{E}_{\text{GNL}}^{\text{p}} + \dot{E}_{\text{BOG}}^{\text{p}}) - (\dot{E}_{\text{GN}}^{\text{p}} + \dot{E}_{\text{cond}}^{\text{p}})] \\
 & + [(\dot{E}_{\text{GNL}}^{\text{t}} + \dot{E}_{\text{BOG}}^{\text{t}}) - (\dot{E}_{\text{GN}}^{\text{t}} + \dot{E}_{\text{cond}}^{\text{t}})] \\
 & + [(\dot{E}_{\text{GNL}}^{\text{q}} + \dot{E}_{\text{BOG}}^{\text{q}}) - (\dot{E}_{\text{GN}}^{\text{q}} + \dot{E}_{\text{cond}}^{\text{q}})] \\
 & + \dot{E}_{\text{aire}} + \dot{E}_{\text{relleno}} - \dot{E}_{\text{CO}_2\text{L}}
 \end{aligned} \tag{5.24}$$

donde \dot{I}_{FSRU} es la exergía destruida a causa de las irreversibilidades, $\dot{E}_{\text{g,sal}}$ es el flujo de exergía de los gases tratados, \dot{E}_{agua} es el flujo de exergía del agua extraída en los procesos de separación, $\dot{E}_{\text{no cond}}$ es el flujo de exergía de los gases no condensables en el proceso de licuefacción del CO₂, \dot{E}_{aire} es el flujo de exergía del aire necesario en el proceso de combustión de la caldera, \dot{E}_{relleno} es el flujo de exergía de la MEA y agua de relleno

aportada al sistema y $\dot{E}_{\text{CO}_2\text{L}}$ es el flujo de exergía del CO₂ licuado. Los subíndices GNL y BOG de la ecuación representan los flujos de exergía asociados al GNL y BOG procedentes del tanque, mientras que GN y cond son los flujos de exergía del GN regasificado y de los condensables recogidos por el separador de condensables. El flujo de exergía de los condensables se puede despreciar, ya que el flujo másico resulta mínimo (composición real del GN) o igual a cero (metano puro).

Algunos términos de la ecuación anterior se pueden sustituir considerando las siguientes relaciones:

$$\Delta\dot{E}_{\text{GN}}^{\text{p}} = -[(\dot{E}_{\text{GNL}}^{\text{p}} + \dot{E}_{\text{BOG}}^{\text{p}}) - (\dot{E}_{\text{GN}}^{\text{p}} + \dot{E}_{\text{cond}}^{\text{p}})] \quad (5.25)$$

$$\Delta\dot{E}_{\text{GN}}^{\text{t}} = -[(\dot{E}_{\text{GNL}}^{\text{t}} + \dot{E}_{\text{BOG}}^{\text{t}}) - (\dot{E}_{\text{GN}}^{\text{t}} + \dot{E}_{\text{cond}}^{\text{t}})] \quad (5.26)$$

$$\Delta\dot{E}_{\text{GN}}^{\text{q}} = -[(\dot{E}_{\text{GNL}}^{\text{q}} + \dot{E}_{\text{BOG}}^{\text{q}}) - (\dot{E}_{\text{GN}}^{\text{q}} + \dot{E}_{\text{cond}}^{\text{q}})] \quad (5.27)$$

$$\dot{E}_{\text{d}} = \dot{I}_{\text{FSRU}} + \dot{E}_{\text{g,sal}} + \dot{E}_{\text{agua}} + \dot{E}_{\text{no cond}} \quad (5.28)$$

donde \dot{E}_{d} incluye la exergía destruida por las irreversibilidades y los flujos de exergía no aprovechables que evolucionan hasta las condiciones del estado muerto como los relacionados con los gases de combustión tratados, el agua extraída por los procesos de separación y los gases no condensables del proceso de licuefacción.

Sustituyendo las Ecs. (5.25), (5.26), (5.27) y (5.28) en la Ec. (5.24) se obtiene:

$$\dot{E}_{\text{d}} + \Delta\dot{E}_{\text{GN}}^{\text{p}} + \dot{E}_{\text{CO}_2\text{L}} = \dot{E}_{\text{aire}} + \dot{E}_{\text{relleno}} - \Delta\dot{E}_{\text{GN}}^{\text{q}} - \Delta\dot{E}_{\text{GN}}^{\text{t}} \quad (5.29)$$

En base a la Ec. (5.29), la eficiencia exergética de la FSRU ($\eta_{\text{ex,FSRU}}$) se define como:

$$\eta_{\text{ex,FSRU}} = \frac{\Delta\dot{E}_{\text{GN}}^{\text{p}} + \dot{E}_{\text{CO}_2\text{L}}}{\dot{E}_{\text{aire}} + \dot{E}_{\text{relleno}} - \Delta\dot{E}_{\text{GN}}^{\text{q}} - \Delta\dot{E}_{\text{GN}}^{\text{t}}} \quad (5.30)$$

5.3.5 Análisis medioambiental

El análisis medioambiental se realiza evaluando las emisiones de CO₂ generadas por la FSRU durante el proceso de regasificación. Por tanto, se utilizan dos indicadores: el EERI para calcular las emisiones de CO₂ debido al consumo de combustible y el CFRI para determinar las emisiones de CO₂ equivalente considerando el efecto beneficioso del sistema de captura de CO₂. Las ecuaciones del EERI y CFRI se corresponden con las Ecs. (4.18) y (4.28). No obstante, teniendo en cuenta que el ORC se diseña para satisfacer la demanda de potencia eléctrica de la FSRU, estas ecuaciones se simplifican en:

$$EERI = \frac{\dot{m}_{\text{BOG,cald}} C_{\text{GN}}}{\dot{m}_{\text{GN}} (h_{\text{GN}} - h_{\text{GNL}})} \quad (5.31)$$

$$CFRI = \frac{\dot{m}_{\text{cald}} C_{\text{GN}} - \dot{m}_{\text{CC,RB}}}{\dot{m}_{\text{GN}} (h_{\text{GN}} - h_{\text{GNL}})} \quad (5.32)$$

5.3.6 Validación

A pesar de que el modelo del sistema de regasificación elaborado en Aspen HYSYS no es posible validarlo íntegramente de forma experimental o mediante literatura científica, algunos subsistemas se pueden simular utilizando parámetros de entrada de artículos publicados y, por tanto, realizar la validación en base a la comparación de los resultados obtenidos.

La arquitectura del ORC es idéntica a la estudiada en varios artículos sobre la utilización de la energía fría en FSRU. Por tanto, el ORC se simula introduciendo los parámetros de entrada de la Tabla 5.11, los cuales han sido adoptados por Yao *et al.* [59]. La Tabla 5.12 muestra que la potencia neta desarrollada por el ORC y la exergía destruida por las irreversibilidades difieren en un 4,54 y 1,41 % respectivamente.

En cuanto al sistema de vapor y condensado, este ha sido modelado en el Capítulo 3 con el EES. Si se asumen las condiciones de simulación de la Tabla 5.13, los resultados obtenidos en el Aspen HYSYS son prácticamente idénticos como puede apreciarse en la Tabla 5.14.

El sistema de captura de CO₂ es sin duda el más difícil de validar debido al número de parámetros de entrada necesarios y a los métodos de simulación. No se han encontrado trabajos previos que traten la captura de CO₂ en calderas marinas, sin embargo, sí que existen estudios relacionados con la captura de CO₂ en sistemas de propulsión en buques. Se ha tratado de buscar una referencia que presente un sistema de captura lo más similar posible al sistema propuesto para la validación de este último. El artículo seleccionado se corresponde con el de Luo *et al.* [108], donde realizan la validación experimental de un sistema de captura de CO₂ con MEA elaborado en Aspen Plus para posteriormente escalarlo al flujo de gases a tratar de los motores y turbina de gas. Los parámetros de entrada utilizados para la validación del sistema se muestran en la Tabla 5.15. Dado que solo se conoce el contenido de CO₂ de los gases a la entrada del absorbedor, la composición de los gases de combustión de la caldera se normaliza para alcanzar el contenido de CO₂ requerido en la simulación. En la Tabla 5.16 se aprecia que la carga de

gas ácido de la solución pobre representa la máxima diferencia porcentual con un valor del 8,77 %, mientras que los valores del CO₂ capturado y de la carga específica del rehervidor son respectivamente 0,63 y 3,38 %. Considerando que el estudio se centra en la capacidad de captura de CO₂ y en las necesidades energéticas de este sistema, los resultados obtenidos de la comparación resultan satisfactorios.

Tabla 5.11. Valores de entrada para la validación del ORC de Yao *et al.* [59]

Parámetro	Valor
Fracción molar de metano en el GNL	0,95
Fracción molar de etano en el GNL	0,30
Fracción molar de propano en el GNL	0,20
Temperatura de entrada del GNL	-162 °C
Presión de entrada del GNL	5 bar
Temperatura del GN regasificado	5 °C
Presión del GN regasificado	80 bar
Temperatura de entrada del agua	20 °C
Presión de entrada del agua	1,5 bar
Temperatura de salida del agua	15 °C
Subenfriamiento del propano	2 °C
Diferencia mínima de temperaturas	5 °C
Rendimiento isoentrópico de la turbina	80 %
Rendimiento isoentrópico de las bombas	75 %

Tabla 5.12. Comparación de los resultados del ORC obtenidos en este estudio y por Yao *et al.* [59]

Parámetro	Ref. [59]	Este estudio	Diferencia	Diferencia
			absoluta (-)	porcentual (%)
Potencia neta (kJ/kg)	28,69	27,39	1,30	4,54
Irreversibilidades (kJ/kg)	331,89	336,59	4,69	1,41

Tabla 5.13. Valores de entrada para la validación del sistema de vapor y condensado del Capítulo 3

Parámetro	Valor
Temperatura del BOG	29,80 °C
Presión del BOG	1,063 25 bar
Flujo másico de vapor en el ATP-1	0 kg/s
Flujo másico de vapor para el proceso de regasificación	30,75 kg/s

Tabla 5.14. Comparación de los resultados del sistema de vapor y condensado obtenidos en este estudio y en el Capítulo 3

Parámetro	Capítulo 3	Este estudio	Diferencia absoluta (-)	Diferencia porcentual (%)
Consumo de BOG (kg/s)	1,90	1,90	0,00	0,00
Flujo de aire (kg/s)	35,87	35,87	0,00	0,00
Calor útil de la caldera (kW)	84 832,89	84 827,67	5,22	0,01
Temperatura de los gases de combustión (°C)	185,88	183,93	1,95	1,05

Tabla 5.15. Valores de entrada para la validación del sistema de captura de CO₂ de Luo *et al.* [108]

Parámetro	Valor
Flujo másico de gases de combustión (kg/s)	40,13
Contenido de CO ₂ en los gases de combustión (% molar)	5,66
Contenido de MEA en la solución (% en peso)	35
Eficiencia de captura de CO ₂ (%)	90,00
Ratio L/G (kg/kg)	2,06
Diámetro del absorbedor (m)	4,9
Tipo de empaque del absorbedor y regenerador	Mellapak 250Y
Altura del empaque del absorbedor (m)	12,5
Diámetro del regenerador (m)	2,1
Altura del empaque del regenerador (m)	6,5

Tabla 5.16. Comparación de los resultados del sistema de captura de CO₂ obtenidos en este estudio y por Luo *et al.* [108]

Parámetro	Ref. [108]	Este estudio	Diferencia absoluta (-)	Diferencia porcentual (%)
CO ₂ capturado (kg/s)	3,17	3,19	0,02	0,63
Carga de gas ácido solución pobre (mol CO ₂ /mol MEA)	0,308	0,335	0,027	8,77
Carga de gas ácido solución rica (mol CO ₂ /mol MEA)	0,457	0,488	0,031	6,78
Carga del rehervidor (MW)	12,21	12,65	0,44	3,60
Carga específica del rehervidor (MJ/kg CO ₂)	3,85	3,98	0,13	3,38

5.4 Resultados y discusión

La complejidad del sistema de regasificación requiere la aplicación del método iterativo con las tolerancias adecuadas para facilitar la convergencia de la simulación. Esto se realiza en el Aspen HYSYS con un primer cálculo aproximado donde se introduce el valor de las variables manipuladas. A continuación, el programa itera de forma automática mediante los bloques Adjuster hasta alcanzar las tolerancias requeridas de las variables objetivo. La Tabla 5.17 muestra las variables objetivo con las correspondientes tolerancias y variables manipuladas aplicadas en la simulación del sistema de regasificación.

Tabla 5.17. Variables objetivo de la simulación con sus correspondientes tolerancias y variables de ajuste

Variable objetivo	Valor \pm Tolerancia	Variable de ajuste
Temperatura de regasificación del GN (T_8)	10,00 \pm 0,01 °C	Flujo másico de BOG forzado (\dot{m}_{11})
Potencia eléctrica de la turbina	Demanda de potencia eléctrica \pm 0,025 kW	Punto de ebullición del propano (T_{29})
Temperatura del rehedidor (T_{84})	119,975 \pm 0,025 °C	Flujo másico de vapor (\dot{m}_{42})
Temperatura de vapor después del ATP-1 (T_{49})	140,000 \pm 0,001 °C	Flujo másico de agua (\dot{m}_{33})

Dadas las condiciones y parámetros asumidos de la Sección 5.3 y las tolerancias mencionadas, se debe determinar el flujo de solución pobre capaz de satisfacer todos los requerimientos impuestos. Por tanto, el flujo necesario se obtiene incrementando su valor con un tamaño de paso de 1 kg/s hasta alcanzar una eficiencia de captura de al menos el 90,00 %. Las simulaciones realizadas sugieren que el flujo másico de solución pobre debe ser de 117 kg/s para conseguir una eficiencia de captura del 90,02 %. En la Tabla 5.18 se muestran las propiedades termodinámicas de cada estado del sistema de regasificación, mientras que la Tabla 5.19 recoge las composiciones de los fluidos y las exergías químicas necesarias en el análisis exergético. Los principales resultados termodinámicos y medioambientales del sistema de regasificación se muestran en la Tabla 5.20, mientras que la Tabla 5.21 recoge los resultados del proceso de captura de CO₂ y las dimensiones de las columnas. La potencia consumida por cada componente al igual que la potencia producida por la turbina del ORC se muestran en la Tabla 5.22, donde se aprecia que la bomba *booster* es el componente con mayor consumo eléctrico y representa el 43 % de

la potencia eléctrica demandada. Por último, la exergía destruida y la eficiencia exergética de cada componente y subsistema relevante del sistema de regasificación se presentan en la Tabla 5.23. Las principales pérdidas exergéticas se deben al proceso de generación de vapor en la caldera y a los vaporizadores de metano y de propano del ORC.

A continuación, se presenta el efecto que provoca en el sistema parámetros clave como el flujo de la solución pobre, la composición de GNL y la pureza del CO₂L. Por último, el sistema de regasificación propuesto se compara desde el punto de vista termodinámico y medioambiental con los sistemas evaluados en el Capítulo 3 y Capítulo 4.

Tabla 5.18. Datos termodinámicos del sistema de 1ORC-CC-LC

Estado	Título (-)	<i>T</i> (°C)	<i>p</i> (bar)	<i>h</i> (kJ/kg)	<i>s</i> (kJ/kg K)	<i>e^f</i> (kJ/kg)	<i>m</i> (kg/s)
1	0,0000	-159,89	1,163 25	-5573,11	4,8145	1071,14	111,19
2	0,0000	-159,49	9,00	-5570,79	4,8205	1071,68	111,19
3	0,0000	-159,37	5,50	-5570,79	4,8269	1069,75	111,19
4	0,0000	-159,37	5,50	-5570,79	4,8269	1069,75	111,19
5	0,0000	-154,03	110,00	-5539,73	4,9057	1077,32	111,19
6	1,0000	-58,68	89,00	-5102,44	7,5297	732,26	111,19
7	1,0000	-57,07	87,00	-5086,12	7,6108	724,40	111,19
8	1,0000	10,00	85,00	-4807,86	8,7622	659,37	111,19
9	0,0000	-159,89	1,163 25	-5573,11	4,8145	1071,14	1,18
10	0,0000	-159,89	1,163 25	-5573,11	4,8145	1071,14	0,05
11	0,0000	-159,89	1,163 25	-5573,11	4,8145	1071,14	1,13
12	1,0000	-120,00	1,163 25	-4979,77	9,9474	134,10	1,13
13	1,0000	-100,00	1,163 25	-4938,05	10,2034	99,48	0,69
14	1,0000	-112,44	1,163 25	-4963,99	10,0479	119,90	1,82
15	1,0000	-120,00	1,163 25	-4979,77	9,9474	134,11	1,87
16	0,0000	-120,00	1,163 25	-5418,50	5,9764	879,33	0,00
17	1,0000	-120,00	1,163 25	-4979,77	9,9474	134,10	1,87
18	1,0000	17,43	6,00	-4692,67	10,4433	273,35	1,87
19	1,0000	17,43	6,00	-4692,67	10,4433	273,35	0,00
20	1,0000	17,17	5,50	-4692,67	10,4878	260,09	0,00
21	1,0000	17,43	6,00	-4692,67	10,4433	273,35	1,87
22	1,0000	32,00	5,90	-4659,37	10,5637	270,76	1,87
23	1,0000	32,00	5,90	-4659,37	10,5637	270,76	1,87

Tabla 5.18. Datos termodinámicos del sistema de 1ORC-CC-LC

Estado	Título (-)	T (°C)	p (bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)	e^f (kJ/kg)	m (kg/s)
24	1,0000	29,68	1,063 25	-4659,37	11,4466	7,50	1,87
25	1,0000	32,00	5,90	-4659,37	10,5637	270,76	0,00
26	1,0000	32,00	5,90	-4659,37	10,5637	270,76	0,00
27	0,0000	-32,84	1,50	-2867,36	1,5179	131,57	113,45
28	0,0000	-31,65	20,24	-2863,26	1,5222	134,39	113,45
29	1,0000	56,39	19,74	-2357,39	3,1665	150,02	113,45
30	1,0000	-22,79	2,000	-2438,80	3,2485	44,14	113,45
31	0,0000	90,00	1,013 25	-15 593,31	6,0051	25,97	37,51
32	0,0000	90,35	29,00	-15 589,68	6,0071	29,00	37,51
33	0,0000	90,35	29,00	-15 589,68	6,0071	29,00	0,28
34	0,0000	90,82	3,50	-15 589,68	6,0144	26,83	0,28
35	0,0000	90,35	29,00	-15 589,68	6,0071	29,00	37,23
36	0,0000	135,00	29,00	-15 400,81	6,4971	71,77	37,23
37	1,0000	231,99	29,00	-13 167,11	11,0115	959,51	37,23
38	1,0000	231,99	29,00	-13 167,11	11,0115	959,51	21,44
39	1,0000	225,28	25,50	-13 167,11	11,0628	944,22	21,44
40	0,0000	30,02	2,50	-15 844,25	5,2495	0,32	21,44
41	0,0000	30,05	1,013 25	-15 844,25	5,2499	0,18	21,44
42	1,0000	231,99	29,00	-13 167,11	11,0115	959,51	15,79
43	1,0000	187,17	9,00	-13 167,11	11,5001	813,84	15,79
44	1,0000	187,17	9,00	-13 167,11	11,5001	813,84	2,61
45	0,0000	175,35	9,00	-15 227,59	6,9068	122,83	2,61
46	0,1435	99,98	1,013 25	-15 227,59	6,9868	99,00	2,61
47	1,0000	187,17	9,00	-13 167,11	11,5001	813,84	9,77
48	1,0000	171,28	3,50	-13 167,11	11,9190	688,93	9,77
49	1,0000	140,00	3,50	-13 235,70	11,7589	668,07	10,05
50	0,0000	138,86	3,50	-15 385,99	6,5399	73,83	10,05
51	0,0733	99,98	1,013 25	-15 385,99	6,5622	67,17	10,05
52	1,0000	187,17	9,00	-13 167,11	11,5001	813,84	3,41
53	0,0000	175,35	9,00	-15 227,59	6,9068	122,83	3,41
54	0,1435	99,98	1,013 25	-15 227,59	6,9868	99,00	3,41
55	0,0996	99,98	1,013 25	-15 326,64	6,7213	79,10	16,08

Tabla 5.18. Datos termodinámicos del sistema de 1ORC-CC-LC

Estado	Título (-)	T (°C)	p (bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)	e^f (kJ/kg)	m (kg/s)
56	0,0000	90,00	1,013 25	-15 593,31	6,0051	25,97	16,08
57	0,0000	-5,00	3,50	-13 410,09	1,0438	6,42	412,29
58	0,0000	-4,99	6,00	-13 409,80	1,0439	6,66	412,29
59	0,0000	-4,99	6,00	-13 409,80	1,0439	6,66	166,27
60	0,0000	15,00	5,50	-13 335,05	1,3130	1,18	166,27
61	0,0000	-4,99	6,00	-13 409,80	1,0439	6,66	155,22
62	0,0000	15,00	5,50	-13 335,05	1,3130	1,18	155,22
63	0,0000	-4,99	6,00	-13 409,80	1,0439	6,66	78,30
64	0,0000	15,00	5,50	-13 335,05	1,3130	1,18	78,30
65	0,0000	-4,99	6,00	-13 409,80	1,0439	6,66	4,18
66	0,0000	15,00	5,50	-13 335,05	1,3130	1,18	4,18
67	0,0000	-4,99	6,00	-13 409,80	1,0439	6,66	4,14
68	0,0000	15,00	5,50	-13 335,05	1,3130	1,18	4,14
69	0,0000	-4,99	6,00	-13 409,80	1,0439	6,66	4,17
70	0,0000	15,00	5,50	-13 335,05	1,3130	1,18	4,17
71	0,0000	15,00	5,50	-13 335,05	1,3130	1,18	412,29
72	1,0000	25,00	1,013 25	-0,28	5,2579	0,00	35,17
73	1,0000	30,15	1,063 25	4,92	5,2613	4,18	35,17
74	1,0000	183,93	1,063 25	-2577,50	6,2889	55,30	37,03
75	0,8906	40,00	1,013 25	-2913,12	5,3414	2,15	37,03
76	0,0000	40,00	1,013 25	-15 822,32	3,1929	1,58	2,63
77	1,0000	40,00	1,013 25	-1925,40	5,5058	2,20	34,40
78	1,0000	45,17	1,063 25	-1919,95	5,5093	6,62	34,40
79	0,9997	57,47	1,063 25	-1432,99	0,0300	17,17	31,32
80	0,0000	53,30	1,063 25	-12 006,33	-8,0698	4,09	120,08
81	0,0000	53,36	4,00	-12 005,99	-8,0693	4,30	120,08
82	0,0000	105,00	3,50	-11 830,35	-7,5696	30,93	120,08
83	0,0003	104,82	2,00	-11 830,35	-7,5691	30,80	120,08
84	0,0000	119,96	2,00	-11 808,60	-7,5044	46,90	115,40
85	0,0000	119,99	4,00	-11 808,35	-7,5042	47,09	115,40
86	0,0000	69,82	3,50	-11 991,12	-7,9979	11,51	115,40
87	0,0000	40,00	3,00	-12 091,67	-8,3026	1,81	115,40

Tabla 5.18. Datos termodinámicos del sistema de 1ORC-CC-LC

Estado	Título (-)	T (°C)	p (bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)	e^f (kJ/kg)	m (kg/s)
88	0,0000	40,00	3,00	-4370,83	-7,9538	1,16	0,01
89	0,0000	40,00	3,00	-15 799,37	-8,8446	2,00	1,60
90	0,0000	40,04	3,00	-12 141,72	-8,3091	1,81	117,00
91	0,0000	40,07	1,063 25	-12 141,75	-8,3086	1,67	117,00
92	0,9998	40,00	2,00	-9005,22	3,9488	39,20	4,68
93	0,9672	3,00	1,50	-9071,96	3,7778	23,46	4,68
94	0,0000	3,00	1,50	-15 960,90	2,6524	3,74	0,06
95	1,0000	3,00	1,50	-8975,81	3,7935	22,76	4,62
96	1,0000	75,29	3,61	-8913,12	3,8302	74,49	4,62
97	0,9975	3,00	3,11	-8980,18	3,6416	63,66	4,62
98	0,0000	3,00	3,11	-15 937,23	2,6538	4,12	0,00
99	1,0000	3,00	3,11	-8972,87	3,6426	63,42	4,61
100	1,0000	75,71	7,50	-8911,02	3,6788	114,49	4,61
101	0,9987	3,00	7,00	-8978,57	3,4739	108,01	4,61
102	0,0000	3,00	7,00	-15 880,64	2,6561	5,39	0,00
103	1,0000	3,00	7,00	-8974,83	3,4744	107,86	4,61
104	0,0000	3,00	7,00	-15 982,21	2,6497	4,39	0,00
105	1,0000	3,00	7,00	-8972,59	3,4701	107,78	4,61
106	0,0000	-51,08	6,50	-9366,42	1,7374	230,58	4,61
107	0,0000	-51,08	6,50	-9366,42	1,7374	230,58	4,61
108	1,0000	-51,08	6,50	-8861,50	3,3355	114,59	0,00
109	0,0000	36,00	2,50	-15 819,26	5,3311	0,98	8,33
110	0,0000	34,22	2,35	-15 826,72	5,3069	0,72	8,33
111	0,0000	36,00	2,50	-15 819,26	5,3311	0,98	128,31
112	0,0000	44,00	2,35	-15 785,84	5,4378	2,56	128,31

Tabla 5.19. Composición y exergía química de los estados del sistema de 1ORC-CC-LC

Estado	Composición (% molar)								e^q (kJ/kg)
	CH ₄	C ₃ H ₈	N ₂	O ₂	H ₂ O	CO ₂	Glicol	MEA	
1-26	100	0	0	0	0	0	0	0	51 480,00
27-30	0	100	0	0	0	0	0	0	-
31-56	0	0	0	0	100	0	0	0	-
57-71	0	0	0	0	88,94	0	11,06	0	-
72-73	0	0	79	21	0	0	0	0	4,45
74-75	0	0	72,12	1,74	17,43	8,71	0	0	54,76
76	0	0	0	0	100	0	0	0	-
77-78	0	0	80,98	1,96	7,28	9,78	0	0	55,09
79	0	0	82,36	1,99	14,64	0,99	0	0,01	28,29
80-83	0	0	0	0	83,15	5,18	0	11,67	-
84-87	0	0	0	0	84,95	3,12	0	11,93	-
88	0	0	0	0	0	0	0	100	25 145,33
89	0	0	0	0	100	0	0	0	49,96
90-91	0	0	0	0	85,22	3,06	0	11,72	-
92-93	0	0	0,03	0	3,76	96,20	0	0	-
94	0	0	0	0	99,87	0,13	0	0	-
95-97	0	0	0,03	0	0,50	99,46	0	0	-
98	0	0	0	0	99,73	0,27	0	0	-
99-101	0	0	0,03	0	0,25	99,72	0	0	-
102	0	0	0	0	99,39	0,61	0	0	-
103	0	0	0,03	0	0,12	99,85	0	0	-
104	0	0	0	0	100	0	0	0	-
105-106	0	0	0,03	0	0	99,97	0	0	-
107	0	0	0,03	0	0	99,97	0	0	451,40
108	0	0	2,70	0,08	0	97,22	0	0	436,47
109-112	0	0	0	0	100	0	0	0	-

Tabla 5.20. Principales resultados termodinámicos y medioambientales del sistema de 1ORC-CC-LC

Parámetro	Valor
Consumo de BOG de la caldera (kg/h)	6720,13
Consumo específico de energía (kJ/kg)	831,03
Demanda de potencia eléctrica (kW)	8774,63
Exergía aportada (kW)	214 442,73
Exergía destruida (kW)	140 518,70
Eficiencia exergética de la FSRU (%)	34,47
Flujo de energía de regasificación (kW)	85 088,48
EERI (g CO ₂ /MJ)	60,33
CFRI (g CO _{2e} /MJ)	6,16
Eficiencia de captura de CO ₂ (%)	90,02
Flujo másico de CO ₂ L (kg/s)	4,61
Pureza del CO ₂ L (% molar)	99,967

Tabla 5.21. Resultados del sistema de captura de carbono

Parámetro	Valor
Flujo de gases de combustión (kg/s)	34,40
Contenido de CO ₂ en los gases de combustión (% molar)	9,78
Contenido de MEA (% en peso)	30
Ratio L/G (kg/kg)	3,40
Solución pobre (mol CO ₂ /mol MEA)	0,261
Solución rica (mol CO ₂ /mol MEA)	0,444
Carga del rehervidor (kW)	21 616,25
Carga específica del rehervidor (kJ/kg CO ₂)	4689,81
Tipo de empaque del absorbedor y regenerador	Mellapak 250Y
Diámetro del absorbedor (m)	4,417
Altura del empaque del absorbedor (m)	7,000
Diámetro del regenerador etapas 1-4/etapas 5-10 (m)	1,317/2,633
Altura del empaque del regenerador etapas 1-4/etapas 5-10 (m)	2,000/3,000

Tabla 5.22. Balance de potencias del sistema de 1ORC-CC-LC

Equipo	Potencia (kW)	$\eta_{el,m}$ (%)	Potencia eléctrica (kW)	Potencia eléctrica relativa a la demanda (%)
Equipos auxiliares de la FSRU	-	-	2050,90	23,37
C-1	289,56	90,00	321,73	3,67
C-2	285,42	90,00	317,13	3,61
VTF	183,09	90,00	203,44	2,32
VGC	187,42	90,00	208,24	2,37
LD	535,93	80,00	669,91	7,63
B-1	258,72	90,00	287,47	3,28
B-2	3452,86	90,00	3836,51	43,72
B-3	465,82	90,00	517,58	5,90
B-4	135,96	90,00	151,06	1,72
B-5	120,62	90,00	134,02	1,53
B-6	40,27	90,00	44,74	0,51
B-7	28,69	90,00	31,88	0,36
T	9236,47	95,00	8774,65	100,00

Tabla 5.23. Destrucción de exergía y eficiencia exergética por equipos del sistema de 1ORC-CC-LC

Equipo	Exergía de entrada (kW)	Exergía de salida (kW)	Irreversibilidades (kW)	Eficiencia exergética (%)
AC/NGH	4,84	2,16	7,00	44,59 ⁽¹⁾
Caldera	92 339,65	33 050,57	59 289,07	35,79
Sistema de la caldera ⁽²⁾	92 831,06	30 750,29	62 080,77	33,13
C-1	289,56	239,01	50,55	82,54
C-2	285,42	235,68	49,74	82,57
Sistema de CC ⁽³⁾	11 343,32	2259,35	9166,92	19,92
CD	854,07	203,29	650,79	23,80
ATP	203,78	182,53	21,25	89,57
Sistema del ATP ⁽⁴⁾	1423,91	181,91	1242,00	12,78
VTF	183,09	147,04	36,06	80,31
VGC	187,42	152,26	35,16	81,24
TA	1804,21	552,96	1251,26	30,65
Sistema del TA ⁽⁵⁾	1866,44	552,96	1313,49	29,63
LCO2	873,61	566,07	307,54	64,80
LD	535,93	259,93	276,00	48,50
MZ	45,31	25,84	19,47	57,02
ORC ⁽⁶⁾	58 934,72	8772,63	50 162,08	14,89
B-1	258,72	59,26	199,46	22,91
B-2	3452,86	842,20	2610,66	24,39
B-3	465,82	319,51	146,31	68,59
B-4	135,96	113,59	22,36	83,55
B-5	120,62	100,71	19,91	83,49
B-6	40,27	24,87	15,40	61,76
B-7	28,69	21,72	6,98	75,68
PC	2357,95	1592,61	765,34	67,54
Sistema del PC ⁽⁷⁾	2439,28	1592,61	846,67	65,29
VPP	20 236,03	1773,78	18 462,25	8,77
R	0,00	0,00	0,00	-
CMR	4105,61	3198,01	907,60	77,89
T	12 012,78	9236,47	2776,31	76,89
PV-1	62,23	0,00	62,23	-

Tabla 5.23. Destrucción de exergía y eficiencia exergética por equipos del sistema de 1ORC-CC-LC

Equipo	Exergía de entrada (kW)	Exergía de salida (kW)	Irreversibilidades (kW)	Eficiencia exergética (%)
PV-2	81,33	0,00	81,33	-
PV-3	66,90	0,00	66,90	-
V-1	214,17	0,00	214,17	-
V-2	0,00	0,00	0,00	-
V-3	327,81	0,00	327,81	-
V-4	3,15	0,00	3,15	-
V-5	2300,28	0,00	2300,28	-
V-6	0,62	0,00	0,62	-
V-7	1220,13	0,00	1220,13	-
V-8	491,42	0,00	491,42	-
V-9	16,54	0,00	16,54	-
V-10	17,02	0,00	17,02	-
VP	38 367,73	9919,48	28 448,24	25,85
EAG	7231,17	2160,05	5071,12	29,87
CAG-1	1968,14	911,15	2879,28	46,30 ⁽¹⁾
CAG-2	1120,03	850,60	1970,63	75,94 ⁽¹⁾
CAG-3	73,74	22,91	96,66	31,07 ⁽¹⁾
CAG-4	50,04	22,71	72,75	45,38 ⁽¹⁾
CAG-5	29,91	22,85	52,76	76,40 ⁽¹⁾

Notas: (1) La exergía de salida se considera un valor absoluto; sin embargo, el intercambiador de calor actúa como componente disipador. (2) El sistema de la caldera incluye las válvulas V-2 y V-5. (3) El sistema de captura de CO₂ incluye todos los componentes de la Fig. 5.3, excepto el sistema de atemperación. (4) El sistema de atemperación incluye las válvulas V-6 y V-7. (5) El sistema del TA incluye el purgador PV-1. (6) El sistema del ORC incluye todos los componentes asociados al fluido de trabajo y las válvulas V-3 y V-4. (7) El sistema del PC incluye el purgador PV-2.

5.4.1 Efecto del flujo de solvente

La Fig. 5.9 muestra el efecto que provoca la variación del flujo de solvente en los parámetros más relevantes del sistema de regasificación. La eficiencia de captura experimenta un aumento prácticamente lineal a medida que se incrementa el flujo de solvente hasta alcanzar el 93,14 % con un flujo de 149 kg/s, sin embargo, la pureza del CO₂L disminuye ligeramente (ver Fig. 5.9a). Este flujo de solvente supone el valor máximo posible, ya que un valor superior impide que el ORC sea capaz de satisfacer íntegramente la demanda de potencia eléctrica de la FSRU, requiriendo el apoyo de los motores DF. En la Fig. 5.9b se puede visualizar la reducción en el consumo de combustible de la caldera y el aumento de la demanda de potencia eléctrica a medida que el flujo de solvente se acerca al valor máximo. En este límite, el consumo de combustible se reduce un 3,15 % respecto al obtenido para el flujo mínimo, mientras que la demanda de potencia eléctrica se incrementa un 4,08 %. Al mantener constantes el poder calorífico inferior del BOG y el flujo másico de GN regasificado, el consumo específico de energía experimenta la misma reducción que el consumo de combustible (ver Fig. 5.9c). Esta disminución favorece que la eficiencia exergética de la FSRU se incremente un 1,56 %. La Fig. 5.9d muestra la disminución del EERI y CFRI con el aumento del flujo de solvente. En este caso, la energía de regasificación permanece constante al no variar ni el flujo de regasificación ni la composición del GNL. Por tanto, el EERI se ve influenciado exclusivamente por el consumo de combustible de la caldera, experimentando la misma reducción que el consumo específico de energía, mientras que la disminución del CFRI es susceptible también al flujo de CO₂ capturado. Por este motivo, el CFRI presenta un comportamiento más irregular en la gráfica al depender significativamente de los cálculos realizados por el Aspen HYSYS de las columnas del sistema de captura de CO₂ y las tolerancias admitidas en la simulación. Con el flujo de solvente máximo, el CFRI disminuye su valor respecto al flujo mínimo un 33,35 %. A fin de profundizar en el comportamiento del sistema de regasificación, en los siguientes párrafos se interpretan los resultados de las Figs. 5.10 y 5.11, las cuales presentan respectivamente los resultados relevantes de dos subsistemas: el sistema de captura de CO₂ y el ORC.

El incremento del flujo de solvente provoca el aumento de la ratio L/G en el absorbedor, la cual se ve acrecentada por la reducción del flujo de gases a tratar (ver Fig. 5.10a). Respecto al proceso de regeneración, la Fig. 5.10b muestra que el aumento del flujo incrementa la carga en el rehervidor, es decir, mayor flujo de vapor procedente del

atermador, a la vez que empeora la eficiencia del proceso debido al aumento de la carga específica. Otro efecto de incrementar el flujo de solvente es una mayor demanda de refrigeración en el sistema de captura de CO₂, la cual ocasiona un mayor flujo de agua-glicol. Como resultado, la eficiencia exergética del sistema de captura de CO₂ disminuye un 12,83 % con el flujo máximo de solvente, mientras que la exergía aportada por el GN al enfriador de agua-glicol se incrementa un 35,59 % (ver Fig. 5.10c). Respecto al dimensionamiento del sistema de captura de CO₂, la Fig. 5.10d permite observar el aumento de los diámetros de las columnas de absorción y regeneración a medida que el flujo de solvente se acerca al valor máximo.

La Fig. 5.11a muestra como aumenta el punto de ebullición del propano a medida que se incrementa el flujo de solvente, mientras que el flujo másico de propano se ve reducido. El incremento del punto de ebullición produce un mayor salto de entalpía en la turbina, pero también incrementa el consumo específico de potencia en la bomba de propano al incrementar la presión del proceso de vaporización. A pesar de que el flujo de propano disminuye, el incremento de la potencia eléctrica de la bomba es lo suficientemente significativo como para que la potencia eléctrica demandada en la FSRU aumente según se ha visto previamente en la Fig. 5.9b. Esto implica que el salto de entalpía en la turbina es capaz de compensar la reducción del flujo de propano y aumentar la potencia eléctrica generada, satisfaciendo la demanda. El motivo de la reducción del flujo de propano se debe a la condición de mantener la temperatura de regasificación de GN en 10 °C a medida que aumenta el flujo de solvente. Este requisito provoca que la variación del flujo de energía y, por extensión, la del flujo de exergía se mantengan constantes entre los estados correspondientes a la descarga de la bomba *booster* y salida del GN del enfriador de agua-glicol. Por tanto, como la exergía aportada en el enfriador de agua-glicol aumenta con el flujo del solvente (ver Fig. 5.11c), la exergía aportada en el vaporizador debe disminuir a base de reducir el flujo de propano. Esto se puede visualizar en la Fig. 5.11b, la cual muestra la disminución del flujo de exergía aportado en el vaporizador de GN y el incremento de la eficiencia exergética del ORC a medida que aumenta el flujo de solvente. La disminución del flujo de propano reduce la demanda de vapor en el vaporizador de propano hasta tal punto que la demanda global de vapor se ve afectada, provocando que el consumo de combustible de la caldera disminuya según se ha visto anteriormente en la Fig. 5.9b.

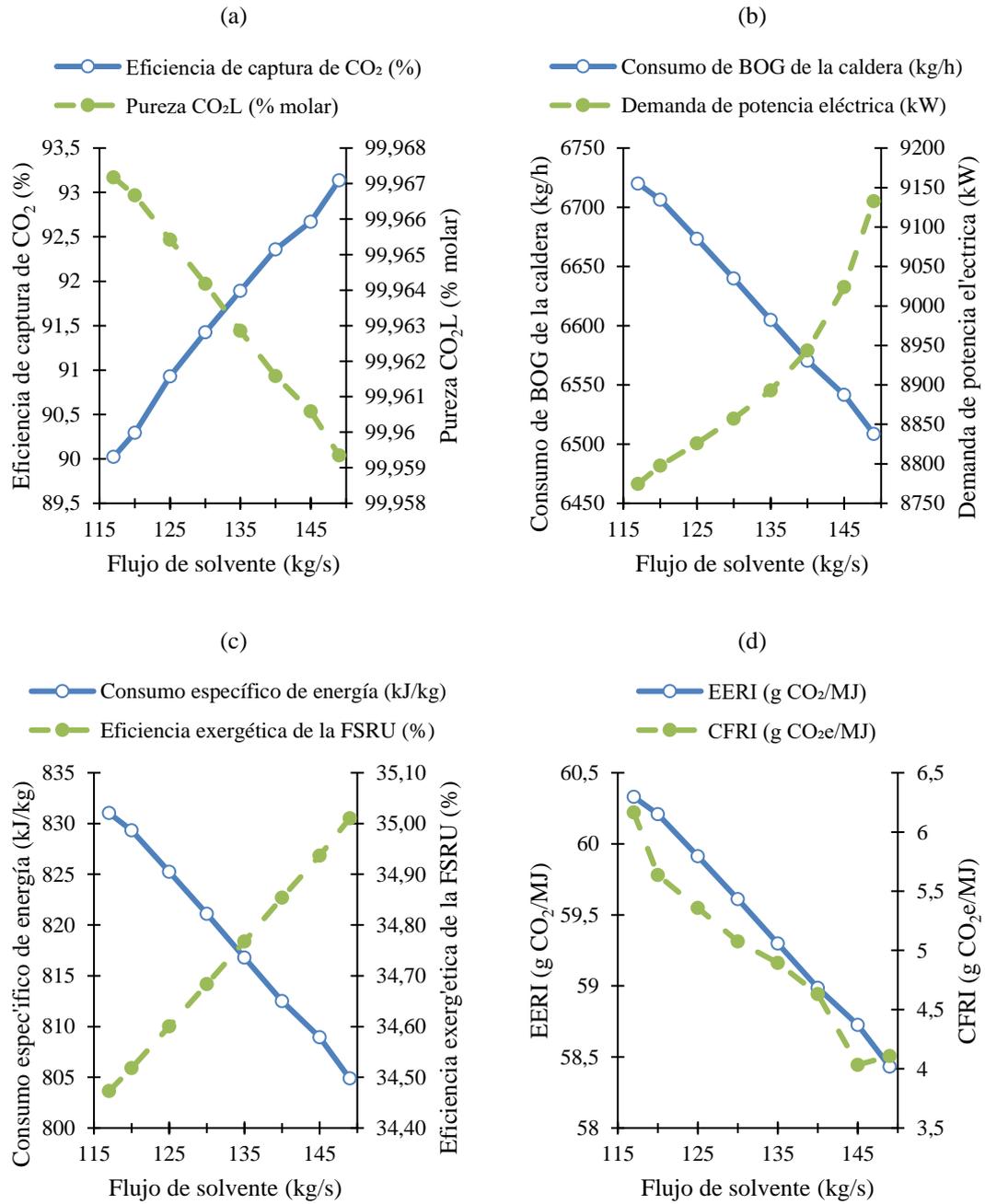


Fig. 5.9. Efecto del aumento del flujo de solvente. (a) Eficiencia de la captura de CO₂ y pureza del CO₂L. (b) Consumo de BOG la caldera y demanda de energía eléctrica. (c) Consumo específico de energía y eficiencia exergética de la FSRU. (d) EERI y CFRI.

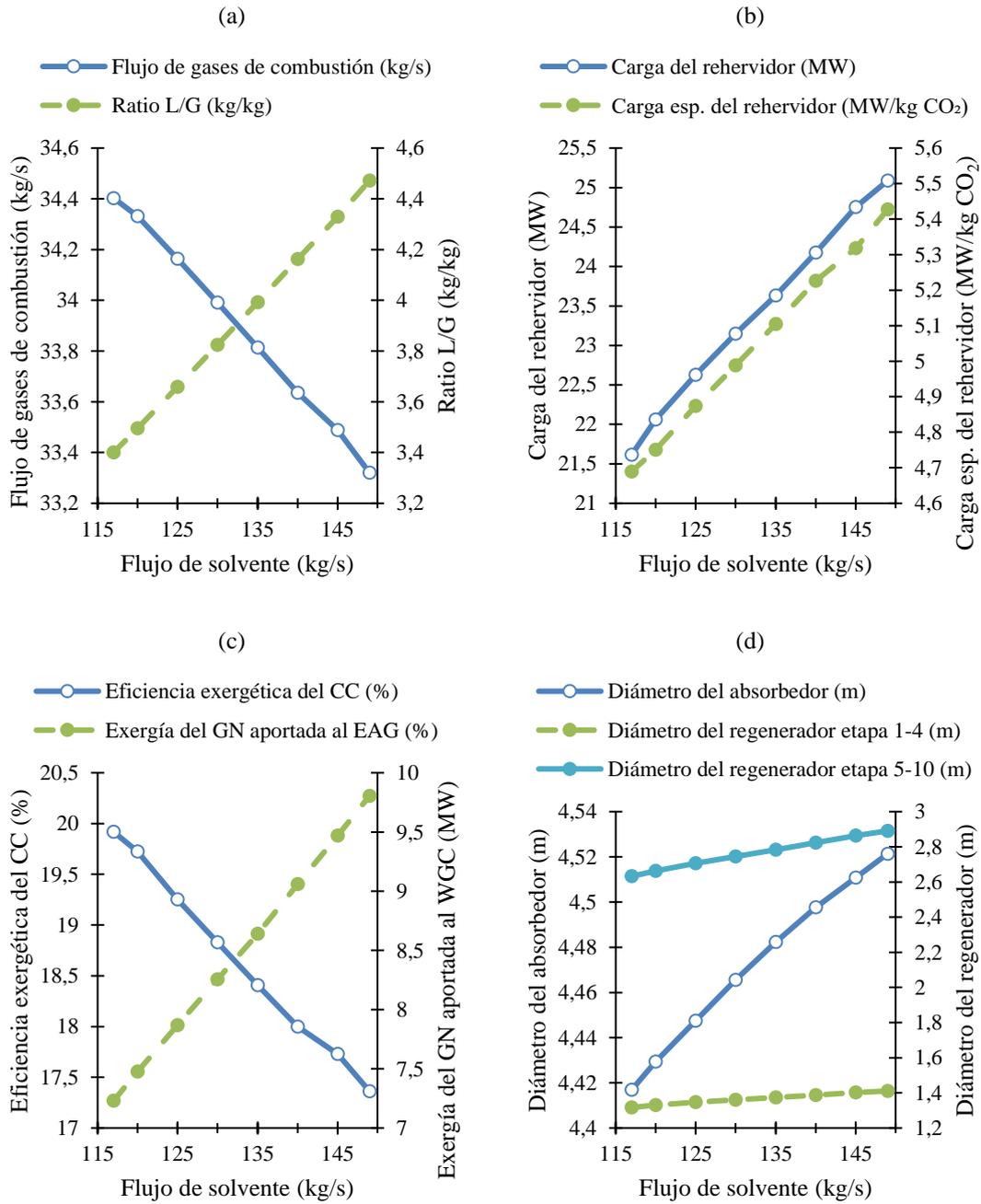


Fig. 5.10. Efecto del aumento del flujo de solvente en el sistema de captura de carbono. (a) Caudal de gases de combustión y ratio L/G. (b) Carga del rehervidor y carga específica del rehervidor. (c) Eficiencia exergetica y exergía del GNL aportada. (d) Diámetros del absorbedor y del regenerador.

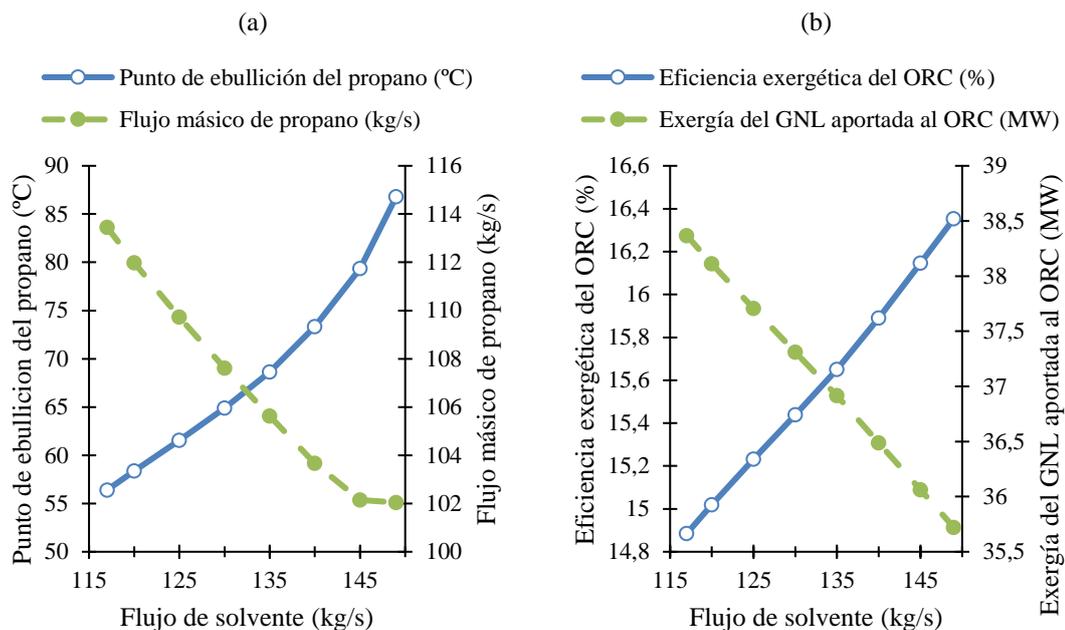


Fig. 5.11. Efecto del aumento del flujo de solvente en el ORC. (a) Punto de ebullición del propano y flujo másico. (b) Eficiencia exergética y exergía del GNL aportada.

5.4.2 Efecto de la composición del GNL

La Tabla 5.24 muestra los principales resultados del sistema de regasificación si el GNL almacenado en el tanque presenta la composición de la Tabla 2.4. Respecto a la composición con metano puro, el consumo de combustible de la caldera se reduce un 6,49 %, mientras que el consumo específico de energía disminuye un 5,99 %. Esto se debe a que el GNL con la composición mencionada es, desde el punto de vista termodinámico, más fácil de regasificar que el metano puro, como se puede apreciar en la reducción del flujo de energía de regasificación de 5,74 %. Por consiguiente, se debe prestar especial atención a la temperatura del GN a la entrada del licuefactor de CO₂.

A pesar de que la potencia eléctrica demandada en la FSRU se reduce un 4,12 %, la temperatura de ebullición del propano se incrementa para hacer frente a la disminución del flujo de vapor en el vaporizador de propano y elevar el salto de entalpía en la turbina. Como resultado, el flujo másico de propano disminuye y, en consecuencia, el flujo de calor intercambiado entre el GNL y el propano resulta menor, sin embargo, esto no es suficiente como para evitar que la temperatura del GN a la salida del ORC aumente. Es más, la temperatura de licuefacción del CO₂ a la presión de 6,5 bar es inferior a la del GN a la entrada del licuefactor y, por ende, se debe incrementar la presión del CO₂ en las dos etapas de compresión de 7,5 a 9,9 bar para que la diferencia de temperatura mínima en el licuefactor se mantenga por encima de 5 °C. Finalmente, la temperatura de licuefacción

del CO₂ es de -42,97 °C, lo cual supone un incremento de 8,11 °C si se compara con el caso de metano puro. De esta explicación y considerando el efecto del flujo de solvente se deduce que el aumento del flujo de la solución pobre puede reducir la presión de licuefacción, puesto que el flujo de calor intercambiado entre el propano y el GNL es menor. Por ejemplo, si se simula el sistema con un flujo de solvente de 120 kg/s, la presión del proceso de compresión se reduce a 9,6 bar.

Tabla 5.24. Principales resultados del efecto de la composición del GNL

Parámetro	Valor	Diferencia (-)	Diferencia porcentual (%)
Proceso			
Consumo de BOG de la caldera (kg/h)	6284,16	-435,96	-6,49
Consumo específico de energía (kJ/kg)	781,27	-49,75	-5,99
Demanda de potencia eléctrica (kW)	8413,37	-361,26	-4,12
Exergía aportada (kW)	193 369,54	-21 073,20	-9,83
Exergía destruida (kW)	128 512,97	-12 005,72	-8,54
Eficiencia exergética de la FSRU (%)	33,54	-0,93	-2,70
Flujo de energía de regasificación (kW)	80 205,29	-4883,19	-5,74
EERI (g CO ₂ /MJ)	59,85	-0,48	-0,79
CFRI (g CO ₂ e/MJ)	5,22	-0,94	-15,26
Eficiencia de captura de CO ₂ (%)	90,73	0,71	0,79
Flujo másico de CO ₂ L (kg/s)	4,38	-0,23	-4,93
Pureza del CO ₂ L (% molar)	99,966	-0,001	0,00
Sistema de captura del CO₂			
Flujo de gases de combustión (kg/s)	32,01	-2,39	-6,95
Contenido de CO ₂ en los gases de combustión (% molar)	9,87	0,08	0,84
Ratio L/G (kg/kg)	3,65	0,25	7,47
Solución pobre (mol CO ₂ /mol MEA)	0,262	0,00	0,15
Solución rica (mol CO ₂ /mol MEA)	0,434	-0,01	-2,17
Carga del rehervidor (kW)	21 203,90	-412,35	-1,91
Carga específica del rehervidor (kW)	4839,17	149,36	3,18
Diámetro del absorbedor (m)	4,305	-0,112	-2,53
Diámetro del regenerador etapas 1-4 (m)	1,303	-0,014	-1,04
Diámetro del regenerador etapas 5-10 (m)	2,618	-0,015	-0,56

Por otro lado, el efecto positivo de la reducción del consumo de combustible no implica que el sistema sea más eficiente desde el punto de vista exergético. Aunque la exergía aportada y la destrucción de exergía de la FSRU se ven reducidos, la eficiencia exergética disminuye un 2,70 %.

Respecto al EERI y CFRI, los valores se reducen respectivamente un 0,79 y 15,26 %. El EERI, a pesar de evaluar las emisiones de CO₂ procedentes del consumo de combustible, es un mejor indicativo de la eficiencia energética de la FSRU que el consumo específico de energía a la hora de comparar GNL con distinta composición, ya que el primero se determina a partir del flujo de energía de regasificación en lugar de limitarse al flujo másico de GN regasificado. La diferencia porcentual del CFRI resulta significativa si se compara con el EERI. En el CFRI, la reducción del consumo de combustible es doblemente beneficiosa, puesto que, además de reducir las emisiones de CO₂ procedentes de la combustión, el flujo de gases a tratar es menor. Por lo anterior, la ratio L/G aumenta, incrementando la eficiencia de captura. Adicionalmente, el dimensionamiento del sistema de captura de CO₂ es menor al disminuir ligeramente los diámetros de las columnas.

La comparación de las composiciones de GNL demuestra que el metano puro ofrece en la mayoría de los resultados termodinámicos, ambientales y de dimensionamiento una posición más conservadora y adecuada a la hora de usarla como composición de referencia. Sin embargo, se debe prestar atención a la hora de establecer la presión de licuefacción del CO₂.

5.4.3 Efecto de la pureza del CO₂ licuado

Los principales resultados del aumento de la pureza del CO₂L se muestran en la Fig. 5.12. A medida que se incrementa el título de vapor a la salida del licuefactor, el contenido de nitrógeno en la fase líquida se reduce y la temperatura del CO₂L aumenta aproximándose más a la temperatura de saturación del CO₂ puro (ver Fig. 5.12a). Sin embargo, la eficiencia de captura y el flujo de CO₂L disminuye rápidamente con el incremento de la pureza del CO₂L, especialmente a partir del 99,990 % de pureza (ver 5.12b). Además, el aumento del título de vapor reduce el flujo de calor transferido en el licuefactor. Esto favorece un ligero incremento del consumo específico de energía, es decir, consumo de combustible en la caldera, y, en combinación con la disminución del flujo de CO₂L, reduce tenuemente la eficiencia exergética de la FSRU como se puede apreciar en la Fig. 5.12c. La Fig. 5.12d muestra que el efecto asociado al incremento de pureza es más

significativo en el CFRI que en el EERI, ya que el EERI se ve afectado exclusivamente por el ligero aumento del consumo de combustible. La reducción del flujo de CO₂L supone para una pureza del 99,995 % un incremento en el CFRI del 60,61 % respecto al caso de licuefacción total del flujo de CO₂.

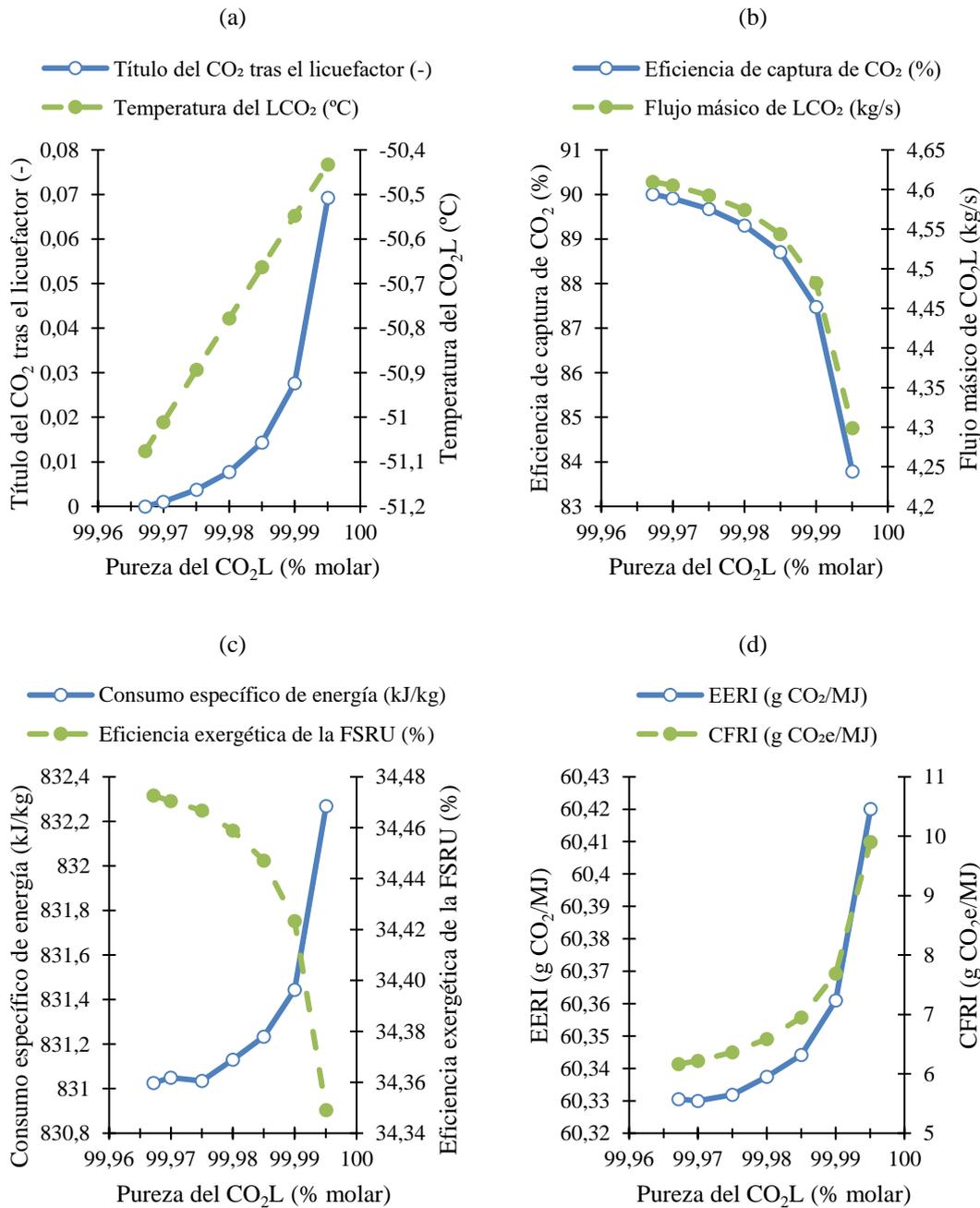


Fig. 5.12. Efecto del aumento de la pureza del CO₂L. (a) Título de vapor del CO₂ tras el licuefactor y temperatura del CO₂L. (b) Eficiencia de la captura de CO₂ y flujo másico de CO₂L. (c) Consumo específico de energía y eficiencia exergética de la FSRU. (d) EERI y CFRI.

5.4.4 Comparación con otros sistemas de regasificación

El sistema de regasificación de 1ORC-CC-LC se compara termodinámicamente en la Fig. 5.13 con los principales sistemas instalados en FSRU (AM-LA, P-LA y AG-LC) estudiados en el Capítulo 3. La Fig. 5.13a muestra que el sistema en lazo cerrado propuesto reduce el consumo específico de energía un 18,00 % respecto al sistema de agua-glicol convencional. A pesar de esta reducción significativa, el valor es 3,7 veces superior si se compara con los sistemas de regasificación en lazo abierto. Respecto al análisis exergético, en la Fig. 5.13b se observa que el sistema de 1ORC-CC-LC presenta una eficiencia un 13,91 % mayor que la del sistema de AG-LC.

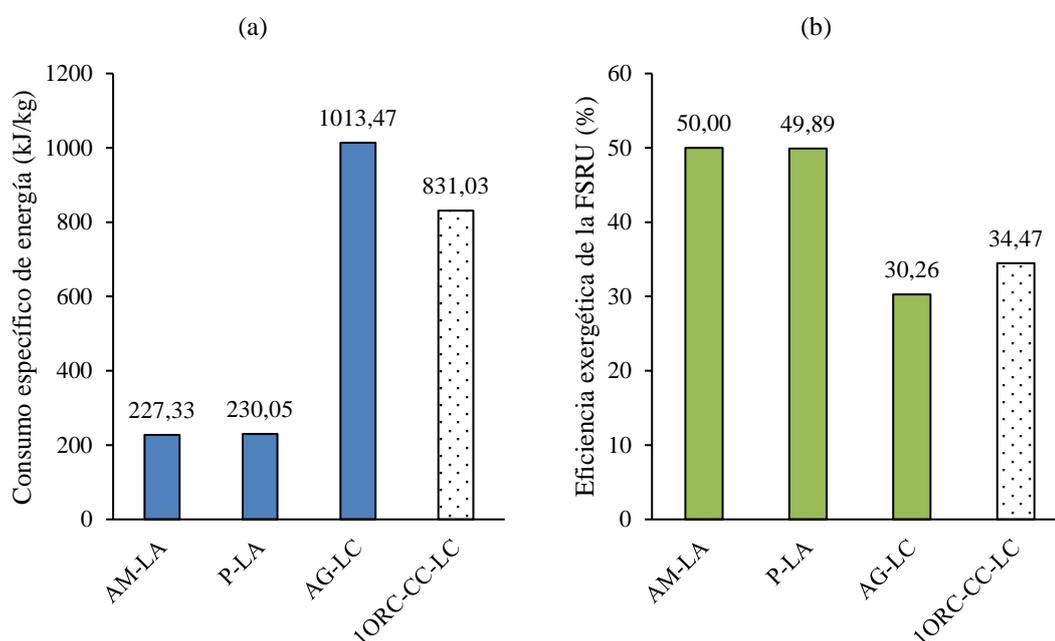


Fig. 5.13. Comparación del sistema de 1ORC-CC-LC con los sistemas de regasificación analizados en el Capítulo 3. (a) Consumo específico de energía. (b) Eficiencia exergética de la FSRU.

Las emisiones de CO₂ por energía de regasificación de la FSRU para los anteriores sistemas, incluyendo el sistema de GCU-LA y el de 1ORC-LA (ver Capítulo 4), se muestran en la Fig. 5.14. En este caso, para comparar el sistema de 1ORC-CC-LC con el resto de sistemas en las mismas condiciones de simulación, se utilizan los resultados obtenidos con la composición de GNL de la Tabla 2.4. Si se toma como referencia el sistema en lazo abierto con menor EERI, es decir, el sistema de 1ORC-LA, el valor obtenido para el sistema en lazo cerrado propuesto es 5,92 veces superior (ver Fig. 5.14a). Sin embargo, la Fig. 5.14b muestra que el sistema de 1ORC-CC-LC disminuye el CFRI un 59,27 % respecto al mismo sistema y no produce emisiones de metano relacionadas con el proceso de combustión de los motores DF. Si se toma de referencia el sistema de

AG-LC, el EERI y CFRI del sistema propuesto son respectivamente un 17,54 y 93,14 % inferiores.

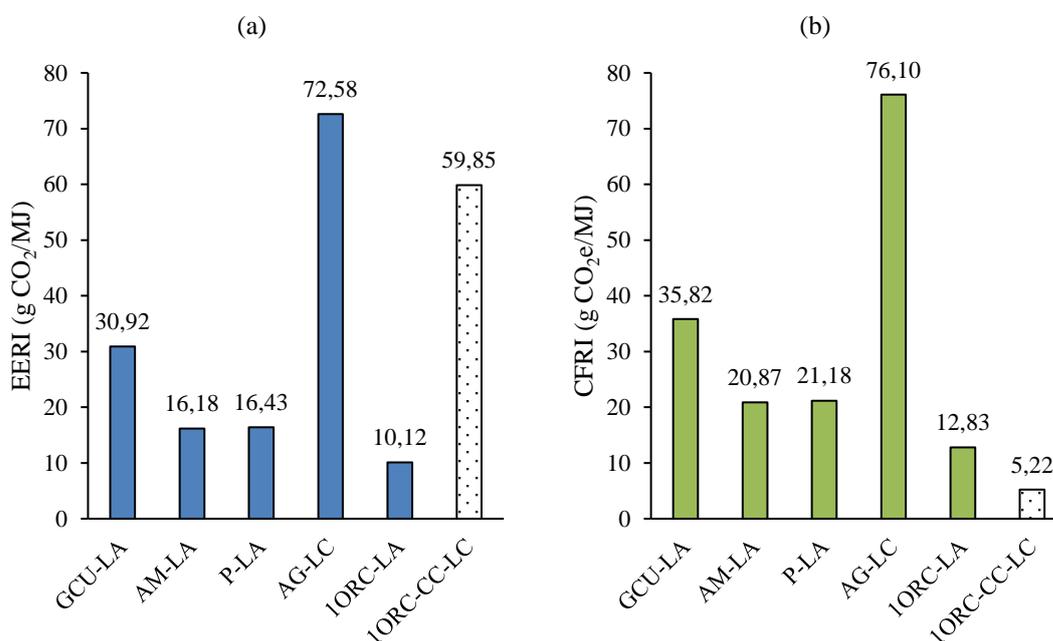


Fig. 5.14. Comparación del sistema de IORC-CC-LC con los sistemas de regasificación analizados en el Capítulo 4. (a) EERI. (b) CFRI.

En resumen, el sistema de regasificación de IORC-CC-LC, a pesar de disponer de un mayor consumo energético que los sistemas en lazo abierto, es significativamente más eficiente que el sistema en lazo cerrado convencional. Esto se debe a que el consumo de combustible de la caldera se destina a la producción de energía eléctrica y captura de CO₂, consiguiendo un nivel de emisiones de CO₂ inferior a los sistemas en lazo abierto sin hacer uso alguno del agua de mar durante el proceso de regasificación.

5.5 Conclusiones

En el presente capítulo se ha analizado desde el punto de vista termodinámico y medioambiental un sistema de regasificación en lazo cerrado para FSRU que integra un ORC para la producción de energía eléctrica y un sistema de captura de CO₂ de absorción química con MEA. El CO₂ capturado se licúa utilizando la energía fría del proceso de regasificación. Las principales conclusiones que se extraen del estudio del sistema de IORC-CC-LC son las siguientes:

- El sistema de regasificación en lazo cerrado propuesto para una eficiencia de captura de CO₂ del 90,02 % es capaz de producir suficiente potencia eléctrica en el ORC como para satisfacer íntegramente la demanda de la FSRU. En estas condiciones, los

resultados termodinámicos obtenidos demuestran que el consumo específico de energía y la eficiencia exergética son respectivamente 831,03 kJ/kg y 34,47 %. Respecto a los resultados medioambientales, el EERI y CFRI obtenidos son 60,33 g CO₂/MJ y 6,16 g CO_{2e}/MJ.

- El incremento del flujo de solvente favorece una mayor eficiencia de captura, pero existe un valor máximo delimitado por la capacidad del ORC de cubrir la demanda de potencia eléctrica de la FSRU. A medida que se incrementa el flujo de solvente, la energía/exergía fría requerida por el sistema de captura aumenta, reduciendo el aporte al ORC. Esto provoca un menor flujo másico de propano y el aumento de la temperatura de ebullición para que la turbina continúe satisfaciendo la demanda de potencia eléctrica de la FSRU. En consecuencia, el consumo de combustible en la caldera disminuye, al igual que el consumo específico de energía, el EERI y el CFRI, mientras que la eficiencia exergética de la FSRU y los diámetros de las columnas del absorbedor y regenerador aumentan.
- El análisis de las diferentes composiciones de GNL demuestra que el metano puro ofrece generalmente resultados más conservadores que la composición de la Tabla 2.4. Por tanto, el metano puro resulta una composición de referencia adecuada para realizar los cálculos del sistema. Sin embargo, se debe establecer una presión de compresión del CO₂ capturado lo suficientemente alta para garantizar que el proceso de licuefacción se pueda realizar con composiciones de GNL reales.
- La pureza del CO₂L se puede mejorar aumentando el título de vapor a la salida del licuefactor. Esto apenas tiene efecto en el consumo específico de combustible, eficiencia exergética y EERI. Sin embargo, la eficiencia de captura de CO₂ y el CFRI se ven afectados de forma significativa a media que se incrementa la pureza, especialmente para valores superiores del 99,990 %.
- El sistema de 1ORC-CC-LC es más eficiente que el sistema de AG-LC instalado en FSRU; el consumo específico de energía disminuye un 18,00 %, mientras que la eficiencia exergética aumenta un 13,91 %. A pesar de esta mejora significativa, el consumo de combustible continúa siendo elevado y, en consecuencia, los resultados de los parámetros mencionados anteriormente distan bastante de los obtenidos para sistemas de regasificación en lazo abierto. Sin embargo, el sistema de regasificación en lazo cerrado propuesto consigue un nivel de emisiones de CO₂ 4 veces inferior al

de los sistemas en lazo abierto instalados habitualmente en FSRU sin hacer uso alguno del agua de mar durante el proceso de regasificación. Además, si se compara con el sistema de 1ORC-LA, el CFRI del sistema de 1ORC-CC-LC es un 59,27 % inferior.

Los sistemas de captura de carbono representan una posible solución para reducir las emisiones de CO₂ procedentes del sector marítimo, incluyendo aquellos buques que no se destinan al transporte como es el caso de las FSRU. El desarrollo de nuevos sistemas de regasificación en lazo cerrado que combinen el aprovechamiento de la energía fría del GNL con la captura de CO₂ son necesarios si se pretende mejorar la eficiencia y reducir drásticamente las emisiones de CO₂ producidas en el proceso de regasificación de las FSRU.

Capítulo 6

Sistema de regasificación en lazo abierto con ORC y ciclo abierto de GNL

6.1 Introducción

La mayoría de los sistemas de regasificación en lazo abierto no aprovechan de forma eficiente la energía fría del GNL adquirida previamente en el proceso de licuefacción y, en consecuencia, se desecha directamente al mar. Esto ha conducido a que la comunidad científica investigue la utilización de la energía fría del GNL.

Respecto a la investigación del ORC con aprovechamiento de la energía fría del GNL, los estudios se centran en la selección de fluidos de trabajo, arquitecturas del sistema e integración de fuentes de calor residuales o renovables. La literatura es extensa y existen revisiones recientes que recogen las principales contribuciones de los investigadores como en [11,12,20–22]. En las revisiones mencionadas se puede apreciar que la mayoría de los trabajos publicados sobre el ORC tratan el análisis de diversas configuraciones que emplean fluidos de trabajo puros, mientras que el número de investigaciones sobre mezclas zeotrópicas es menor a pesar del interés general que suscita actualmente su utilización para mejorar la producción de potencia de los ORC [119,120]. El deslizamiento de temperatura durante el proceso de cambio de fase de las mezclas zeotrópicas permite reducir las irreversibilidades en los procesos de transferencia de calor con la fuente de calor o el sumidero, ya que es posible ajustar los perfiles de temperatura de forma más adecuada que con los fluidos puros [119]. A continuación, se describen brevemente las principales aportaciones relacionadas con la explotación de la energía fría del GNL mediante ORC con mezclas zeotrópicas.

En investigaciones recientes, Sun *et al.* [121] consideran la utilización de mezclas ternarias de metano, etano (o etileno) y propano para diferentes configuraciones de un

novedoso ORC simple. El ciclo se evalúa de forma aislada y combinándolo con la expansión directa de GN, sin embargo, en ambos casos el etileno ofrece mejores resultados (eficiencia energética y exergética) que el etano. Lee *et al.* [122] realizan el análisis termodinámico de un ORC con precalentador, sobrecalentador, recalentador y turbina de dos etapas que, además de aprovechar la energía fría del GNL, utiliza el vapor de baja presión procedente de una planta térmica de carbón pulverizado con captura de CO₂. El ORC propuesto utiliza una mezcla ternaria de n-pentano/R23/R14 e incrementa la potencia generada un 56 y 59 % en comparación con el propano puro y una mezcla binaria de agua/amoníaco, respectivamente, además de mejorar tanto la eficiencia energética como la exergética. Kim *et al.* [123] estudian la utilización de mezclas binarias en un ORC de tres etapas en cascada para un rango de temperaturas de la fuente de calor de 25-85 °C. Las composiciones de los fluidos de trabajo candidatos se optimizan para minimizar la exergía destruida. Los resultados demuestran que la mezcla R14/propano es la más adecuada para la primera etapa, mientras que la mezcla etano/n-pentano resulta idónea para la segunda y tercera etapa, no obstante, la composición en esta última varía en función de la temperatura de la fuente de calor. Lee and Mitsos [124] proponen un método de optimización híbrido (dos pasos) para la selección de los componentes y de la composición del fluido de trabajo de un ORC simple. Los autores consideran mezclas ternarias en el proceso de optimización, obteniendo los mejores resultados con una mezcla de n-pentano/R23/R14. Xue *et al.* [125] realizan el análisis energético, exergético y económico de un ORC de dos etapas en cascada y una tercera en serie donde la etapa en cascada de mayor temperatura ofrece refrigeración para procesos externos. El sistema propuesto se compara con un ORC de dos etapas en cascada y ambas configuraciones se evalúan para un total de cuatro casos en los que se utiliza como fluidos de trabajo en las distintas etapas hidrocarburos puros o mezclas binarias y ternarias de metano, etano, etileno y propano. Bao *et al.* [126] proponen un método de optimización de un solo paso para la selección de los fluidos de trabajo (componentes y composición) y lo aplica en dos ORC, uno de ellos con aprovechamiento de la energía fría del GNL (ORC de dos etapas de condensación). Ambos sistemas se simulan para fluidos de trabajo puros y mezclas binarias y ternarias. El ORC con aprovechamiento de la energía fría obtiene la máxima potencia neta para una mezcla ternaria de propileno/isobutano/pentano. Bao *et al.* [127] combinan el ORC de dos etapas de condensación con la expansión directa del GN y evalúan desde fluidos de trabajo puros hasta mezclas de cinco componentes. Los resultados sugieren que las mezclas binarias de hidrocarburos son más eficientes que las

de hidrofluorocarbonos, sin embargo, la potencia neta se reduce gradualmente a medida que se incrementa el número de componentes. Por tanto, los autores concluyen que el número máximo de componentes se debe limitar a tres. Yuan *et al.* [128] realizan la optimización multiobjetivo (potencia neta y coste total) de dos ORC de múltiples etapas de condensación (dos y tres etapas) con mezclas binarias y ternarias aplicando el método del punto ideal para determinar el diseño óptimo del frente de Pareto. Los resultados sugieren que el diseño óptimo se consigue para un ORC de dos etapas de condensación con mezclas binarias compuestas de etano o etileno. Tian *et al.* [129] realizan el análisis energético, exergético y económico de un ORC de dos etapas en serie con mezclas binarias (etano/etileno (o propileno) en la etapa de baja temperatura e isobutano (o n-butano)/isopentano (o n-pentano) en la de alta) para un buque propulsado por GNL. El sistema utiliza el agua de camisas del motor DF como fuente de calor en la etapa de baja temperatura, mientras que en la de alta temperatura emplea los gases de escape. Los resultados demuestran que el ORC propuesto alcanza la máxima producción de potencia con fluidos puros en ambas etapas (etileno e isobutano), mientras que el mejor rendimiento económico se consigue con una mezcla de etano/propileno en la etapa de baja temperatura y n-butano puro en la de alta. Mosaffa y Garoushi [130] integran la energía fría del GNL en la generación de potencia del ORC de un estanque solar de gradiente salino y estudian varias mezclas binarias, obteniendo el fluido de trabajo R245ca/R236ea los mejores resultados termodinámicos. He *et al.* [131] proponen un proceso de desalación del agua de mar mediante hidratos que utiliza la energía fría del GNL e incorpora un ORC simple. Tres fluidos de trabajo puros (etileno, etano y R32) y una mezcla binaria (etano/propano) son considerados para el ORC, obteniendo esta última los resultados óptimos en relación con la potencia generada y producción de agua dulce. He *et al.* [132] exploran los efectos que producen la presión de vaporización del GNL, temperatura del agua de mar, diferencia de temperatura mínima y selección del fluido de trabajo en el rendimiento termodinámico de un ORC simple. Los autores evalúan nueve fluidos de trabajo puros con sus correspondientes combinaciones binarias. La mezcla propileno/etano incrementa más de un 20 % tanto la eficiencia energética como la exergética respecto al fluido de trabajo puro óptimo.

En resumen, las investigaciones hasta ahora de las mezclas zeotrópicas contemplan diferentes configuraciones de ORC para aprovechar la energía fría del GNL, sin embargo, la más estudiada es la del ORC simple. Respecto a los fluidos de trabajo, las mezclas

ternarias de hidrocarburos han obtenido de forma general buenos resultados termodinámicos, sin embargo, pocos estudios abordan el análisis económico de los sistemas con mezclas de tres componentes y cuando se comparan con mezclas binarias, estas últimas han conseguido un mayor rendimiento económico. Respecto a las mezclas que ofrecen mejores resultados, la mayoría presentan etano o etileno en su composición. Aunque existen publicaciones que evalúan la generación de potencia eléctrica combinando la energía fría del GNL con fuentes de calor de baja temperatura o estudios que integran el ORC en procesos donde la energía fría era aprovechada únicamente por su capacidad de refrigeración, estas aportaciones resultan ínfimas y bastante recientes. Por tanto, la utilización de la energía fría del GNL en ORC con mezclas zeotrópicas es un campo de interés y mínimamente explotado considerando las posibles aplicaciones. Concretamente, el estudio de su aplicación en FSRU es prácticamente nulo.

Como se ha visto en el Capítulo 2, las investigaciones sobre la aplicación del ORC con aprovechamiento de la energía fría en FSRU se centran en sistemas de regasificación en lazo abierto con configuraciones de ORC tanto en serie (hasta tres etapas) como en cascada (máximo cuatro etapas) y la posible integración del calor residual de los gases de escape de los motores. Respecto a los fluidos de trabajos utilizados, estos son en la mayoría puros, ofreciendo el etano y propano los mejores resultados, aunque se ha demostrado que la mezcla zeotrópica etano/propano es capaz de mejorar la eficiencia respecto a la utilización de ambos por separado como fluidos de trabajo puros.

Ninguno de los trabajos publicados hasta el momento tiene en consideración el efecto que provoca la integración del ORC en el balance de potencia eléctrica de la FSRU, es decir, la reducción de carga en los motores DF y, en consecuencia, la disminución de las emisiones de gases de efecto invernadero asociadas al consumo de combustible. Además, ningún estudio contempla la combinación del ciclo de Rankine abierto (CRA) con las arquitecturas de ORC habituales. Mientras que en este último cada una de las etapas presenta un fluido de trabajo propio, en el CRA parte del GN regasificado se recircula al inicio del proceso de regasificación, sometándose a un proceso de expansión para la producción de energía eléctrica y posterior condensación con la energía fría del GNL [9,133].

En el presente capítulo se realiza el análisis energético, exergetico y económico de un sistema de regasificación en lazo abierto que combina las configuraciones de ORC en

serie con un CRA para conseguir cero emisiones de gases de efecto invernadero en la FSRU durante el proceso de regasificación. Concretamente, se evalúan configuraciones de hasta tres etapas en las cuales se valora la utilización de mezclas zeotrópicas de etano/propano para mejorar la eficiencia del sistema, siempre que sea posible, además de buscar las mejores composiciones. Las configuraciones capaces de cumplir con el objetivo de emisiones nulas se comparan con los sistemas de regasificación habituales instalados a bordo.

6.2 Descripción del sistema

Las emisiones de carbono relacionadas con el proceso de regasificación de una FSRU se pueden determinar a nivel de diseño mediante dos índices: EEDI y el CFDI. El primer índice permite evaluar las emisiones de CO₂ debido el consumo de combustible, es decir, analiza la eficiencia energética del proceso, mientras que el segundo determina las emisiones de CO₂ equivalente e incluye tanto las emisiones de metano procedentes de los motores DF como el CO₂ capturado por la posible instalación de sistemas de captura.

La ecuación simplificada del EEDI para un sistema de regasificación que opera en lazo abierto y dispone de un recondensador para gestionar el exceso de BOG es:

$$EEDI = \frac{(P_{AE} - P_{AEeff})C_{FAE}SFC_{AE}}{\dot{m}_{GN}(h_{GN} - h_{GNL})} \quad (6.1)$$

De forma similar al EEDI, el CFDI para el mismo tipo de sistema de regasificación se define mediante el CEDI con las siguientes ecuaciones:

$$CEDI = EEDI - \frac{f_{CCSAE}(P_{AE} - P_{AEeff})C_{FAE}SFC_{AE}}{\dot{m}_{GN}(h_{GN} - h_{GNL})} \quad (6.2)$$

$$CFDI = \frac{(P_{AE} - P_{AEeff})(PCG_{CH_4} - (1 - f_{CCSAE})C_{FCH_4})MS_{AE}}{\dot{m}_{GN}(h_{GN} - h_{GNL})} + CEDI \quad (6.3)$$

Considerando los términos de las Ecs. (6.1) y (6.3), las emisiones de CO₂ y metano durante el proceso de regasificación en una FSRU que opera en lazo abierto se deben exclusivamente a la producción de energía eléctrica en los motores DF. En consecuencia, si se pretende reducir el nivel de emisiones, existen dos alternativas: el tratamiento de los gases de escape de los motores DF mediante un sistema de captura de CO₂ (f_{CCSAE}) y el aprovechamiento de la energía fría del proceso de regasificación para la generación de electricidad (P_{AEeff}). La primera opción presenta el inconveniente de no reducir el EEDI, ya que la instalación de un sistema de captura de CO₂ como tal no mejora la eficiencia

energética del proceso, mientras que en el CFDI existen emisiones asociadas al deslizamiento de metano. Por tanto, para conseguir un valor nulo de emisiones en ambos índices, resulta necesario reducir el consumo de combustible a cero en los motores DF, es decir, se debe diseñar un sistema de regasificación con aprovechamiento de la energía fría del GNL capaz de satisfacer la demanda de la FSRU.

La Fig. 6.1 muestra el esquema simplificado del sistema de regasificación en lazo abierto propuesto para la FSRU modelo (ver características en la Sección 3.2.1), el cual combina ORC en serie con un CRA para satisfacer la demanda de potencia eléctrica a bordo de la FSRU. La denominación completa del sistema de regasificación considerando los capítulos anteriores es ORC-CRA-LA, no obstante, se suprime la abreviación que hace alusión al lazo de operación hasta la Sección 6.4.3 inclusive, ya que solo se analizan posibles alternativas del sistema en lazo abierto. A continuación, se describe el sistema mediante las trayectorias que siguen el GNL y BOG a través de este.

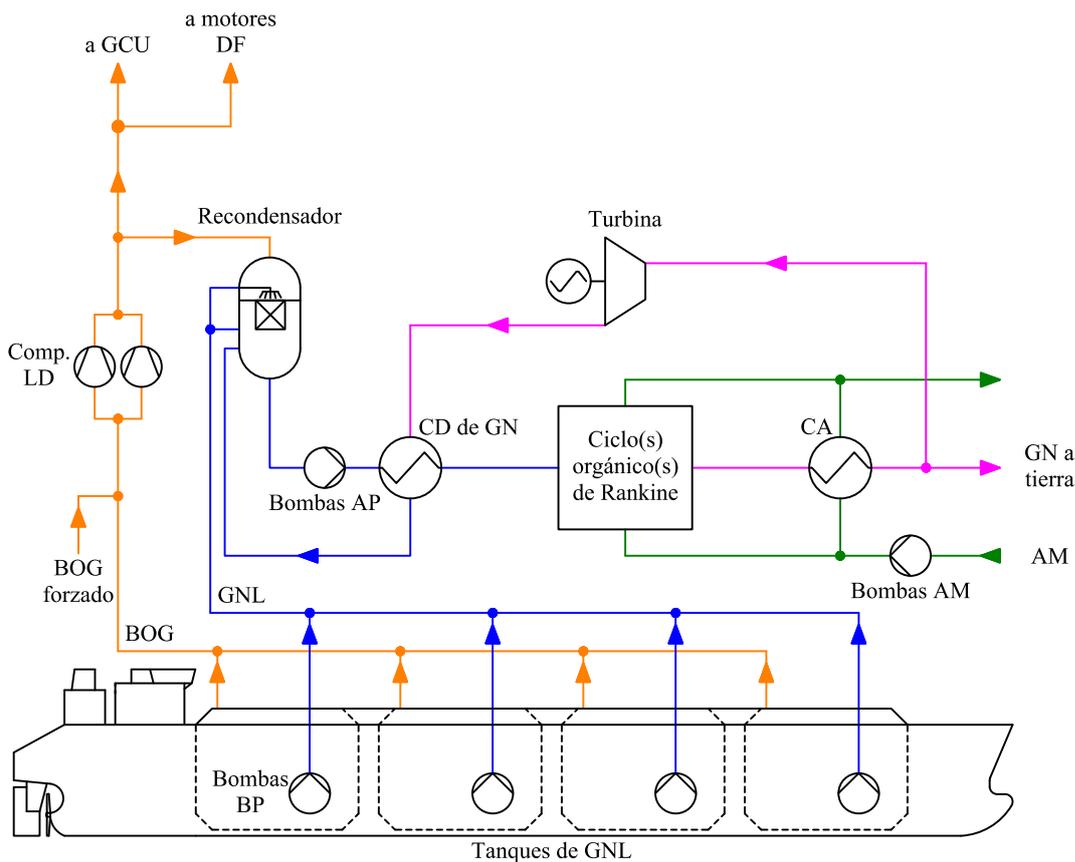


Fig. 6.1. Esquema simplificado del sistema de regasificación en lazo abierto de ORC-CRA.

La Fig. 6.2 muestra los procesos relacionados con la aportación de GNL al sistema de regasificación, la gestión del BOG y la expansión y condensación del GN recirculado en el CRA. El GNL contenido en el tanque de almacenamiento es impulsado por la bomba

de alimentación (B-1) hacia el recondensador (R). Antes de entrar, el GNL pasa por la válvula (V-1), donde se producen las pérdidas de carga. El GNL que sale de la parte inferior del recondensador aumenta su presión en la bomba *booster* (B-2) antes de entrar en el condensador del GN (CD-1). A continuación, el GNL calentado aumenta la temperatura en el proceso de condensación de los ORC. En cuanto al BOG generado en el tanque de almacenamiento, este se mezcla con el BOG del FV. Este último sólo se utiliza en aquellas situaciones en las que el consumo del motor supera el BOG generado en los tanques. En cualquier caso, el BOG se enfría a una temperatura de $-120\text{ }^{\circ}\text{C}$ en el mezclador (MZ). El proceso de enfriamiento se realiza mediante la pulverización del GNL suministrado por la bomba *fuel gas* sobre el caudal de BOG. Si se utiliza el FV, esta bomba se encarga de aportar el GNL. A continuación, el compresor LD aumenta la presión del BOG procedente del separador y, posteriormente, el BOG de alta presión consumido por los motores se acondiciona en el AC/NGH, mientras que el BOG sobrante se dirige al recondensador a través de la válvula (V-2). Si el exceso de BOG no se puede condensar, se quema directamente en la GCU. Como el sistema propuesto está diseñado para satisfacer la demanda de potencia eléctrica, los caudales de BOG forzado y BOG consumido por los motores y la GCU deben ser cero. Por último, el GN recirculado se expande en la turbina (T-1) y, posteriormente, se condensa en el CD-1 antes de entrar en el recondensador.

La Fig. 6.3 muestra las tres configuraciones en serie consideradas para combinar con el CRA y alcanzar el objetivo de cero emisiones: 1ORC (ver Fig. 6.3a), 2ORC (ver Fig. 6.3b) y 3ORC (ver Fig. 6.3c). Cada etapa presenta una configuración ORC simple que consiste en una bomba para incrementar la presión del fluido de trabajo, un vaporizador que utiliza el agua de mar como fuente de calor y un condensador que aprovecha la capacidad de refrigeración del GNL. El agua de mar es suministrada por la bomba a cada una de las etapas y también al calentador de ajuste (CA). A salida de este último, el GN se encuentra en condiciones de exportación al gasoducto y parte del flujo es recirculado hacia T-1 para la operación del CRA. Mientras que el CRA opera con el propio GN como fluido de trabajo, en las etapas se considera la utilización de mezclas zeotrópicas de etano/propano (1ORC, 2ORC y las dos primeras etapas del 3ORC) y de n-butano/propano (última etapa del 3ORC) para mejorar la eficiencia del proceso de regasificación y maximizar la potencia producida por los ciclos. Al variar la composición en este tipo de mezclas, los perfiles de temperatura en los procesos de intercambio de calor con el GNL

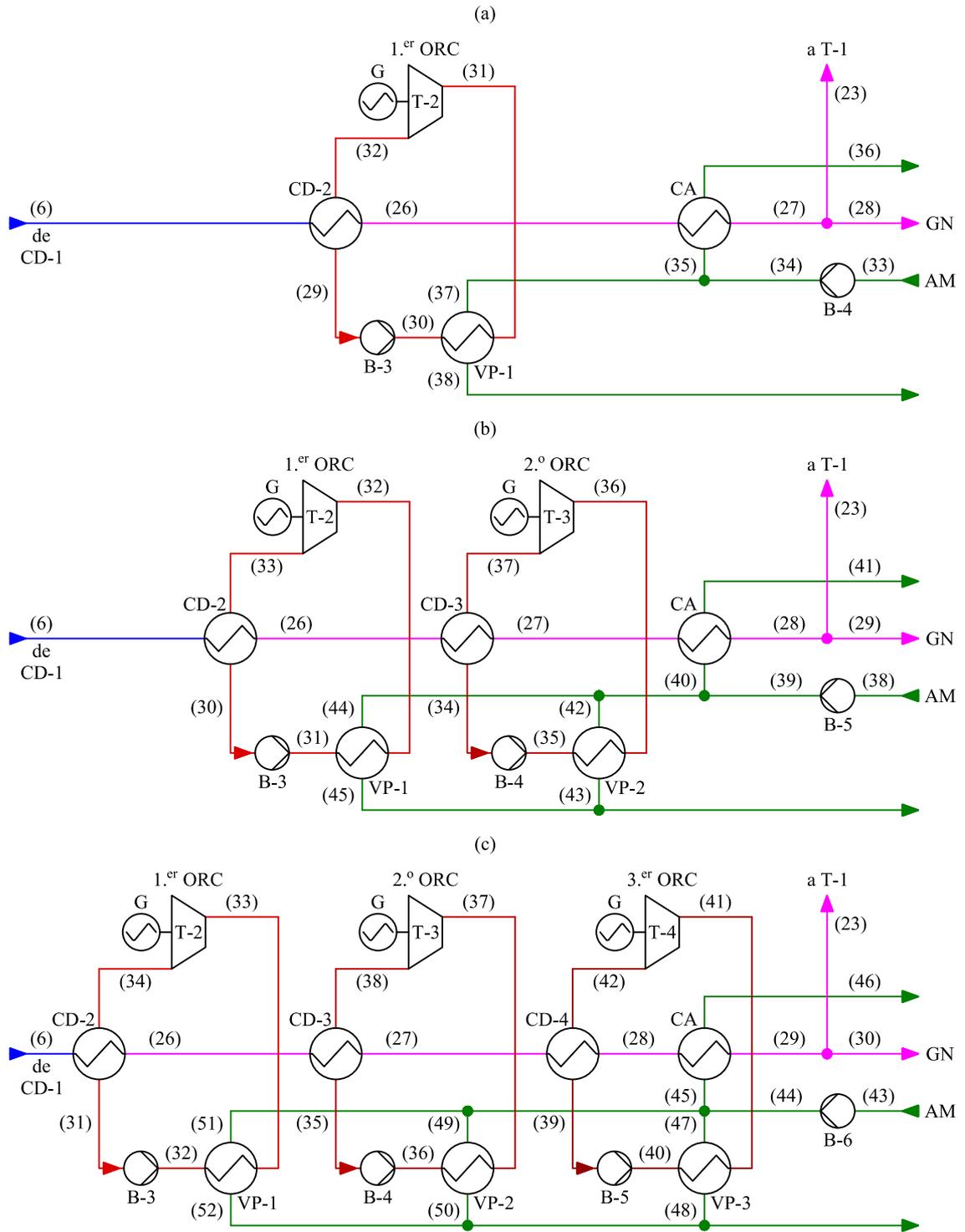


Fig. 6.3. Configuraciones de ORC en serie consideradas. (a) 1ORC. (b) 2ORC. (c) 3ORC.

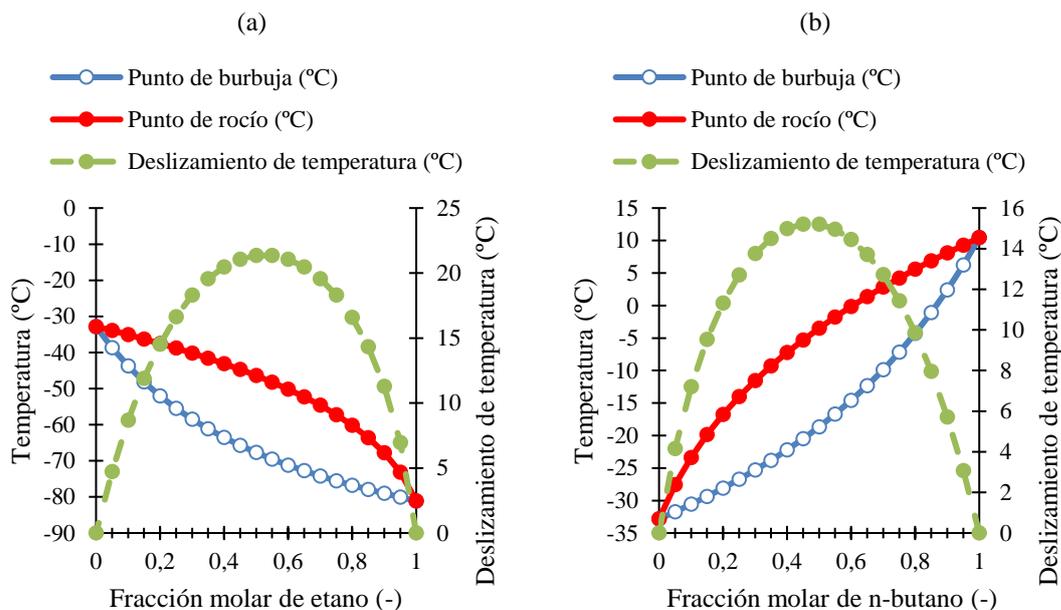


Fig. 6.4. Temperaturas del cambio de fase líquido-vapor de los fluidos de trabajo en función de la composición. (a) Mezcla etano/propano. (b) Mezcla propano/n-butano.

6.3 Modelo matemático

A continuación, se presentan las condiciones asumidas en el estudio del sistema de regasificación con sus posibles configuraciones:

- Estado estacionario y condición adiabática (sin intercambio de calor con el entorno) para todos los componentes, excepto los tanques de carga. Los efectos potenciales y cinéticos se desprecian en los balances de energía y exergía.
- La ecuación de estado de Peng-Robinson se utiliza para calcular las propiedades del GN y de las mezclas zeotrópicas. El agua de mar se trata como agua pura, por tanto, se aplica el paquete de propiedades IAPWS-IF97.
- La composición de referencia del GNL es 100 % metano con un poder calorífico inferior de 49 500 kJ/kg. La composición de GNL de la Tabla 2.4 se emplea a efectos de comparación.
- El consumo de la caldera auxiliar se desprecia.
- El consumo de energía de los servicios auxiliares es de 2050,9 kW, excluyendo los componentes del sistema de regasificación.
- La Tabla 6.1 contienen los principales parámetros asumidos.

En las siguientes subsecciones se describen los modelos matemáticos y los análisis desarrollados en el estudio.

Tabla 6.1. Parámetros generales asumidos para el sistema de regasificación

Parámetro	Valor
Presión del tanque de GNL	1,163 25 bar
Temperatura de BOG a la salida del tanque	-100 °C
Flujo másico de GN regasificado	111,19 kg/s
Presión de GN regasificado	85 bar
Temperatura de GN regasificado	10 °C
Rendimiento isoentrópico de bombas y turbinas	80 %
Rendimiento electromecánico de bombas y turbinas	90 %
Presión de descarga bomba de alimentación	9 bar
Rendimiento isoentrópico LD	55 %
Rendimiento electromecánico LD	80 %
Temperatura de BOG a la salida del mezclador	-120 °C
Presión de descarga LD	6 bar
Presión recondensador	5,5 bar
Diferencia de temperatura mínima de los intercambiadores de calor	5 °C
Caída de presión en los intercambiadores de calor	0,5 bar
Presión de condensación	1,5 bar
Caída de presión del GNL a través del CD-1	21 bar
Caída de presión del GN a través de los intercambiadores	2 bar
Temperatura de entrada del agua de mar	15 °C
Temperatura de salida del agua de mar	10 °C
Presión de entrada del agua de mar	1,013 25 bar
Presión de descarga de la bomba de agua de mar	7,5 bar

6.3.1 Generación de BOG en los tanques de almacenamiento de GNL

Las Ecs. (3.8), (3.9) y (3.10) se implementan en el Aspen HYSYS mediante un objeto Spreadsheet para simular la generación de BOG en los tanques de almacenamiento de GNL.

6.3.2 Análisis energético

El método de análisis energético del sistema de regasificación propuesto es similar al desarrollado en el estudio de los sistemas de regasificación en capítulos anteriores (Secciones 3.3.4 y 5.3.3). A continuación, se describe brevemente el método centrándose en las modificaciones.

Los balances de energía derivados de la Ec. (3.13) para bombas y compresores, turbinas, válvulas, recondensador y mezclador, e intercambiadores de calor se corresponden respectivamente con las Ecs. (3.14), (5.1), (3.17), (3.18) y (3.19).

La potencia eléctrica de los componentes consumidores se calcula con la Ec. (3.16), mientras que la demanda de potencia eléctrica de la FSRU se determina con la Ec. (3.25).

La suma de la potencia desarrollada por cada turbina, calculada con la Ec. (5.1), debe satisfacer la demanda de potencia eléctrica de la FSRU como implica la siguiente ecuación:

$$\dot{W}_{requerida} = \dot{W}_{el,FSRU} - \sum \dot{W}_{turb} \eta_{alt} \leq 0 \quad (6.4)$$

donde $\dot{W}_{requerida}$ es la potencia eléctrica requerida a generar por los motores DF.

La eficiencia energética de la FSRU se puede medir en base al consumo específico de energía con las Ecs. (3.30) y (3.32). Sin embargo, como el sistema de regasificación se diseña para satisfacer la demanda de potencia eléctrica de la FSRU, no existe consumo de BOG ni de DO piloto en los motores DF y, en consecuencia, el valor de b_{FSRU} es cero.

6.3.2.1 Selección de la configuración ORC y de las composiciones de los fluidos de trabajo

El requisito de cero emisiones durante el proceso de regasificación de la FSRU con el sistema ORC-CRA requiere del análisis energético a la hora de determinar el número de etapas en serie y las composiciones de los fluidos de trabajo en cada una de las etapas. Para alcanzar dicho objetivo, las configuraciones de la Fig. 6.2 deben cumplir con la Ec. (6.4). Por tanto, estas se someten a un proceso de búsqueda de las composiciones óptimas de los fluidos de trabajo conforme a la Fig. 6.5 en el cual se minimiza la variable objetivo $\dot{W}_{requerida}$. El proceso empieza por introducir los parámetros de entrada y simular cada una de las configuraciones con fluidos de trabajo puros sin flujo de GN recirculado a través del CRA. A continuación, se optimiza la composición empezando por la etapa de menor orden (de izquierda a derecha) mediante el método de búsqueda univariable [134] con un paso mínimo de 0,01 en las fracciones molares. Las composiciones óptimas obtenidas se verifican con el método de diseño factorial a tres niveles [134]. Una vez optimizado el ORC, se ajusta el flujo de GN recirculado en el CRA para alcanzar, si es posible, el valor cero en la variable objetivo. Si el flujo másico del CRA es elevado, altera los valores obtenidos previamente de las composiciones óptimas. En consecuencia, se deben volver

a optimizar las composiciones, pero cada vez que la composición en cualquier fluido de trabajo cambia, el flujo de masa recirculado del ORC-CRA debe ser reajustado. Considerando que a nivel operacional la composición del GNL contenido en los tanques de almacenamiento depende del origen de la carga, los procesos de optimización se realizan para dos composiciones de GNL: metano puro y la composición de la Tabla 2.4.

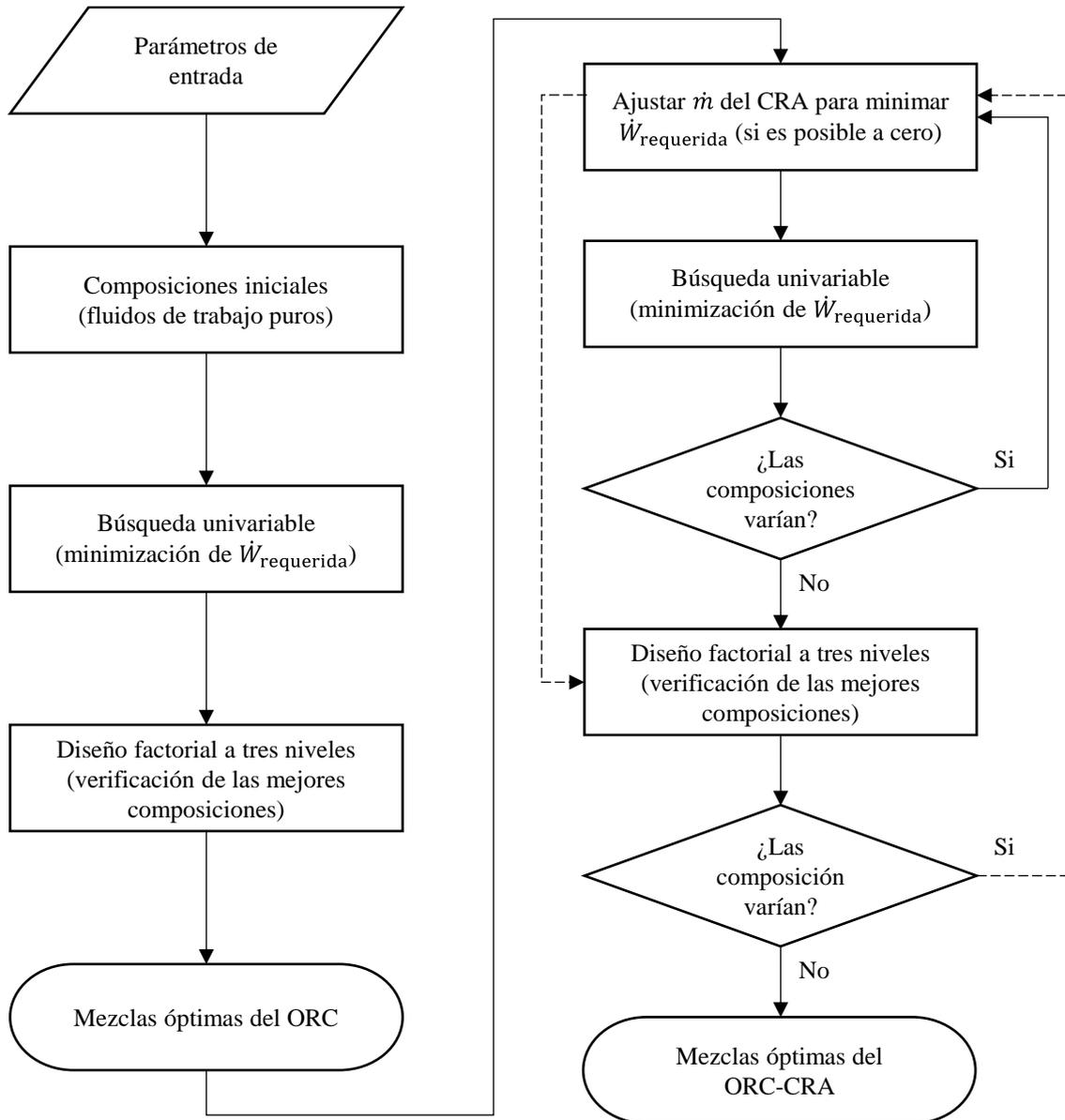


Fig. 6.5. Metodología aplicada para optimizar la composición de los fluidos de trabajo para cada sistema.

6.3.3 Análisis exerético

De forma similar al análisis energético, el método de análisis exerético del sistema de regasificación propuesto se asemeja al desarrollado en capítulos anteriores (Secciones 3.3.5 y 5.3.4). A continuación, se describe brevemente el método.

El flujo de exergía asociado a un flujo másico se determina de acuerdo con la Ec.(3.33), mientras que el cálculo de la exergía física se describe en la Sección 2.4.

La mayoría de los procesos que tienen lugar en las configuraciones estudiadas del sistema propuesto no alteran la composición de los fluidos de trabajo y, en consecuencia, no es necesario considerar la exergía química. No obstante, la exergía química del GN se determina con la Ec. (3.34).

La exergía destruida por bombas y compresores, turbinas, válvulas, mezclador y recondensador, e intercambiadores de calor se determinan respectivamente con las Ecs. (3.39), (5.12), (3.40), (3.41) y (3.42). Respecto al separador de fases a la salida del mezclador, la exergía destruida se considera nula, ya que no experimenta variación en la temperatura y presión durante el proceso de separación.

La eficiencia exergética de bombas y compresores; turbinas, e intercambiadores de calor, mezclador y recondensador se definen respectivamente con las Ecs. (3.44), (5.13) y (3.45). Los componentes disipativos como válvulas y purgadores de vapor se combinan, siempre que sea posible, con el intercambiador de calor más cercano para determinar la eficiencia exergética del conjunto.

6.3.3.1 Eficiencia exergética del ORC

Los flujos de exergía que intervienen en la generación de potencia del ORC se muestran en la Fig. 6.6. La ecuación del balance de exergía del ORC es:

$$\dot{I}_{\text{ORC}} = (\dot{E}_{\text{GNL}} - \dot{E}_{\text{GN}}) + (\dot{E}_{\text{AM,ent}} - \dot{E}_{\text{AM,sal}}) - \dot{W}_{\text{ORC}} \quad (6.5)$$

donde \dot{I}_{ORC} es la exergía destruida a causa de las irreversibilidades, \dot{E}_{GNL} es el flujo de exergía del GNL procedente de la bomba *booster*, \dot{E}_{GN} es el flujo de exergía del GN a la salida del ORC y \dot{W}_{ORC} es la potencia neta producida por el ORC.

La energía fría del GNL se utiliza en la generación de potencia del ORC y, en consecuencia, incrementa la capacidad de refrigeración del agua de mar. Por tanto, la eficiencia exergética del ORC ($\eta_{\text{ex,ORC}}$) se define como:

$$\eta_{\text{ex,ORC}} = \frac{\dot{W}_{\text{ORC}} - (\dot{E}_{\text{AM,ent}} - \dot{E}_{\text{AM,sal}})}{(\dot{E}_{\text{GNL}} - \dot{E}_{\text{GN}})} \quad (6.6)$$

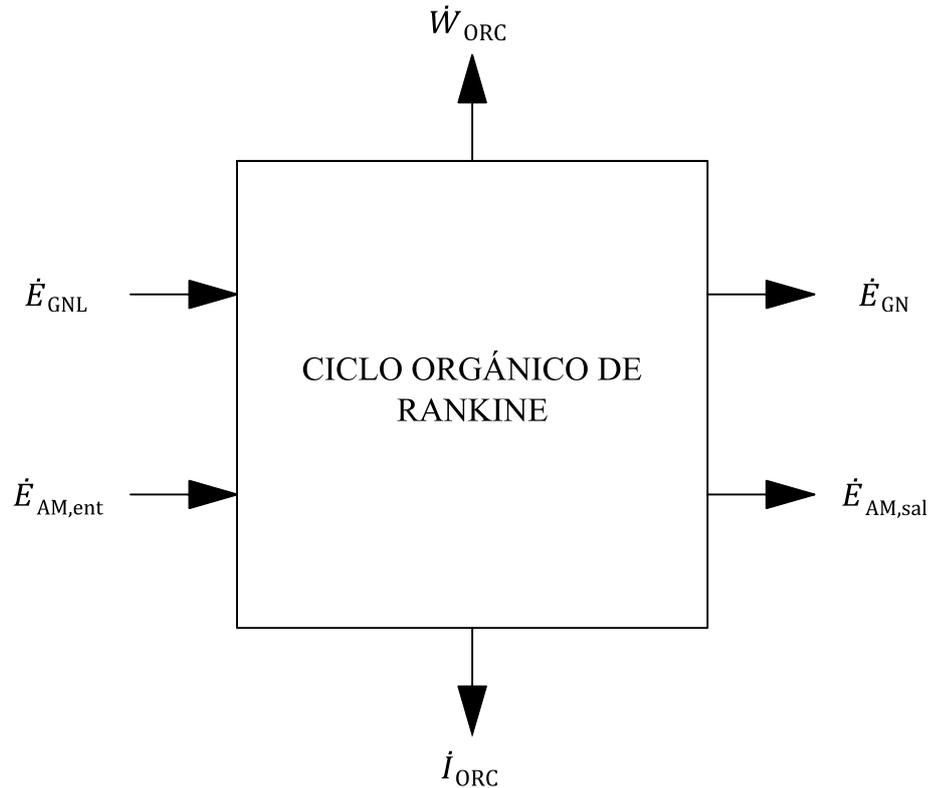


Fig. 6.6. Balance de exergía del ORC.

6.3.3.2 Eficiencia exergética de la FSRU

El balance de exergía de la FSRU durante el proceso de regasificación se muestra en la Fig. 6.7. Considerando la descomposición de la exergía del GN en exergía química y las componentes de la exergía física, la ecuación del balance de exergía es:

$$\begin{aligned}
 \dot{I}_{\text{FSRU}} - (\dot{E}_{\text{AM,ent}} - \dot{E}_{\text{AM,sal}}) = & [(\dot{E}_{\text{GNL}}^{\text{p}} + \dot{E}_{\text{BOG}}^{\text{p}}) - (\dot{E}_{\text{GN}}^{\text{p}} + \dot{E}_{\text{cond}}^{\text{p}})] \\
 & + [(\dot{E}_{\text{GNL}}^{\text{t}} + \dot{E}_{\text{BOG}}^{\text{t}}) - (\dot{E}_{\text{GN}}^{\text{t}} + \dot{E}_{\text{cond}}^{\text{t}})] \\
 & + [(\dot{E}_{\text{GNL}}^{\text{q}} + \dot{E}_{\text{BOG}}^{\text{q}}) - (\dot{E}_{\text{GN}}^{\text{q}} + \dot{E}_{\text{cond}}^{\text{q}})]
 \end{aligned} \quad (6.7)$$

donde \dot{I}_{FSRU} es la exergía destruida en la FSRU a causa de las irreversibilidades. Los subíndices GNL y BOG de la ecuación representan los flujos de exergía asociados al GNL y BOG procedentes del tanque, mientras que los subíndices GN y cond se corresponden con los flujos de exergía del GN regasificado y de los condensables recogidos por el separador de condensables. Los flujos de exergía de los condensables se pueden despreciar debido a que el flujo másico resulta mínimo (composición real del GN) o igual a cero (metano puro).

Algunos términos de la ecuación anterior se pueden sustituir considerando las siguientes relaciones:

$$\Delta \dot{E}_{GN}^p = -[(\dot{E}_{GNL}^p + \dot{E}_{BOG}^p) - (\dot{E}_{GN}^p + \dot{E}_{cond}^p)] \quad (6.8)$$

$$\Delta \dot{E}_{GN}^t = -[(\dot{E}_{GNL}^t + \dot{E}_{BOG}^t) - (\dot{E}_{GN}^t + \dot{E}_{cond}^t)] \quad (6.9)$$

$$\Delta \dot{E}_{GN}^q = -[(\dot{E}_{GNL}^q + \dot{E}_{BOG}^q) - (\dot{E}_{GN}^q + \dot{E}_{cond}^q)] \quad (6.10)$$

$$\dot{E}_d = \dot{I}_{FSRU} - (\dot{E}_{AM,ent} - \dot{E}_{AM,sal}) \quad (6.11)$$

donde \dot{E}_d incluye la exergía destruida por las irreversibilidades y los flujos de exergía no aprovechables que evolucionan hasta las condiciones del estado muerto como el agua de mar utilizada en el sistema de regasificación.

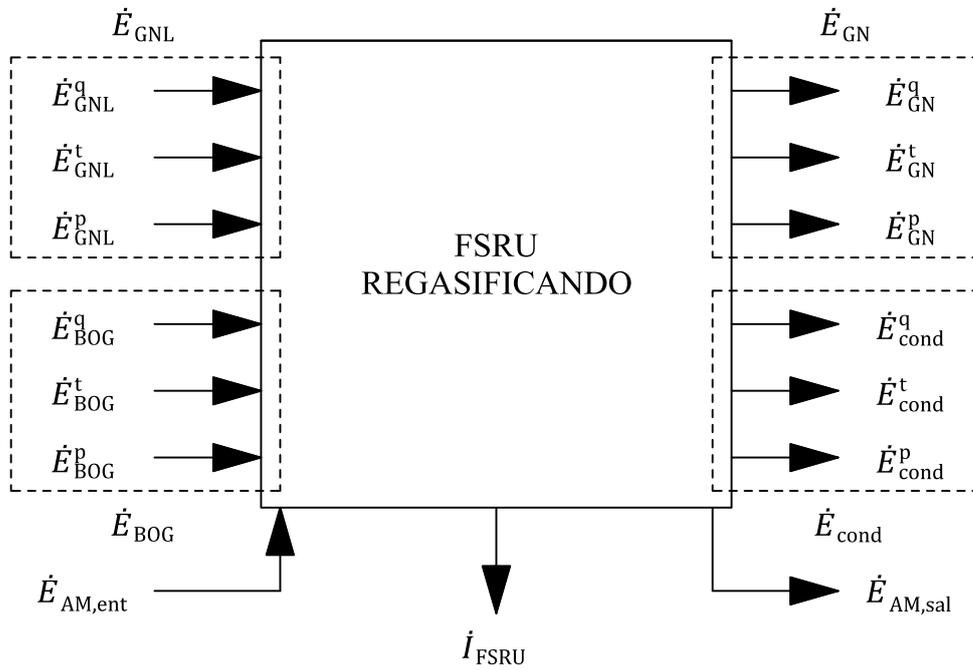


Fig. 6.7. Balance de exergía de la FSRU.

Sustituyendo las Ecs. (6.8), (6.9), (6.10) y (6.11) en la Ec. (6.7) se obtiene:

$$\dot{E}_d + \Delta \dot{E}_{GN}^p = -\Delta \dot{E}_{GN}^q - \Delta \dot{E}_{GN}^t \quad (6.12)$$

En base a la Ec. (6.12), la eficiencia exergética de la FSRU ($\eta_{ex,FSRU}$) se define como:

$$\eta_{ex,FSRU} = \frac{\Delta \dot{E}_{GN}^p}{-\Delta \dot{E}_{GN}^q - \Delta \dot{E}_{GN}^t} \quad (6.13)$$

La ecuación anterior es válida para definir la eficiencia exergética en caso de que la FSRU presente un balance de potencia eléctrica nulo. Si la FSRU genera más potencia eléctrica que la demandada a bordo por los equipos instalados, la Ec. (6.13) se convierte en:

$$\eta_{\text{ex,FSRU}} = \frac{\Delta\dot{E}_{\text{GN}}^{\text{p}} + \dot{W}_{\text{el,neto}}}{-\Delta\dot{E}_{\text{GN}}^{\text{q}} - \Delta\dot{E}_{\text{GN}}^{\text{t}}} \quad (6.14)$$

donde $\dot{W}_{\text{el,neto}}$ es la potencia eléctrica neta, es decir, la potencia que excede la demanda de la FSRU.

6.3.4 Análisis económico

El método de análisis económico utilizado es similar al desarrollado en la Sección 3.3.6. En este caso, como el análisis se realiza para la capacidad de regasificación base, condición de operación habitual en las FSRU, se proponen dos módulos idénticos de las arquitecturas seleccionadas y un tercero con las características de un módulo de propano en lazo abierto que ha sido evaluado previamente en el Capítulo 3. De esta forma, cada módulo presenta una capacidad de 250 mmscfd. A continuación, se describe brevemente el método.

La tasa de coste total se determina con la Ec. (3.65). No obstante, como el consumo de combustible en los motores debe ser cero para los sistemas evaluados, la ecuación mencionada se puede simplificar en:

$$\dot{C}_{\text{tot}} = \dot{Z}_{\text{tot}}^{\text{IC}} + \dot{Z}_{\text{tot}}^{\text{OM}} \quad (6.15)$$

La suma de las tasas $\dot{Z}_{\text{tot}}^{\text{IC}}$ y $\dot{Z}_{\text{tot}}^{\text{OM}}$ se calcula con la Ec. (3.66), mientras que el factor de recuperación de capital y el coste de capital actualizado a 2019 se determinan respectivamente con las Ecs. (3.67) y (3.68).

La Tabla 3.9 recoge los parámetros asumidos en el análisis económico.

6.3.5 Validación

A pesar de que los modelos de los sistemas de regasificación elaborados en Aspen HYSYS no se pueden validar íntegramente de forma experimental o mediante literatura científica, la arquitectura de cada una de las etapas se corresponde con la de un ORC simple, la cual ha sido estudiada en varios artículos sobre la utilización de la energía fría en FSRU. Por tanto, la validación se realiza simulando un ORC simple con los parámetros de entrada adoptados por Yao *et al.* [59]. Los parámetros de entrada utilizados se corresponden con los de la Tabla 5.11, mientras que los resultados obtenidos son idénticos a los de la Tabla 5.12, obteniendo un modelo válido para las etapas.

6.4 Resultados y discusión

Esta sección presenta y discute los resultados principales obtenidos del estudio del sistema de regasificación propuesto con sus posibles configuraciones. Concretamente, la Sección 6.4.1 expone los resultados relacionados con la selección del número de etapas de ORC y composiciones de las mezclas zeotrópicas para alcanzar el objetivo de cero emisiones en la FSRU. A continuación, la Sección 6.4.2 presenta los resultados energéticos y exergéticos relevantes de las configuraciones seleccionadas en la sección anterior, mientras que la Sección 6.4.3 presenta los resultados económicos. Por último, la Sección 6.4.4 compara las configuraciones seleccionadas con sistemas de regasificación estudiados en trabajos previos.

6.4.1 Configuración ORC y composiciones de los fluidos de trabajo

El efecto de las composiciones de los fluidos de trabajo para cada ORC en la potencia requerida, simulando el GNL como metano puro, se muestra en las Figs. 6.8-6.11. Concretamente, en la Fig. 6.8 se aprecia como el 1ORC es capaz de reducir la potencia requerida un 45,83 % respecto al etano puro para una relación de composición molar de etano/propano de 76:34. A pesar de que la reducción es significativa, la potencia requerida es todavía de 1818,69 kW. En el 2ORC, la Fig. 6.9 permite visualizar la trayectoria del proceso optimización hasta alcanzar la composición óptima de etano/propano de 94:6 en la primera etapa y de 46:54 en la segunda (punto bordeado en rojo). Sin embargo, durante el proceso de optimización se alcanzan composiciones imposibles de simular (punto sin relleno), ya que la temperatura de condensación de la primera etapa es demasiado alta (en comparación con la de la segunda) y, en consecuencia, no es posible conseguir una diferencia de temperatura superior o igual a la mínima de 5 °C en el condensador de la segunda etapa. En este caso, la potencia requerida se reduce un 87,97 % respecto a la situación con fluidos puros, consiguiendo un valor de apenas 133,69 kW. En el 3ORC, no resulta posible simular el sistema con n-butano puro en la tercera etapa debido a que la temperatura de condensación a 1,5 bar es superior a la del proceso de vaporización. Por tanto, se optimiza primero la mezcla de n-butano/propano de la tercera etapa, mientras que el etano y propano puro se utilizan como fluidos de trabajo en la primera y segunda etapa, respectivamente (ver Fig. 6.10). En estas condiciones, el valor óptimo es de 948,42 kW para una relación de 32:68 de n-butano/propano. Como se puede apreciar en la Fig. 6.11, el 3ORC es el único capaz de satisfacer la demanda de potencia eléctrica de la FSRU, consiguiendo un exceso de 500,55 kW para una relación de etano/propano de

95:5 en la primera etapa y 47:53 en la segunda, mientras que la relación de n-butano/propano en la tercera etapa es de 12:88.

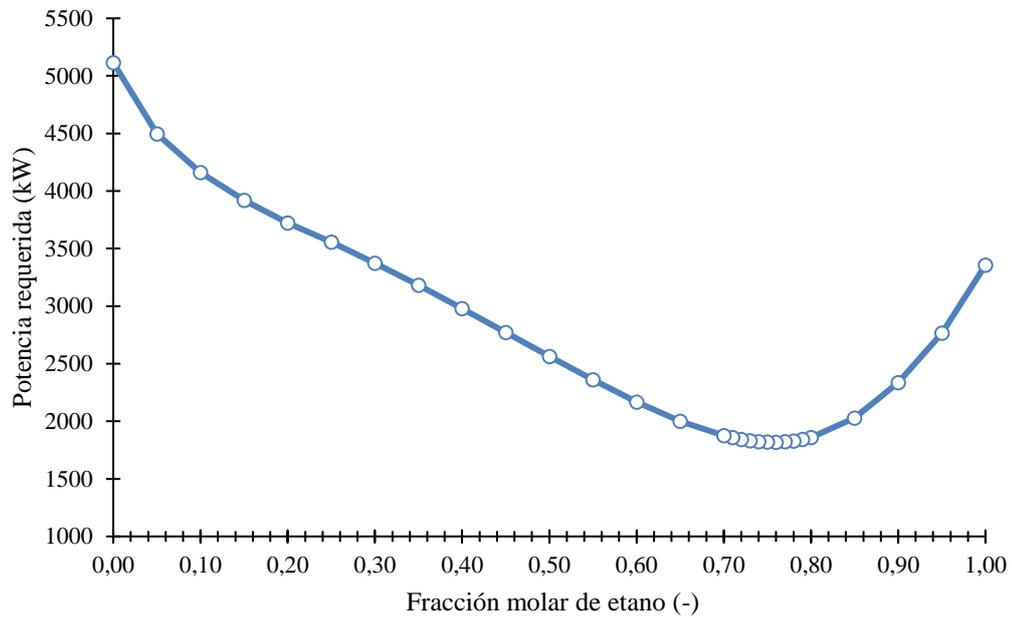


Fig. 6.8. Efecto de la composición de la mezcla (etano/propano) en la potencia requerida por el 1ORC.

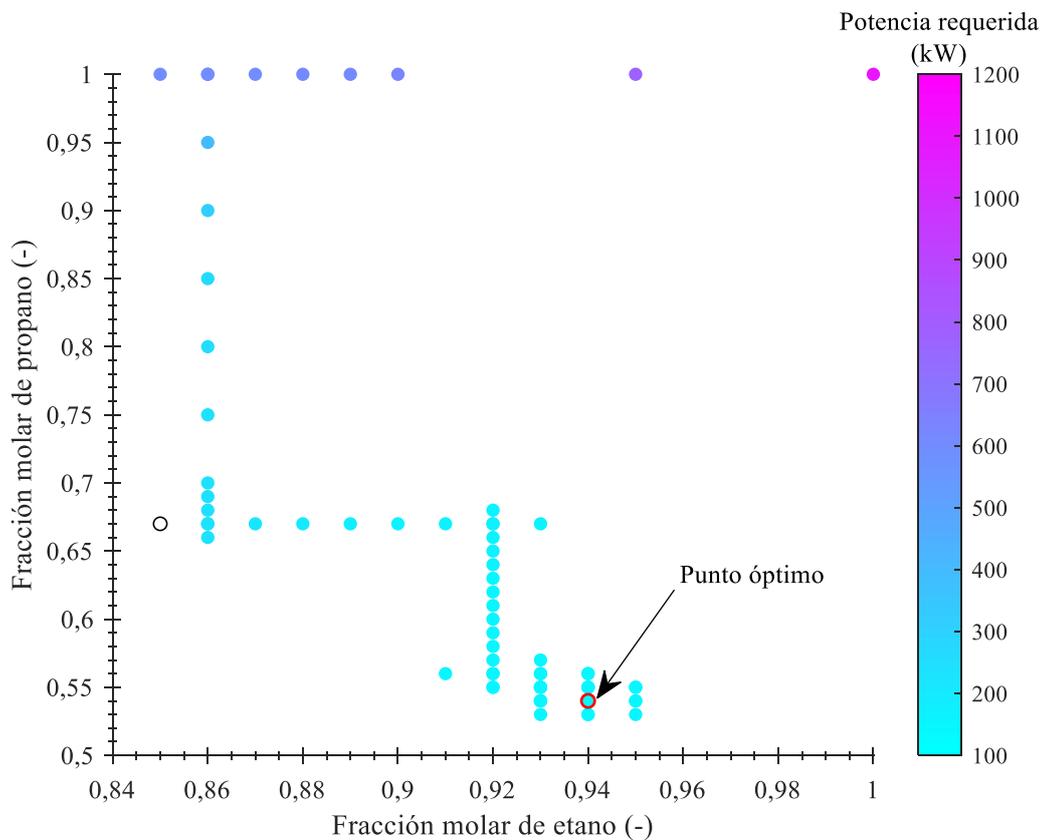


Fig. 6.9. Efecto de la composición de la mezcla de la primera etapa (eje de etano) y segunda etapa (eje de propano) en la potencia requerida por el 2ORC.

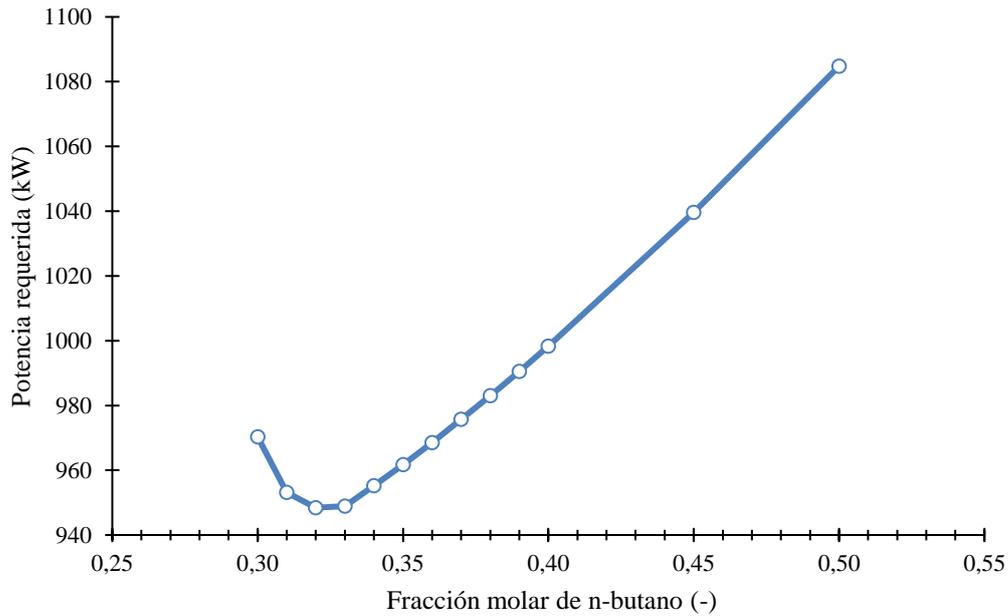


Fig. 6.10. Efecto de la composición de la mezcla (n-butano/propano) de la tercera etapa en la potencia requerida por el 3ORC con fluidos puros en la primera (etano) y segunda etapa (propano).

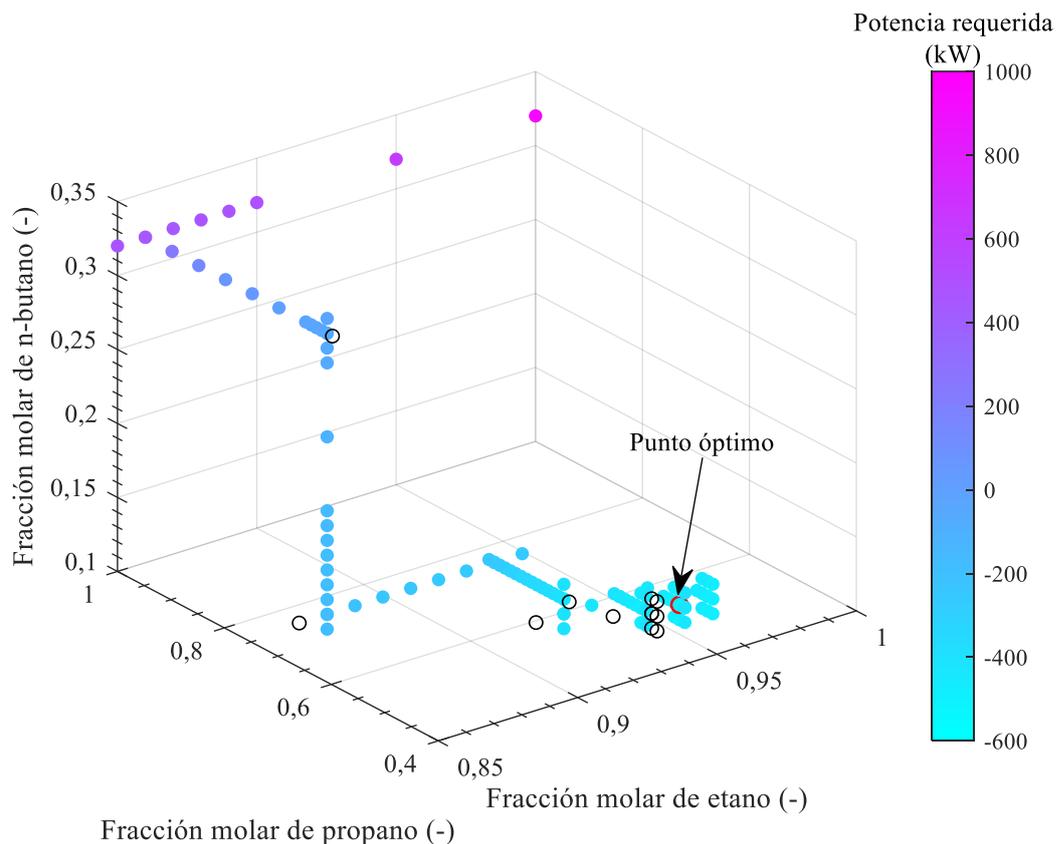


Fig. 6.11. Efecto de la composición de la mezcla de la primera etapa (eje de etano), segunda etapa (eje propano) y tercera etapa (eje de n-butano) en la potencia requerida por el 3ORC.

Respecto a la combinación de los ORC en serie con el CRA y el efecto que produce la composición del GNL, la Tabla 6.2 presenta las composiciones óptimas de los fluidos de trabajo para cada sistema, mientras que la Fig. 6.12 muestra la potencia requerida

correspondiente a cada uno. En base a los resultados obtenidos, se aprecia que el efecto de la composición del GNL es significativo en la producción de potencia eléctrica, provocando que el 3ORC no sea capaz de satisfacer la demanda con el GNL de bajo contenido en metano. Además, como se puede apreciar en el 1ORC-CRA, el flujo máximo de GN en el CRA depende de las propiedades de este fluido en el proceso de condensación de CD-1, obteniendo un valor superior al doble si se utiliza el GNL de la Tabla 2.4. En resumen, solo existen dos ciclos capaces de satisfacer la demanda para un amplio espectro de composiciones de GNL: el 2ORC-CRA y el 3ORC-CRA. Sin embargo, mientras que el 3ORC-CRA se puede simular con metano puro utilizando el flujo másico del CRA obtenido para el GNL real, esto no es posible hacerlo con el correspondiente al 2ORC-CRA, ya que dicho flujo (13,83 kg/s) supera el valor máximo posible con metano puro (9,08 kg/s). Por tanto, el 2ORC-CRA se evalúa en las siguientes secciones para el máximo flujo del CRA con las relaciones óptimas de etano/propano de 92:8 en la primera etapa y 44:56 en la segunda, obteniendo un exceso de potencia de 827,81 kW.

Tabla 6.2. Efecto de la composición del GNL en las variables de optimización para cada ciclo de potencia.

Ciclo	Primera etapa		Segunda etapa		Tercera etapa		Flujo másico del CRA	
	(fracción molar de C ₂ H ₆)		(fracción molar de C ₃ H ₈)		(fracción molar de n-C ₄ H ₁₀)		(kg/s)	
	Metano	GNL	Metano	GNL	Metano	GNL	Metano	GNL
1ORC	0,76	0,74	-	-	-	-	-	-
1ORC-CRA	0,73	0,64	-	-	-	-	9,18	19,08
2ORC	0,94	0,92	0,54	0,81	-	-	-	-
2ORC-CRA	0,94	0,88	0,54	0,81	-	-	1,27	13,83
3ORC	0,95	0,95	0,47	0,50	0,12	0,11	-	-
3ORC-CRA	0,95	0,95	0,47	0,50	0,12	0,11	5,51	5,51

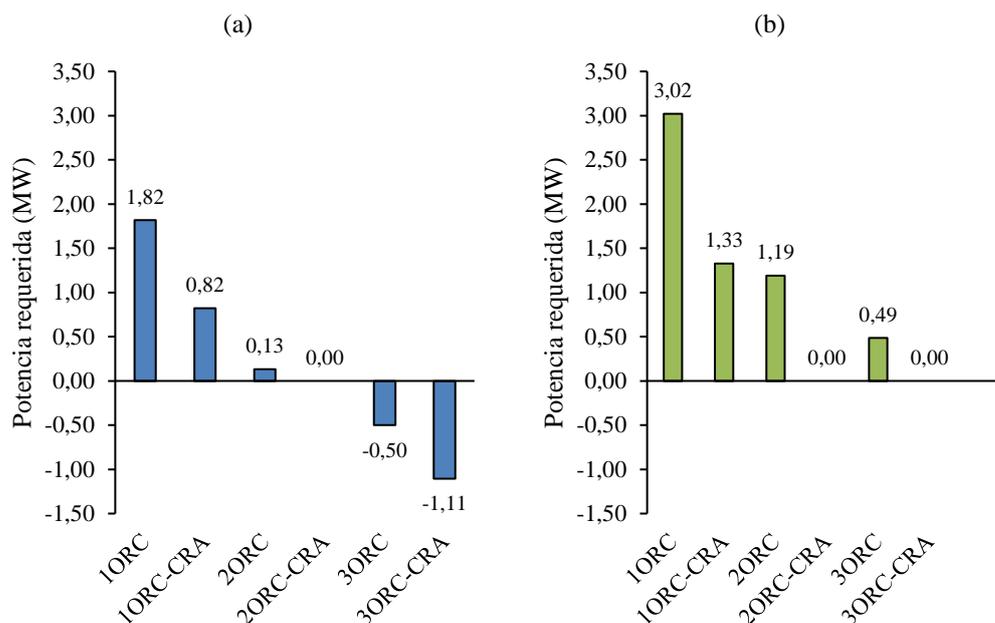


Fig. 6.12. Efecto de la composición del GNL en la potencia requerida para cada ciclo de potencia con los valores óptimos. (a) Metano. (b) GNL real.

6.4.2 Termodinámicos

Las principales propiedades termodinámicas de los estados del 2ORC-CRA y 3ORC-CRA se recogen en las Tablas 6.3 y 6.4, mientras que las composiciones se presentan en las Tablas 6.5 y 6.6. Los principales resultados termodinámicos para ambas configuraciones son bastante similares y se visualizan en la Tabla 6.7. La demanda de potencia eléctrica es ligeramente inferior en el 2ORC-CRA si se compara con el 3ORC-CRA, apenas un 0,20 %, mientras que la producción en las turbinas disminuye hasta un 2,41 % para la primera configuración. Como resultado, el exceso de potencia generada en el 3ORC-CRA es un 25,12 % superior a la del 2ORC-CRA. Respecto al análisis exergético, la destrucción de exergía en el 2ORC-CRA es apenas un 0,47 % superior a la del 3ORC-CRA, en consecuencia, el 3ORC-CRA presenta una eficiencia exergética ligeramente superior.

Las Tablas 6.8 y 6.9 muestran el balance de potencia por componentes para cada sistema en las cuales se aprecia que el principal consumidor es la bomba *booster*, seguida de cerca por la bomba de agua de mar. Respecto a la generación de potencia, la turbina de la primera etapa en ambos sistemas supone el 67,59 y 65,97 % de la demanda de la FSRU, respectivamente, mientras que la de la segunda etapa representa el 25,90 y 27,25 %. La diferencia en la potencia producida por la turbina del CRA entre el 2ORC-CRA y 3ORC-CRA es directamente proporcional a la diferencia entre los flujos máxicos, por tanto, el CRA del primer sistema genera un 64,72 % más de potencia. Respecto a la

potencia producida en la turbina de la tercera etapa del 3ORC-CRA, esta es ligeramente inferior a la del CRA, concretamente, un 2,74 % menor. El exceso de potencia producida representa el 7,33 % de la demanda para el 2ORC-CRA, mientras que en el 3ORC-CRA el valor aumenta hasta el 9,76 %.

Las Tablas 6.10 y 6.11 desglosan respectivamente la exergía destruida y eficiencia exergética por cada componente del 2ORC-CRA y 3ORC-CRA. En ambos sistemas, el principal componente destructor de exergía es el condensador de la primera etapa. Este componente representa el 23,39 y 25,17 % de la destrucción de exergía en el 2ORC-CRA y 3ORC-CRA, respectivamente. En lo referente a los ciclos dispuestos en serie, la primera etapa en ambos sistemas presenta el mayor flujo de exergía de salida, sin embargo, también representa el 43,70 (2ORC-CRA) y 45,00 % (3ORC-CRA) de las pérdidas exergéticas. Por tanto, la etapa con mayor eficiencia exergética es la segunda para los dos sistemas, mientras que la tercera etapa en el 3ORC-CRA presenta una eficiencia inferior a la de la primera.

Tabla 6.3. Datos termodinámicos del sistema de 2ORC-CRA

Estado	Título (-)	T (°C)	p (bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)	e^f (kJ/kg)	\dot{m} (kg/s)
1	0,0000	-159,89	1,163 25	-5573,11	4,8145	1071,14	110,44
2	0,0000	-159,49	9,00	-5570,79	4,8205	1071,68	110,44
3	0,0000	-159,37	5,50	-5570,79	4,8269	1069,75	110,44
4	0,0000	-156,81	5,50	-5561,79	4,9051	1055,43	120,27
5	0,0000	-151,18	112,00	-5529,85	4,9842	1063,79	120,27
6	0,0000	-138,83	91,00	-5489,49	5,3347	999,65	120,27
7	0,0000	-159,89	1,163 25	-5573,11	4,8145	1071,14	0,05
8	0,0000	-159,89	1,163 25	-5573,11	4,8145	1071,14	0,05
9	0,0000	-159,89	1,163 25	-5573,11	4,8145	1071,14	0,00
10	1,0000	-120,00	1,163 25	-4979,77	9,9474	134,10	0,00
11	1,0000	-100,00	1,163 25	-4938,05	10,2034	99,48	0,70
12	1,0000	-100,00	1,163 25	-4938,05	10,2034	99,48	0,70
13	1,0000	-120,00	1,163 25	-4979,77	9,9474	134,11	0,75
14	0,0000	-120,00	1,163 25	-5418,49	5,9764	879,33	0,00
15	1,0000	-120,00	1,163 25	-4979,77	9,9474	134,10	0,75
16	1,0000	17,43	6,00	-4692,66	10,4433	273,35	0,75
17	1,0000	17,43	6,00	-4692,66	10,4433	273,35	0,75

Tabla 6.3. Datos termodinámicos del sistema de 2ORC-CRA

Estado	Título (-)	T (°C)	p (bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)	e^f (kJ/kg)	m (kg/s)
18	1,0000	17,17	5,50	-4692,66	10,4878	260,10	0,75
19	1,0000	17,43	6,00	-4692,66	10,4433	273,35	0,00
20	1,0000	32,00	5,90	-4659,37	10,5637	270,76	0,00
21	1,0000	32,00	5,90	-4659,37	10,5637	270,76	0,00
22	1,0000	32,00	5,90	-4659,37	10,5637	270,76	0,00
23	1,0000	10,00	85,00	-4807,86	8,7622	659,37	9,08
24	1,0000	-117,34	6,00	-4989,16	9,0731	385,37	9,08
25	0,0000	-146,18	5,50	-5523,70	5,2183	1000,15	9,08
26	0,0000	-71,62	89,00	-5191,95	7,0994	771,03	120,27
27	1,0000	-42,88	87,00	-5002,55	7,9861	696,09	120,27
28	1,0000	10,00	85,00	-4807,86	8,7622	659,37	120,27
29	1,0000	10,00	85,00	-4807,86	8,7622	659,37	111,19
30	0,0000	-79,47	1,50	-3408,02	3,0462	314,06	80,23
31	0,0000	-78,06	25,24	-3402,56	3,0535	317,33	80,23
32	1,0000	10,05	24,74	-2861,80	5,1370	236,89	80,23
33	0,9119	-66,62	2,00	-2962,00	5,2586	100,43	80,23
34	0,0000	-65,33	1,50	-3109,10	2,1157	211,38	48,01
35	0,0000	-64,80	10,61	-3107,12	2,1181	212,64	48,01
36	1,0000	10,05	10,11	-2570,51	4,1506	143,28	48,01
37	0,9763	-37,88	2,00	-2634,67	4,2188	58,79	48,01
38	0,0000	15,00	1,013 25	-15 907,22	5,0369	0,72	4251,61
39	0,0000	15,05	7,50	-15 906,41	5,0375	1,36	4251,61
40	0,0000	15,05	7,50	-15 906,41	5,0375	1,36	1075,53
41	0,0000	10,00	1,013 25	-15 928,18	4,9635	1,64	1075,53
42	0,0000	15,05	7,50	-15 906,41	5,0375	1,36	1183,38
43	0,0000	10,00	1,013 25	-15 928,18	4,9635	1,64	1183,38
44	0,0000	15,05	7,50	-15 906,41	5,0375	1,36	1992,69
45	0,0000	10,00	1,013 25	-15 928,18	4,9635	1,64	1992,69

Tabla 6.4. Datos termodinámicos del sistema de 3ORC-CRA

Estado	Título (-)	T (°C)	p (bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)	e^f (kJ/kg)	m (kg/s)
1	0,0000	-159,89	1,163 25	-5573,11	4,8145	1071,14	110,44
2	0,0000	-159,49	9,00	-5570,79	4,8205	1071,68	110,44
3	0,0000	-159,37	5,50	-5570,79	4,8269	1069,75	110,44
4	0,0000	-157,15	5,50	-5563,00	4,8947	1057,32	116,70
5	0,0000	-151,44	114,00	-5530,50	4,9754	1065,77	116,70
6	0,0000	-143,37	93,00	-5505,20	5,2124	1020,41	116,70
7	0,0000	-159,89	1,163 25	-5573,11	4,8145	1071,14	0,05
8	0,0000	-159,89	1,163 25	-5573,11	4,8145	1071,14	0,05
9	0,0000	-159,89	1,163 25	-5573,11	4,8145	1071,14	0,00
10	1,0000	-120,00	1,163 25	-4979,77	9,9474	134,10	0,00
11	1,0000	-100,00	1,163 25	-4938,05	10,2034	99,48	0,70
12	1,0000	-100,00	1,163 25	-4938,05	10,2034	99,48	0,70
13	1,0000	-120,00	1,163 25	-4979,77	9,9474	134,11	0,75
14	0,0000	-120,00	1,163 25	-5418,49	5,9764	879,33	0,00
15	1,0000	-120,00	1,163 25	-4979,77	9,9474	134,10	0,75
16	1,0000	17,43	6,00	-4692,66	10,4433	273,35	0,75
17	1,0000	17,43	6,00	-4692,66	10,4433	273,35	0,75
18	1,0000	17,17	5,50	-4692,66	10,4878	260,10	0,75
19	1,0000	17,43	6,00	-4692,66	10,4433	273,35	0,00
20	1,0000	32,00	5,90	-4659,37	10,5637	270,76	0,00
21	1,0000	32,00	5,90	-4659,37	10,5637	270,76	0,00
22	1,0000	32,00	5,90	-4659,37	10,5637	270,76	0,00
23	1,0000	10,00	85,00	-4807,86	8,7622	659,37	5,51
24	1,0000	-117,34	6,00	-4989,16	9,0731	385,37	5,51
25	0,0000	-146,44	5,50	-5524,67	5,2107	1001,45	5,51
26	0,0000	-74,80	91,00	-5213,64	6,9871	782,84	116,70
27	1,0000	-46,32	89,00	-5025,24	7,8801	704,99	116,70
28	1,0000	-19,50	87,00	-4906,23	8,3855	673,32	116,70
29	1,0000	10,00	85,00	-4807,86	8,7622	659,37	116,70
30	1,0000	10,00	85,00	-4807,86	8,7622	659,37	111,19
31	0,0000	-80,09	1,50	-3430,16	3,1074	321,57	77,27
32	0,0000	-78,55	27,22	-3424,21	3,1154	325,11	77,27

Tabla 6.4. Datos termodinámicos del sistema de 3ORC-CRA

Estado	Título (-)	T (°C)	p (bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)	e^f (kJ/kg)	\dot{m} (kg/s)
33	1,0000	10,05	26,72	-2888,07	5,1816	245,23	77,27
34	0,9027	-69,80	2,00	-2989,82	5,3069	106,12	77,27
35	0,0000	-68,84	1,50	-3159,23	2,2712	228,73	46,25
36	0,0000	-68,24	11,95	-3156,94	2,2741	230,17	46,25
37	1,0000	10,05	11,45	-2613,60	4,3452	155,99	46,25
38	0,9686	-41,32	2,00	-2683,81	4,4210	63,18	46,25
39	0,0000	-30,10	1,50	-2831,50	1,4327	117,73	31,97
40	0,0000	-29,88	5,14	-2830,71	1,4336	118,27	31,97
41	1,0000	10,05	4,64	-2366,66	3,1199	79,54	31,97
42	1,0000	-13,98	2,00	-2397,07	3,1493	40,38	31,97
43	0,0000	15,00	1,013 25	-15 907,22	5,0369	0,72	4265,69
44	0,0000	15,05	7,50	-15 906,41	5,0375	1,36	4265,69
45	0,0000	15,05	7,50	-15 906,41	5,0375	1,36	527,28
46	0,0000	10,00	1,013 25	-15 928,18	4,9635	1,64	527,28
47	0,0000	15,05	7,50	-15 906,41	5,0375	1,36	681,40
48	0,0000	10,00	1,013 25	-15 928,18	4,9635	1,64	681,40
49	0,0000	15,05	7,50	-15 906,41	5,0375	1,36	1154,16
50	0,0000	10,00	1,013 25	-15 928,18	4,9635	1,64	1154,16
51	0,0000	15,05	7,50	-15 906,41	5,0375	1,36	1902,85
52	0,0000	10,00	1,013 25	-15 928,18	4,9635	1,64	1902,85

Tabla 6.5. Composición y exergía química de los estados del sistema de 2ORC-CRA

Estado	Composición (% molar)					e^q (kJ/kg)
	CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	n-C ₄ H ₁₀	H ₂ O	
1-29	100,00	0,00	0,00	0,00	0,00	51 480,00
30-33	0,00	94,00	6,00	0,00	0,00	-
34-37	0,00	46,00	54,00	0,00	0,00	-
38-45	0,00	0,00	0,00	0,00	100,00	-

Tabla 6.6. Composición y exergía química de los estados del sistema de 3ORC-CRA

Estado	Composición (% molar)					e^q (kJ/kg)
	CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	n-C ₄ H ₁₀	H ₂ O	
1-30	100,00	0,00	0,00	0,00	0,00	51 480,00
31-34	0,00	95,00	5,00	0,00	0,00	-
35-38	0,00	53,00	47,00	0,00	0,00	-
39-42	0,00	0,00	88,00	12,00	0,00	-
43-52	0,00	0,00	0,00	0,00	100,00	-

Tabla 6.7. Principales resultados termodinámicos

Parámetro	Sistema de regasificación	
	2ORC-CRA	3ORC-CRA
Demanda de potencia eléctrica (kW)	11 299,17	11 321,46
Generación de potencia eléctrica (kW)	12 126,98	12 426,91
Exergía aportada (kW)	115 928,20	115 928,19
Exergía destruida (kW)	44 280,48	44 002,84
Eficiencia exergética de la FSRU (%)	61,80	62,04

Tabla 6.8. Balance de potencia del sistema de 2ORC-CRA

Equipo	Potencia (kW)	$\eta_{el,m}$ (%)	Potencia eléctrica (kW)	Peso potencia eléctrica (%)
Equipos auxiliares de la FSRU	-	-	2050,90	18,15
LD	214,08	80,00	267,60	2,37
B-1	256,99	90,00	285,54	2,53
B-2	3841,76	90,00	4268,63	37,78
B-3	438,19	90,00	486,88	4,31
B-4	95,15	90,00	105,72	0,94
B-5	3450,51	90,00	3833,90	33,93
T-1	1646,22	95,00	1563,91	13,84
T-2	8038,60	95,00	7636,67	67,59
T-3	3080,42	95,00	2926,40	25,90

Tabla 6.9. Balance de potencia del sistema de 3ORC-CRA

Equipo	Potencia (kW)	$\eta_{el,m}$ (%)	Potencia eléctrica (kW)	Peso potencia eléctrica (%)
Equipos auxiliares de la FSRU	-	-	2050,90	18,12
LD	214,08	80,00	267,60	2,36
B-1	256,99	90,00	285,54	2,52
B-2	3793,04	90,00	4214,49	37,23
B-3	459,55	90,00	510,61	4,51
B-4	105,90	90,00	117,67	1,04
B-5	25,24	90,00	28,04	0,25
B-6	3461,94	90,00	3846,60	33,98
T-1	999,39	95,00	949,42	8,39
T-2	7862,33	95,00	7469,21	65,97
T-3	3247,23	95,00	3084,87	27,25
T-4	972,01	95,00	923,41	8,16

Tabla 6.10. Destrucción de exergía y eficiencia exergética por equipo del sistema de 2ORC-CRA

Equipo	Exergía de entrada (kW)	Exergía de salida (kW)	Irreversibilidades (kW)	Eficiencia exergética (%)
CD-1	7714,13	5582,21	2131,92	72,36
CD-2	27 496,21	17 139,10	10 357,10	62,33
CD-3	9013,07	7326,37	1686,70	81,29
LD	214,08	103,83	110,25	48,50
MZ	45,90	24,12	21,78	52,55
ORC-1 ⁽¹⁾	27 496,21	8146,67	19 349,54	29,63
ORC-2 ⁽¹⁾	9013,07	3309,68	5703,39	36,72
B-1	256,99	58,86	198,12	22,91
B-2	3841,76	1005,88	2835,89	26,18
B-3	438,19	262,35	175,84	59,87
B-4	95,15	60,60	34,55	63,69
B-5	3450,51	2736,76	713,75	79,31
R	1581,52	1094,99	486,53	69,24
T-1	2487,91	1646,22	841,69	66,17
T-2	10 948,26	8038,60	2909,66	73,42
T-3	4056,58	3080,42	976,16	75,94
CA	4416,83	294,84	4122,00	6,68
V-1	212,73	0,00	212,73	-
V-2	9,88	0,00	9,88	-
VP-1	6453,19	546,26	5906,93	8,46
VP-2	3330,38	324,40	3005,98	9,74

Nota: (1) ORC incluye todos los componentes relacionados con el fluido de trabajo.

Tabla 6.11. Destrucción de exergía y eficiencia exergética por equipo del sistema de 3ORC-CRA

Equipo	Exergía de entrada (kW)	Exergía de salida (kW)	Irreversibilidades (kW)	Eficiencia exergética (%)
CD-1	5292,74	3396,04	1896,70	64,16
CD-2	27 724,76	16 648,21	11 076,55	60,05
CD-3	9086,07	7656,40	1429,67	84,27
CD-4	3695,79	2472,89	1222,89	66,91
LD	214,08	103,83	110,25	48,50
MZ	45,90	24,12	21,78	52,55
ORC-1 ⁽¹⁾	27 724,76	7924,41	19 800,35	28,58
ORC-2 ⁽¹⁾	9086,07	3457,72	5628,35	38,06
ORC-3 ⁽¹⁾	3695,79	1133,57	2562,22	30,67
B-1	256,99	58,86	198,12	22,91
B-2	3793,04	985,09	2807,95	25,97
B-3	459,55	274,08	185,47	59,64
B-4	105,90	66,36	39,54	62,66
B-5	25,24	17,48	7,76	69,24
B-6	3461,94	2745,83	716,11	79,31
R	1372,27	902,44	469,82	65,76
T-1	1510,36	999,39	510,98	66,17
T-2	10 749,96	7862,33	2887,63	73,14
T-3	4292,10	3247,23	1044,88	75,66
T-4	1252,13	972,01	280,12	77,63
CA	1628,17	144,54	1483,63	8,88
V-1	212,73	0,00	212,73	-
V-2	9,88	0,00	9,88	-
VP-1	6172,33	521,63	5650,70	8,45
VP-2	3430,66	316,39	3114,27	9,22
VP-3	1238,24	186,79	1051,45	15,09

Nota: (1) ORC incluye todos los componentes relacionados con el fluido de trabajo.

6.4.3 Económicos

A la hora de evaluar económicamente ambas configuraciones se han considerado una serie de factores relacionados con el diseño de los intercambiadores de calor que afectan al coste de los sistemas. En los intercambiadores de calor que están en contacto con el agua de mar se ha seleccionado el titanio como material de construcción para evitar problemas de corrosión, mientras que para el resto se ha considerado un acero inoxidable 316L. Además, para reducir costes, se han utilizado intercambiadores de calor de placas en los vaporizadores de las etapas. El resto de los intercambiadores de calor dimensionados son del tipo carcasa y tubos con cabezales soldados. Concretamente, todos los condensadores son de flujo cruzado (TEMA tipo NXN), a excepción del condensador de GN del CRA (tipo NEN). El calentador de ajuste también se corresponde con un intercambiador de carcasa y tubos del tipo NEN.

Las Tablas 6.12 y 6.13 muestran respectivamente los resultados económicos obtenidos del APEA para el 2ORC-CRA y 3ORC-CRA, las cuales incluyen el coste desglosado de los equipos y el coste total de proyecto, mientras que la tasa de coste total de cada configuración se puede visualizar en la Fig. 6.13. Este último parámetro es un 20,85 % mayor para el 3ORC-CRA, en consecuencia, la configuración más económica es el 2ORC-CRA. Sin embargo, la producción de potencia eléctrica resulta superior en el 3ORC-CRA. Por tanto, en la hipotética situación de exportar a tierra el exceso de potencia generada, existe un precio de la electricidad a partir del cual el 3ORC-CRA compensaría el incremento de la tasa de coste total. Concretamente, el precio de la electricidad debería alcanzar como mínimo 1,3498 USD/kW h. Este valor resulta muy elevado y poco realista en la actualidad, sin embargo, el precio mínimo puede reducirse a 0,3390 USD/kW h si el 2ORC-CRA no exporta el exceso de potencia producida.

Tabla 6.12. Resultados económicos del sistema 2ORC-CRA obtenidos del APEA

Módulo	Equipo	n.º	Tipo / Material	Coste de equipo (USD)	Coste instalado (USD)	Coste de capital (USD)
Propano	Bomba <i>booster</i>	2	BC / 304	2 774 000	3 494 600	84 887 700
	Vaporizador de GNL	1	C&T / 316L	350 600	748 300	
	Calentador de ajuste	1	C&T / Titanio	666 700	2 572 000	
	Bomba de propano	1	BC / 304	37 600	225 200	
	Vaporizador de propano	3	ICP / Titanio	865 800	2 342 500	
2ORC-CRA	B-2	4	BC / 304	5 996 800	7 614 400	
	B-3	2	BC / 304	367 400	686 400	
	B-4	2	BC / 304	93 000	257 300	
	CD-1	2	C&T / 316L	325 200	2 025 600	
	CD-2	2	C&T / 316L	1 867 000	5 848 900	
	CD-3	2	C&T / 316L	2 955 800	6 454 300	
	T-1	2	-	1 583 800	1 718 700	
	T-2	2	-	4 112 000	4 374 800	
	T-3	2	-	2 308 800	2 496 000	
	VP-1	4	ICP / Titanio	818 800	2 550 800	
	VP-2	2	ICP / Titanio	425 600	1 192 500	
CA	2	C&T / Titanio	1 422 800	6 447 700		

Tabla 6.13. Resultados económicos del sistema 3ORC-CRA obtenidos del APEA

Módulo	Equipo	n.º	Tipo / Material	Coste de equipo (USD)	Coste instalado (USD)	Coste de capital (USD)
Propano	Bomba <i>booster</i>	2	BC / 304	2 774 000	3 494 600	102 591 000
	Vaporizador de GNL	1	C&T / 316L	350 600	748 300	
	Calentador de ajuste	1	C&T / Titanio	666 700	2 572 000	
	Bomba de propano	1	BC / 304	37 600	225 200	
	Vaporizador de propano	3	ICP / Titanio	865 800	2 342 500	
3ORC-CRA	B-2	4	BC / 304	3 110 800	3 834 400	
	B-3	2	BC / 304	373 400	692 800	
	B-4	2	BC / 304	96 400	262 400	
	B-5	2	BC / 304	24 000	181 000	
	CD-1	2	C&T / 316L	203 400	1 897 400	
	CD-2	2	C&T / 316L	1 551 200	5 522 400	
	CD-3	2	C&T / 316L	6 513 000	16 473 800	
	CD-4	2	C&T / 316L	3 087 000	5 993 400	
	T-1	2	-	575 800	887 800	
	T-2	2	-	4 068 600	4 329 700	
	T-3	2	-	2 383 400	2 572 900	
	T-4	2	-	564 800	1 168 200	
	VP-1	4	ICP / Titanio	948 000	2 719 500	
	VP-2	2	ICP / Titanio	370 800	1 113 000	

Tabla 6.13. Resultados económicos del sistema 3ORC-CRA obtenidos del APEA

Módulo	Equipo	n.º	Tipo / Material	Coste de equipo (USD)	Coste instalado (USD)	Coste de capital (USD)
	VP-3	2	ICP / Titanio	265 400	865 000	
	CA	2	C&T / Titanio	930 600	4 805 600	

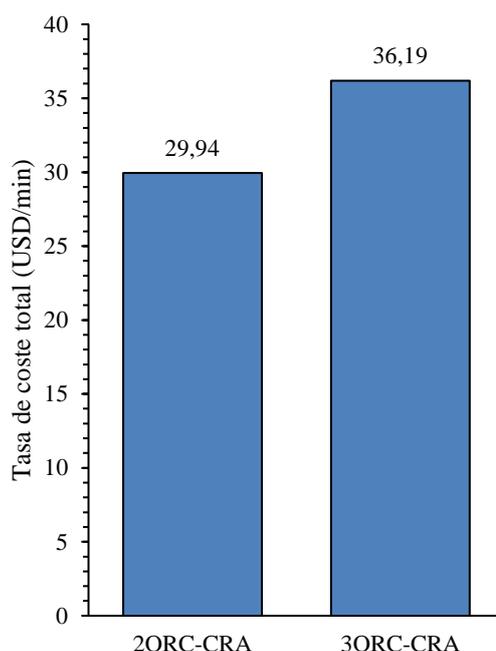


Fig. 6.13. Comparación de las tasas de coste total de los sistemas de ORC-CRA analizados.

6.4.4 Comparación con otros sistemas de regasificación

Las dos variantes del sistema de regasificación de ORC-CRA (en esta sección ORC-CRA-LA) se comparan termodinámicamente en la Fig. 6.14 con los principales sistemas instalados en FSRU (AM-LA, P-LA y AG-LC) y el sistema de 1ORC-CC-LC del Capítulo 5. La Fig. 6.14a muestra el consumo específico de energía de cada sistema, los cuales distan significativamente del valor nulo obtenido en las variantes de ORC-CRA-LA. Respecto al análisis exergético, en la Fig. 6.14b se observa que el sistema de 2ORC-CRA-LA y el de 3ORC-CRA-LA presentan respectivamente una eficiencia un 23,60 y 24,08 % mayor que la del sistema de regasificación de AM-LA.

La Fig. 6.15 compara mediante el EERI y CFRI las emisiones de CO₂ y CO_{2e} por energía de regasificación de la FSRU de los sistemas mencionados, incluyendo el sistema de GCU-LA y el de 1ORC-LA. En este caso, se utiliza la composición de GNL de la Tabla

2.4 para comparar las variantes de ORC-CRA-LA con el resto de sistemas en las mismas condiciones de simulación. Como se ha visto en la Sección 6.4.1, las dos variantes son capaces de satisfacer la demanda de potencia eléctrica de la FSRU con el flujo másico adecuado del CRA y, en consecuencia, ambos indicadores resultan nulos.

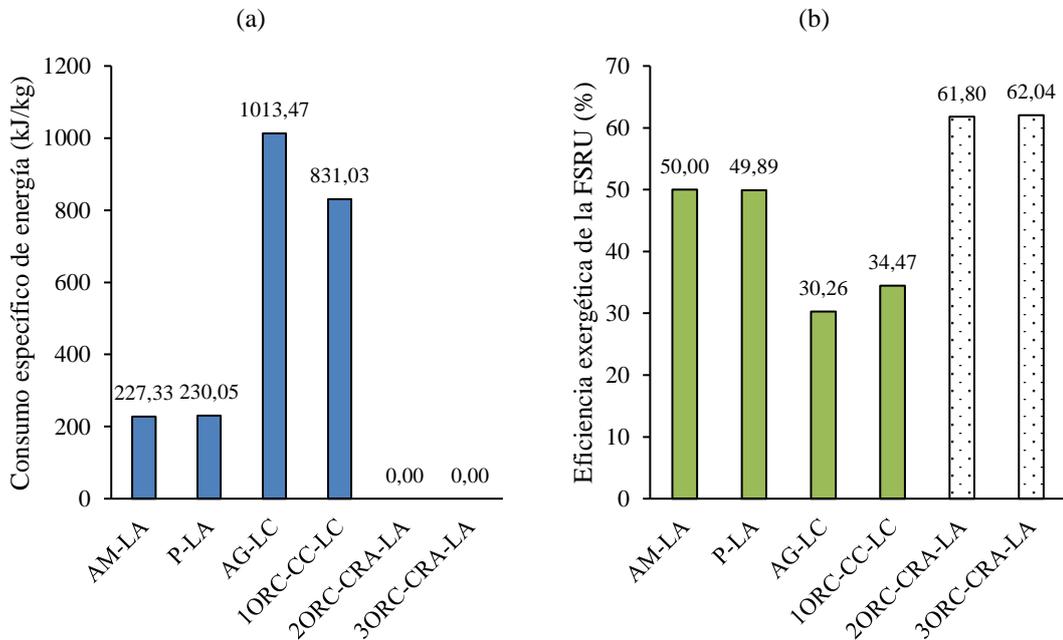


Fig. 6.14. Comparación de los sistemas de ORC-CRA-LA con los sistemas de regasificación analizados en capítulos anteriores. (a) Consumo específico de energía. (b) Eficiencia exergética de la FSRU.

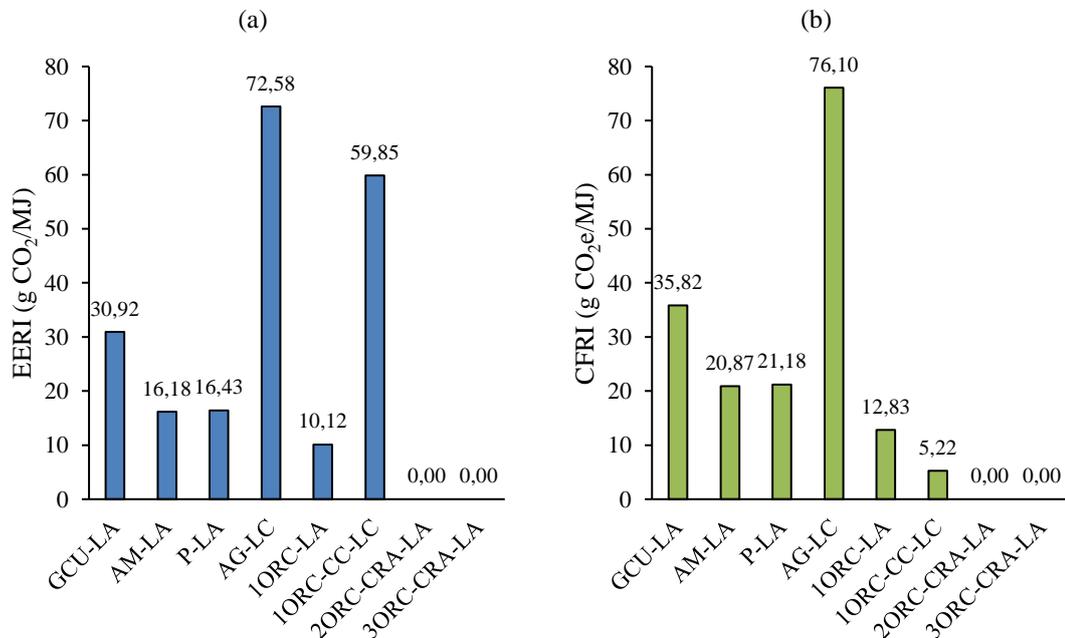


Fig. 6.15. Comparación de los sistemas de ORC-CRA-LA con los sistemas de regasificación analizados en capítulos anteriores. (a) EERI. (b) CFRI.

El sistema de 2ORC-CRA-LA y el de 3ORC-CRA-LA se comparan económicamente en la Fig. 6.16 con los tres sistemas de regasificación instalados en FSRU. Como las dos variantes son capaces de satisfacer la demanda de potencia eléctrica, la tasa de coste total es independiente del precio GNL y, en consecuencia, constante. Sin embargo, existe un precio del GNL a partir del cual resulta más económico la adopción de las configuraciones de ORC-CRA-LA. Teniendo en cuenta que el sistema de regasificación de P-LA es el más económico de los sistemas instalados a bordo en un amplio rango de precios del GNL, el punto de intersección con dicho sistema se produce para un precio de 8,903 USD/MMBtu en el sistema de 2ORC-CRA-LA, mientras que para el de 3ORC-CRA-LA se incrementa a 13,222 USD/MMBtu. Estos valores se han determinado para un precio del DO piloto de 500 USD/t.

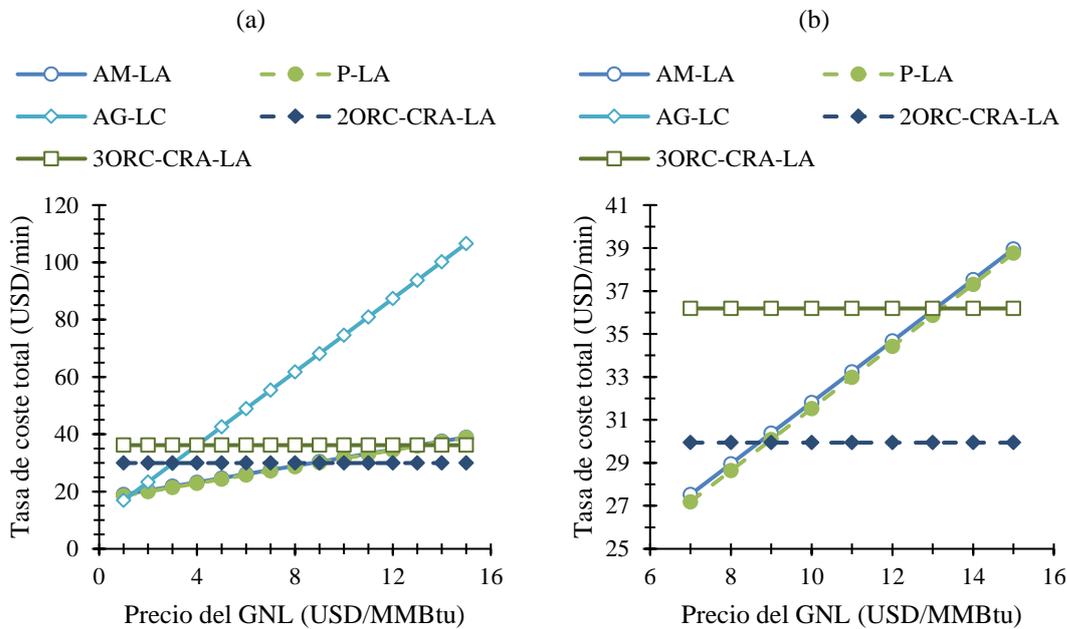


Fig. 6.16. Comparación de las tasas de coste total de los sistemas de ORC-CRA-LA con los sistemas de regasificación analizados en el Capítulo 3 en función del precio del GNL. (a) Rango de precio 1-15 USD/MMBtu. (b) Rango de precio 7-15 USD/MMBtu.

La Fig. 6.17 muestra como varía la tasa de coste total del punto de intersección con la tasa de interés, mientras que la Fig. 6.18 indica el precio del GNL en dicho punto para tres posibles precios del combustible piloto. Una menor tasa de interés del proyecto y un elevado precio del DO reducen el valor del precio del GNL en el punto de intersección, especialmente con el primer parámetro, y, en consecuencia, amplía el rango de precios del GNL en el cual resulta más económico la adopción de las variantes ORC-CRA-LA. El precio del GNL en dicho punto también se podría reducir si el exceso de producción eléctrica de la FSRU se exportara a tierra o incluso mediante la adopción de

intercambiadores de calor compactos en los condensadores de las etapas y del CRA. Esto último beneficiaría el proceso de instalación de estas configuraciones, ya que se conseguiría una reducción importante del tamaño del sistema de regasificación.

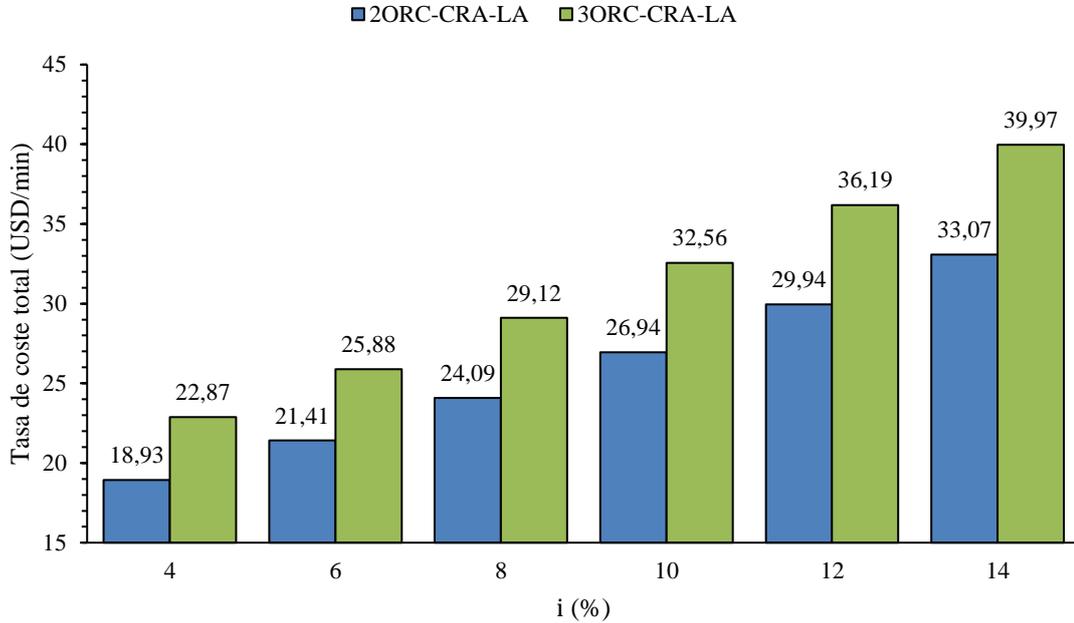


Fig. 6.17. Efecto de la tasa de interés en la tasa de coste total del punto de intersección para los sistemas de ORC-CRA-LA.

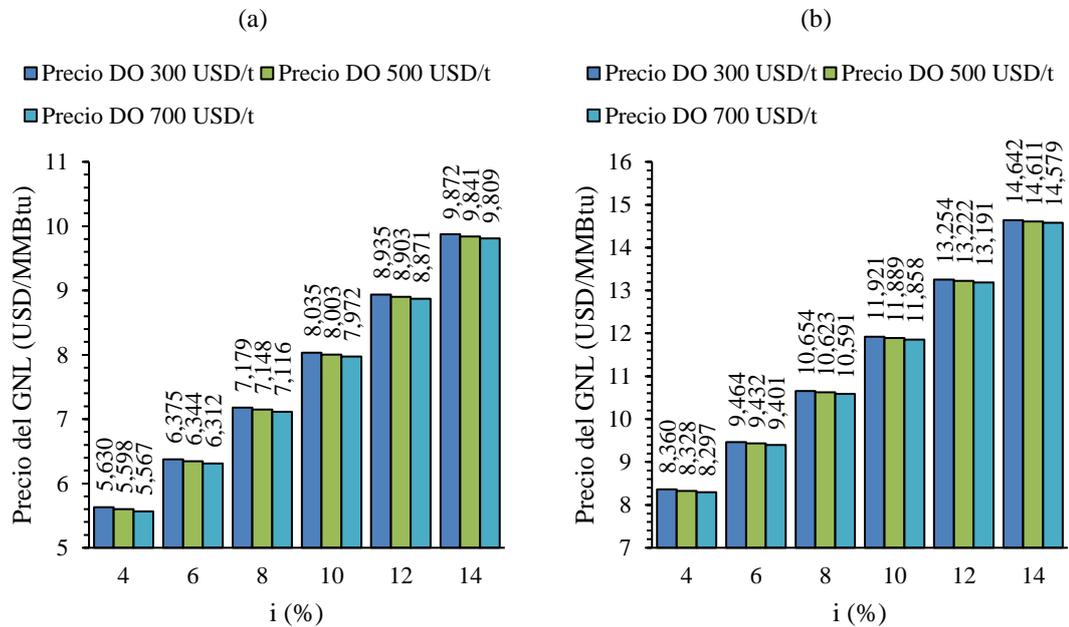


Fig. 6.18. Efecto del precio del DO y de la tasa de interés en el precio del GNL del punto de intersección. (a) Sistema de 2ORC-CRA-LA. (b) Sistema de 3ORC-CRA-LA.

En resumen, las dos configuraciones del sistema de regasificación de ORC-CRA-LA reducen el consumo de combustible a cero, es decir, cero emisiones de gases de efecto

invernadero durante el proceso de regasificación, y presentan una eficiencia exergética significativamente superior a la de los sistemas de regasificación instalados a bordo. Respecto al análisis económico, el sistema de 2ORC-CRA-LA es la variante más adecuada para su instalación a bordo, ya que presenta a una menor tasa de coste total y, en consecuencia, consigue un mayor rango de precios de GNL donde resulta más económico que los sistemas de regasificación convencionales.

6.5 Conclusiones

En el presente capítulo se ha realizado el análisis energético, exergético y económico de un sistema de regasificación en lazo abierto para FSRU que combina ORC en serie con un CRA (ORC-CRA-LA) para reducir las emisiones de gases de efecto invernadero a cero durante el proceso de regasificación. Este sistema combinado y las principales conclusiones del estudio son las siguientes:

- El requisito de cero emisiones en un sistema de regasificación en lazo abierto implica que no se pueden utilizar motores DF para la producción de potencia eléctrica, es decir, el sistema propuesto debe satisfacer la demanda de potencia eléctrica aprovechando la energía fría del GNL.
- Los ORC en serie por si solos no son suficientes para satisfacer la demanda de potencia eléctrica para una capacidad de regasificación convencional de 500 mmscfd. Aunque las mezclas zeotrópicas consiguen aumentar significativamente la potencia producida respecto a los fluidos de trabajo puros, solo el 3ORC es capaz de satisfacer la demanda si el GNL es metano puro, pero no resulta posible con un GNL real que presente la composición de la Tabla 2.4. El efecto que provoca la composición del GNL resulta significativo, por tanto, es necesario combinar los ORC en serie con un CRA para incrementar la generación de potencia eléctrica. Concretamente, son dos las variantes capaces de satisfacer la demanda con un GNL real: el sistema de 2ORC-CRA-LA y el de 3ORC-CRA-LA.
- El sistema de 2ORC-CRA-LA y el de 3ORC-CRA-LA se simulan con metano puro para un flujo másico del CRA de 9,08 y 5,51 kg/s, respectivamente. Las relaciones de composición molar de etano/propano en la primera y segunda etapa del sistema de 2ORC-CRA-LA son 94:6 y 46:54. Respecto a la variante de 3ORC-CRA-LA, la primera y segunda etapa presentan relaciones de etano/propano de 95:5 y 53:47, mientras que la tercera es de n-butano/propano de 12:88. En estas condiciones, el

sistema de 3ORC-CRA-LA produce un mayor exceso de potencia que el de 2ORC-CRA-LA, concretamente, los valores para ambos casos son respectivamente 1105,37 kW y 827,81 kW. En cuanto al análisis exergético el sistema de 3ORC-CRA-LA presenta una eficiencia de 62,04 %, mientras que el valor se reduce a 61,80 % para el sistema de 2ORC-CRA-LA. No obstante, el análisis económico revela que el sistema de 3ORC-CRA-LA presenta una tasa de coste total superior a la del sistema de 2ORC-CRA-LA, concretamente, un 20,85 %. Por tanto, en el hipotético caso de vender el excedente de producción de potencia eléctrica, el precio de la electricidad mínimo para compensar la tasa de coste total debería ser superior a 1,3498 USD/kW h. Este valor resulta poco realista en la actualidad, sin embargo, el precio mínimo puede reducirse a 0,3390 USD/kW h si el sistema de 2ORC-CRA-LA no exporta el exceso de potencia producida.

- Las dos variantes de ORC-CRA-LA son más eficientes energéticamente y respetuosas con el medio ambiente que los sistemas de regasificación instalados habitualmente a bordo. El sistema de 2ORC-CRA-LA y el de 3ORC-CRA-LA incrementan respectivamente la eficiencia exergética un 23,60 y 24,08 % en comparación con el sistema de regasificación convencional más eficiente, es decir, el sistema de agua de mar. Respecto al sistema de regasificación de propano en lazo abierto, el cual presenta la menor tasa de coste total de los sistemas convencionales para un amplio rango de precios del GNL, el sistema de 2ORC-CRA-LA resulta más económico si el precio es superior a 8,903 USD/MMBtu, mientras que el valor debe ser mayor de 13,222 USD/MMBtu para el sistema de 3ORC-CRA-LA. Estos valores se pueden ver alterados por la tasa de interés, precio del combustible piloto consumido por los motores DF o por la adopción de intercambiadores de calor compactos en los procesos de condensación de los fluidos de trabajo.

El aprovechamiento de la energía fría del GNL representa una solución interesante para reducir drásticamente las emisiones de gases de efecto invernadero durante el proceso de regasificación de las FSRU. El desarrollo de nuevos sistemas de regasificación en lazo abierto que exploten la energía fría es imprescindible si se pretende mejorar la eficiencia de las FSRU y conseguir sistemas más respetuosos con el medio ambiente.

Capítulo 7

Conclusiones generales y futuras líneas de investigación

7.1 Conclusiones generales

El estudio recogido en los diferentes capítulos de la tesis sobre la utilización de la energía fría del GNL para reducir las emisiones de GEI procedentes de las FSRU presenta las siguientes conclusiones generales:

- Según la revisión de la tecnología actual de los sistemas de regasificación, la mayoría de las FSRU instalan sistemas capaces de operar en lazo abierto siempre y cuando no se prohíba el uso de agua de mar como fuente de calor y su temperatura sea la adecuada. Este tipo de sistemas pueden realizar el proceso de intercambio de calor entre el agua de mar y el GNL de forma directa o a través de un fluido intermedio como el propano o el agua-glicol para reducir el riesgo de congelación. No obstante, los sistemas de regasificación de agua-glicol están acaparando el mercado en los últimos años, ya que se trata de un fluido intermedio seguro (no es inflamable ni tóxico) y económico. Los sistemas en lazo cerrado, los cuales utilizan el vapor generado en calderas como fuente de calor, ofrecen trenes de regasificación económicos, puesto que el empleo de fluidos no corrosivos implica un ahorro en los materiales de construcción de los intercambiadores de calor, pero los costes asociados al consumo de combustible son muy elevados y, en consecuencia, también las emisiones de CO₂ del proceso de combustión.
- El análisis energético y exergético del proceso de regasificación en la FSRU demuestra que la energía fría del GNL es la fuente de energía residual más importante a bordo del buque. Sin embargo, de momento no se han implementado sistemas que aprovechen la energía fría del proceso de regasificación.

- La revisión de la literatura científica que trata el aprovechamiento de la energía fría en FSRU evidencia que el número de publicaciones es muy limitado, centrándose en el estudio de sistemas de regasificación en lazo abierto que integran un ORC simple o configuraciones en serie o en cascada de varios ORC. No obstante, ninguno de los trabajos tiene en cuenta el nivel de aprovechamiento ni el efecto que provoca la integración de estos sistemas en la instalación de generación de electricidad de la FSRU.
- El método de análisis energético, exergético y económico de los sistemas de regasificación implementado en la tesis demuestra ser útil a la hora de comparar distintas alternativas. Además, el análisis exergético revela que la regasificación es un proceso disipativo, es decir, completamente destructor de exergía y, en consecuencia, resulta necesario profundizar en las componentes de la exergía física (exergía térmica y mecánica) del GN para poder definir la eficiencia exergética de un sistema de regasificación. Considerando la definición propuesta, el objetivo de un sistema de regasificación es convertir la exergía térmica del hidrocarburo en exergía mecánica para su posterior transporte a través del gasoducto.
- Los resultados obtenidos del análisis 3E de los sistemas de regasificación convencionales instalados en FSRU sugieren que el sistema de AM-LA es el más eficiente desde el punto de vista energético y exergético. No obstante, el sistema de P-LA ofrece resultados termodinámicos similares y consigue la menor tasa de coste total de los sistemas analizados para un amplio rango de precios del GNL evaluados (1,320-11 USD/MMBtu). El consumo específico de energía en el sistema de AG-LC es 4 veces superior al sistema AM-LA, mientras que la eficiencia exergética se reduce un 39,48 %. Sin embargo, el coste de inversión de los componentes es el menor de los sistemas estudiados.
- La revisión de la normativa de la OMI relativa a la eficiencia energética de los buques muestra que las definiciones actuales del EEDI y EEOI no son aplicables a buques estacionarios como las FSRU ni tampoco permiten evaluar de forma adecuada las emisiones de GEI.
- En la tesis se ha desarrollado el índice de diseño (EEDI) y los indicadores operacionales (EERI y EEOI) para evaluar la eficiencia energética de las FSRU (emisiones de CO₂ asociadas al consumo de combustible por energía de

regasificación). Además, se propone el CFDI como índice de diseño para medir las emisiones de CO_{2e}, el cual incluye las emisiones de metano de los motores DF y el factor de ratio de captura de CO₂ en caso de instalar sistemas de CAC, y los correspondientes indicadores operacionales (CFRI y CFOI).

- Los resultados obtenidos del EEDI demuestran que, de los sistemas instalados en FSRU, el sistema de AM-LA es el más eficiente (menor EEDI), seguido de cerca por el de P-LA. Si se aprovecha la energía fría del GNL en el proceso de regasificación mediante un ORC simple, el sistema de 1ORC-LA mejora la eficiencia un 41,25 % respecto al de AM-LA. En el lado opuesto se sitúa el sistema de AG-LC, cuyo EEDI es un 347,88 % superior.
- El sistema de regasificación en lazo cerrado propuesto integra un ORC simple y un sistema de captura de CO₂ en postcombustión (1ORC-CC-LC) con una solución acuosa del 30 % en peso de MEA. Esta configuración consigue reducir drásticamente las emisiones de CO₂ sin emplear el agua de mar. La energía fría del GNL se utiliza como sumidero del ORC y en los procesos de captura, tratamiento y licuefacción del CO₂. Los resultados demuestran que el sistema de 1ORC-CC-LC es capaz de satisfacer la demanda de potencia eléctrica de la FSRU sin la necesidad de emplear los motores DF y captura un 90 % de las emisiones de CO₂ de los gases de combustión de la caldera. Respecto al sistema en lazo cerrado convencional (AG-LC), el sistema propuesto de 1ORC-CC-LC reduce el consumo de combustible un 18,00 % e incrementa la eficiencia exergética de la FSRU en operación un 13,91 %, mientras que las emisiones de CO₂ son aproximadamente un 75 % menores en comparación con los sistemas en lazo abierto habitualmente instalados a bordo.
- El sistema de regasificación en lazo abierto propuesto combina etapas en serie de ORC simples con un CRA (ORC-CRA-LA) y reduce a cero las emisiones de GEI durante el proceso de regasificación de la FSRU. Los resultados del análisis 3E sugieren que las configuraciones de 2ORC-CRA-LA y 3ORC-CRA-LA cumplen con el objetivo de cero emisiones, alcanzando una eficiencia exergética de 61,80 y 62,04 %, respectivamente. A pesar de ofrecer una menor eficiencia, el sistema de 2ORC-CRA-LA resulta más económico. La comparación con los sistemas de regasificación convencionales instalados a bordo demuestra que el sistema de 2ORC-CRA-LA ofrece una menor tasa de coste total si el precio del GNL es superior a 8,903 USD/MMBtu. No obstante, este valor se podría reducir si se exporta la

potencia producida que excede la demanda de la FSRU y si se adoptan intercambiadores de calor compactos.

Las FSRU representan un eslabón importante de la cadena de valor del GN en las que es posible recuperar parte de la energía invertida durante el proceso de licuefacción del hidrocarburo. Por tanto, el diseño de sistemas de regasificación capaces de utilizar la energía fría del GNL resulta imperativo si se pretende mejorar la eficiencia y reducir las emisiones de GEI de las FSRU en operación. No obstante, se debe tener en consideración el estudio económico a la hora de valorar posibles alternativas y, en especial, la influencia que ejerce el precio volátil del GNL. De esta forma, en la tesis, además de proponerse sistemas de regasificación innovadores, se han desarrollado e implementado las herramientas necesarias para el estudio y selección de sistemas competitivos desde el punto de vista energético, exergético, económico y medioambiental.

7.2 Futuras líneas de investigación

El estudio del aprovechamiento exergético del GNL en las FSRU realizado en esta tesis permite sentar las bases de nuevas líneas de investigación.

Los métodos desarrollados se pueden implementar para comparar el análisis energético, exergético, económico y medioambiental de distintos sistemas regasificación en FSRU. Además, la definición de eficiencia exergética del proceso de regasificación y los sistemas propuestos son susceptibles de integrarse en terminales de regasificación *onshore*, ampliando de esta forma el campo de aplicación y la relevancia del estudio a la hora de reducir las emisiones de GEI de la cadena de valor del GN. Adicionalmente, el estudio de la utilización de la energía fría es relevante para el transporte marítimo y gestión del hidrógeno líquido (H₂L), un sector de interés y actualmente en desarrollo.

Entre las futuras líneas de investigación que podrían desarrollarse destacan:

- El estudio de sistemas de regasificación que integren novedosos ciclos de potencia para el aprovechamiento de la energía fría del GNL con fluidos de trabajo puros o mezclas. Concretamente, las mezclas zeotrópicas pueden mejorar significativamente la producción de potencia eléctrica de los ciclos en comparación con los fluidos puros. Además, si los fluidos de trabajos son seguros, resulta factible la distribución de líneas por espacios de máquinas. De esta forma, se consigue una mayor

versatilidad a la hora de ubicar los intercambiadores de calor que interactúan con la(s) fuente(s) de calor.

- Respecto al sistema de regasificación en lazo cerrado propuesto, resultaría de interés realizar el análisis económico en caso de que en un futuro la OMI adoptara medidas más restrictivas como una tasa de emisiones de CO₂. Además, en el sistema de regasificación estudiado se ha considerado un sistema de captura de CO₂ que posee una arquitectura básica y utiliza MEA como solvente. Por tanto, el estudio de configuraciones más eficientes y de otras aminas o solventes queda pendiente.
- En relación con el sistema de regasificación en lazo abierto propuesto, se han analizado las dos configuraciones (2ORC-CRA-LA y 3ORC-CRA-LA) capaces de satisfacer por completo la demanda de potencia eléctrica de la FSRU, es decir, reducir a cero las emisiones de GEI durante el proceso de regasificación. Sin embargo, sería conveniente realizar el análisis energético, exergético, económico y medioambiental del sistema de 1ORC-CRA-LA para ofrecer una alternativa intermedia en lo que se refiere a costes y nivel de emisiones contaminantes.
- Considerando que la mayor parte del H₂ producido en el mundo procede del proceso de reformado de GN, el desarrollo de una FSRU que incluya un sistema de producción de H₂ ofrece una instalación móvil capaz de suministrar tanto H₂ como GN en cualquier zona costera. De esta forma, resulta de interés investigar la combinación de la energía fría del GNL con fuentes de energía residual del proceso de producción de H₂ para ofrecer en su conjunto un sistema más eficiente y respetuoso con el medio ambiente.
- El almacenamiento y transporte del H₂ en estado líquido se realiza a una temperatura de -253 °C y presión próxima a la atmosférica. Por tanto, de forma similar al GNL, investigar la utilización de la energía fría del proceso regasificación para la producción de potencia eléctrica resulta de interés. En este sentido, el estudio de un sistema de regasificación similar al de ORC-CRA-LA es relevante, ya que en el primer proceso de calentamiento se utiliza el propio H₂ como fluido intermedio; esto evita problemas de congelación y permite ajustar los perfiles de temperatura de los fluidos que intervienen en el proceso de regasificación, reduciendo la exergía destruida y aumentando la potencia eléctrica producida por los ciclos.

Referencias

- [1] International Energy Agency. World Energy Outlook 2021. 2021.
- [2] IMO. Fourth IMO GHG Study 2020 Executive Summary 2021.
- [3] Schuller O, Kupferschmid S, Whitehouse S, Hengstler J. Life Cycle GHG Emission Study on the Use of LNG as Marine Fuel. 2019.
- [4] Pavlenko N, Comer B, Zhou Y, Clark N, Rutherford D. The climate implications of using LNG as a marine fuel. 2020.
- [5] Wärtsilä. Cutting greenhouse gas emissions from LNG engines 2020. <https://www.wartsila.com/media/news/06-04-2020-cutting-greenhouse-gas-emissions-from-lng-engines> (accessed November 4, 2020).
- [6] MAN B&W. The Flexible Dual-Fuel Solution 2016.
- [7] International Energy Agency. World Energy Outlook 2020. 2020.
- [8] International Energy Agency. World Energy Outlook 2021 - Executive Summary. 2021.
- [9] Mokhatab S, Mak JY, Valappil J V., Wood DA. Handbook of Liquefied Natural Gas. Elsevier; 2014. <https://doi.org/10.1016/C2011-0-07476-8>.
- [10] Norrgård J. LNG terminals – land-based vs. floating storage and regasification technology. Wärtsilä Tech J 2018.
- [11] Kanbur BB, Xiang L, Dubey S, Choo FH, Duan F. Cold utilization systems of LNG: A review. Renew Sustain Energy Rev 2017;79:1171–88. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.05.161>.
- [12] He T, Chong ZR, Zheng J, Ju Y, Linga P. LNG cold energy utilization: Prospects and challenges. Energy 2019;170:557–68. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.12.170>.
- [13] Mitsui O.S.K. Lines. MOL and DSME Obtain AIP for Design of FSRU “Cryo-Powered Regas” System - Development of New Technology to Reduce Environmental Impact - 2020.
- [14] Havard D. Oil and Gas Production Handbook: An introduction to oil and gas production, transport, refining and petrochemical industry. ABB; 2013.
- [15] Speight JG. Natural Gas: A Basic Handbook. Second Edi. Gulf Professional Publishing; 2019. <https://doi.org/10.1016/C2015-0-02190-6>.
- [16] Mokhatab S, Poe WA, Mak JY. Handbook of natural gas transmission and processing: Principles and practices. Oxford: Elsevier; 2018. <https://doi.org/10.1016/C2017-0-03889-2>.
- [17] Songhurst B. The Outlook for Floating Storage and Regasification Units (FSRUs). Oxford, United Kingdom: 2017. <https://doi.org/https://doi.org/10.26889/9781784670894>.

- [18] Tusiani, Michael D; Shearer G. LNG: A Nontechnical Guide. PennWell; 2007.
- [19] Park S, Kim S, Yoon Y, Lee IB, Jung ES. A comparative evaluation of heating method options for floating storage regasification units using life cycle cost analysis with risk expenditure. *J Chem Eng Japan* 2019;52:751–65. <https://doi.org/10.1252/jcej.18we124>.
- [20] Romero Gómez M, Ferreiro Garcia R, Romero Gómez J, Carbia Carril J. Review of thermal cycles exploiting the exergy of liquefied natural gas in the regasification process. *Renew Sustain Energy Rev* 2014;38:781–95. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2014.07.029>.
- [21] Mehrpooya M, Sharifzadeh MMM, Katooli MH. Thermodynamic analysis of integrated LNG regasification process configurations. *Prog Energy Combust Sci* 2018;69:1–27. <https://doi.org/10.1016/j.pecs.2018.06.001>.
- [22] Pospíšil J, Charvát P, Arsenyeva O, Klimeš L, Špiláček M, Klemeš JJ. Energy demand of liquefaction and regasification of natural gas and the potential of LNG for operative thermal energy storage. *Renew Sustain Energy Rev* 2019;99:1–15. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.09.027>.
- [23] Janssens P. The development of the first Energy Bridge regasification vessel. *Offshore Technol Conf 2006 New Depths New Horizons* 2006;3:2052–63. <https://doi.org/10.4043/18398-ms>.
- [24] Larsen OB, Markussen BK. SRV - The LNG Shuttle and Regas Vessel System. *Proc Annu Offshore Technol Conf* 2004;2:1078–81. <https://doi.org/10.4043/16580-ms>.
- [25] Wärtsilä. Wärtsilä 2020. <https://www.wartsila.com/> (accessed November 23, 2020).
- [26] Fernández IA, Gómez MR, Gómez JR, Insua AB. Review of propulsion systems on LNG carriers. *Renew Sustain Energy Rev* 2017;67:1395–411. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.09.095>.
- [27] Ammar NR. Environmental and cost-effectiveness comparison of dual fuel propulsion options for emissions reduction onboard lng carriers. *Brodogradnja* 2019;70:61–77. <https://doi.org/10.21278/brod70304>.
- [28] Equasis. Equasis - HomePage 2020. <https://www.equasis.org/EquasisWeb/public/HomePage> (accessed November 11, 2020).
- [29] Clarksons. Clarksons Research Portal 2020. <https://www.clarksons.net/Portal/> (accessed November 11, 2020).
- [30] KARPOWERSHIP. KARPOWERSHIP 2020. <http://www.karpowership.com/en/> (accessed November 11, 2020).
- [31] Wood DA, Kulitsa M. A review: Optimizing performance of Floating Storage and Regasification Units (FSRU) by applying advanced LNG tank pressure management strategies. *Int J Energy Res* 2018;42:1391–418. <https://doi.org/10.1002/er.3883>.
- [32] Dobrota Đ, Lalić B, Komar I. Problem of Boil - off in LNG Supply Chain. *Trans*

- Marit Sci 2013;2:91–100. <https://doi.org/10.7225/toms.v02.n02.001>.
- [33] Maksym K, David A. W. Floating storage and regasification units face specific LNG rollover challenges: Consideration of saturated vapor pressure provides insight and mitigation options. *Nat Gas Ind B* 2018;5:391–414. <https://doi.org/10.1016/j.ngib.2018.05.001>.
- [34] Lloyd’s Register. Floating Storage and Regasification Units. 2017.
- [35] Samsung Heavy Industries. S-REGAS Regasification System (Brochure) 2014.
- [36] Hyundai Heavy Industries. ENGINE & MACHINERY DIVISION HHI-EMD (Brochure) 2018.
- [37] Sulzer. Sulzer 2020. <https://www.sulzer.com/> (accessed November 23, 2020).
- [38] Madsen, Per Helge Sandaroe; Lunde T. Regasification modules for onboard applications offer multiple benefits. *Wärtsilä Tech J* 2012:31–8.
- [39] Cryostar. Cryostar 2020. <https://cryostar.com/> (accessed November 23, 2020).
- [40] NEUMAN & ESSER. NEUMAN & ESSER - Compressors for industrial use 2020. <https://www.neuman-esser.de/en/> (accessed November 12, 2020).
- [41] Compression B. Home - Burckhardt Compression 2020. <https://www.burckhardtcompression.com/> (accessed November 14, 2020).
- [42] Excelerate Energy. Excelerate Energy - Pioneer and Leader in Floating Regas 2020. <https://excelerateenergy.com/> (accessed November 23, 2020).
- [43] Höegh LNG. Höegh LNG 2020. <https://hoeghlng.com/> (accessed November 23, 2020).
- [44] Madsen PHS, Karsten D, Strande R. Intermediate fluid vaporizers for LNG re-gasification vessels, SRVs and FSRU’s. *Proc Annu Offshore Technol Conf* 2010;3:2185–98. <https://doi.org/10.4043/20809-ms>.
- [45] Excelerate Energy. Floating Storage Regasification Unit (FSRU) - Excelerate Energy 2020. <https://excelerateenergy.com/fsru/> (accessed July 2, 2020).
- [46] U.S. Coast Guard; engineering-environmental Management. Neptune LNG Deepwater Port License Application: Environmental Impact Statement. 2006.
- [47] Exmar Shipmanagement. Best Practices in the disposal of ships’ waste. 2010.
- [48] Moss Maritime. A Leader In Maritime Technology (General Brochure) n.d.
- [49] Blackwell B, Skaar H. GOLAR LNG: DELIVERING THE WORLD’S FIRST FSRUs. 24th World Gas Conf 2009.
- [50] Entec D. HP Vaporizer for RV/FSRU- DongHwa Entec : Marine Products 2020. <http://www.dh.co.kr/hp-vaporizer-rvfsru/?ckattempt=1> (accessed September 7, 2020).
- [51] Egashira S. LNG vaporizer for LNG re-gasification terminal. *R D Res Dev Kobe Steel Eng Reports* 2013;63:33–6.
- [52] Kobe Steel Ltd. LNG Vaporizers on FSRU: Intermediate Fluid Vaporizer 2019.

- [53] Eum Y, Kim S, Doh K, Ha M. Eco-friendly LNG SRV: Completion of the regasification trial. *Int Gas Res Conf Proc* 2011;4:2791–803.
- [54] Madsen PH. A PLANT AND METHOD FOR REGASIFICATION OF LNG. WO 2017/095230 A1, 2017.
- [55] Cryostar. Equipment and Solutions LNG / NG STARVAP™ REGASIFICATION APPLICATIONS THE CRYOSTAR GROUP n.d.
- [56] Frangopoulos CA. *Exergy, Energy System Analysis and Optimization Volume - I: Exergy and Thermodynamic Analysis*. Oxford, United Kingdom: EOLSS Publications; 2009.
- [57] Ulstein KO, Madsen PH, Wärtsilä Corporation. Grasping the potential 2020. <https://www.wartsila.com/insights/article/gasping-the-potential> (accessed June 3, 2021).
- [58] Mitsui O.S.K. Lines. FSRU (Floating Storage and Regasification Unit) 2020. <https://www.mol-service.com/service/fsru> (accessed December 1, 2020).
- [59] Yao S, Liu H, Tang L, Ye Y, Zhang L. Thermodynamic analysis and optimization for cold energy utilization based on low temperature rankine cycle of LNG-FSRU regasification system. *Int J Simul Syst Sci Technol* 2016;17:35.1-35.9. <https://doi.org/10.5013/IJSSST.a.17.30.35>.
- [60] Lee S, Choi BC. Thermodynamic assessment of integrated heat recovery system combining exhaust-gas heat and cold energy for LNG regasification process in FSRU vessel. *J Mech Sci Technol* 2016;30:1389–98. <https://doi.org/10.1007/s12206-016-0246-y>.
- [61] Yoon-Ho L. LNG-FSRU cold energy recovery regasification using a zeotropic mixture of ethane and propane. *Energy* 2019;173:857–69. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.02.111>.
- [62] Yoon-Ho L. Thermo-economic analysis of a novel regasification system with liquefied-natural-gas cold-energy. *Int J Refrig* 2019;101:218–29. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2019.03.022>.
- [63] Yao S, Xu L, Tang L. New cold-level utilization scheme for cascade three-level Rankine cycle using the cold energy of liquefied natural gas. *Therm Sci* 2018;2018:3865–75. <https://doi.org/10.2298/TSCI171012239Y>.
- [64] Baldasso E, Mondejar ME, Mazzoni S, Romagnoli A, Haglind F. Potential of liquefied natural gas cold energy recovery on board ships. *J Clean Prod* 2020;271:122519. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2020.122519>.
- [65] Tsougranis EL, Wu D. A feasibility study of Organic Rankine Cycle (ORC) power generation using thermal and cryogenic waste energy on board an LNG passenger vessel. *Int J Energy Res* 2018;42:3121–42. <https://doi.org/10.1002/er.4047>.
- [66] Han F, Wang Z, Ji Y, Li W, Sundén B. Energy analysis and multi-objective optimization of waste heat and cold energy recovery process in LNG-fueled vessels based on a triple organic Rankine cycle. *Energy Convers Manag* 2019;195:561–72. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.05.040>.
- [67] Koo J, Oh SR, Choi YU, Jung JH, Park K. Optimization of an organic Rankine

- cycle system for an LNG-powered ship. *Energies* 2019;12. <https://doi.org/10.3390/en12101933>.
- [68] Tian Z, Yue Y, Gu B, Gao W, Zhang Y. Thermo-economic analysis and optimization of a combined Organic Rankine Cycle (ORC) system with LNG cold energy and waste heat recovery of dual-fuel marine engine. *Int J Energy Res* 2020;44:9974–94. <https://doi.org/10.1002/er.5529>.
- [69] Gaztransport & Technigaz. GTT | Mark III systems 2020. <https://www.gtt.fr/en/technologies/markiii-systems> (accessed September 5, 2020).
- [70] IGU. 2020 World LNG Report. 2020.
- [71] Songhurst B. Floating LNG update. Oxford, United Kingdom: 2019. <https://doi.org/10.26889/9781784671440>.
- [72] Szargut J. Exergy method: technical and ecological applications. vol. 18. WIT Press; 2005.
- [73] Kakaç S, Liu H, Pramuanjaroenkij A. Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design, Third Edition. vol. 6. 2012.
- [74] Sharqawy MH, Lienhard V JH, Zubair SM. Erratum to Thermophysical properties of seawater: A review of existing correlations and data. *Desalin Water Treat* 2011;29:355–355. <https://doi.org/10.5004/dwt.2011.2947>.
- [75] Nayar KG, Sharqawy MH, Banchik LD, Lienhard JH. Thermophysical properties of seawater: A review and new correlations that include pressure dependence. *Desalination* 2016;390:1–24. <https://doi.org/10.1016/j.desal.2016.02.024>.
- [76] Migliore C, Tubilleja C, Vesovic V. Weathering prediction model for stored liquefied natural gas (LNG). *J Nat Gas Sci Eng* 2015;26:570–80. <https://doi.org/10.1016/j.jngse.2015.06.056>.
- [77] Romero Gómez J, Romero Gómez M, Lopez Bernal J, Baaliña Insua A. Analysis and efficiency enhancement of a boil-off gas reliquefaction system with cascade cycle on board LNG carriers. *Energy Convers Manag* 2015;94:261–74. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2015.01.074>.
- [78] Klein SA. Engineering Equation Solver (EES) 2015.
- [79] Bejan A, Tsatsaronis G, Moran M. Thermal Design and Optimization. John Wiley & Sons, Ltd; 1996.
- [80] Aspen Technology. Suite AspenONE 2019.
- [81] Querol E, Gonzalez-Regueral B, Perez-Benedito JL. Practical Approach to Exergy and Thermo-economic Analyses of Industrial Processes. London: Springer London; 2013. <https://doi.org/10.1007/978-1-4471-4622-3>.
- [82] CEPCI Archives - Chemical Engineering 2020. <https://www.chemengonline.com/tag/cepci/> (accessed September 5, 2020).
- [83] Ship & Bunker. World Bunker Prices - Ship & Bunker 2020. <https://shipandbunker.com/prices/> (accessed September 5, 2020).
- [84] Ekanem Attah E, Bucknall R. An analysis of the energy efficiency of LNG ships

- powering options using the EEDI. *Ocean Eng* 2015;110:62–74. <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2015.09.040>.
- [85] Lee S, Yoo S, Park H, Ahn J, Chang D. Novel methodology for EEDI calculation considering onboard carbon capture and storage system. *Int J Greenh Gas Control* 2021;105:103241. <https://doi.org/10.1016/j.ijggc.2020.103241>.
- [86] IMO. MEPC.203(62) Amendments to MARPOL Annex VI on regulations for the prevention of air pollution from ships by inclusion of new regulations on energy efficiency for ships 2011.
- [87] IMO. MEPC 76/3 CONSIDERATION AND ADOPTION OF AMENDMENTS TO MANDATORY INSTRUMENTS - Draft amendments to MARPOL Annex VI 2021.
- [88] IMO. MARPOL Consolidated Edition 2017. 2017.
- [89] IMO. MEPC.308(73) 2018 Guidelines on the method of calculation of the attained Energy Efficiency Design Index (EEDI) for new ships 2018.
- [90] IMO. MEPC.1/Circ.815 Guidance on treatment of innovative energy efficiency technologies for calculation and verification of the attained EEDI 2013.
- [91] IMO. MEPC.1/Circ.796 Interim guidelines for the calculation of the coefficient fw for decrease in ship speed in a representative sea condition for trial use 2012.
- [92] IMO. MEPC. 231(65) 2013 Guidelines for calculation of reference lines for use with the Energy Efficiency Design Index (EEDI) 2013.
- [93] IMO. MEPC.233(65) 2013 Guidelines for calculation of reference Lines for use with the Energy Efficiency Design Index (EEDI) for cruise passenger ships having non-conventional propulsion 2013.
- [94] IMO. MEPC.282(70) 2016 Guidelines for the development of a Ship Energy Efficiency Management Plan (SEEMP) 2016.
- [95] IMO. MEPC.1/Circ.684 Guidelines for voluntary use of the Ship Energy Efficiency Operational Indicator (EEOI) 2009.
- [96] Lee JH, Janssens P, Cook J. LNG regasification vessel - The first offshore LNG facility. *Proc Annu Offshore Technol Conf* 2005;2005-May:325–33. <https://doi.org/10.4043/17161-ms>.
- [97] IMO. MEPC 75/7/15 Reduction of GHG emissions from ships: Fourth IMO GHG Study 2020 - Final Report 2020.
- [98] Huang J, Mendoza B, Daniel JS, Nielsen CJ, Rotstayn L, Wild O. Anthropogenic and natural radiative forcing. *Clim Chang 2013 Phys Sci Basis Work Gr I Contrib to Fifth Assess Rep Intergov Panel Clim Chang* 2013;9781107057:659–740. <https://doi.org/10.1017/CBO9781107415324.018>.
- [99] IMO. MEPC.304(72) Initial IMO Strategy on Reduction of GHG Emissions from Ships 2018.
- [100] IMO. Further shipping GHG emission reduction measures adopted 2021. <https://www.imo.org/en/MediaCentre/PressBriefings/pages/MEPC76.aspx> (accessed November 6, 2021).

- [101] Xing H, Stuart C, Spence S, Chen H. Alternative fuel options for low carbon maritime transportation: Pathways to 2050. *J Clean Prod* 2021;297:126651. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2021.126651>.
- [102] Xing H, Spence S, Chen H. A comprehensive review on countermeasures for CO2 emissions from ships. *Renew Sustain Energy Rev* 2020;134:110222. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2020.110222>.
- [103] Alfa Laval. Alfa Laval and NMRI have succeeded in onboard CO2 capture testing using an exhaust gas cleaning system 2021. <https://www.alfalaval.com/industries/marine-transportation/marine/marine-news/alfa-laval-and-nmri-have-succeeded-in-onboard-co2-capture-testing-using-an-exhaust-gas-cleaning-system/> (accessed November 10, 2021).
- [104] Mitsubishi Heavy Industries. Mitsubishi Shipbuilding to Test World's First Marine-based CO2 Capture System -- "CC-Ocean" Project in Partnership with "K" Line and ClassNK Part of Japan Government Initiative to Support Development of Marine Resource Technologies -- 2020. <https://www.mhi.com/news/20083101.html> (accessed November 10, 2021).
- [105] Wärtsilä. Wärtsilä advances carbon capture and storage in maritime as part of LINCCS consortium 2021. <https://www.wartsila.com/media/news/08-09-2021-wartsila-advances-carbon-capture-and-storage-in-maritime-as-part-of-linccs-consortium-2972116> (accessed November 10, 2021).
- [106] Mitsubishi Heavy Industries. Overview of "CC - Ocean" project 2021.
- [107] Mitsubishi Heavy Industries. Mitsubishi Shipbuilding Begins Verification Testing of Marine-based CO2 Capture System 2021. <https://www.mhi.com/news/21080501.html?style=preview> (accessed November 3, 2021).
- [108] Luo X, Wang M. Study of solvent-based carbon capture for cargo ships through process modelling and simulation. *Appl Energy* 2017;195:402–13. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.03.027>.
- [109] Feenstra M, Monteiro J, van den Akker JT, Abu-Zahra MRM, Gilling E, Goetheer E. Ship-based carbon capture onboard of diesel or LNG-fuelled ships. *Int J Greenh Gas Control* 2019;85:1–10. <https://doi.org/10.1016/j.ijggc.2019.03.008>.
- [110] Stec M, Tatarczuk A, Iluk T, Szul M. Reducing the energy efficiency design index for ships through a post-combustion carbon capture process. *Int J Greenh Gas Control* 2021;108:103333. <https://doi.org/10.1016/j.ijggc.2021.103333>.
- [111] Long NVD, Lee DY, Kwag C, Lee YM, Lee SW, Hessel V, et al. Improvement of marine carbon capture onboard diesel fueled ships. *Chem Eng Process - Process Intensif* 2021;168:108535. <https://doi.org/10.1016/j.cep.2021.108535>.
- [112] Ji C, Yuan S, Huffman M, El-Halwagi MM, Wang Q. Post-combustion carbon capture for tank to propeller via process modeling and simulation. *J CO2 Util* 2021;51:101655. <https://doi.org/10.1016/j.jcou.2021.101655>.
- [113] Güler E, Ergin S. An investigation on the solvent based carbon capture and storage system by process modeling and comparisons with another carbon control methods for different ships. *Int J Greenh Gas Control* 2021;110:103438.

- <https://doi.org/10.1016/j.ijggc.2021.103438>.
- [114] Xu L, Lin G. Simulation and optimization of liquefied natural gas cold energy power generation system on floating storage and regasification unit. *Therm Sci* 2020;205–205. <https://doi.org/10.2298/TSCI200404205X>.
- [115] Song Y, Chen CC. Symmetric electrolyte nonrandom two-liquid activity coefficient model. *Ind Eng Chem Res* 2009;48:7788–97. <https://doi.org/10.1021/ie9004578>.
- [116] Aspen Technology. Aspen HYSYS v10 2017.
- [117] Dubois L, Thomas D. Comparison of various configurations of the absorption-regeneration process using different solvents for the post-combustion CO₂ capture applied to cement plant flue gases. *Int J Greenh Gas Control* 2018;69:20–35. <https://doi.org/10.1016/j.ijggc.2017.12.004>.
- [118] Sato N. *Chemical Energy and Exergy: An introduction to Chemical Thermodynamics for Engineers*. Elsevier; 2004. <https://doi.org/10.1016/B978-0-444-51645-9.X5000-6>.
- [119] Modi A, Haglind F. A review of recent research on the use of zeotropic mixtures in power generation systems. *Energy Convers Manag* 2017;138:603–26. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.02.032>.
- [120] Xu W, Zhao R, Deng S, Zhao L, Mao SS. Is zeotropic working fluid a promising option for organic Rankine cycle: A quantitative evaluation based on literature data. *Renew Sustain Energy Rev* 2021;148:111267. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2021.111267>.
- [121] Sun H, Zhu H, Liu F, Ding H. Simulation and optimization of a novel Rankine power cycle for recovering cold energy from liquefied natural gas using a mixed working fluid. *Energy* 2014;70:317–24. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2014.03.128>.
- [122] Lee U, Kim K, Han C. Design and optimization of multi-component organic rankine cycle using liquefied natural gas cryogenic exergy. *Energy* 2014;77:520–32. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2014.09.036>.
- [123] Kim K, Lee U, Kim C, Han C. Design and optimization of cascade organic Rankine cycle for recovering cryogenic energy from liquefied natural gas using binary working fluid. *Energy* 2015;88:304–13. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2015.05.047>.
- [124] Lee U, Mitsos A. Optimal multicomponent working fluid of organic Rankine cycle for exergy transfer from liquefied natural gas regasification. *Energy* 2017;127:489–501. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.03.126>.
- [125] Xue F, Chen Y, Ju Y. Design and optimization of a novel cryogenic Rankine power generation system employing binary and ternary mixtures as working fluids based on the cold exergy utilization of liquefied natural gas (LNG). *Energy* 2017;138:706–20. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.07.122>.
- [126] Bao J, Zhang R, Yuan T, Zhang X, Zhang N, He G. A simultaneous approach to optimize the component and composition of zeotropic mixture for power generation systems. *Energy Convers Manag* 2018;165:354–62.

- <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.03.072>.
- [127] Bao J, Lin Y, Zhang R, Zhang X, Zhang N, He G. Performance enhancement of two-stage condensation combined cycle for LNG cold energy recovery using zeotropic mixtures. *Energy* 2018;157:588–98. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.05.187>.
- [128] Yuan T, Song C, Zhang R, Zhang X, Zhang N, Bao J. Energy and economic optimization of the multistage condensation rankine cycle that utilizes lng cold energy: Considerations on working fluids and cycle configurations. *ACS Sustain Chem Eng* 2019;7:13505–16. <https://doi.org/10.1021/acssuschemeng.9b03146>.
- [129] Tian Z, Zeng W, Gu B, Zhang Y, Yuan X. Energy, exergy, and economic (3E) analysis of an organic Rankine cycle using zeotropic mixtures based on marine engine waste heat and LNG cold energy. *Energy Convers Manag* 2020:113657. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.113657>.
- [130] Mosaffa AH, Farshi LG. Thermodynamic feasibility evaluation of an innovative salinity gradient solar ponds-based ORC using a zeotropic mixture as working fluid and LNG cold energy. *Appl Therm Eng* 2021;186:116488. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.116488>.
- [131] He T, Zhang J, Mao N, Linga P. Organic Rankine cycle integrated with hydrate-based desalination for a sustainable energy–water nexus system. *Appl Energy* 2021;291. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2021.116839>.
- [132] He T, Ma H, Ma J, Mao N, Liu Z. Effects of cooling and heating sources properties and working fluid selection on cryogenic organic Rankine cycle for LNG cold energy utilization. *Energy Convers Manag* 2021;247:114706. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2021.114706>.
- [133] Mak JY. CONFIGURATIONS AND METHODS FOR POWER GENERATION WITH INTEGRATED LNG REGASIFICATION. WO 2006/019900 A1, 2005.
- [134] Edgar TF, Himmelblau DM, Lasdon L. Optimization of Chemical Processes. Second. New York: McGraw-Hill; 2001.

Publicaciones derivadas de la tesis

A continuación, se indican los artículos realizados como resultado de la investigación llevada a cabo durante la tesis.

Artículos en revistas indexadas JCR:

- (I) Manuel Naveiro, Manuel Romero Gómez, Álvaro Baaliña Insua, María Belén Folgueras. *Energy, exergy and economic analysis of offshore regasification systems*. International Journal of Energy Research. 2021, volumen 45 (15), págs. 20835-20866. <https://doi.org/10.1002/er.7141>
- (II) Manuel Naveiro, Manuel Romero Gómez, Ignacio Arias Fernández, Álvaro Baaliña Insua. *Energy efficiency and environmental measures for Floating Storage Regasification Units*. Journal of Natural Gas Science and Engineering. 2021, volumen 96, págs. 104271. <https://doi.org/10.1016/j.jngse.2021.104271>
- (III) Manuel Naveiro, Manuel Romero Gómez, Ignacio Arias Fernández, Javier Romero Gómez. *Exploitation of liquefied natural gas cold energy in Floating storage Regasification Units*. Brodogradnja. 2021, volumen 72 (4), págs. 47-78. <http://dx.doi.org/10.21278/brod72404>
- (IV) Manuel Naveiro, Manuel Romero Gómez, Ignacio Arias Fernández, Álvaro Baaliña Insua. *Thermodynamic and environmental analyses of a novel closed loop regasification system integrating ORC and CO₂ capture in Floating Storage Regasification Units*. Energy Conversion and Management. 2022, volumen 257, págs. 115410. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2022.115410>

Artículos enviados:

- (V) Manuel Naveiro, Manuel Romero Gómez, Ignacio Arias Fernández, Álvaro Baaliña Insua. *Thermodynamic and economic analyses of zero-emission open loop offshore regasification systems integrating ORC with zeotropic mixtures and LNG open power cycle*.
- (VI) Manuel Naveiro, Manuel Romero Gómez, Ignacio Arias Fernández, Álvaro Baaliña Insua. *Energy, exergy, economic and environmental analysis of an open loop regasification system integrating simple ORC and LNG open power cycle in Floating Storage Regasification Units*.

