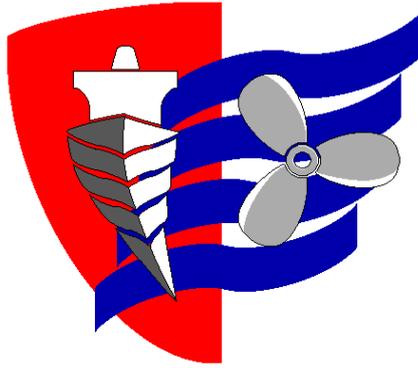


ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA

UNIVERSIDAD DE CANTABRIA



Trabajo Fin de Máster

**ESTUDIO COMPARATIVO DE
PLANTAS PROPULSORAS DE
BUQUES LNG**

**COMPARATIVE STUDY OF LNG SHIP
PROPULSION PLANTS**

Para acceder al Título de Máster Universitario en
INGENIERÍA MARINA

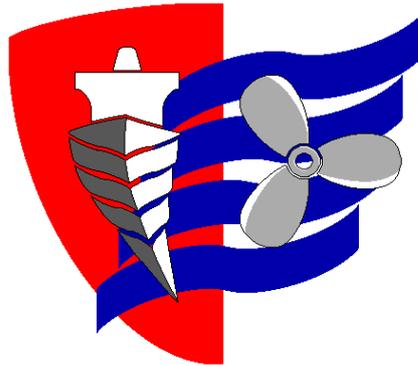
Autor: Paula Fernández Gómez

Director: Alfredo Girón

Julio – 2023

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA

UNIVERSIDAD DE CANTABRIA



Trabajo Fin de Máster

**ESTUDIO COMPARATIVO DE
PLANTAS PROPULSORAS DE
BUQUES LNG**

**COMPARATIVE STUDY OF LNG SHIP
PROPULSION PLANTS**

Para acceder al Título de Máster Universitario en
INGENIERÍA MARINA

Julio - 2023

AVISO DE RESPONSABILIDAD:

Este documento es el resultado del Trabajo Fin de M á s t e r de un alumno, siendo su autor responsable de su contenido.

Es un trabajo académico que puede contener errores detectados por el tribunal y que pueden no haber sido corregidos por el autor en esta edición.

Debido a dicha orientación académica no debe hacerse un uso profesional de su contenido.

Este tipo de trabajos, junto con su defensa, pueden haber obtenido una nota que oscila entre 5 y 10 puntos, por lo que la calidad y el número de errores que puedan contener difieren en gran medida entre unos trabajos y otros,

La Universidad de Cantabria, la Escuela Técnica Superior de Náutica, los miembros del Tribunal de Trabajos Fin de Máster, así como el profesor/a director no son responsables del contenido último de este Trabajo.

PALABRAS CLAVE / RESUMEN

PALABRAS CLAVE

LNG: Liquefied Natural Gas o Gas Natural Líquido.

SOLAS: Convenio Internacional para la seguridad de la vida humana en el mar.

MEGI: Motor con inyección de gas.

ECA: Zonas de control de las emisiones.

RESUMEN

El problema que existe a día de hoy, debido a la gran evolución del mercado del transporte de GNL en el ámbito de las propulsiones marítimas, hace que los fabricantes estén siempre a la vanguardia para intentar ofrecer los mejores productos a los marinos, que con su trabajo, esfuerzo y valentía, son los que realmente hacen que el barco esté a flote y en perfectas condiciones durante toda la vida operativa de este, lo que se traduce en plantas propulsoras con menor mantenimiento, mejores rendimientos, eficiencia y menor contaminación. Esto último de tan gran preocupación en esta época, para el ser humanos y medio ambiente.

Con este fin se busca obten

KEYWORDS / ABSTRACT

KEYWORDS

LNG: Liquefied Natural Gas.

SOLAS: Safety Of Life At Sea

MEGI: Main Engine-Gas Injection

ECA: Emission Control Area

ABSTRACT

The problem that exists today, due to the great evolution of the LNG transport market in the field of maritime propulsion, makes manufacturers always at the forefront to try to offer the best products to sailors, who with their work, effort and courage are what really keep the ship afloat and in perfect condition throughout its operational life, which translates into propulsion plants with less maintenance, better performance, efficiency and less pollution. The latter of such great concern at this time, for humans and the environment.

To this end, it seeks to obtain a propulsion plant that combines and unifies all these factors in a single piece for the common well-being. Therefore, throughout this work different types of propulsion plants for LNG ships are presented, being explained for their understanding and subsequent comparison for, as an example, a voyage of 25 days and 11,789 nautical miles, allowing obtaining those that are more adjusted to the required conditions and to obtaining the aforementioned factors.



AGRADECIMIENTOS

Después de este intenso período de formación y trabajo en la Universidad de Cantabria con el Grado en Ingeniería Marítima e Ingeniería Marina y por último (o eso espero), el Máster en Ingeniería Marina, quiero agradecer todo el apoyo recibido.

Agradecer la ayuda y formación recibida a lo largo de estos años por el equipo docente de la “ETS NÁUTICA Y TRANSPORTE MARÍTIMO” de Santander, especialmente a Tomás Martín Hernández.

En especial, agradecer toda la ayuda, el apoyo, el cariño y el tiempo que me han dedicado mis compañeros de clase, pero sobre todo mis amigos, Julieta y Jimena; y en especial, mi familia, Paola y mi chiquitín, Alejandro. Sin vosotros hubiera sido imposible.

¡Muchísimas gracias a todos y buena proa!



ÍNDICE GENERAL

1.	PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	1
1.1.	Objeto del estudio.....	1
2.	INTRODUCCIÓN.....	2
	El Gas Natural Licuado.	2
2.1	Características del Gas Natural Licuado	3
2.1.1.	Identificación.....	3
2.1.2.	Información y composición.....	4
2.1.3.	Propiedades químicas y físicas del LNG.....	4
2.2.	Normativa y legislación.....	6
2.2.1.	Convenio MARPOL 73/78.....	6
2.2.2.	Prevención de la contaminación atmosférica ocasionada por los buques	8
2.2.3.	Anexo VI, revisado, del Convenio MARPOL.....	10
2.2.4.	Zonas ECA.....	12
2.2.5.	Otra normativa y legislación aplicable.....	13
2.3.	Transporte de GNL.....	14
2.3.1.	Sistemas de transporte de Gas Natural Licuado.....	14
2.3.1.1.	Sistema Gaz-Transport.....	15
2.3.1.2.	Sistema Technigaz	17
2.3.1.3.	Sistema Moss-Rosenberg	19
2.3.1.4.	Sistema IHI SPB – Prismático	21
2.3.1.5.	Sistema Sayaendo (Pea-shaped).....	22
2.3.1.6.	Sistema Sayaringo (Apple-shaped)	25
3.	CARACTERÍSTICAS DE LAS PLANTAS A ESTUDIAR.....	28

3.1.	Modelos de planta de propulsión	28
3.1.1.	Planta de propulsión de turbina de vapor convencional.....	28
3.1.1.1.	Características principales del buque	31
3.1.2	Planta de turbina de vapor con recalentamiento intermedio (UST) .	36
3.1.1.2.	Características principales del buque	38
3.1.2.	Planta de propulsión dual fuel diésel eléctrico (DFDE)	45
3.1.2.1.	Características principales del buque	46
3.1.3.	Planta de propulsión motores de inyección de gas (MEGI) ..	49
3.1.3.1.	Características principales del buque	51
3.1.4.	Planta propulsora Turbinas de vapor y motores duales (STaGE)	61
3.1.4.1.	Características principales del buque	65
4.	ANÁLISIS DE RESULTADOS	71
4.1.	Planta propulsora de turbina convencional.....	71
4.1.1.	Datos proporcionados por el fabricante	71
4.1.2.	Resultados obtenidos del estudio de la planta CST.....	73
4.2.	Planta propulsora de turbina con recalentamiento (UST)	76
4.2.1.	Datos proporcionados por el fabricante	76
4.2.2.	Resultados obtenidos del estudio de la planta UST.....	78
4.3.	Planta propulsora de motores Dual Fuel-Diésel Eléctrico.....	81
4.3.1.	Datos proporcionados por el fabricante	81
4.3.2.	Resultados obtenidos del estudio para los motores.....	83
4.4.	Planta propulsora de motores duales de inyección de gas MAN (MEGI)	85
4.4.1.	Datos proporcionados por el fabricante	85
4.4.2.	Resultados obtenidos del estudio para los motores de propulsión	88

4.5.	Planta propulsora STaGE.....	90
4.5.1.	Datos proporcionados por el fabricante para las calderas MBR1E	90
4.5.2.	Resultados obtenidos del estudio para las calderas	93
4.5.3.	Datos proporcionados por el fabricante para los motores.....	96
4.5.4.	Resultados obtenidos del estudio para los motores.....	98
5.	RESULTADOS FINALES.....	100
5.1.	Resultados finales para un viaje de 25 días de navegación	100
6.	Conclusiones finales de los resultados	105
7.	REFERENCIAS	107
7.1.	Libros artículos y manuales	107
7.2.	Imágenes.....	108

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

Ilustración 1: Rutas de transporte de GNL. Fuente: IGU.....	3
Ilustración 2: Mapa de zonas ECA. Fuente: SeaTradeMaritime	13
Ilustración 3: Buque LNG Gaz-Transport. Fuente: Seamanship Publication.:	16
Ilustración 4: Sección de tanque Gaz-Transport. Fuente: Seamanship Publication.	16
Ilustración 5: Sistema de aislamiento Gaz Transport No 96. Fuente: Seamanship Publication.	17
Ilustración 6: Buque LNG Technigaz. Fuente: Seamanship Publication.	18
Ilustración 7: Sección de tanque Technigaz Mark II. Fuente: Seamanship Publication.	18
Ilustración 8: Sistema de aislamiento Technigaz Mark III. Fuente: Seamanship Publication.	19
Ilustración 9: Buque LNG con sistema Moss. Fuente: Seamanship Publication.	20
Ilustración 10: Sección de Tanque Moss Tipo “B”. Fuente: Seamanship Publication.	20
Ilustración 11: Falda de soporte de sistema Moss. Fuente: Seamanship Publication.	20
Ilustración 12: Diseño de buque LNG SPB. Fuente: Figueroa Cano, Héctor, 2013.....	21
Ilustración 13: Sección de tanque SPB. Fuente: Figueroa Cano, Héctor, 2013.	22
Ilustración 14: Comparación entre barcos con sistema Moss y Sayaendo. Fuente: MHI Company.....	23
Ilustración 15: Comparación entre el tanque convencional y el tanque alargado. Fuente: Mitsubishi Heavy Industries.	24
Ilustración 16: Correlación entre la velocidad de servicio y el BOG (a carga máxima). Fuente: Mitsubishi Heavy Industries.....	25

Ilustración 17: Comparación entre el tanque tipo Moss y el Sayaringo. Fuente: Mitsubishi Heavy Industries.	26
Ilustración 18: Comparación entre los tanques tipo Sayaendo, Sayaringo y Moss. Fuente: Mitsubishi Heavy Industries.	26
Ilustración 19: Lista de modos de pandeo esperados en el “Apple-shaped tank”. Fuente: Mitsubishi Heavy Industries.	27
Ilustración 20: Ilustración buque Sayaringo STaGE. Fuente: Mitsubishi Heavy Industries.	27
Ilustración 21: Esquema de una planta de turbinas de vapor convencional. Fuente: Mitsubishi Heavy Industries.	29
Ilustración 22: Ciclo Rankine con sobrecalentamiento. Fuente: Mitsubishi Heavy Industries.	30
Ilustración 23: Esquema de una caldera con sobrecalentador. Fuente: Mitsubishi Heavy Industries.	32
Ilustración 24: Detalle de la turbina de alta de presión. Fuente: Mitsubishi Heavy Industries.	34
Ilustración 25: Imagen del sistema de propulsión. Fuente: Mitsubishi Heavy Industries.	34
Ilustración 26: Esquema de una planta de turbinas con recalentamiento intermedio. Fuente: Mitsubishi Heavy Industries.	37
Ilustración 27: Ciclo Rankine con recalentamiento intermedio. Fuente: Mitsubishi Heavy Industries.	38
Ilustración 28: Esquema de una caldera con recalentador. Fuente: Mitsubishi Heavy Industries.	40
Ilustración 29: Esquema de una caldera con recalentador. Fuente: Mitsubishi Heavy Industries.	42
Ilustración 30: Turbina de baja presión y condensador. Fuente: Mitsubishi Heavy Industries.	42
Ilustración 31: Imagen del sistema de propulsión de una turbina con recalentamiento intermedio. Fuente: Mitsubishi Heavy Industries.	43
Ilustración 32: Nomenclatura del sistema de propulsión de una turbina con recalentamiento intermedio. Fuente: Mitsubishi Heavy Industries.	43

Ilustración 33: Inyección de gas y diésel piloto a la entrada de la cámara de combustión. Fuente: Wärtsilä.....	45
Ilustración 34: Esquema simplificado de la planta DFDE. Fuente: Machinery Operation Vessel Manual Hiunday.....	46
Ilustración 35: Disposición de los motores principales en la planta. Fuente: Machinery Operation Vessel Manual Hiunday.	50
Ilustración 36: Disposición de los motores generadores. Fuente: Machinery Operation Vessel Manual Hiunday.....	51
Ilustración 37: Válvula de inyección de gas. Fuente: MAN	56
Ilustración 38: Sistema de inyección ME-GI. Fuente: MAN.....	57
Ilustración 39: Diagrama de referencia de la planta STaGE. Fuente: Mitsubishi Heavy Industries.	63
Ilustración 40: Configuración de planta propulsora STaGE. Fuente: Mitsubishi Heavy Industries.	64
Ilustración 41: Optimun load sharing (OLS) of main engine. Fuente: Mitsubishi Heavy Industries.	65
Ilustración 42: Vista exterior de la caldera con recalentamiento. Fuente: Mitsubishi Heavy Industries.	66
Ilustración 43: Configuración real de la planta del lado de estribor UST. Fuente: Mitsubishi Heavy Industries.	67
Ilustración 44: Reductora junto con la turbina. Fuente: Mitsubishi Heavy Industries.	68
Ilustración 45: Ubicación del motor principal de propulsión. Fuente: Mitsubishi Heavy Industries.	70

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: Componentes del GNL. Elaboración propia.....	4
Tabla 2: Propiedades físicas y químicas del GNL. Elaboración propia.....	5
Tabla 3: Anexo VI. Elaboración propia.....	12
Tabla 4: CST Oil Firing. Fuente: Fabricante.....	72
Tabla 5CST Oil Firing. Fuente: Fabricante.....	73
Tabla 6: Resultados obtenidos. Elaboración propia.....	74
Tabla 7: UST Oil Firing. Fuente: Fabricante.....	77
Tabla 8: UST Gas Firing. Fuente: Fabricante.	78
Tabla 9: Resultados obtenidos para la planta UST. Elaboración propia.	79
Tabla 10: Datos generales en modo MDO de consumo y resultados del motor 9L50DF. Fuente: Fabricante.	81
Tabla 11: Datos generales en modo GAS de consumo y resultados del motor 9L50DF. Fuente: Fabricante.	82
Tabla 12: Datos generales en modo MDO de consumo y resultados del motor 125VDF. Fuente: Fabricante.....	82
Tabla 13: Datos generales en modo GAS de consumo y resultados del motor 12V50DF. Fuente: Fabricante.....	83
Tabla 14: 7G70ME-C-GI9.2 Datos de funcionamiento y consumo del motor 7G70ME-CGI9.2 en modo diésel. Fuente: Fabricante.....	86
Tabla 15: 7G70ME-C-GI9.2 Datos de funcionamiento y consumo del motor 7G70ME-CGI9.2 en modo gas. Fuente: Fabricante.....	87
Tabla 16: Datos de funcionamiento en modo FO de la planta STaGE. Fuente: Fabricante.....	92
Tabla 17: Datos de funcionamiento en modo GAS de la planta STaGE. Fuente: Fabricante.....	93
Tabla 18: Resultado de los consumos para las dos calderas modelo MBR-1E. Elaboración propia.....	94
Tabla 19: Datos generales en modo MDO de consumo y resultados del motor 8L50DF. Fuente: Fabricante	96

Tabla 20: Datos generales en modo GAS de consumo y resultados del motor 8L50DF. Fuente: Fabricante.	97
Tabla 21: Datos generales en modo MDO de consumo y resultados del motor 6L50DF. Fuente: Fabricante.	97
Tabla 22: datos generales en modo GAS de consumo y resultados del motor 6L50DF. Fuente: Fabricante.	98
Tabla 23: Consumos para un viaje de 25 días. Elaboración propia.	102
Tabla 24: Comparación de normativa de emisiones. Elaboración propia. .	104

ÍNDICE DE GRÁFICAS

Gráfica 1: Consumo horario en función de las rpm CST. Elaboración propia.	74
Gráfica 2: Consumo diario en función de las rpm CST. Elaboración propia.	75
Gráfica 3: Consumo específico en función de la potencia (CST). Elaboración propia.....	75
Gráfica 4: Consumo horario en función de las rpm (UST). Elaboración propia.	79
Gráfica 5: Consumo diario en función de las rpm (UST). Elaboración propia.	80
Gráfica 6: Consumo específico en función de la potencia (UST). Elaboración propia.....	80
Gráfica 7: Consumo diario total del motor en función de la carga 9L50DF. Elaboración propia.....	84
Gráfica 8: Consumo diario total del motor en función de la carga 12V50DF. Elaboración propia.....	85
Gráfica 9: Consumo diario del motor 7G70ME-C-GI9.2 en función de las rpm. Elaboración propia.....	89
Gráfica 10: Consumo diario del motor 7G70ME-C-GI9.2 en función de la potencia. Elaboración propia.	90
Gráfica 11: Consumo diario en función de las rpm (STaGE). Elaboración propia.....	95
Gráfica 12: Consumo específico total de las 2 calderas (STaGE). Elaboración propia.....	95
Gráfica 13: Consumo diario en función de la carga del motor 8L50DF. Elaboración propia.....	99
Gráfica 14: Consumo diario en función de la carga del motor 6L50DF. Elaboración propia.....	100
Gráfica 15: Consumo de FO en 25 días de travesía. Elaboración propia. .	102
Gráfica 16: Consumo de Gas en 25 días de travesía. Elaboración propia.	103
Gráfica 17: Eficiencia térmica de las plantas. Elaboración propia.	103
Gráfica 18: Emisiones de las plantas propulsoras. Elaboración propia.	104

GLOSARIO DE TERMINOLOGÍA

LNG/GNL: Liquefied Natural Gas/ Gas Natural Licuado

CST: Conventional Steam Turbine

UST: Ultra Steam Turbine

MEGI: Main Engine-Gas Injection

DFDE: Dual Fuel Diésel Eléctrico

STaGE: Steam Turbines and Gas Engines

BOG: Boil of Gas

BOR: Boil of Remanent

ECA: Emission Control Area

CAS Number: Numero de registro para compuestos químicos

VOL.: Volumen

CO₂: Dióxido de carbono

SOX: Óxidos de azufre

SO₂: Dióxido de azufre

NOX: Óxidos de nitrógeno

PM: Partículas en suspensión o en inglés particulate matter

NFPA: National Fire Protection Association-Asociación Nacional de Protección contra el Fuego

OMI: Organización marítima internacional

SOLAS: Convenio internacional para la seguridad de la vida humana en el mar

MARPOL: Convenio internacional para prevenir la contaminación por los buques

ISO: International Organization for Standardization



UNE: Una Norma Española

STCW: Convenio internacional sobre normas de formación, titulación y guardia para la gente de mar

Sloshing: movimiento de un líquido dentro de otro objeto

HFO: Heavy Fuel Oil

MDO: Marine Diesel Oil

LP: Low Pressure –Baja presión

HP: High Pressure-Alta presión

FPP: Fix Propeller Pitch-Hélice de Paso Fijo

1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

1.1. Objeto del estudio

El objetivo de este Trabajo de Fin de Máster es comparar las plantas propulsoras del mercado en buques de transporte de gas natural y los sistemas de transporte que mejoran la eficiencia de la planta en la navegación. Otro objetivo de este estudio comparativo es el analizar las emisiones nocivas para salud del ser humano y del medio ambiente, procedentes de los sistemas de propulsión, debido a la importancia que tienen hoy en día y que tanto están contribuyendo al cambio climático.

El estudio se realizará mediante una simulación de un viaje con una duración de aproximadamente 25 días y 11.789 millas náuticas de navegación, desde un puerto de carga como es el de Pampa Melchorita (Perú), hasta el puerto de descarga situado en Tongyeong (Corea del Sur).

Para este estudio comparativo se han utilizado los datos facilitados por los fabricantes de las diferentes plantas propulsoras.

También se comparará el número de equipos de cada barco, ya que esto influye de forma directa en el coste total del mantenimiento anual del barco y sobre la carga de trabajo abordo para los oficiales de máquinas.

Debido a los protocolos anticontaminación que los gobiernos están imponiendo como consecuencia del cambio climático y de las emisiones contaminantes dedicaré un apartado en este proyecto al Marpol.

Es importante aclarar que en este estudio se ha llevado a cabo con los datos proporcionados por los fabricantes.

2. INTRODUCCIÓN

El Gas Natural Licuado.

Hoy, la creciente demanda de Gas Natural Licuado en el mercado y la evolución de las rutas marítimas como se muestra en la Ilustración1 ha provocado que los fabricantes de sistemas de propulsión evolucionen constante y ágilmente para reducir costes en el transporte de esta mercancía, tanto para el armador, intentando ahorrar costes de mantenimiento, como para el fletador del barco, ahorrando costes de combustible, aunque sin considerar la carga de trabajo del marino a bordo.

El LNG (o GNL) se está convirtiendo en el combustible fósil del momento, en cuanto al transporte de éste como carga destinada a tierra o para combustible para la propulsión de los barcos. Esto es debido al bajo nivel de emisiones contaminantes que presenta este combustible al ser quemado, haciendo que este sea óptimo para su consumo en las zonas ECA (Emission Control Area) Ilustración1 (Rutas de transporte de GNL) que existen en el mundo y que cada vez van más en aumento debido al cambio climático que está sufriendo el planeta.

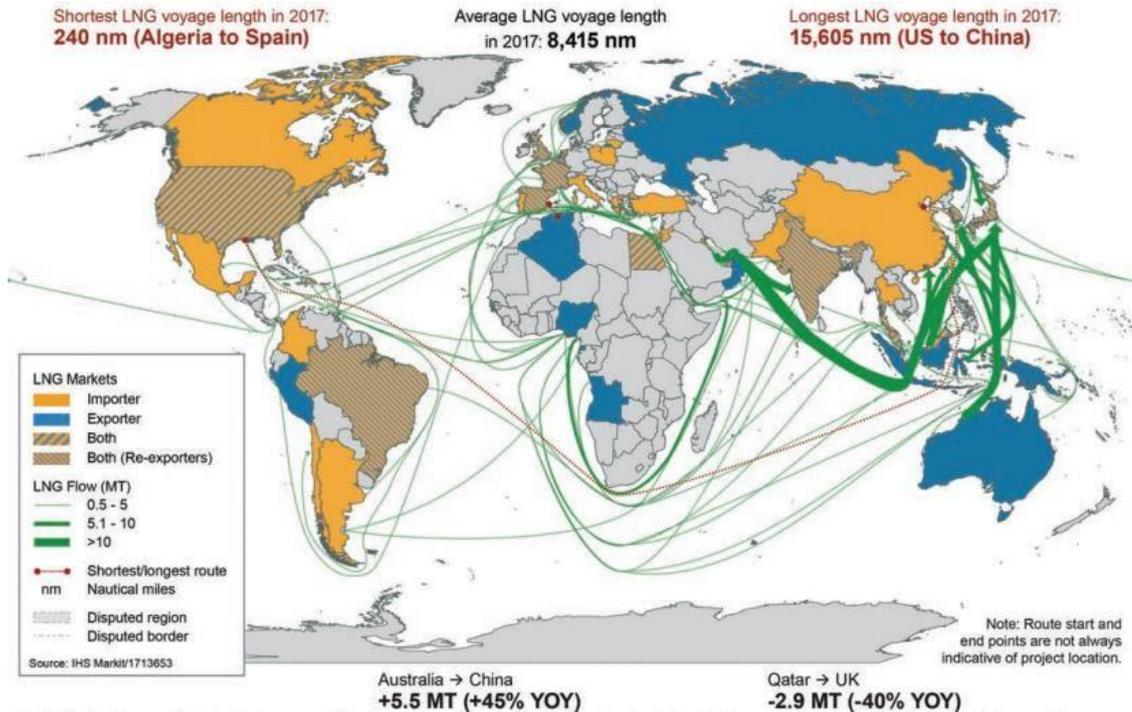


Ilustración 1: Rutas de transporte de GNL. Fuente: IGU

2.1 Características del Gas Natural Licuado

2.1.1. Identificación

- **Nombre del producto:** Metano Licuado, Gas natural (seco), liquido criogénico, LNG/GNL.
- **Uso general:** El GNL suele calentarse para producir gas natural y usarse en el calentamiento de otros productos y generación de electricidad, y otros industriales. En el transporte marítimo se consume en los sistemas de propulsión al evaporarse en los tanques de almacenaje.
- **NFPA Caracterización:**
 - **Salud:** 3
 - **Inflamabilidad:** 4
 - **Reactividad:** 0

- **Familia química:** Hidrocarburo Parafina (saturada) y gases inertes
- **Formula química:** (N/A). El producto es una mezcla

2.1.2. Información y composición

El LNG posee componentes e impurezas en porcentajes como los que se muestran en la Tabla 1 (Componentes del GNL):

COMPONENTES	FORMULA	CAS N.º	% VOL.
Metano	CH ₄	74-82-8	85 - 95
Etano	C ₂ H ₆	74-84-0	2 - 10
Propano	C ₃ H ₈	74-98-6	0.5 - 5
Nitrógeno	N ₂	7727-37-9	0.1 - 1
Dioxido de carbono	CO ₂	124-38-9	0.1 - 1
Agua	H ₂ O	7732-18-5	< 0.1
Sulfuro de hidrogeno	H ₂ S	7783-06-4	< 0.1
Benzeno	C ₆ H ₆	71-43-2	< 0.1
Etileno	C ₂ H ₄	74-85-1	< 0.1

Tabla 1: Componentes del GNL. Elaboración propia.

2.1.3. Propiedades químicas y físicas del LNG

El gas natural se licúa a una temperatura aproximada de -162 °C a presión atmosférica. Después de este proceso, el gas está listo para el almacenamiento y transporte. El GNL ocupa un volumen de 1/600 del volumen requerido para una cantidad comparable de gas natural y es un líquido extremadamente frío. A continuación, en la Tabla 2 (Propiedades físicas y químicas del GNL) podemos ver sus propiedades en detalle:

Peso molecular	16,5 – 18,5 g/mol
Aspecto	Gas licuado incoloro
Color	Incoloro
Olor	Inodoro
Umbral olfativo	Inoloro (puede contener trazas de olor)
ph	N/A
Punto/Intervalo de fusión	-182.5 °C (-296.5 °F)
Punto/Intervalo de ebullición	-161.5 °C (-258.7 °F)
Punto de inflamabilidad	-187.8 °C (-306.04 °F)
Velocidad de evaporación	Rápido
Inflamabilidad (sólido, gas)	Extremadamente Inflamable
Límite inferior de explosión (vol. %)	5% en fase gas
Límite superior de inflamabilidad (vol. %)	15% en fase gas
Presión de vapor	466,000 mmHg a 25 °C (77 °F)
Densidad de vapor	>1 (air=1) a -112 °C
Densidad	0.45 g/ml en el punto de ebullición
Densidad relativa	0.54-0.66 g/cm ³
Solubilidad en agua	Soluble en agua (20 °C): 24.4 ppm
Solubilidad en otros disolventes	No hay datos disponibles
Coefficiente de reparto n-octano/agua	log Kow; 1.09
Temperatura de autoinflamación	537 °C (998.6 °F) (en fase gas)
Temperatura de descomposición	No hay datos disponibles
Viscosidad	No hay datos disponibles
Porcentaje de volatilidad	100%
Propiedades explosivas	N/A
Propiedades comburentes	N/A
Punto de rocío	< 5 °C

Tabla 2: Propiedades físicas y químicas del GNL. Elaboración propia.

2.2. Normativa y legislación

2.2.1. Convenio MARPOL 73/78

El Convenio internacional para prevenir la contaminación por los buques, (MARPOL) es el principal convenio internacional que versa sobre la prevención de la contaminación del medio marino por los buques a causa de factores de funcionamiento o accidentales.

El Convenio MARPOL fue adoptado el 2 de noviembre de 1973 en la sede de la OMI (Organización Marítima Internacional). El Protocolo de 1978 se adoptó en respuesta al gran número de accidentes de buques tanque ocurridos entre 1976 y 1977. Habida cuenta de que el Convenio MARPOL 1973 aún no había entrado en vigor, el Protocolo de 1978 relativo al Convenio MARPOL absorbió el Convenio original. El nuevo instrumento entró en vigor el 2 de octubre de 1983. En 1997, se adoptó un Protocolo para introducir enmiendas en el Convenio y se añadió un nuevo Anexo VI, que entró en vigor el 19 de mayo de 2005. Con los años, el Convenio MARPOL se ha actualizado con enmiendas.

En el Convenio figuran reglas encaminadas a prevenir y reducir al mínimo la contaminación ocasionada por los buques, tanto accidental como procedente de las operaciones normales, y actualmente incluye seis anexos técnicos. En la mayoría de tales anexos figuran zonas especiales en las que se realizan controles estrictos respecto de las descargas operacionales.

El Convenio MARPOL se conforma por los diferentes puntos y anexos:

- Convenio internacional para prevenir la contaminación por los buques, 1973



- Protocolo de 1978, relativo al Convenio internacional para prevenir la contaminación por los buques, 1973.
- Protocolo I: Disposiciones para formular los informes sobre sucesos relacionados con sustancias perjudiciales.
- Protocolo II: Arbitraje.
- Anexo I: Reglas para prevenir la contaminación por hidrocarburos (entrada en vigor 2 de octubre de 1983)
- Anexo II: Reglas para prevenir la contaminación por sustancias nocivas líquidas transportadas a granel (entrada en vigor: 2 de octubre de 1983)
- Anexo III: Reglas para prevenir la contaminación por sustancias perjudiciales transportadas por mar en bultos (entrada en vigor 1 de julio de 1992)
- Anexo IV: Reglas para prevenir la contaminación por las aguas sucias de los buques (entrada en vigor: 27 de septiembre de 2003)
- Anexo V: Reglas para prevenir la contaminación ocasionada por las basuras de los buques (entrada en vigor: 31 de diciembre de 1988)
- Anexo VI: Reglas para prevenir la contaminación atmosférica ocasionada por los buques (entrada en vigor: 19 de mayo de 2005)
- Información adicional, donde se incluyen interpretaciones unificadas de Algunos anexos, el estado jurídico de MARPOL 73/78 o futuras enmiendas, entre otros apartados.

En el Anexo VI se establecen los límites de las emisiones de óxidos de azufre y de óxidos de nitrógeno de los escapes de los buques y se prohíben las emisiones deliberadas de sustancias que agotan el ozono; para las zonas de control de emisiones designadas se establecen normas más estrictas en relación con la emisión de SO_x, NO_x y partículas. En un capítulo adoptado en 2011 se establecen medidas técnicas y operacionales obligatorias de eficiencia energética encaminadas a reducir las emisiones de gases de efecto invernadero procedentes de los buques, estableciendo unos límites:



- Límites de emisiones de óxidos de azufre (SO_x) y nitrógeno (NO_x) de los escapes de los buques.
- Límite mundial de 4,5 % masa/masa del contenido de azufre en el fuel oil.
- Zonas de control de emisiones de SO_x.
- Prohibición de emisiones deliberadas de sustancias agotadoras de las capas de ozono.
- Límite de emisiones de óxido nítrico (NO_x) de los motores diésel.

2.2.2. Prevención de la contaminación atmosférica ocasionada por los buques

Aunque la causa ni el efecto directo de la contaminación atmosférica de los buques se relacionan, por ejemplo, con un derrame de hidrocarburos, esta contaminación produce un efecto acumulativo que contribuye a los problemas generales en la calidad del aire de muchas regiones y que afectan al medio natural, como acontece con las fuertes lluvias ácidas.

En el Anexo VI del Convenio MARPOL, adoptado en 1997, se restringen los principales contaminantes atmosféricos contenidos en los gases de escape de los buques, en particular los óxidos de azufre (SO_x) y los óxidos de nitrógeno (NO_x), y se prohíben las emisiones deliberadas de sustancias que agotan la capa de ozono.

En dicho Anexo también se regula la incineración a bordo, así como las emisiones de compuestos orgánicos volátiles (COV) procedentes de los buques tanque.

Tras entrar en vigor el Anexo VI del Convenio MARPOL el 19 de mayo de 2005, el Comité de Protección del Medio Marino (MEPC), en su 53o período de sesiones (julio de 2005), acordó revisarlo para reducir los límites máximos



de emisión de las mejoras tecnológicas y la experiencia adquirida mediante la implantación. Tras tres años de exámenes, el MEPC 58 (octubre de 2008) adoptó el Anexo VI revisado del Convenio MARPOL y el Código técnico conexo sobre los NO_x 2008, que entraron en vigor el 1 de julio de 2010.

2.2.3. Anexo VI, revisado, del Convenio MARPOL

Los principales cambios en el Anexo VI del Convenio MARPOL son la reducción progresiva de las emisiones de SO_x, NO_x y partículas a nivel mundial y la creación de las zonas de control de las emisiones (ECA) con el fin de reducir aún más las emisiones de contaminantes atmosféricos en las zonas marítimas designadas.

En el marco del Anexo VI, revisado, del Convenio MARPOL, el límite máximo del contenido de azufre a nivel mundial se reduce al 0,50%, con efectos a partir del 1 de enero de 2020, y con sujeción a un estudio de viabilidad.

El MEPC 70 (celebrado en octubre de 2016) examinó una evaluación de la disponibilidad de fueloil para informar de la decisión que debían adoptar las Partes en el Anexo VI del Convenio MARPOL, y decidió que la norma de fueloil (límite de 0,50% de contenido de azufre) debía entrar en vigor el 1 de enero de 2020.

Los límites de SO_x y partículas aplicables a las zonas marítimas designadas se redujeron, a partir del 1 de enero de 2015, a 0,10%.

También se incluye la reducción progresiva de las emisiones de NO_x de los motores diésel marinos instalados en buques, con un límite de emisión del "Nivel II" para los motores instalados en buques construidos el 1 de enero de 2011, o posteriormente, y un límite de emisión más estricto correspondiente al "Nivel III" para los motores instalados en buques construidos el 1 de enero 2016, o posteriormente, que naveguen en las ECA (**zona de control de las emisiones de Norteamérica y zona de control de las emisiones del mar Caribe de los Estados Unidos**). Los motores diésel marinos instalados en buques construidos el 1 de enero 1990, o posteriormente, pero antes del 1 de enero de 2000, deberán cumplir con los límites de emisión del "Nivel I" en caso de que una Administración haya certificado un método aprobado para ese motor.

El Código Técnico sobre los NO_x, revisado, de 2008, incluye un nuevo capítulo basado en el planeamiento acordado para la regla de los motores existentes (antes a 2000), recogida en el Anexo VI del Convenio MARPOL, que establece un método directo de medición y vigilancia, un procedimiento de certificación para los motores existentes y los ciclos de ensayo aplicados a los motores de Nivel II y Nivel III.

El MEPC 66 (abril de 2014), adoptó una serie de enmiendas a la regla 13 del Anexo VI del Convenio MARPOL con respecto a la fecha consignada en las normas relativas a los límites de emisión de NO_x correspondientes al Nivel III.

En las enmiendas se prevé que las normas relativas a los límites de emisión de NO_x correspondientes al Nivel III se aplicarán a un motor diésel marino instalado en un buque construido el 1 de enero de 2016, o posteriormente, que navegue en las zonas de control de las emisiones de Norteamérica o del mar Caribe de los Estados Unidos que están designadas para el control de las emisiones de NO_x.

Además, las prescripciones correspondientes al Nivel II se aplicarán a los motores diésel marinos instalados cuando naveguen en las zonas de control de las emisiones que puedan designarse en el futuro para el control de los NO_x del Nivel III. El Nivel III se aplicaría a los buques que han sido construidos en la fecha de adopción de dicha zona de control de emisiones por el Comité de protección del medio marino, o posteriormente, o en una fecha posterior que se especifique en la enmienda mediante la cual se designe la zona de control de las emisiones de NO_x del Nivel III.

Además, las prescripciones propias del Nivel III no se aplican a un motor diésel marino instalado en un buque construido antes del 1 de enero 2021, de arqueado bruto inferior a 500 toneladas, de eslora igual o superior a 24 metros, que ha sido específicamente proyectado, y se utiliza exclusivamente para fines recreativos.

También se revisaron las reglas sobre sustancias que agotan la capa de ozono, compuestos orgánicos volátiles, incineración, instalaciones de

recepción y calidad del fueloil, y se añadieron reglas sobre la disponibilidad del fueloil.

Como resultado se esperaba que las disposiciones revisadas produjesen un notable beneficio para el medio atmosférico y la salud humana, especialmente para aquellas personas que viven en ciudades portuarias y comunidades costeras.

2.2.4. Zonas ECA

Anexo VI: Reglas para prevenir la contaminación atmosférica ocasionada por los buques (zonas de control de las emisiones)			
Zona	Adopción	Entrada en vigor	Con efecto desde
mar Báltico (SO _x)	26 sept 1997	19 may 2005	19 may 2006
mar del Norte (SO _x)	22 jul 2005	22 nov 2006	22 nov 2007
ECA de Norteamérica (SO _x y partículas)	26 mar 2010	1 ago 2011	1 ago 2012
(NO _x)	26 mar 2010	1 ago 2011	***
ECA del mar Caribe de los Estados Unidos (SO _x y partículas)	26 jul 2011	1 en 2013	1 en 2014
(NO _x)	26 jul 2011	1 en 2013	***

Tabla 3: Anexo VI. Elaboración propia.

*** Los buques construidos el 1 de enero de 2016 o posteriormente que operen en estas zonas de control de las emisiones cumplirán las normas de nivel III sobre las emisiones de NO_x que figuran en la regla 13.5 del Anexo VI del Convenio MARPOL.

Existing ECA zones and possible future ECAs

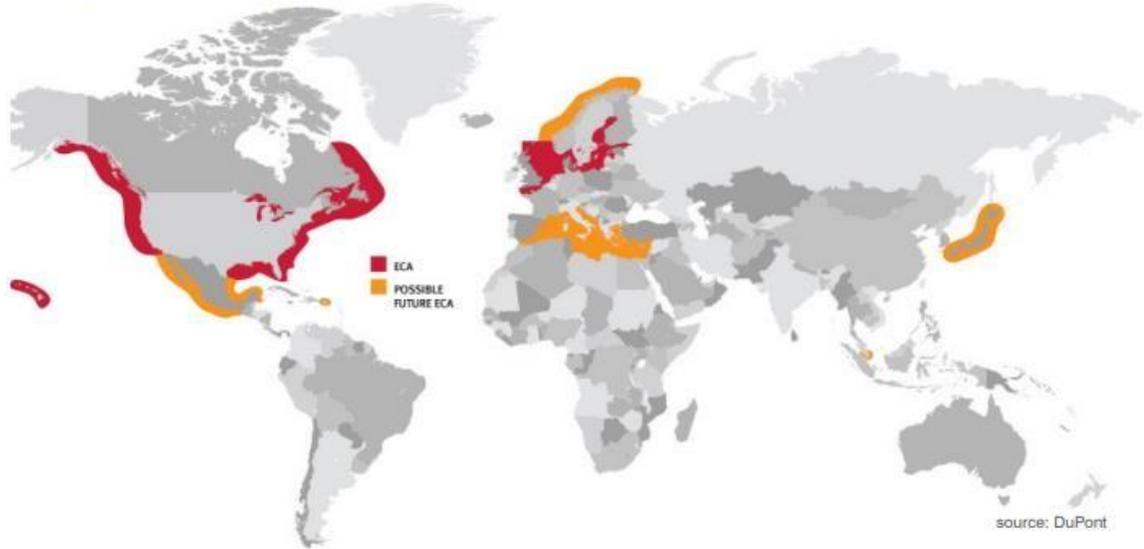


Ilustración 2: Mapa de zonas ECA. Fuente: SeaTradeMaritime

2.2.5. Otra normativa y legislación aplicable

- Convenio Internacional para la Seguridad de la Vida Humana en el Mar – Convenio SOLAS.
- Código Internacional para la construcción y el equipo de buques que transporten gases licuados a granel – Código CIG, OMI
- Tanker Safety Guide: Liquefied Gas



2.3. Transporte de GNL

El transporte por vía marítima del Gas Natural Licuado se realiza en tanques concebidos con materiales que soportan temperaturas criogénicas que se encuentran a una presión ligeramente superior a la atmosférica y se mantiene a una temperatura que oscila entre los -159 °C y -161 °C que es a la temperatura aproximada a la que se entrega a la terminal de descarga.

El LNG se utiliza como combustible para el barco en su navegación debido a la vaporización natural (boil off) que sufre el líquido en los tanques, de esta forma podemos mantener baja la temperatura del líquido en el interior de los tanques en la navegación y además enfriar más la carga dependiendo del boil off que se obtenga al finalizar la carga en la terminal, que normalmente suele ser elevado. Para el consumo en navegación de la planta de propulsión, se puede emplear el boil off natural de los tanques o bien se puede hacer mediante un compresor que extrae los vapores de los tanques, lo cual fuerza la vaporización y como consecuencia el enfriamiento de los tanques. Además, pueden existir plantas de relicuado que refrigeran y condensan el gas.

La vaporización del LNG depende en gran parte de las condiciones de la mar para la de navegación, ya que según sean éstas, se tendrá un mayor o menor boil off gas, que suele estar entre un 0,12% y 0,15% de la carga total del barco. Otro factor a tener en cuenta para la generación de boil off es el tipo de tanques empleados por el barco, que soportarán una mayor o menor presión según el diseño del tanque que utilice el barco generando así un mayor o menor boil off para el consumo de la planta de propulsión.

2.3.1. Sistemas de transporte de Gas Natural Licuado

Entre los sistemas utilizados a largo de la historia para transporte de LNG mundial por vía marítima, actualmente, entre los más utilizados, se puede destacar los sistemas de tanques de membrana Gaz-Transport desarrollados



por astilleros franceses y el sistema Technigaz desarrollado a posteriori por los mismos, los tanques esféricos con sistema Moss-Rosenberg (también llamado Kvaerner-Moss), desarrollado por los astilleros escandinavos Kvaerner, sistema IHI SPB – Prismático, desarrollado por los astilleros Ishikawaima Harima Heavy Industries (IHI). Cabe mencionar otros sistemas, de los que ya casi no quedan barcos con el mismo, como son el sistema Esso-Aluminium y el sistema Conch, que fue el primer sistema de transporte de LNG de la historia.

A los sistemas mencionados anteriormente se añade otro sistema desarrollado por Mitsubishi Heavy Industries llamados Sayaendo que viene a significar (Saya) cubierta (endo)-guisante y el Sayaringo que significa, (Saya)-cubierta y (ringo)manzana en inglés “apple-shaped tanks”.

En el siguiente apartado detallaremos algunos de los aspectos más relevantes de estos tanques.

2.3.1.1. Sistema Gaz-Transport

En este tipo de sistema los tanques de carga son los espacios formados por el casco interior (mamparo de los tanques de lastre) y los cofferdams transversales, que le confieren forma prismática.

La superficie interior de cada tanque está separada del casco interior por dos capas aislantes (primaria y secundaria). Cada capa aislante está cubierta por una chapa de 0,5 mm de espesor de acero al 36% de Níquel llamada membrana “Invar” (nombre que proviene de invariable debido al bajo coeficiente de contracción de este material).

En la Ilustración3 (Buque LNG Gaz-Transport) se observa la forma del buque que lleva este tipo de tanques y en la Ilustración4 (Sección de tanque Gaz-Transport) se ve como es el interior del tanque. En la Ilustración5 (Sistema de aislamiento Gaz Transport No 96) podemos ver cómo están estructuradas las barreas del sistema de aislado de la carga.



Ilustración 3: Buque LNG Gaz-Transport. Fuente: Seamanship Publication.:



Ilustración 4: Sección de tanque Gaz-Transport. Fuente: Seamanship Publication.

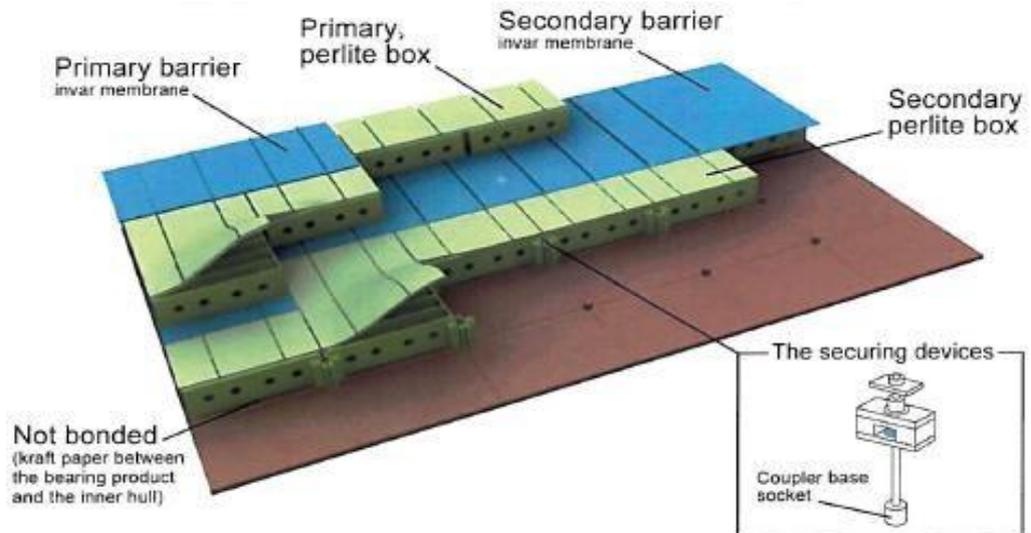


Ilustración 5: Sistema de aislamiento Gaz Transport No 96. Fuente: Seamanship Publication.

2.3.1.2. Sistema Technigaz

En este sistema los tanques de carga son los espacios formados por el casco interior, que se encuentra delimitado lateralmente y en la parte inferior por los tanques de lastre. En la parte de proa y popa los delimitadores del tanque son los cofferdams y en la parte superior los espacios vacíos (void spaces). La forma de este tipo de tanques es prismática, de tal manera, que en las partes superior e inferior tiene un mamparo inclinado que une los mamparos verticales con los horizontales para equilibrar las fuerzas de las ondas de choque producidas por el Gas Natural en estado líquido y así de esta manera evitar roturas en la barrera primaria.

Los tanques del sistema Technigaz son auto portantes de manera que soportan sobre si mismos los efectos provocados por la contracción y dilatación cuando el tanque pasa de temperatura ambiente a temperatura criogénica (-160 °C).

La característica principal de este sistema es la peculiaridad de la barrera primaria, formada por planchas de acero inoxidable de calidad ISO A316 (UNE 18-8-2) corrugados longitudinalmente y transversalmente, para absorber los efectos dinámicos y estáticos por los cambios de temperatura.

En la Ilustración6 (Buque LNG Technigaz) se observa la forma del buque que lleva este tipo de tanques y en la Ilustración7 (Sección de tanque Technigaz Mark II) se ve como es el interior del tanque, y por último en la Ilustración8 (Sistema de aislamiento Technigaz Mark III) podemos ver cómo están estructuradas las barreas del sistema de aislado de la carga.



Ilustración 6: Buque LNG Technigaz. Fuente: Seamanship Publication.



Ilustración 7: Sección de tanque Technigaz Mark II. Fuente: Seamanship Publication.

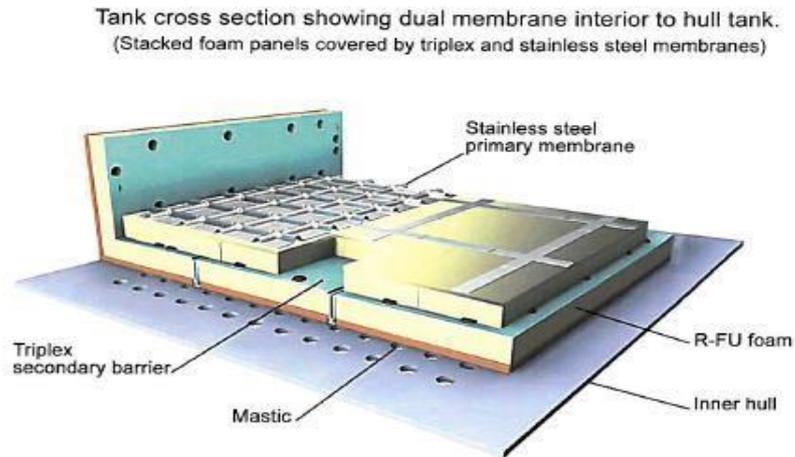


Ilustración 8: Sistema de aislamiento Technigaz Mark III. Fuente: Seamanship Publication.

2.3.1.3. Sistema Moss-Rosenberg

El sistema de carga Moss-Rosenberg se caracteriza por el uso de tanques esféricos auto portantes. Principalmente el material usado para su construcción es una aleación de aluminio térmico, necesario para el transporte de gas natural licuado, las planchas de aluminio usadas para la construcción del tanque son de calidad 5083-0, de acuerdo a las normas ASTM SB-209-69. La aleación de aluminio usada para la construcción de la parte superior del faldón es 5083-H reforzado también según las normas ASTM, y se utiliza acero inoxidable, calidad AISI 304 N, para la construcción de la parte inferior del faldón.

En la Ilustración9 (Buque LNG con sistema Moss) se observa el diseño del buque que lleva este tipo de tanques y en la Ilustración10 (Sección de Tanque Moss Tipo “B”), se puede ver una sección de Tanque Moss Tipo “B”, detallando materiales usados en la falda y, por último, en la Ilustración11 se puede ver cómo es la falda de soporte del sistema Moss.



Ilustración 9: Buque LNG con sistema Moss. Fuente: Seamanship Publication.

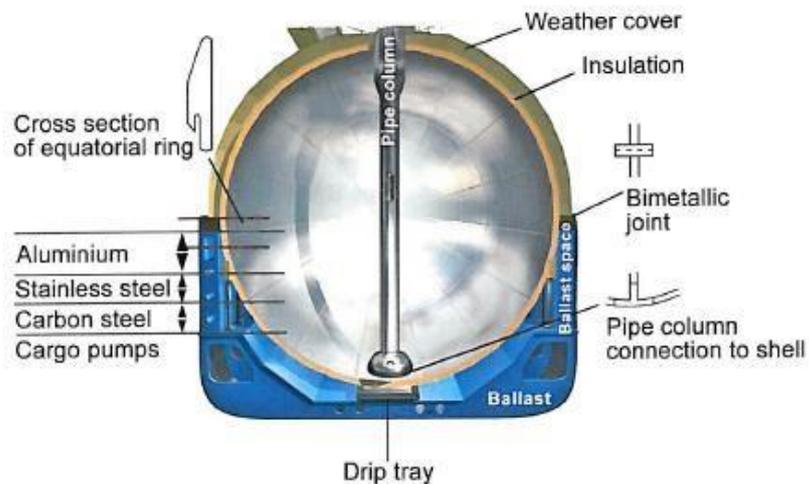


Ilustración 10: Sección de Tanque Moss Tipo "B". Fuente: Seamanship Publication.

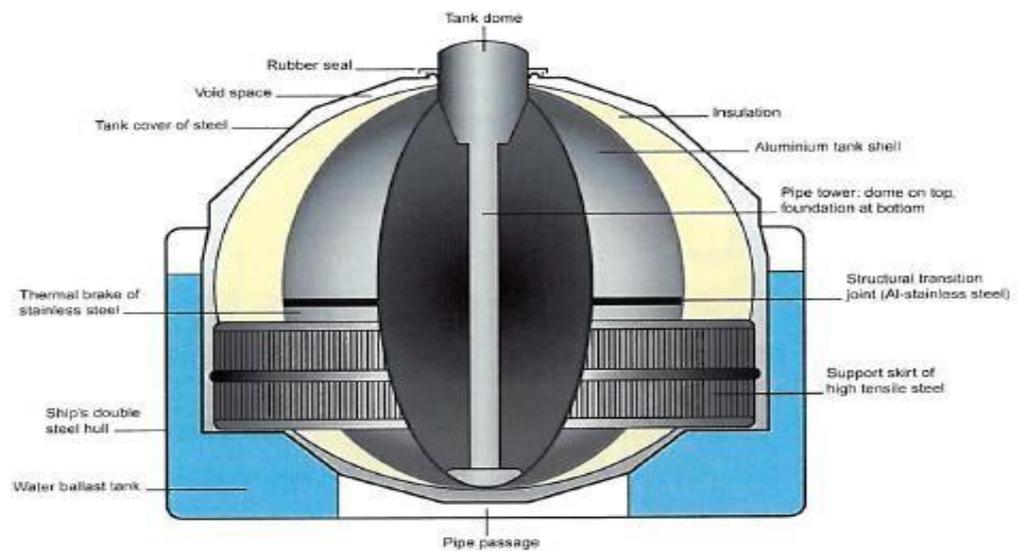


Ilustración 11: Falda de soporte de sistema Moss. Fuente: Seamanship Publication.

2.3.1.4. Sistema IHI SPB – Prismático

El material utilizado para la construcción de estos tanques es aluminio 5083, con un espesor de 15 a 35 mm. La ondulación de las vigas verticales y horizontales está diseñada para la absorción tanto de las contracciones del tanque como para cualquier tipo de presión ejercida por el líquido. Este sistema no presenta limitaciones por “sloshing” ni complicaciones al realizar el viaje en lastre. Son fáciles de inspeccionar y generan poco boil-off.

Este diseño de tanques sólo se ha utilizado en buques de pequeño y mediano tamaño, con capacidades entre 48.000 y 87.000 m³.

En la Ilustración12 (Diseño de buque LNG SPB) se observa el diseño del buque LNG SPB que lleva este tipo de tanques y en la Ilustración13 (Sección de tanque SPB) se puede ver una sección de Tanque SPB.



Ilustración 12: Diseño de buque LNG SPB. Fuente: Figueroa Cano, Héctor, 2013.

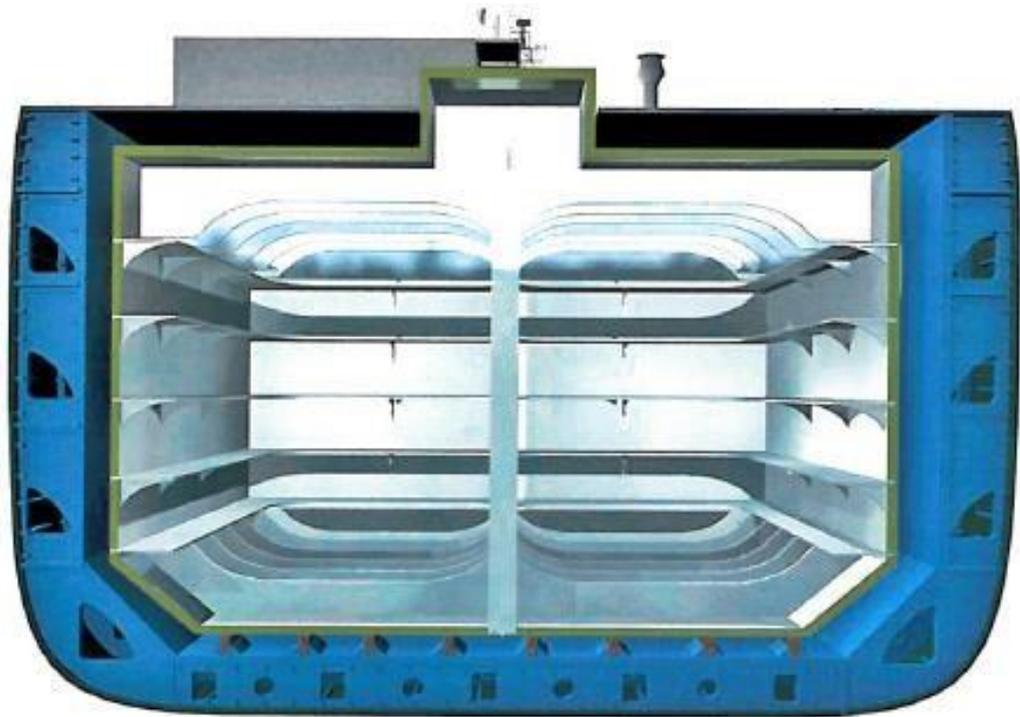


Ilustración 13: Sección de tanque SPB. Fuente: Figueroa Cano, Héctor, 2013.

2.3.1.5. Sistema Sayaendo (Pea-shaped)

Este sistema es desarrollado por MHI y da nombre al barco "Sayaendo", que en japonés significa guisantes en una vaina y está formado por tanques esféricos ("endo" o "guisantes") dentro una cubierta continua ("saya" o "pod"). En los barcos de transporte de LNG convencionales, la mitad superior de los tanques esféricos se encuentra sobre la cubierta del barco sobresaliendo del casco una cúpula semiesférica y la mitad inferior se encuentra debajo de la cubierta y es soportado por una estructura cilíndrica llamada falda. En contraste a los sistemas Moss al descubierto, el Sayaendo emplea una cubierta continua, integrada con el casco del barco, para albergar todos los tanques en su totalidad, mejorando así la resistencia estructural general y logrando la reducción de peso.

Además, en los buques de transporte de LNG convencionales, las tuberías, los cables eléctricos y pasajes sobre los tanques están soportados por complejas estructuras, dando lugar, el nuevo diseño, a hacer innecesarias tales estructuras de soporte complejas, mejorando por tanto las operaciones de mantenimiento. La cubierta continua también mejora la aerodinámica al reducir sustancialmente la fuerza del viento longitudinal, que sirve como un freno en la propulsión de la nave, contribuyendo a reducir el consumo de combustible durante las operaciones reales en el mar. En la Ilustración14 (Comparación entre barcos con sistema Moss y Sayaendo) se puede ver la comparación entre el sistema Moss (izquierda) y el sistema Sayaendo (derecha).

Con este sistema se incrementa la carga porque en la parte del anillo central se alarga aumentando su altura sin modificar su diámetro y manga, como se observa en la Ilustración15 (Comparación entre el tanque convencional y el alargado).

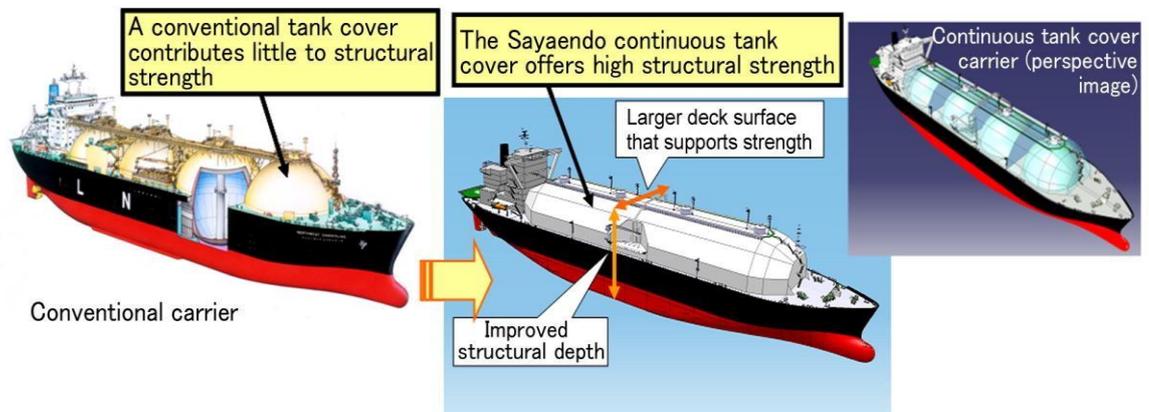


Ilustración 14: Comparación entre barcos con sistema Moss y Sayaendo. Fuente: MHI Company.

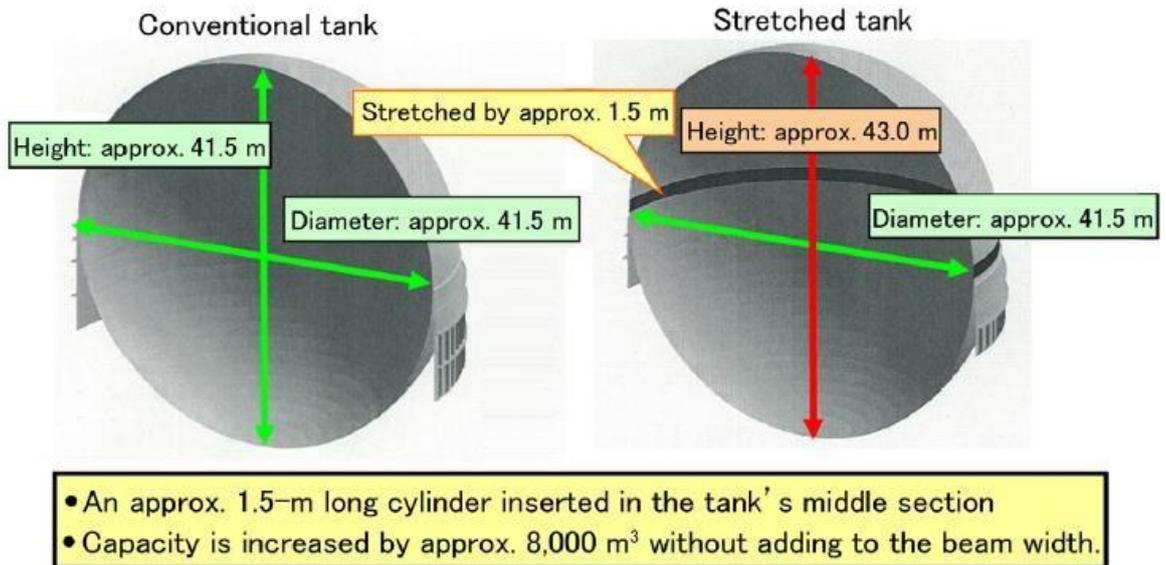


Ilustración 15: Comparación entre el tanque convencional y el tanque alargado. Fuente: Mitsubishi Heavy Industries.

En un buque de transporte de LNG, el BOG se produce inevitablemente en los tanques de carga. El BOG comúnmente se utiliza para alimentar la planta de propulsión de combustible. Cuando la planta de propulsión de alta eficiencia se aplica al buque y / o durante las operaciones de baja velocidad, el BOG excede la capacidad demandada y requiere su eliminación mediante una caldera o unidad de combustión de gas. En el sistema del tanque esférico, las tasas de BOG se pueden controlar fácilmente mediante el incremento del espesor del aislante térmico y la presión que soportan. Como tal, el sistema permite una operatividad eficiente de la planta de propulsión con un remanente de boil off (BOR (Boil of Remanent)) óptimo que puede seleccionarse de acuerdo con los requisitos operacionales en lugar de un típico BOR de 015% alcanzado en los buques de LNG convencionales, el Sayaendo es capaz de un BOR de 0,080% lo cual se traduce en una mejora adicional a la recientemente adoptada 0,10%. La correlación entre la velocidad de servicio y el BOG excedente se muestra en la Ilustración16 (Correlación entre la velocidad de servicio y el BOG (a carga máxima)).

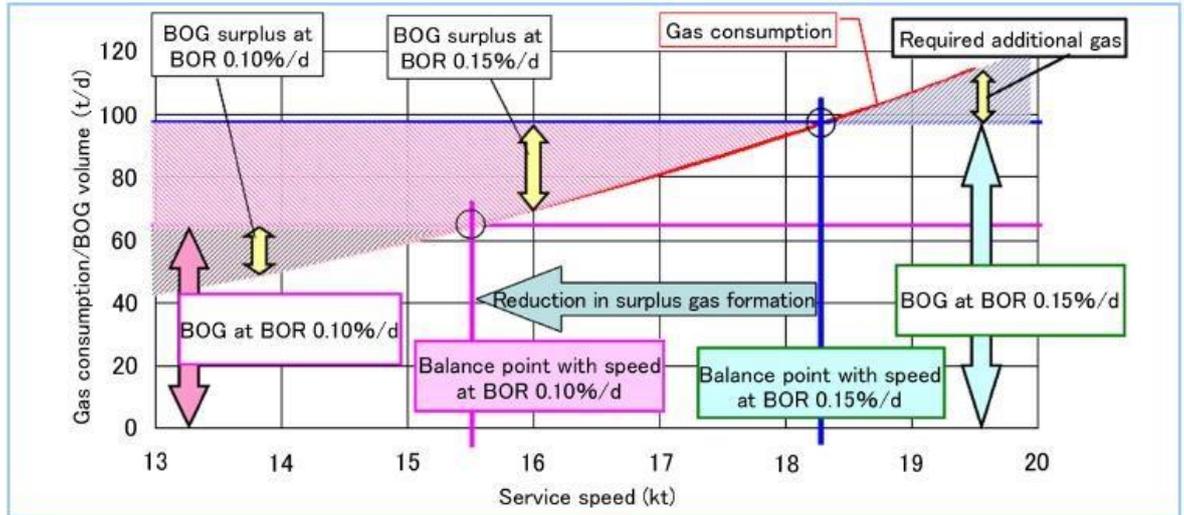


Ilustración 16: Correlación entre la velocidad de servicio y el BOG (a carga máxima). Fuente: Mitsubishi Heavy Industries.

2.3.1.6. Sistema Sayaringo (Apple-shaped)

Los tanques de GNL con forma de manzana se basan en el diseño de los tanques tipo MOSS. Mitsubishi Heavy Industries ha rediseñado el tanque tipo MOSS dándole una forma muy similar a una manzana para aumentar la eficiencia volumétrica y maximizar la capacidad de carga junto con el cumplimiento de los límites del nuevo canal de Panamá, y por lo tanto este tanque se llama "Appleshaped tank" debido a su diseño.

En la Ilustración 17 (Comparación entre el tanque tipo Moss y el Sayaringo), se compara el tanque tipo MOSS utilizado en el Sayaendo y el "Apple-shaped tank". El tanque consiste en semiesferas y un cilindro, y la forma de manzana como se observa en la Ilustración 18 (Comparación entre los tanques tipo Sayaendo, Sayaringo y Moss).

El diseño del tanque consiste en un toro en forma de rosquilla, así como semiesferas y un cilindro. Por la baja altura, el centro de gravedad del tanque en forma de manzana está en una posición menor que la normal, pese a su capacidad volumétrica, logrando una mejor estabilidad.

La capacidad de almacenamiento total de los tanques es variable de 165.000 m³ a 180.000 m³ dependiendo de las necesidades del cliente mediante el ajuste de la relación de composición de las semiesferas, cilindro y toro.

La superficie exterior de los tanques de aluminio está cubierta con aislante térmico. El aislante térmico es de diferente grosor en cada lugar dependiendo de las estructuras circundantes y las condiciones para mantener el aislamiento térmico predeterminado para los depósitos enteros.

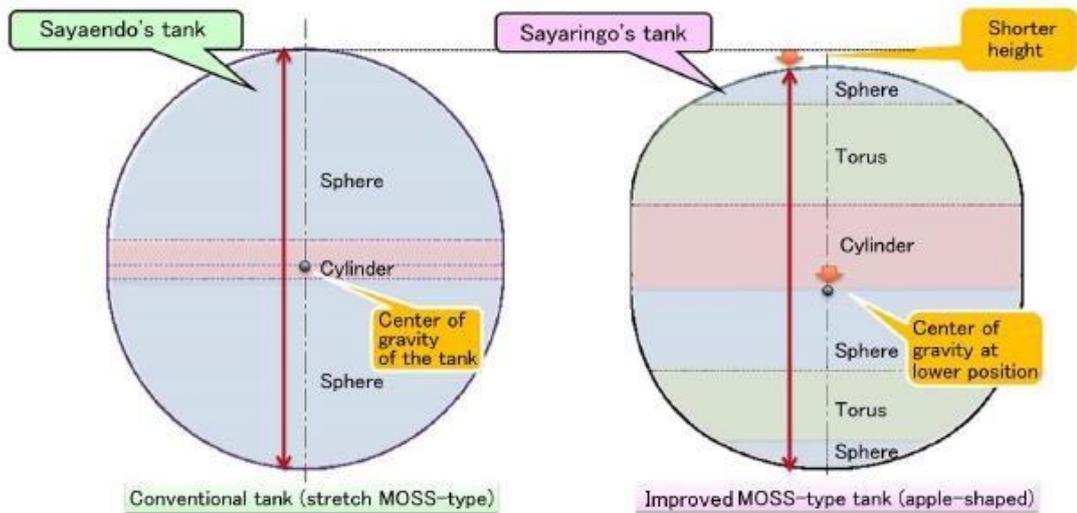


Ilustración 17: Comparación entre el tanque tipo Moss y el Sayarigo. Fuente: Mitsubishi Heavy Industries.

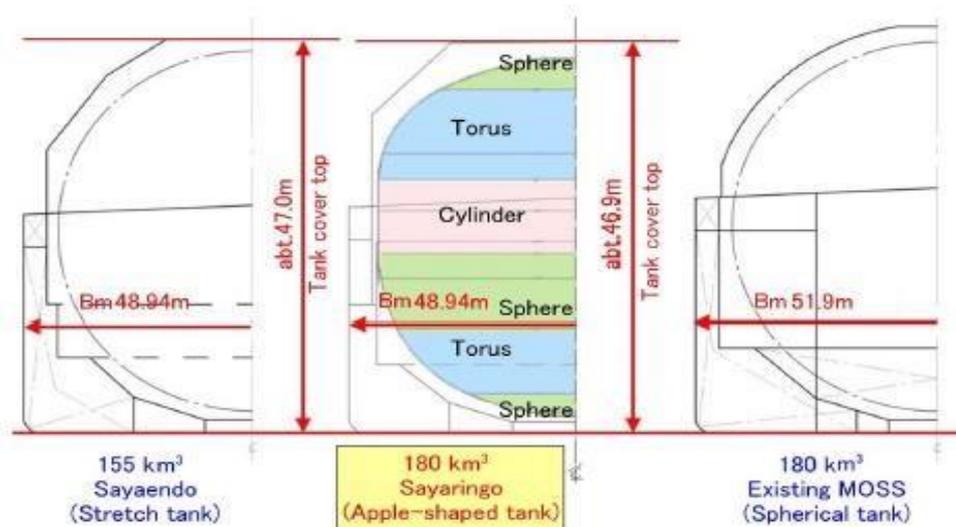


Ilustración 18: Comparación entre los tanques tipo Sayaendo, Sayarigo y Moss. Fuente: Mitsubishi Heavy Industries.

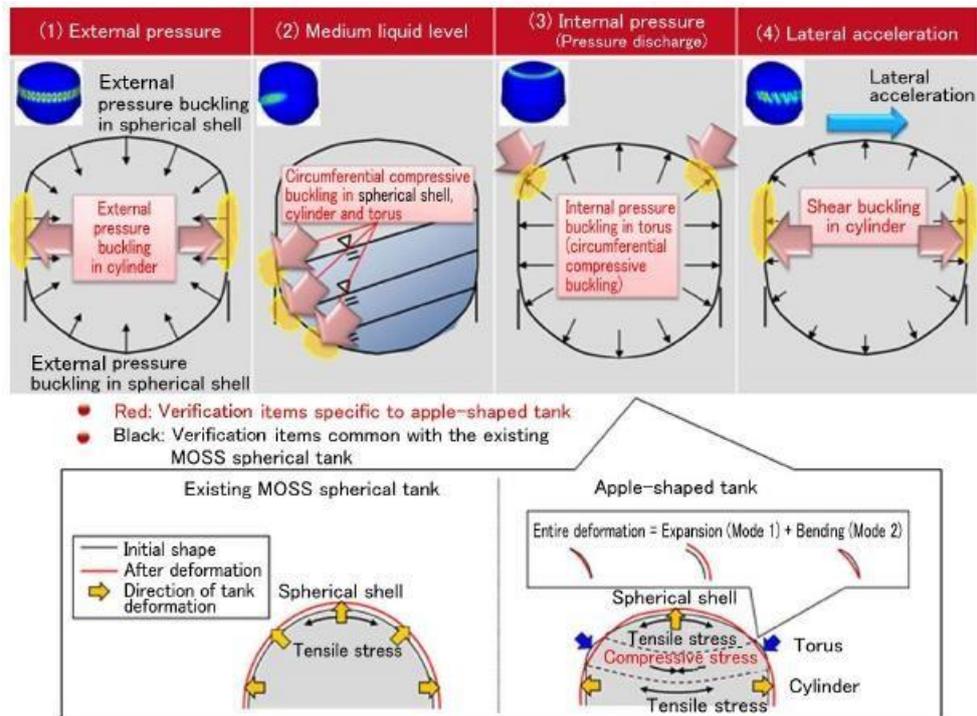


Ilustración 19: Lista de modos de pandeo esperados en el "Apple-shaped tank". Fuente: Mitsubishi Heavy Industries.

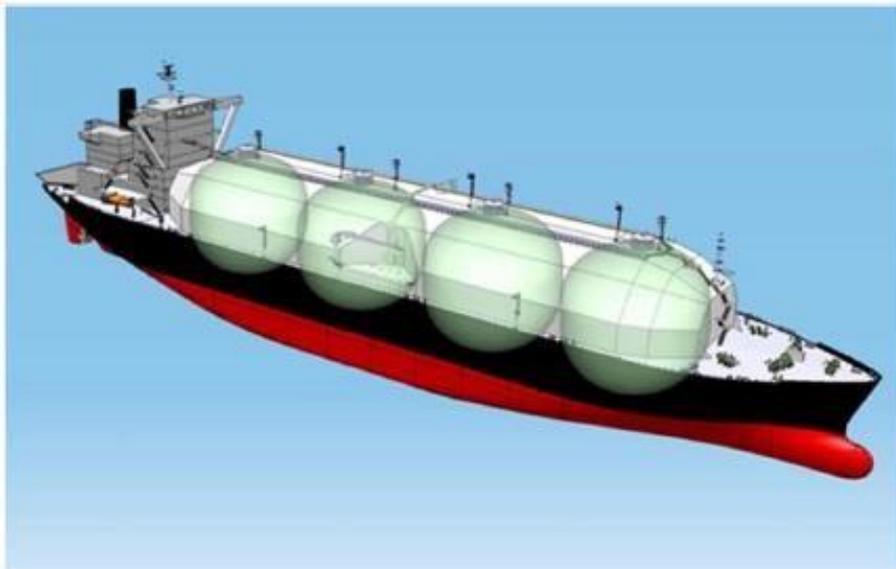


Ilustración 20: Ilustración buque Sayarigo STaGE. Fuente: Mitsubishi Heavy Industries.



3. CARACTERÍSTICAS DE LAS PLANTAS A ESTUDIAR

3.1. Modelos de planta de propulsión

En este apartado se procederá a describir los diferentes modelos de plantas de propulsión más usados hoy en día en el transporte LNG. Los modelos en cuestión son los siguientes:

- Turbina de vapor convencional (CST), el sistema más antiguo utilizado hoy.
- Turbina de vapor con recalentamiento intermedio (UST), que constituye una evolución de la anterior.
- Planta de propulsión con motores duales de la casa Wärtsilä, conocida también como diésel eléctrica (DFDE).
- Sistema de propulsión de motores duales de la casa MAN de inyección de gas a alta presión.
- Sistema de propulsión mixto, de reciente implantación, desarrollado por la casa Mitsubishi Heavy Industries (MHI), que consiste en una turbina de vapor con recalentamiento intermedio (UST) y propulsión diésel eléctrica con motores de la casa Wärtsilä, en inglés llamada Steam Generator and Gas Engines y su acrónimo (STaGE). En este caso se hará una descripción detallada, por lo novedoso de este sistema y el posible desconocimiento de este.

3.1.1. Planta de propulsión de turbina de vapor convencional

Las plantas de propulsión de turbinas de vapor son plantas que generan vapor mediante el intercambio de calor de combustión y el agua de alimentación a las calderas. El flujo de vapor generado a alta presión y temperatura sale del sobrecalentador de la caldera en dirección a la turbina, convirtiendo energía térmica (de flujo) en energía mecánica, mediante el impacto del vapor con las

coronas de paletas del rotor, previo paso por las coronas de toberas. Esta conversión permite el accionamiento de un eje o ejes que, a través de una reductora, transmiten el movimiento al eje de cola y a la correspondiente hélice.

En la Ilustración 21 (Esquema de una planta de turbinas de vapor convencional) se puede apreciar un esquema simplificado de este tipo de planta, con una configuración típica de dos calderas, turbinas de alta (HP (High Pressure)) y baja presión (LP (Low Pressure)) (que incorpora la turbina de ciar) y hélice de paso fijo (FPP (Fix Propeller Pitch)).

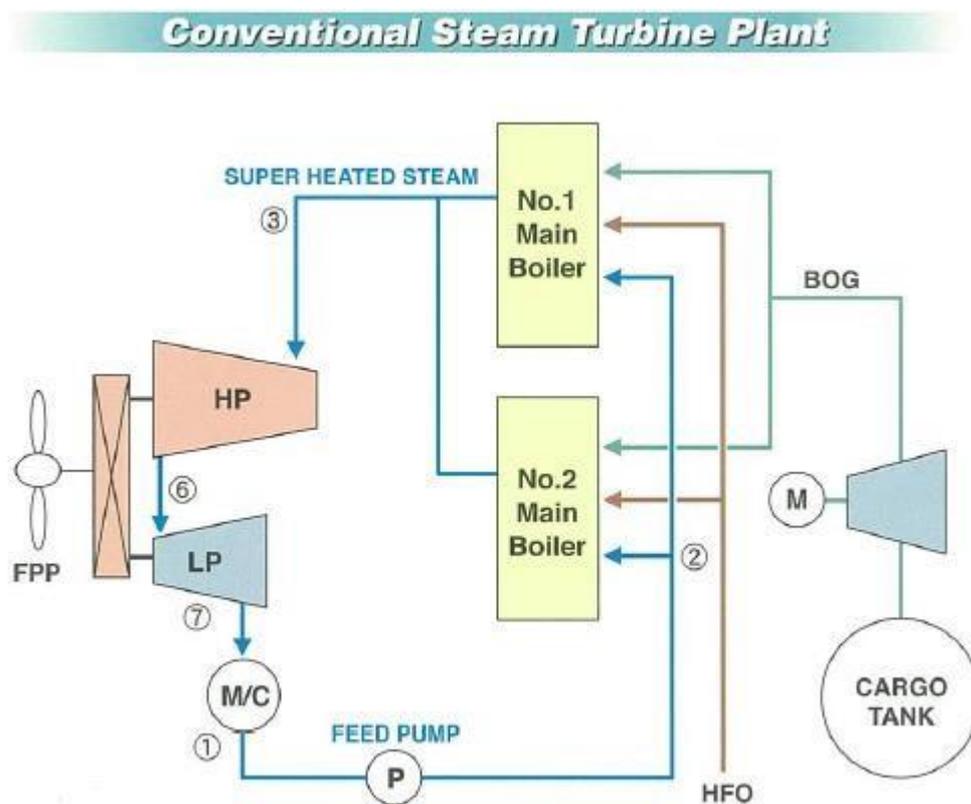


Ilustración 21: Esquema de una planta de turbinas de vapor convencional. Fuente: Mitsubishi Heavy Industries.

En este tipo de instalaciones todos los servicios son alimentados por el vapor generado en la caldera, ya que la energía eléctrica para alimentar los equipos auxiliares y la habilitación del barco es generada a través del flujo de vapor en las turbinas de los turboalternadores.

El ciclo Rankine con sobrecalentamiento es el utilizado en este tipo de plantas. Con él se consigue aumentar el rendimiento, al incrementar la temperatura media de recepción de calor en el foco caliente (caldera), favoreciendo a su vez en los últimos escalonamientos de la turbina de baja, un vapor con mayor título. En la Ilustración 22 (Ciclo Rankine con sobrecalentamiento) se aprecia el ciclo ideal de Rankine, donde el punto 7, representa la salida del vapor de la turbina más próxima a la curva de vapor saturado que si no hay sobrecalentamiento.

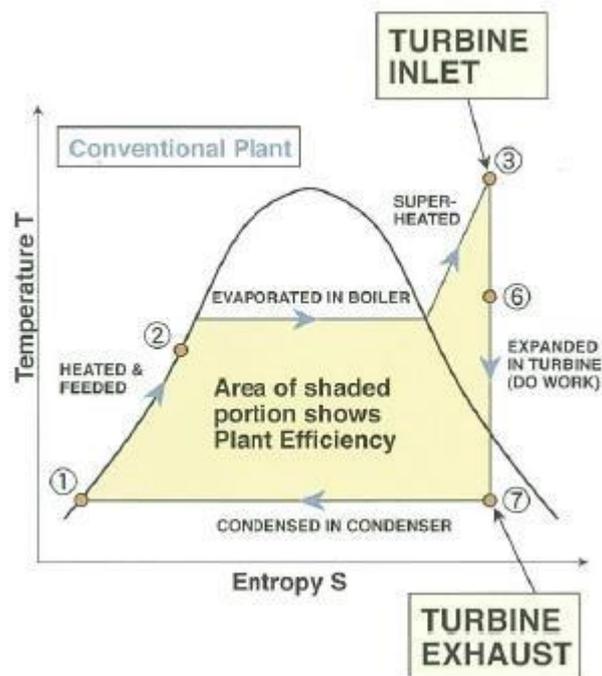


Ilustración 22: Ciclo Rankine con sobrecalentamiento. Fuente: Mitsubishi Heavy Industries.

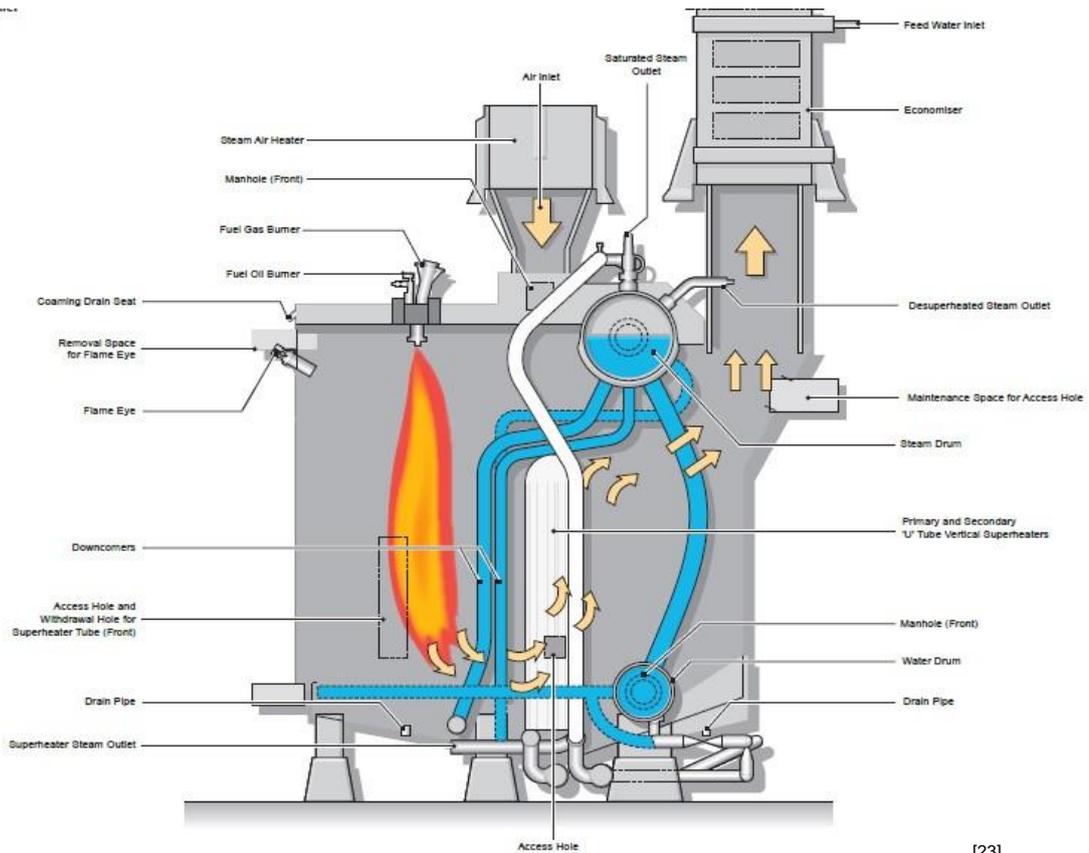
3.1.1.1. Características principales del buque

De cara al análisis comparativo, se toma como referencia la planta propulsora de un buque con las siguientes características.

- **Año de fabricación:** 2007.
 - **Eslora total:** 284,379 m
 - **Eslora entre perpendiculares:** 271,000 m.
 - **Manga:** 42,500 m.
 - **Puntal hasta la cubierta principal:** 25,400 m.
 - **Calado de diseño:** 11,400 m.
 - **Peso muerto:** 77.329 t.
 - **Arqueo Bruto:** 98.478 GT.
 - **Desplazamiento:** 106.890 Tm.
 - **Velocidad de diseño:** 19,5 kn.
 - **Capacidad de carga:** 138.000 m³.
- **Calderas**
- **Fabricante:** Mitsubishi Heavy Industries.
 - **Modelo:** Mitsubishi MB-4E.
 - **Cantidad:** 2
 - **Tipo:** Vertical con dos colectores, aquatubulares.
 - **Max. evaporación:** 65.000 kg/h cada una.
 - **Nor. Evaporación normal:** 50.000 kg/h cada una.
 - **Condición del vapor sobrecalentado:** 61,8 kg/cm² y 515 °C.
 - **Temperatura de agua a la entrada al economizador:** 138 °C
 - **Eficiencia de la caldera:** 88,2 %.

- **Numero de quemadores:** 3 combinados Fuel Oil/Gas por cada una.

En la Ilustración 23 (Esquema de una caldera con sobrecalentador) se puede observar un esquema de una caldera con sobrecalentador típica de estos barcos de transporte de GNL.



[23]

Ilustración 23: Esquema de una caldera con sobrecalentador. Fuente: Mitsubishi Heavy Industries.

➤ **Turbo bombas de agua de alimentación**

- **Fabricante:** Shinko Industries Ltd.
- **Tipo de bomba:** Centrifuga, Horizontal de 3 etapas.
- **Modelo de bomba:** DMGI 125-3.
- **Tipo de turbina:** 1 etapa de velocidad compound impulse.
- **Modelo de turbina:** DE.



- **Condiciones de vapor:** 60 bar y 510 °C.
- **Presión de exhaustación:** 2,7 bar.
- **Capacidad:** 169 m³/h a 84 bar.
- **Velocidad de operación:** 6.050 rpm.

- **Turbinas de vapor principales**
- **Fabricante:** Kawasaki Heavy Industries.
- **Tipo:** UA-400, turbina marina de alta y baja presión con componente transversal cruzado.
- **Potencia:**
 - Máximo (M.C.R.) – 28.000 kW (39 toberas).
 - Normal (N.C.R.) – 25.200 kW (31 toberas).
- **Velocidad de la hélice:** 83 rpm a M.C.R.
- **Condición de vapor:** Sobrecalentado a 60 bar y 510 °C.
- **Reductora principal:** Doble helicoidal, tipo tándem articulada y doble reducción.

La turbina de propulsión principal consiste en una turbina de alta presión de 10 etapas, tal y como se muestra en la Ilustración24 (Detalle de la turbina de alta de presión), una turbina de baja de 8 etapas de baja presión combinada con una turbina de ciar, una válvula de maniobra, un condensador principal y una reductora. El ensamblaje de este grupo se puede ver en la Ilustración25 8Imagen del sistema de propulsión).

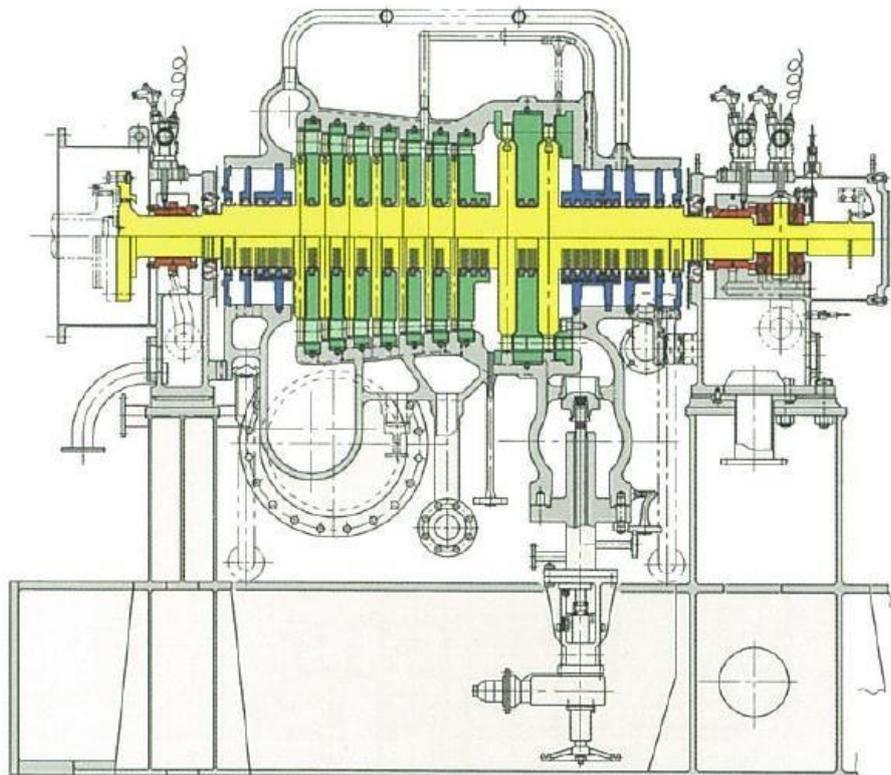


Ilustración 24: Detalle de la turbina de alta de presión. Fuente: Mitsubishi Heavy Industries.

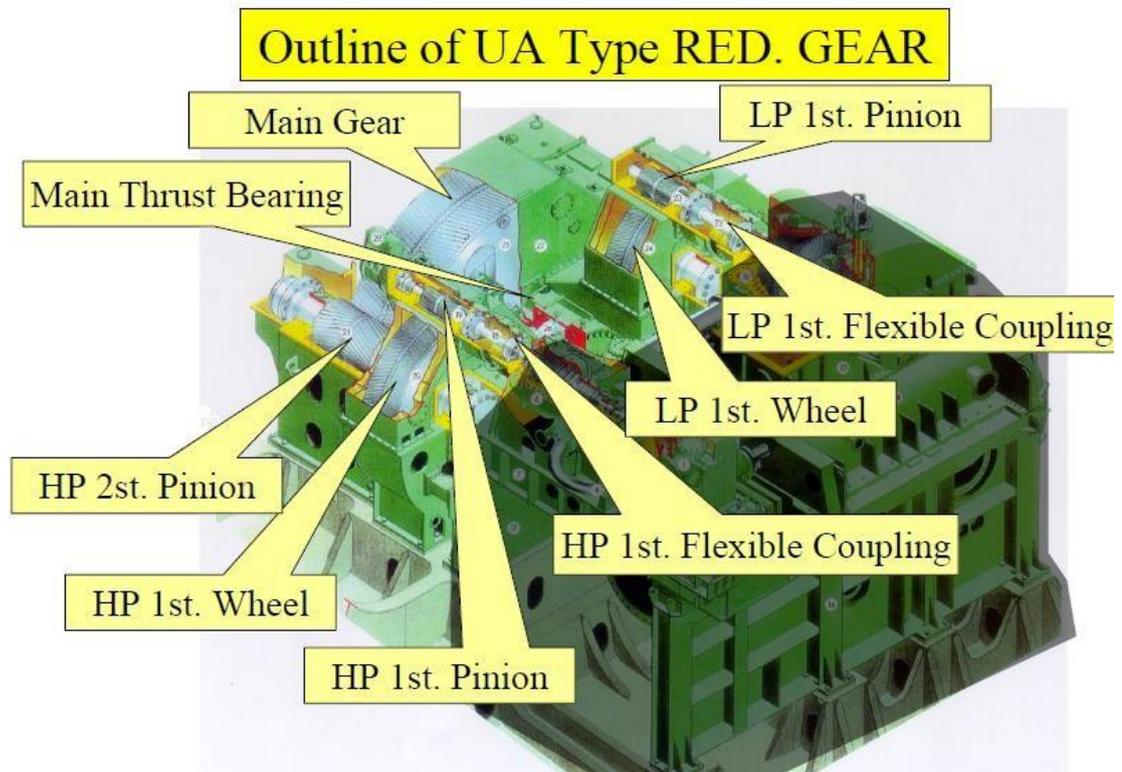


Ilustración 25: Imagen del sistema de propulsión. Fuente: Mitsubishi Heavy Industries.



➤ **Condensador Principal**

- **Fabricante:** Kawasaki Heavy Industries.
- **Vacío:** 722 mmHg.
- **Superficie de refrigeración:** 3250 m².
- **Capacidad de condensación del vapor:** 84.380 kg/h.
- **Temperatura entrada de agua de refrigeración:** 24 °C.
- **Flujo de agua de refrigeración:** 15.800 m³/h.
- **Velocidad de agua de refrigeración:** 1,66 m/s.
- **Distancia entre láminas de tubos:** 5000.
- **Tubos de refrigeración:**
 - **Diámetro/espesor:** 19/0,7 mm.
 - **Número:** 10.890.

➤ **Maquinaria Auxiliar**

□ **Turbogeneradores**

- **Fabricante:** Mitsubishi Heavy Industries Ltd.
- **Tipo:** Multi etapa, de un solo cilindro con turbina de condensación.
- **Cantidad:** 2.
- **Velocidad Salida eje:** 1800 rpm.
- **Entrada Vapor:** 59,8 kg/cm² y 510 °C.
- **Potencia:** 3150 kW.

□ **Diésel Generador:**

- **Fabricante:** Wärtsilä.

- **Tipo:** VASA 32 (9R32LND). Cuatro tiempos con pistón de tronco, agua de refrigeración y turbosoplante.
- **Potencia efectiva:** 3330 kW a 720 rpm.

3.1.2 Planta de turbina de vapor con recalentamiento intermedio (UST)

La planta de turbina de vapor con recalentamiento intermedio (UST),
Ilustración

26 (Esquema de una planta de turbinas con recalentamiento intermedio), se diferencia de la planta de vapor convencional al usar un ciclo con recalentamiento. De este modo, el vapor de salida de la turbina de alta presión (HP turbine) retorna a la caldera, alimentado un intercambiador de calor convectivo denominado recalentador, en donde incrementa su temperatura hasta un valor próximo al de salida del sobrecalentador. Este vapor “recalentado”, alimenta a la turbina de presión intermedia (IP Turbine). La turbina alta presión y la de presión intermedia comparten un eje común, con compensación de empuje axial por su disposición en mariposa. Otro eje de turbina separado incorpora la turbina de baja presión (LP Turbine) y la turbina de ciar. Los dos ejes de la turbina están engranados en una caja de engranajes reductores, para proporcionar un solo eje de salida, que está diseñado para lograr un vapor en unas condiciones de temperatura y presión específicas. Funciona a altas cargas, mientras que cuando tenemos la caldera en situación de baja carga, como puede ser en puerto, éste se apaga automáticamente (reduciendo el efecto de enfriamiento del tubo), para que los tubos no estén expuestos a las altas temperaturas de los gases de combustión debido al bajo flujo de vapor. En esta situación, no hay efecto perjudicial para los tubos del recalentador porque la temperatura del interior de la caldera será baja, por lo que el recalentador estará protegido, simplemente deteniendo el quemador dedicado al aporte energético que requiere el recalentamiento.

Reheat Steam Turbine Plant

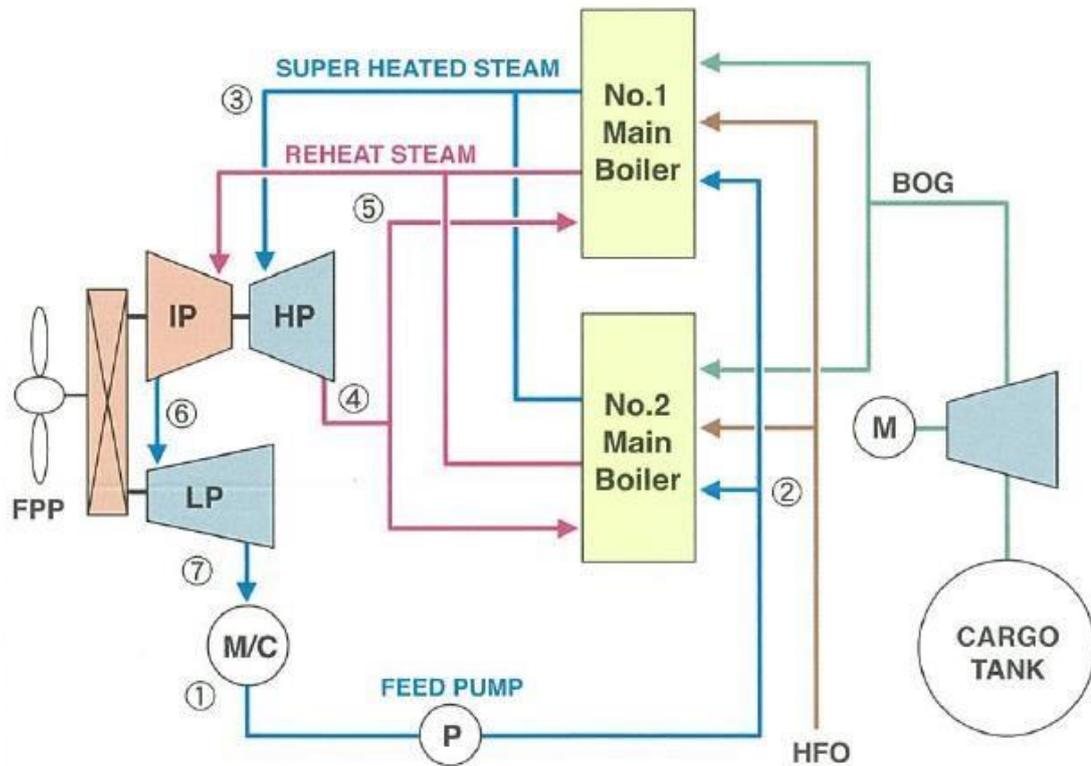


Ilustración 26: Esquema de una planta de turbinas con recalentamiento intermedio. Fuente: Mitsubishi Heavy Industries.

En este tipo de instalaciones, como en las de turbina convencional, todos los servicios son alimentados por el vapor generado en la caldera, ya que la energía eléctrica para alimentar los equipos auxiliares y la habilitación del barco es generada a través del flujo de vapor en las turbinas de los turboalternadores.

En estas plantas se usa el ciclo Rankine con recalentamiento intermedio de vapor Ilustración27 (Ciclo Rankine con recalentamiento intermedio), con el que se obtiene aumentar el rendimiento térmico de la instalación, aumentando la temperatura media de recepción de calor. Al final de la expansión se consigue un vapor más seco.

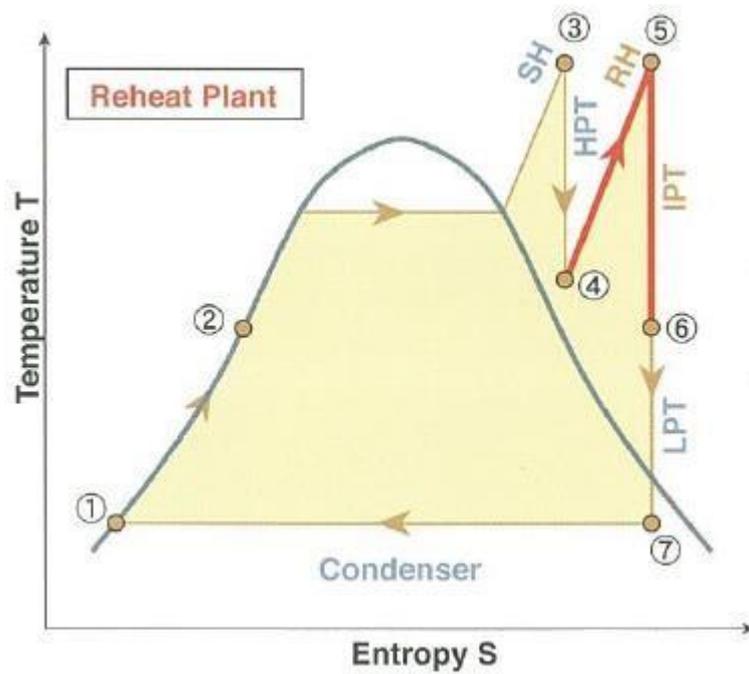


Ilustración 27: Ciclo Rankine con recalentamiento intermedio. Fuente: Mitsubishi Heavy Industries.

3.1.1.2. Características principales del buque

- Año de fabricación: 2014.
- Eslora total: 288,000 m.
- Eslora entre perpendiculares: 275,000 m.
- Manga: 48,940 m.
- Puntal hasta la cubierta principal: 26,000 m.
- Calado de diseño: 11,550 m.
- Peso muerto: 86.241 t.
- Arqueo Bruto: 136,710 GT.
- Desplazamiento: 148,387 Tm.
- Velocidad de diseño: 19,5 kn.



- **Capacidad de carga:** 160.000 m³.

- **Calderas**
- **Fabricante:** Mitsubishi Heavy Industries.
- **Modelo:** Mitsubishi MBR-4E.
- **Cantidad:** 2.
- **Tipo:** Horizontal con dos colectores, aquatubulares.
- **Max. evaporación:** 55.000 kg/h cada una.
- **Evaporación normal:** 45.000 kg/h cada una.
- **Condición del vapor sobrecalentado:** 101 kg/cm² y 560 °C.
- **Temperatura de agua a la entrada al economizador:** 138 °C.
- **Condición del vapor sobrecalentado:** 30 kg/cm² y 560 °C.
- **Temperatura de vapor a entrada del recalentador:** 360 °C.
- **Temperatura de vapor a salida del recalentador:** 560 °C.
- **Eficiencia de la caldera:** 88,2 %.
- **Número de quemadores:** 3 combinados Fuel Oil/Gas por cada una.

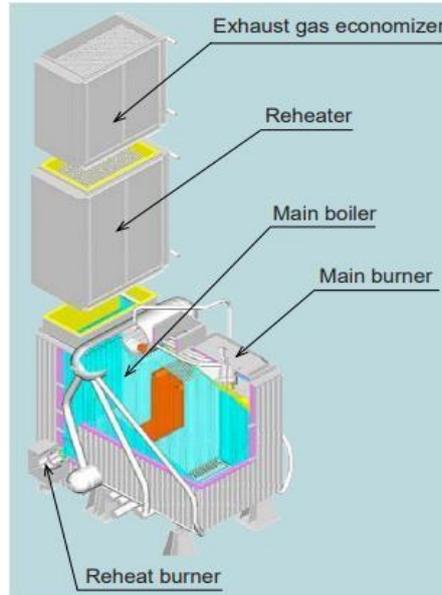


Ilustración 28: Esquema de una caldera con recalentador. Fuente: Mitsubishi Heavy Industries.

En la Ilustración 28 (Esquema de una caldera con recalentador) se puede observar un esquema de una caldera con recalentador.

➤ **Turbobombas de agua de alimentación**

- **Fabricante:** Shinko Industries Ltd.
- **Tipo de bomba:** Centrífuga, Horizontal de 3 etapas.
- **Modelo de bomba:** DMGI 125-3.
- **Tipo de turbina:** 1 etapa de velocidad compound impulse.
- **Modelo de turbina:** DE.
- **Condiciones de vapor:** 120 bar y 560 °C.
- **Presión de exhaustación:** 2,7 bar.
- **Capacidad:** 240 m³/h a 120 bar.
- **Velocidad de operación:** 8.050 rpm.

➤ **Turbinas de vapor principales**

- **Fabricante:** Mitsubishii Heavy Industries
- **Tipo:** MR36-II, turbina marina de alta, con recalentamiento en turbina intermedia y baja presión con componente transversal cruzado de intermedia para baja.
- **Potencia:**
 - o Máximo (M.C.R.) – 26.000 kW.
 - o Normal (N.C.R.) – 23.400 kW.
- **Velocidad de la hélice:** 78 rpm a M.C.R.
- **Condición de vapor:** Sobrecalentado a 100 bar y 560 °C.
- **Reductora principal:** Tipo doble tándem articulada.

La turbina de la propulsión principal consiste en una turbina de alta presión y una de presión intermedia de 2 etapas de control Semi-Curtis y etapas Rateau, de la cual podemos ver una imagen en detalle de su composición en Ilustración29 (Turbina de alta de presión con recalentamiento intermedio).

La turbina de baja presión es de tipo acción/reacción con multietapa y también dos raws combinada con una turbina de ciar de 2 etapas Curtis, una válvula de maniobra, un condensador principal y una reductora. El ensamblaje de este grupo se puede ver en la Ilustración31 (Sistema de propulsión de una turbina con recalentamiento intermedio).

El vapor de la turbina de presión intermedia fluye por la tubería de cruzado hacia la turbina de baja presión Ilustración30 (Turbina de baja presión y condensador), en la que se expande y exhausta en el principal.

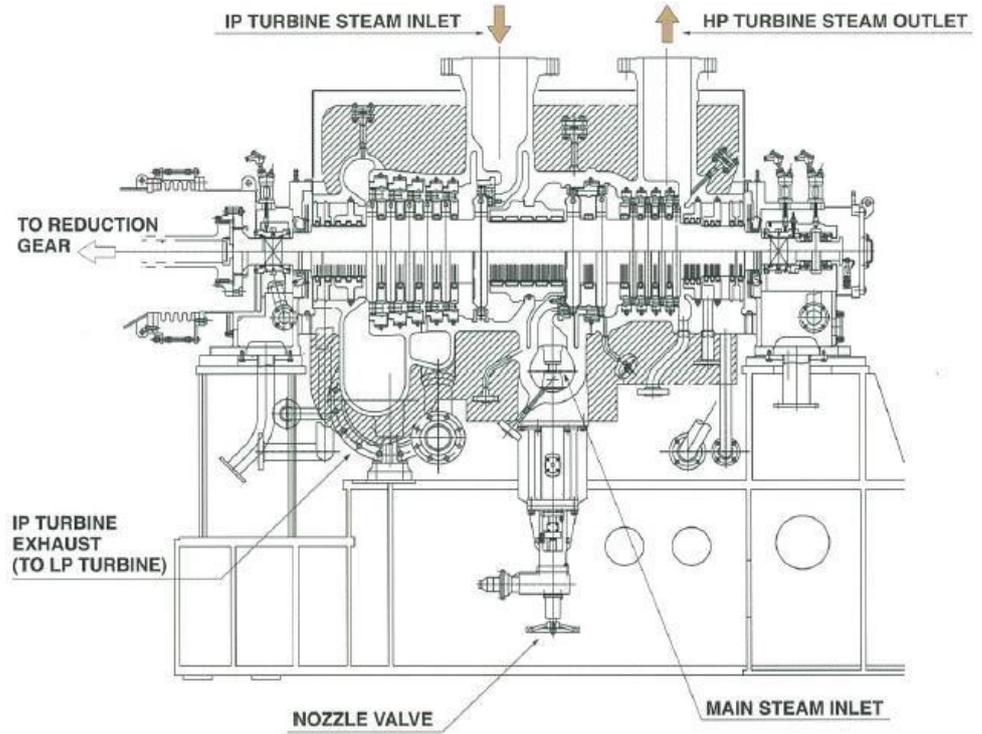


Ilustración 29: Esquema de una caldera con recalentador. Fuente: Mitsubishi Heavy Industries.

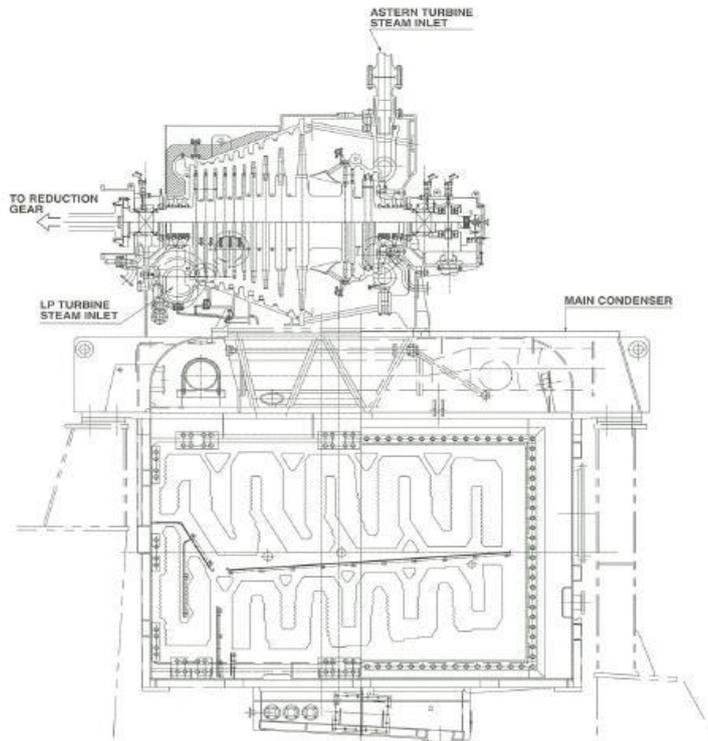


Ilustración 30: Turbina de baja presión y condensador. Fuente: Mitsubishi Heavy Industries.

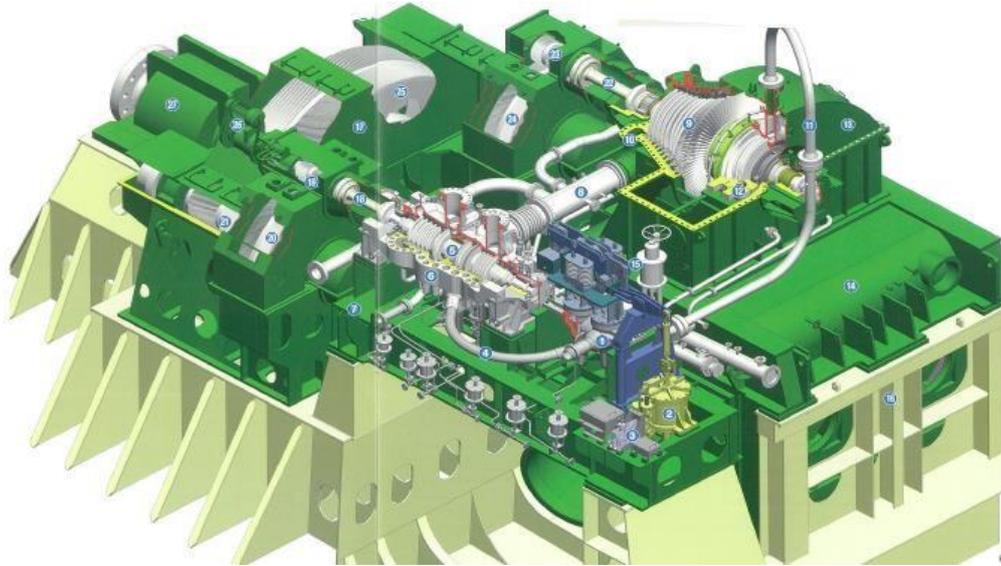


Ilustración 31: Imagen del sistema de propulsión de una turbina con recalentamiento intermedio. Fuente: Mitsubishi Heavy Industries.

- | | |
|-----------------------------|-------------------------|
| ① Maneuvering Valve | ⑮ Astern Guardian Valve |
| ② Hydraulic Cylinder | ⑯ Package Frame |
| ③ Cam Gear | ⑰ Gear Casing |
| ④ Main Steam Pipe | ⑱ HP Flexible Coupling |
| ⑤ HP&IP Turbine Rotor | ⑲ HP 1st Pinion |
| ⑥ HP&IP Turbine Casing | ⑳ HP 1st Wheel |
| ⑦ HP&IP Turbine Bed Frame | ㉑ HP 2nd Pinion |
| ⑧ Cross Over Pipe | ㉒ LP Flexible Coupling |
| ⑨ LP Turbine Rotor | ㉓ LP 1st Pinion |
| ⑩ LP Turbine Casing | ㉔ LP 1st Wheel |
| ⑪ Astern Steam Pipe | ㉕ Main Gear |
| ⑫ Astern Turbine Casing | ㉖ Turning Gear |
| ⑬ LP Turbine Exhaust Casing | ㉗ Main Thrust Bearing |
| ⑭ Main Condenser | |

Ilustración 32: Nomenclatura del sistema de propulsión de una turbina con recalentamiento intermedio. Fuente: Mitsubishi Heavy Industries.



➤ **Condensador Principal**

- **Fabricante:** Kawasaki Heavy Industries.
- **Vacío:** 722 mmHg.
- **Superficie de refrigeración:** 3250 m².
- **Capacidad de condensación del vapor:** 84.380 kg/h.
- **Temperatura entrada de agua de refrigeración:** 24 °C.
- **Flujo de agua de refrigeración:** 15.800 m³/h.
- **Velocidad de agua de refrigeración:** 1,66 m/s.
- **Distancia entre láminas de tubos:** 5000.
- **Tubos de refrigeración:**
 - **Diámetro/espesor:** 19/0,7 mm.
 - **Número:** 10.890.

➤ **Maquinaria Auxiliar**

• **Turbogeneradores**

- **Fabricante:** Mitsubishi Heavy Industries Ltd.
- **Tipo:** Multietapa, de un solo cilindro con turbina de condensación.
- **Cantidad:** 3
- **Velocidad Salida eje:** 1800 rpm.
- **Entrada Vapor:** 60 Kg/cm² y 530 °C.
- **Potencia:** 3150 KW.

• **Diesel Generador:**

- **Fabricante:** Wärtsilä.
- **Tipo:** VASA 32 (9R32LND). Cuatro tiempos con pistón de tronco, agua de refrigeración y turbosoplante.
- **Potencia efectiva:** 3330 kW a 720 rpm.

3.1.2. Planta de propulsión dual fuel diésel eléctrico (DFDE)

Los motores dual fuel pueden consumir gas natural con inyección de diésel (Ilustración33 Inyección de gas y diésel piloto a la entrada de la cámara de combustión), al igual que otros combustibles tales como el fuel oil o diésel oil marino. Son motores que cuando funcionan en modo gas, la explosión se produce mediante la inyección de diésel en la cámara de combustión del cilindro (inyección piloto). La inyección de diésel se mantiene en cualquiera de sus modos gas, diésel o fuel oil, sobre todo en los últimos dos, ya que, si no se encuentra inyectando diésel la tobera del inyector piloto, los orificios terminarían obstruidos.

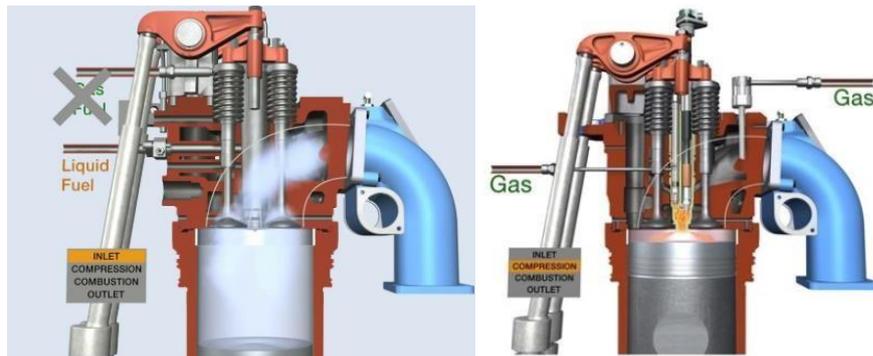


Ilustración 33: Inyección de gas y diésel piloto a la entrada de la cámara de combustión. Fuente: Wärtsilä.

Estas plantas llevan el nombre DFDE porque los motores están acoplados a los alternadores que generan energía eléctrica para la alimentación de los motores propulsores del barco. Además de esta función, suministran energía eléctrica a los equipos auxiliares como también al espacio de la habitación de la tripulación. El esquema simplificado de la planta se puede ver en la Ilustración34 (Esquema simplificado de la planta DFDE).

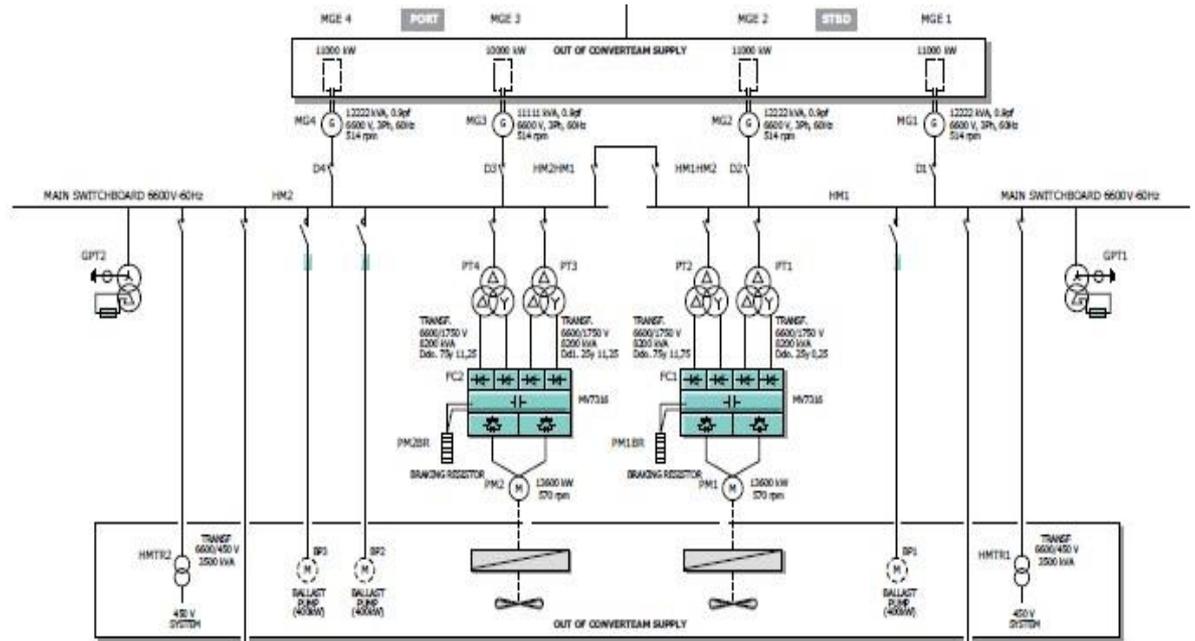


Ilustración 34: Esquema simplificado de la planta DFDE. Fuente: Machinery Operation Vessel Manual Hiunday.

3.1.2.1. Características principales del buque

- **Año de fabricación:** 2010.
- **Eslora total:** 290,000 m.
- **Eslora entre perpendiculares:** 279,000 m.
- **Manga:** 45,8 m.
- **Puntal hasta la cubierta principal:** 26,500 m.
- **Calado de diseño:** 11.950 m.
- **Peso muerto:** 97.730 t.
- **Arqueo Bruto:** 111109 GT.
- **Desplazamiento:** 119.385 Tm.
- **Velocidad de diseño:** 19,5 kn
- **Capacidad de carga:** 173.400 m³.



➤ **Motores generadores principales**

Funcionan en modo gas de baja presión (5 bar) inyectando un 1% de diésel como piloto para producir el encendido de la mezcla aire /gas o solo en modo diésel utilizando MDO y HFO (Heavy Fuel Oil).



El proceso de combustión de la mezcla gas y aire se produce en un ciclo Otto, o alternativamente el proceso de combustión de la mezcla diésel y aire en un ciclo Diésel.

- **Cantidad:** 3/1.
- **Fabricante:** Wärtsilä.
- **Modelo:** 12V50DF x 3, 9L50DF x 1.
- **Potencia de salida:** 11.400 kW x 3 / 8.550 kW a 514 rpm.
- **Voltaje:** 6.600 V, 60 Hz.

- **Motor Propulsión Eléctrica**
- **Fabricante:** Converteam.
- **Potencia de salida:** 13.600 kW a 570 rpm.
- **Cantidad:** 2, doble hélice.
- **Potencia de propulsión:** 13.240 kW 77,8 rpm cada uno.

- **Reductora**
- **Fabricante:** Kawasaki.
- **Tipo:** M1H-190/67 de tipo doble helicoidal, reducción única y una salida.
- **Cantidad:** 2.
- **Potencia a MCR:** 13,328 kW.
- **Torque máximo permisible:** 1.870 kNm .
- **Sobre velocidad máxima permitida:** 115% del MCR.

- **Calderas Auxiliares**



- **Fabricante:** Aalborg.
- **Modelo:** Mission OS.
- **Cantidad:** 2.
- **Cantidad de salida de vapor:** 6000 kg/h.
- **Presión:** 9,0 bar vapor saturado.

- **Unidad de Combustión de Gas**
 - **Fabricante:** SNECMA.
 - **Tipo:** Cilíndrica.
 - **Cantidad:** 1.
 - **Capacidad:**
 - o 5.225 kg/h (100% Metano).
 - o 6.140 kg/h (BOG Actual) x1,2.

3.1.3. Planta de propulsión motores de inyección de gas (MEGI)

Las plantas de propulsión con motores 2 tiempos a gas consisten en dos motores principales acoplados a 2 ejes, un eje cada motor, para el funcionamiento de la hélice. La disposición se puede observar en la Ilustración35 (Disposición de los motores principales en la planta). Los ejes, a su vez, cuando el buque se encuentra en navegación, generan energía eléctrica mediante el alternador de cola acoplado o si no es posible utilizar este método, la planta dispone de cuatro motores generadores para la producción de energía eléctrica, (Ilustración36 Disposición de los motores generadores), para suministrar a los equipos del barco y la habilitación de los miembros de la tripulación.

Estas plantas dependiendo del BOG que se tenga y de su gestión, pueden operar de forma combinada, ya sea la propulsión principal con una unidad de combustión de gas (GCU) para el exceso o en combinación con la planta de relicuado. Al utilizar la planta de relicuado lo que se intenta es recuperar parte del BOG para devolverlo en estado líquido a los tanques de carga. Aun así, estas plantas suelen ir parados, porque aumentan el consumo de gas haciendo que no sea tan productivo como atractivo, es la idea de recuperar parte del BOG y devolverlo al tanque.

Estas plantas son las que más se están implementando hoy en día en las nuevas construcciones de los barcos de transporte de GNL por parte de compañías europeas.

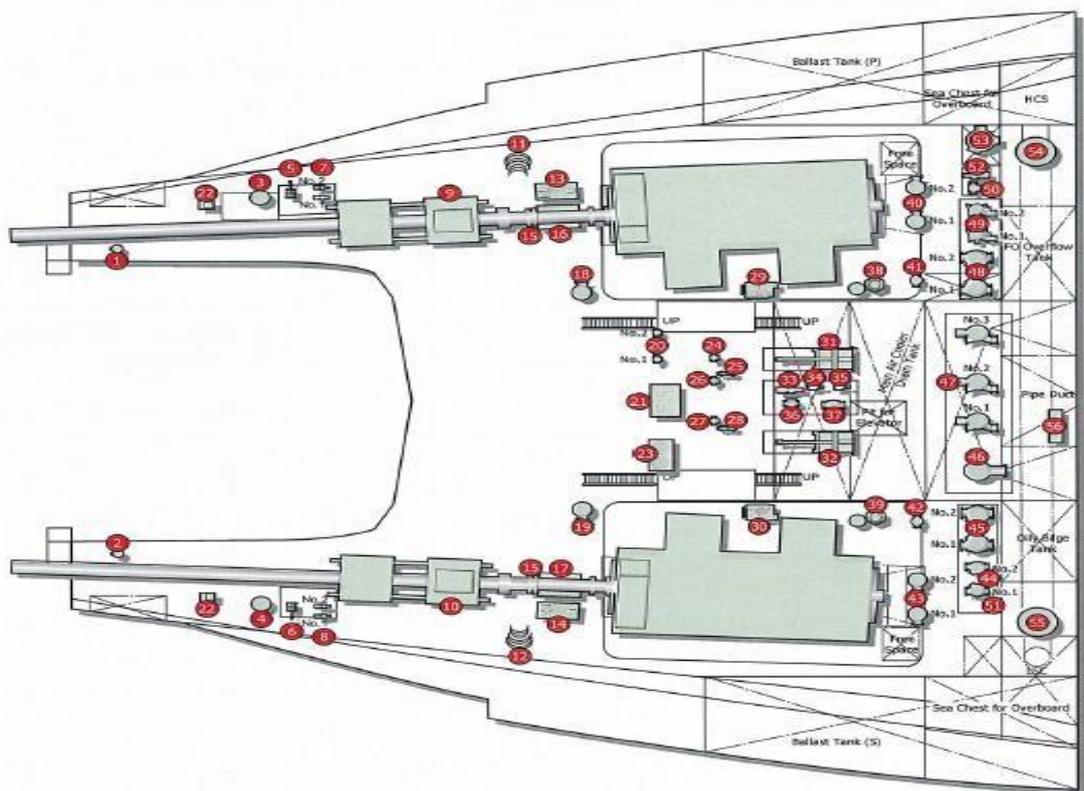


Ilustración 35: Disposición de los motores principales en la planta. Fuente: Machinery Operation Vessel Manual Hyundai.

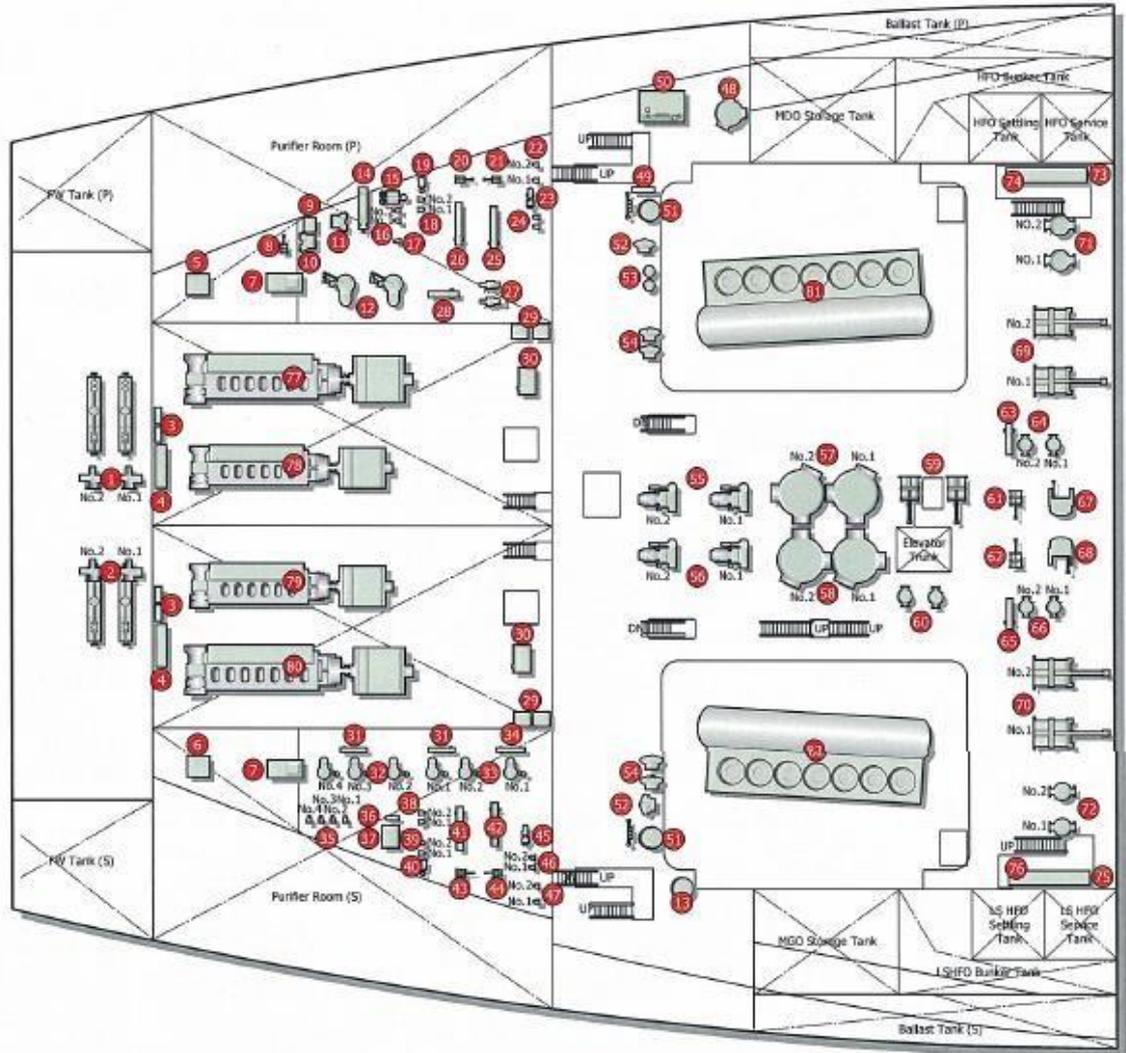


Ilustración 36: Disposición de los motores generadores. Fuente: Machinery Operation Vessel Manual Hiunday.

3.1.3.1. Características principales del buque

- **Año de fabricación:** 2016.
- **Eslora total:** 290,000 m.
- **Eslora entre perpendiculares:** 284,000 m.
- **Manga:** 46 m.



- **Puntal hasta la cubierta principal:** 26,500 m.
- **Calado de diseño:** 11,65 m.
- **Peso muerto:** 81.605 Tm.
- **Arqueo Bruto:** 114.000 GT.
- **Desplazamiento:** 118.396 Tm.
- **Velocidad de diseño:** 19,5 kn.
- **Capacidad de carga:** 176.300 m³.

➤ **Motores principales MEGI**

Desde el punto de vista técnico, la diferencia entre los motores de combustible convencional y los de combustión de gas es mínima. En ambos casos, el proceso de combustión se ajusta al principio del ciclo diésel. En los motores de combustible convencional, la ignición del carburante inyectado se produce porque la temperatura del gas comprimido en el cilindro sobrepasa la temperatura de ignición espontánea del combustible que, en el caso de combustible líquido, es de aproximadamente 210-230 °C.

La temperatura de ignición espontánea de un gas puro, como el metano y el etano, está comprendida entre 470 y 540 °C. Por lo tanto, es necesario inyectar una pequeña cantidad de combustible piloto en el cilindro antes de inyectar el gas, ya que la temperatura registrada en la cámara de combustión en el momento de la inyección sería insuficiente para la ignición espontánea del gas.

La potencia y la respuesta bajo carga del motor son las mismas que al utilizar combustible líquido. Otro aspecto es que el rendimiento bruto también permanece constante.

El diseño de la línea de suministro incorpora tubos aireados de doble pared y sensores de HC (hidrocarburos) para el cierre de emergencia. Los sistemas



de control y seguridad de inyección de gas se instalan complementariamente a los sistemas convencionales del motor. Como requisito previo, los motores deben ser de control electrónico, esto es, con diseño ME.

Aparte de estos sistemas incorporados al motor propiamente dicho, el motor y sus componentes auxiliares incorporarán una serie de nuevas unidades. A continuación, se enumeran las más importantes (aparte del sistema de suministro de gas):

- Sistema de ventilación, para airear el espacio comprendido entre la tubería interior y exterior del tubo de doble pared.
- Sistema de sellado de aceite, que conduce el aceite de sellado hasta las válvulas de gases que separan el aceite de control y el gas.
- Sistema de gas inerte, para purgar el gas inerte expulsándolo del sistema de gas.
- Sistema de control y seguridad, integrado por un analizador de hidrocarburos que verifica el contenido en hidrocarburos del aire que circula por las tuberías de gas de doble pared.

Los sistemas de control y seguridad están diseñados para revertir el funcionamiento a condiciones seguras en caso de fallo. Si se detecta cualquier fallo, incluso en el propio sistema de control, durante el funcionamiento con combustible gaseoso, se detendrá o cortará el suministro de combustible gaseoso y el motor pasará a funcionar exclusivamente con combustible piloto. Seguidamente, se llevará a cabo el soplado y la purga de las tuberías de gas a alta presión y de todo el sistema de suministro de gas para vaciarlos completamente. Siempre, el cambio al funcionamiento con combustible líquido se realiza sin reducción de potencia.

El gas del suministro de combustible gaseoso circula por la tubería principal a través de unas tuberías en cadena hasta llegar al sistema de bloqueo de



válvula y acumulador de cada cilindro. Estas tuberías en cadena desempeñan una misión importante:

Gracias a su diseño de doble pared actúan como una junta flexible entre el sistema principal de tuberías, totalmente rígido, y la estructura del motor, protegiendo así las tuberías principales y de cadena al amortiguar las fuerzas originadas por la inevitable dilatación térmica del sistema de tuberías de gas y la estructura rígida del motor.

El depósito intermedio alberga gas de inyección 20 veces mayor que el usado en cada recorrido del pistón a rendimiento máximo continuo, o sea, a una carga del 100 %. Este depósito tiene dos funciones importantes:

- Suministrar la cantidad de gas necesaria para la inyección a una presión predeterminada, ligeramente inferior.
- Ser una parte importante del sistema de seguridad.

El diseño de la tubería de suministro de gas es de tipo common rail, por lo que se precisa un sistema auxiliar de control de aceite para la válvula de inyección de gas. A grandes rasgos, este sistema está integrado por el sistema hidráulico de control de aceite ME y una válvula ELGI (Electrical Gas Injection) de inyección eléctrica de gas ELGI (Electrical Gas Injection) que suministra aceite de control a alta presión a la válvula de inyección de gas, regulando así la frecuencia de actuación y la apertura de la válvula de gas.

Como se mencionó anteriormente, el funcionamiento con doble combustible requiere que se inyecte tanto combustible piloto como gaseoso en la cámara de combustión. Para ello se utilizan diferentes tipos de válvulas. Hay tres válvulas por cilindro para inyección de gas y tres para combustible piloto en motores con un diámetro de cilindro superior a 60 cm. Los medios necesarios para el funcionamiento con combustibles líquido y gaseoso son los siguientes:



- Suministro de combustible gaseoso. Suministro de combustible líquido (combustible piloto).
- Suministro de combustible de control para el accionamiento de las válvulas de inyección de gas.
- Suministro de aceite de sellado.

El diseño de la válvula de inyección de gas se muestra en la Ilustración 37 (Válvula de inyección de gas). Esta válvula se ajusta a los principios tradicionales del diseño compacto. La admisión del combustible gaseoso hacia la válvula de inyección se efectúa a través de orificios en la culata del cilindro. Con el fin de evitar fugas de gas entre la culata del cilindro/válvula de inyección de gas y la carcasa de la válvula/guía de la punta del eje, se han instalado anillos de estanqueidad a prueba de gases y temperaturas elevadas. Las fugas de gas que pudieran producirse a través de los anillos de estanqueidad se canalizarían mediante los orificios de la válvula de inyección de gas al espacio entre las tuberías interior y exterior de protección del sistema de tubería de doble pared. Si se produce una fuga, los sensores de HC la detectarían.

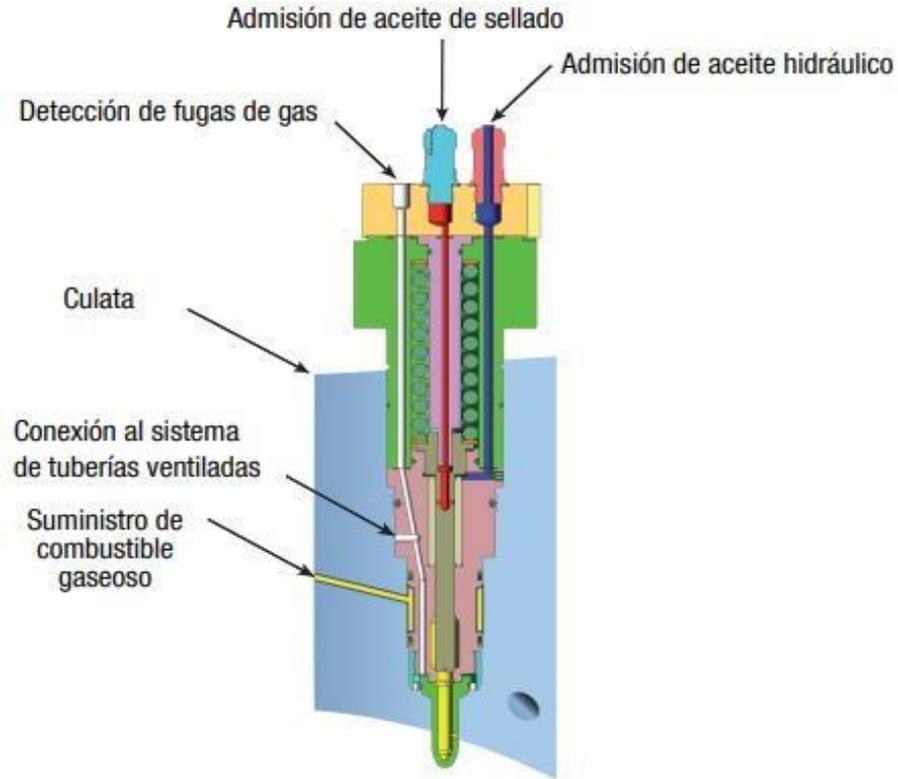


Ilustración 37: Válvula de inyección de gas. Fuente: MAN

El gas actúa de manera continua sobre el vástago de la válvula a una presión máxima de 300 bares. Con el fin de impedir la entrada del gas en el sistema de actuación del aceite de control a través del espacio libre alrededor del vástago, éste está sellado con aceite sellante a una presión superior en 25 a 50 bares a la del gas.

La válvula del combustible piloto es idéntica a una válvula estándar ME de fueloil excepto en la boquilla. Como combustible piloto se puede utilizar fueloil, MGO, MDO, crudo y bio-carburante crudo. El sistema de seguridad de IG supervisa continuamente la presión del fueloil para detectar cualquier anomalía en el funcionamiento de la válvula de fueloil.

El motor de gas puede funcionar con fueloil a plena carga y pasar de gas a combustible en cualquier momento sin interrumpir su funcionamiento.

En la Ilustración 38 (Sistema de inyección ME-GI) se puede ver un esquema de cómo funciona el sistema de inyección ME-GI.

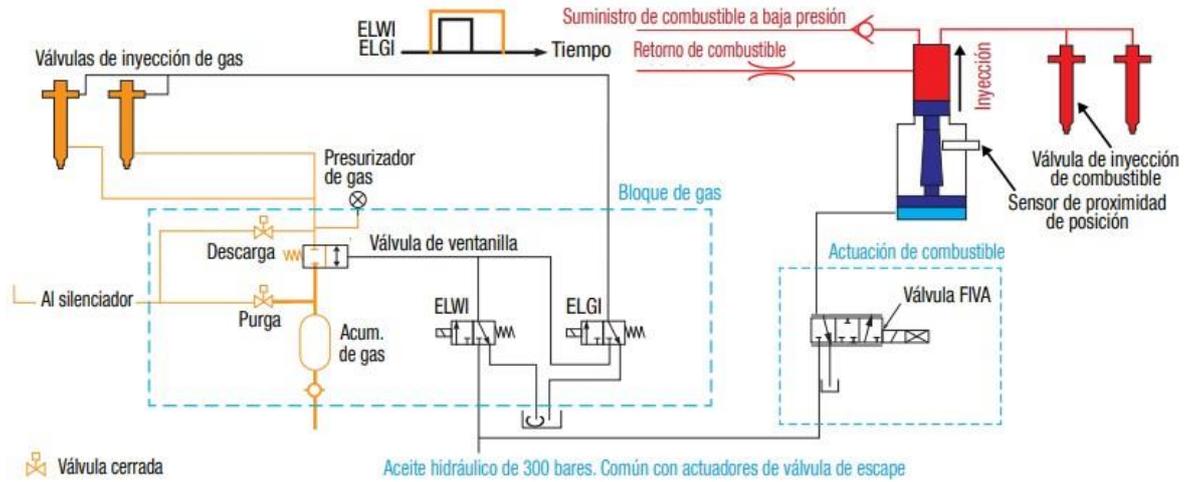


Ilustración 38: Sistema de inyección ME-GI. Fuente: MAN

- **Fabricante:** HHI-EMD.
- **Tipo:** HYUNDAI-MAN B&W, 7G70ME-C9.2-GI.
- **Cantidad:** 2.
- **Potencia de salida:**
 - o MCR: 18.827, 75,6 rpm.
 - o NCR: 13690 KW, 68,0rpm.

En la Tabla 4 (Datos de un motor MEGI) se describe con más detalle las características principales de los motores principales del barco.

MAIN ENGINE Controlada electrónicamente 2-Tiempos, reversible directamente		
Motor diésel de tipo cruceta con presión constante por trubocompresor		
Modelo	HYUNDAI-MAN B&W 7G70ME-C9.2-GI	
Numero de cilindros	7	
Diámetro del cilindro	700 mm	
Carrera	3256 mm	
SMCR	Salida	15211 kW
	Revoluciones	70,4 rpm
	MEP	14,8 bar
	Velocidad Media del Pistón	7,6 m/s
CSR	Salida	13690 kW
	Revoluciones	68,0 rpm
	MEP	13,8 bar
Dirección de rotación (Avante)		No.1 (a estribor): Sentido Antihorario (Observando desde Popa) No.2 (a babor): Sentido horario (Observando desde Popa)
Enfriamiento medio	Camisa del cilindro	Agua dulce
	Pistón	Aceite de lubricación
	Enfriador Aire Barrido	Agua dulce
Sistema de arranque		Aire comprimido (max. Presión 30 bar)
Temperatura de entrada de agua dulce		36 °C
Presión de soplado entrada		1000 mbar
Temperatura de soplado entrada		45 °C



Humedad relativa	60%
-------------------------	-----

Tabla 4: Datos de un motor MEGI. Elaboración propia.

➤ **Motor Diésel Auxiliar (6H35DF)**

- **Fabricante:** HHI-EMD.
- **Tipo:** 4 tiempos, en tronco, en línea.
- **Cantidad:** 2.
- **Número de cilindros:** 6.
- **Diámetro del cilindro:** 350 mm.
- **Diámetro del cilindro:** 400 mm.
- **Potencia de salida:** 2.880 kW.
- **Revoluciones:** 720 rpm.
- **Rotación:** En sentido horario visto desde el volante de inercia.

➤ **Motor Diésel Auxiliar (7H35DF)**

- **Fabricante:** HHI-EMD.
- **Tipo:** 4 tiempos, en tronco, en línea.
- **Cantidad:** 2.
- **Número de cilindros:** 7.
- **Diámetro del cilindro:** 350 mm.
- **Diámetro del cilindro:** 400 mm.
- **Potencia de salida:** 3360 kW.
- **Revoluciones:** 720 rpm.



➤ **Generador eléctrico de cola**

- **Fabricante:** HHI-EES.
- **Modelo:** HSJ7 805-10P.
- **Cantidad:** 2.
- **Salida:** 4050 kVA.
- **Revoluciones:** 720 rpm.
- **Voltaje:** AC 6600 V.
- **Numero de fases:** 3.
- **Numero de polos:** 10 Polos.

➤ **Caldera Auxiliar**

- **Fabricante:** Alfa Laval.
- **Tipo:** Aalborg OL.
- **Cantidad:** 2.
- **Cantidad de vapor de salida:** 10000 kg/h.
- **Presión trabajo:** 7.0 bar vapor saturado.
- **Max. Presión:** 9.0 bar vapor saturado.
- **Temperatura vapor de trabajo:** 170 °C.
- **Temperatura de agua de alimentación:** 60 °C.
- **Tipo de quemador:** KBSD/ 950 / Vapor de atomización.

➤ **Unidad de Combustión de Gas**

- **Fabricante:** SAACKE.
- **Tipo:** N144314.

- **Cantidad:** 1.
- **Capacidad de quemado de BOG:** 2800 kg/h (100% Metano).
- **Temperatura BOG:** 450 °C.

- **Planta de relicuado**
- **Fabricante:** Mark 1.
- **Cantidad:** 1.
- **Capacidad de quemado de BOG:** 6800 kg/h (100% Metano).
- **Consumo:** 852,94 kWh/t.

3.1.4. Planta propulsora Turbinas de vapor y motores duales (STaGE)

Recientemente, Mitsubishi Heavy Industries (MHI) desarrolló este nuevo tipo de planta propulsora para buques de transporte de GNL. Se trata de una propulsión híbrida de Turbinas de vapor (ST) y motores dual fuel diésel eléctricos (GE), que conforman en el acrónimo STaGE (Steam Turbines and Gas Engines). Los barcos de recién construcción de este sistema se han bautizado con el nombre de Sayaringo STaGE debido al nuevo diseño de los tanques de MHI que son llamados Sayaringo (Apple-Shapped Tanks) y el tipo de propulsión STaGE.

La planta de propulsión consiste en una turbina de vapor con recalentamiento intermedio (UST (Ultra Steam Turbine)) de alta eficiencia, fabricada por MHI, y motores duales que funcionan a fuel oil, diésel o piloto diésel en combinación con gas.



Esta planta se considera que tiene una alta eficiencia térmica, (Ilustración39, Diagrama de referencia de la planta STaGE), porque normalmente en las plantas de propulsión a motores el calor residual del agua de refrigeración de las camisas y de los gases de escape es desperdiciado. En esta planta para conseguir una mayor eficiencia, los gases de escape y el calor residual de las camisas de los motores (DFDE), se recuperan para calentar el agua de alimentación que fluye hacia las calderas para generar vapor de alta presión y temperatura, para que la turbina funcione y convierta la energía de flujo del vapor a mecánica transferida por reductora al eje principal.

La planta STaGE obtiene un rendimiento favorable cuando los motores se encuentran a altas cargas, siempre y cuando se encuentren en los regímenes óptimos de consumo. El número de motores DFDE varía si se sigue paso a paso, dependiendo de la carga de la turbina y las condiciones para mantener el consumo óptimo y alta eficiencia de la planta. La configuración de la planta se puede ver con más detalle en la Ilustración40 (Configuración de planta propulsora STaGE).

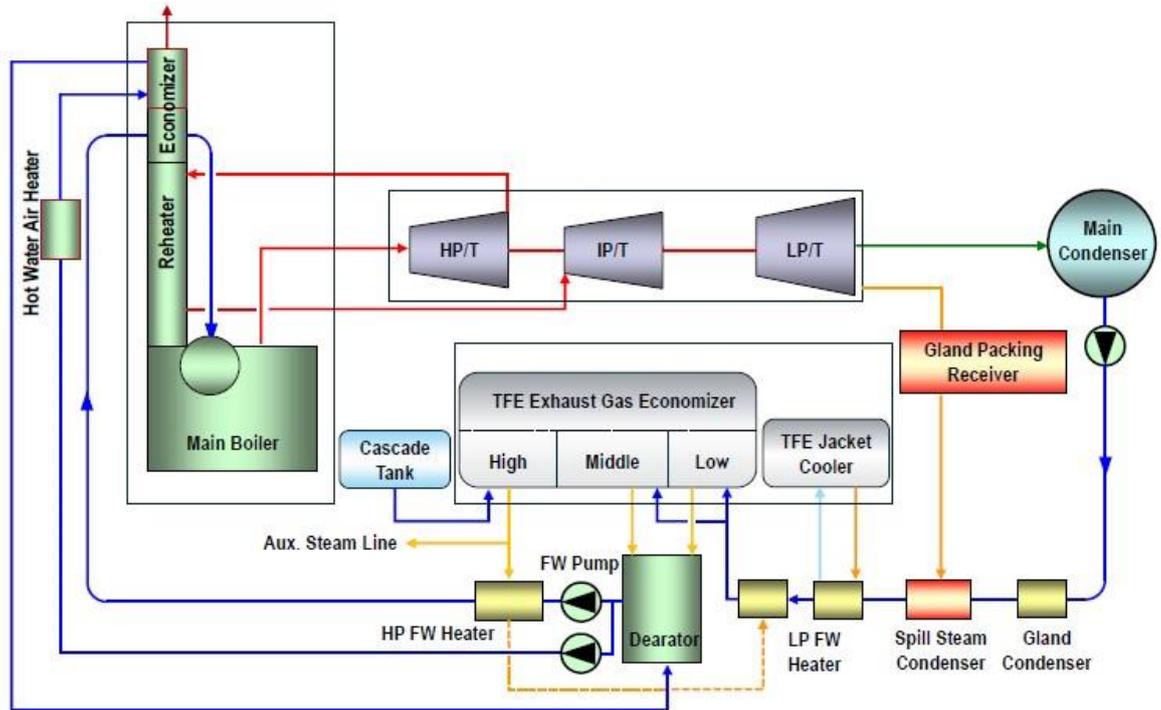


Ilustración 39: Diagrama de referencia de la planta STaGE. Fuente: Mitsubishi Heavy Industries.

Los motores dual fuel generan la electricidad del barco acoplados a un alternador para alimentar el motor de propulsión principal y para consumo de los equipos del buque y habilitación de los miembros de la tripulación.

En estas plantas en vez de tener un turboalternador de vapor para producir energía eléctrica, la energía eléctrica la proporciona los motores DFDE, sin desperdiciar el vapor generado en la turbina y reduciendo la producción de vapor para equipos auxiliares, lo que conlleva una caldera menor que en los buques propulsados solo por el sistema de UST, provoca una configuración más simple y económica.

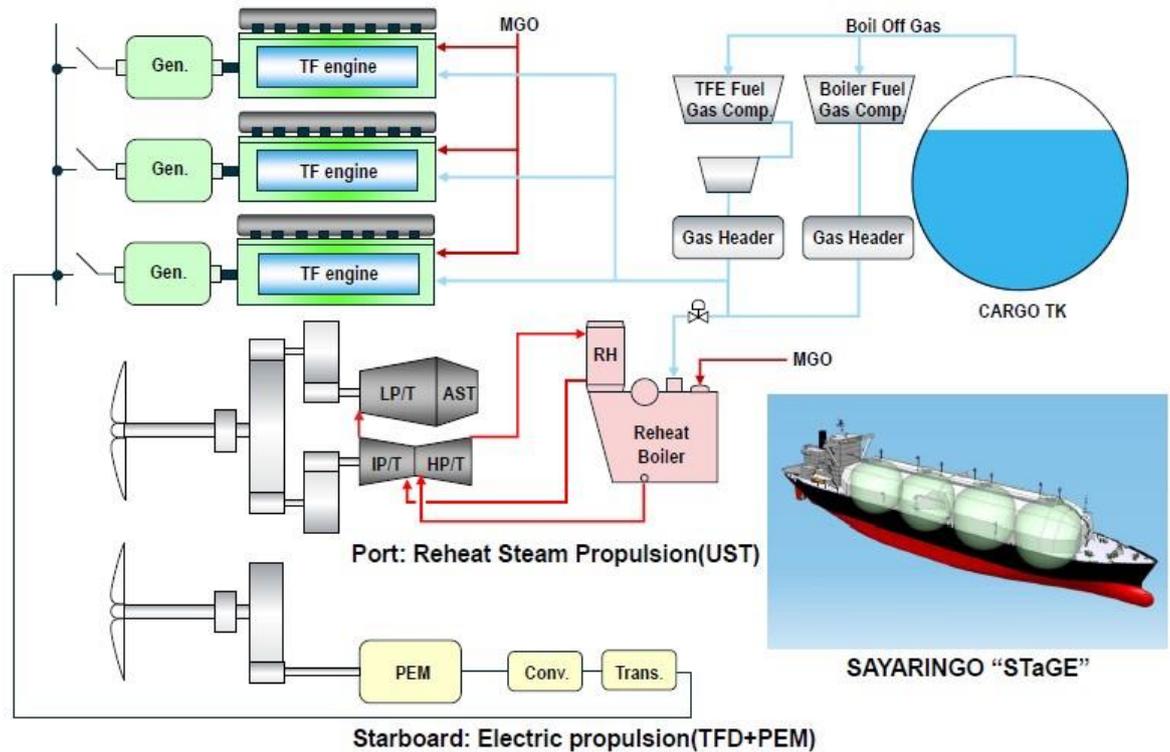


Ilustración 40: Configuración de planta propulsora STaGE. Fuente: Mitsubishi Heavy Industries.

En la Ilustración 41 (Optimum load sharing (OLS) of main engine), se está indicando que en comparación con propulsión diésel-eléctrica pura, la incorporación de un nuevo generador provoca el descenso de la eficiencia del conjunto al trabajar a carga parcial. Sin embargo, con la STaGE, al disponer de propulsión compartida entre eléctrica y vapor, la parte de vapor puede asumir la carga para mantener los motores en el rango óptimo de funcionamiento.

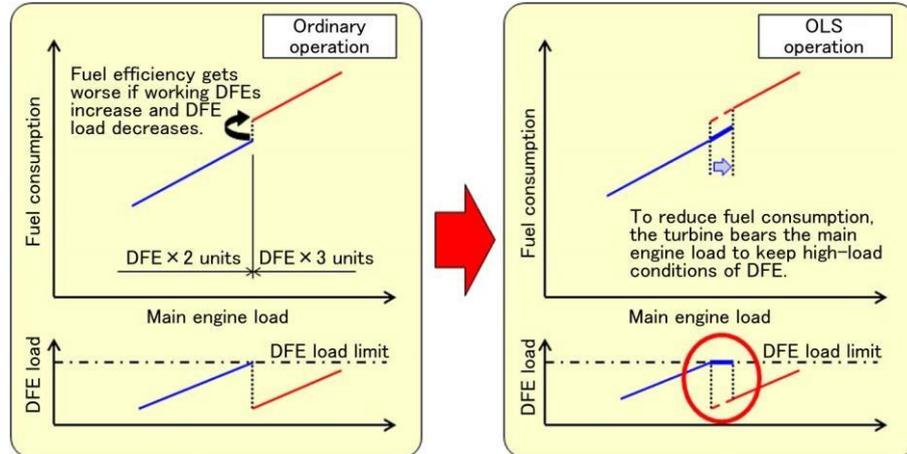


Ilustración 41: Optimun load sharing (OLS) of main engine. Fuente: Mitsubishi Heavy Industries.

3.1.4.1. Características principales del buque

- **Año de fabricación:** 2017
- **Eslora total:** 297,500 m
- **Eslora entre perpendiculares:** 291,500 m
- **Manga:** 48,94 m
- **Puntal hasta la cubierta principal:** 27,000 m
- **Calado de diseño:** 11,050 m
- **Peso muerto:** 73.800 t
- **Arqueo Bruto:** 149.367 GT
- **Desplazamiento:** N/A
- **Velocidad de diseño:** 19,5 kn
- **Capacidad de carga:** 180.000 m³ (Cargando actualmente 177.300 m³)

➤ Calderas

Este tipo de calderas ya han sido descritas con anterioridad en los barcos con turbinas de recalentamiento intermedio (3.1.2), la diferencia con la planta propulsora UST es que no dispone de calentador de baja presión del agua de alimentación de las calderas ya que el agua de alimentación a las calderas es calentada mediante el calor residual de los gases de escape y del agua de enfriamiento de las camisas.

En la Ilustración 42 (Vista exterior de la caldera con recalentamiento) se puede ver una caldera real con recalentamiento.



Ilustración 42: Vista exterior de la caldera con recalentamiento. Fuente: Mitsubishi Heavy Industries.

- **Cantidad:** 2
- **Fabricante:** Mitsubishi Heavy Industries
- **Modelo:** Mitsubishi MBR-1E
- **Tipo:** Horizontal para quemador del recalentador y vertical para quemador principal con dos colectores, aquatubulares.
- **Máxima evaporación:** 40.000 kg/h cada una
- **Normal evaporación:** 32.800 kg/h cada una
- **Condición del vapor sobrecalentado:** 101 kg/cm² y 560 °C.

- **Temperatura de agua a la entrada al economizador:** 138 °C
- **Temperatura de agua a la salida al economizador:** 240 °C
- **Temperatura de vapor a entrada del recalentador:** 360 °C
- **Temperatura de vapor a salida del recalentador:** 560 °C
- **Eficiencia de la caldera:** 88,5 %
- **Numero de quemadores:** 2 combinados Fuel Oil/Gas por cada una

➤ **Turbinas de vapor principales**

El tipo de turbinas también se ha descrito en la planta propulsora UST del barco propulsado solo por turbina de recalentamiento intermedio. Cabe decir que esta turbina es la de menor potencia fabricada por MHI. En la Ilustración43 (Configuración real de la planta del lado de estribor UST) se puede ver la disposición de éstas y en la Ilustración44 (Reductora junto con la turbina) otra de la reductora en un barco real.



Ilustración 43: Configuración real de la planta del lado de estribor UST. Fuente: Mitsubishi Heavy Industries.



Ilustración 44: Reductora junto con la turbina. Fuente: Mitsubishi Heavy Industries.

- **Fabricante:** Mitsubishi Heavy Industries
- **Tipo:** MR21-II, turbina marina de alta, con recalentamiento en turbina intermedia y baja presión con componente transversal cruzado de intermedia para baja.
- **Potencia:**
 - o Máximo (M.C.R.) – 12.450 kW
 - o Normal (N.C.R.) – 11.205 kW
- **Velocidad de la hélice:** 78 rpm a M.C.R.
- **Condición de vapor:** Sobrecalentado a 100 bar y 560 °C
- **Reductora principal:** Tipo simple tándem articulada



➤ **Turbobombas de agua de alimentación**

- **Fabricante:** Shinko Industries Ltd.
- **Tipo de bomba:** Centrifuga, Horizontal de 3 etapas,
- **Modelo de bomba:** DMGI 125-3
- **Tipo de turbina:** 1 etapa de velocidad compound impulse
- **Modelo de turbina:** DE
- **Condiciones de vapor:** 80 bar y 510 °C
- **Presión de exhaustación:** 2,7 bar
- **Capacidad:** 240 m³/h a 120 bar
- **Velocidad de operación:** 6.050 rpm

➤ **Motores de propulsión principales**

- La configuración escogida de los motores DFDE es de potencia reducida, aunque suficiente para la potencia que necesita el motor de propulsión principal.
- **Cantidad:** 1/2
- **Fabricante:** Wärtsilä
- **Modelo:** 8L50DF x 1, 6L50DF x 1
- **Potencia de salida:** 7.800 kW x 1 / 5.850 kW a 514 rpm
- **Voltaje:** 6.600 V, 60 Hz

➤ **Motor Propulsión Eléctrica**

En la Ilustración45 se puede ver la situación principal del motor de propulsión

- **Fabricante:** Convertteam
- **Potencia de salida:** 13.600 kW a 570 rpm
- **Cantidad:** 1
- **Potencia de propulsión:** 13.240 kW 77,8 rpm cada uno



Ilustración 45: Ubicación del motor principal de propulsión. Fuente: Mitsubishi Heavy Industries.

4. ANÁLISIS DE RESULTADOS

Resultados del estudio de consumos

En este apartado se mostrarán los resultados del estudio individual de los consumos de cada planta propulsora proporcionados por el fabricante.

4.1. Planta propulsora de turbina convencional

4.1.1. Datos proporcionados por el fabricante

La Tabla 4 (CST (Conventional Steam Turbine) Oil Firing) se refiere al modo de combustión quemando fuel oil.

PLANTA PROPULSORA DE TURBINAS CONVENCIONALES								
OIL FIRING								
Condición LOAD			MAX EVAP	MCR	100% NCR	75%	50%	25%
Evaporation	SH Steam	kg/h	63000	55300	49000	36000	24000	12500
	DSH Steam	kg/h	2000	1000	1000	1000	1000	1000
	Total	kg/h	65000	56300	50000	37000	25000	13500
Steam pressure	Drum	bar	69,7	67,7	66,5	64,4	63,0	62,1
	SH Outlet	bar	61,8	61,8	61,8	61,8	61,8	61,8
Feed Water	ECO inlet	°C	138	138	138	138	138	138
	SH Inlet	°C	284	282	281	279	277	277
Steam Temperature	SH Outlet	°C	515	515	515	515	501	471
	DSH Outlet	°C	291	287	287	287	287	287
Efficiency	(HHV Base)	%	88,5	88,7	88,7	88,6	88,1	86,1
Calorific Value	HHV	kcal/kg	10280	10280	10280	10280	10280	10280
	LHV	kcal/kg	9713	9713	9713	9713	9713	9713
Fuel Consumption		kg/h	4733	4104	3641	2691	1802	960

Evaporation Ratio			13,7	13,7	13,7	13,7	13,9	14,1
Excess Air Rate		%	10	10	10	12,5	19,2	36
O2 Rate		%	1,9	1,9	1,9	2,3	3,4	5,6
Combustion Air Flow		kg/h	71390	61900	54920	41510	29450	17900
Flue Gas Flow		kg/h	76123	66004	58561	44201	31252	18860
Eco Outlet Gas Temp.		°C	176	171	167	160	156	181
Air Temp.	FD Outlet	°C	40	40	40	40	40	40
	SAH Outlet	°C	120	120	120	120	120	120
Total Draft Loss		mmAq	477	358	282	161	81	30
Power		kW	28000	27023	25200	21000	14000	7000
Propeller revolutions		rpm	83	81,98	80,1	75,2	65,9	32,95
Specific consumption one boiler		g/kWh	169,04	151,87	144,48	128,1	128,7	137,1

Tabla 4: CST Oil Firing. Fuente: Fabricante

La Tabla 5 (CST Gas Firing) se refiere a la planta propulsora quemando gas.

PLANTA PROPULSORA DE TURBINAS CONVENCIONALES								
GAS FIRING								
Condicion LOAD			MAX EVAP	MCR	100% NCR	75%	50%	25%
Evaporation	SH Steam	kg/h	63000	55300	49000	36000	24000	12500
	DSH Steam	kg/h	2000	1000	1000	1000	1000	1000
	Total	kg/h	65000	56300	50000	37000	25000	13500
Steam pressure	Drum	bar	69,7	67,7	66,5	64,4	63,0	62,1
	SH Outlet	bar	61,8	61,8	61,8	61,8	61,8	61,8
Feed Water	ECO inlet	°C	138	138	138	138	138	138
	SH Inlet	°C	284	282	281	279	277	277
Steam Temperature	SH Outlet	°C	515	515	515	515	501	471
	DSH Outlet	°C	291	287	287	287	287	287
Efficiency	(HHV Base)	%	84	84,2	84,2	84,1	83,6	81,7
Calorific Value	HHV	kCal/kg	13270	13270	13270	13270	13270	13270

	LHV	kCal/kg	11950	11950	11950	11950	11950	11950
Fuel Consumption		kg/h	3866	3352	2974	2198	1489	809
Evaporation Ratio			16,8	16,8	16,8	16,8	16,8	16,7
Excess Air Rate		%	10	10	10	12,5	19,2	36
O2 Rate		%	1,9	1,9	1,9	2,3	3,4	5,6
Combustion Air Flow		kg/h	71390	61900	54920	41510	29450	18930
Flue Gas Flow		kg/h	75256	65252	57894	43708	30939	19739
Eco Outlet Gas Temp.		°C	179	173	170	163	159	185
Air Temp.	FDI Outlet	°C	40	40	40	40	40	40
	SAH Outlet	°C	120	120	120	120	120	120
Total, Draft Loss		mmAq	497	373	294	268	87	33
Power		kW	28000	27023	25200	21000	14000	7000
Propeller revolutions		rpm	83	81,98	80,1	75,2	65,9	32,95
Specific consumption one boiler		g/kWh	138,07	124,04	118,02	104,67	106,4	115,57

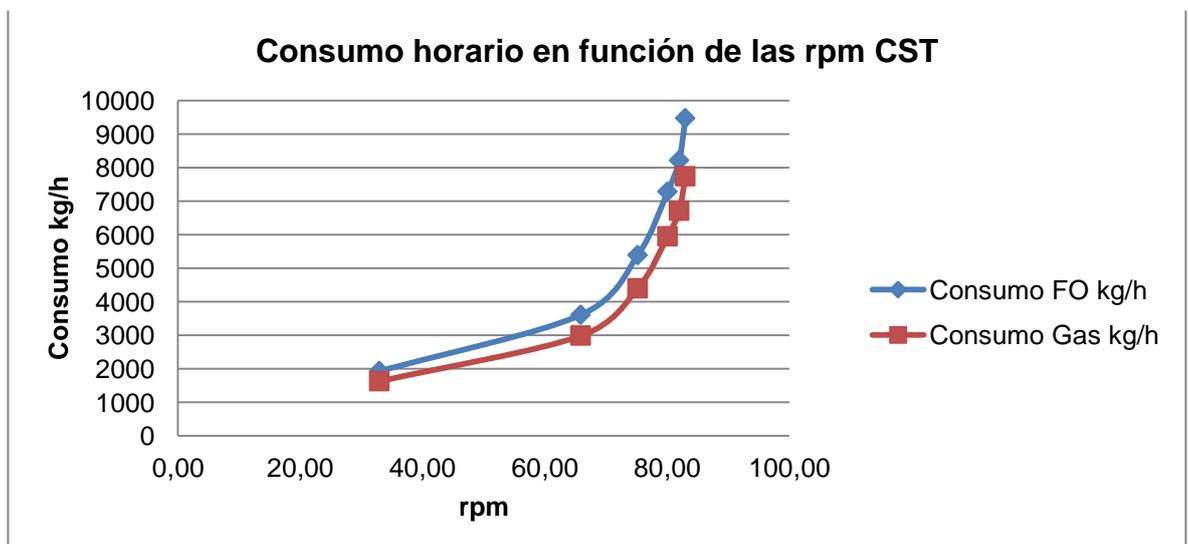
Tabla 5CST Oil Firing. Fuente: Fabricante

4.1.2. Resultados obtenidos del estudio de la planta CST

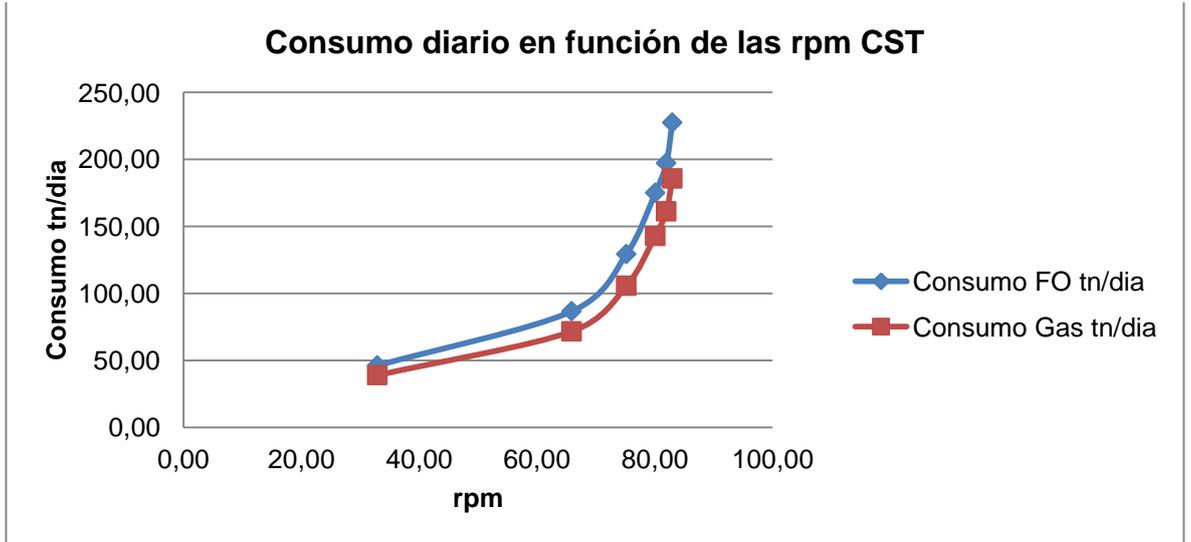
En la Tabla 6 se muestran los resultados obtenidos en cuanto al consumo específico, diario y horario de las dos calderas, y a diferentes cargas de la planta. En la Gráfica 1 se relaciona el consumo horario con las rpm, observándose que, en este tipo de plantas, a partir del 75,20 rpm, el consumo se dispara. Esto provoca que esta configuración de planta no sea tan rentable a altas cargas, disminuyendo la cantidad de gas transportada, ya que este tipo de barco no suele transportar un gran volumen de gas, como en las nuevas construcciones que transportan un volumen más elevado. Además, el consumo específico también se dispara a un régimen dado, como se ve en la Gráfica 3, en donde se muestra el consumo específico en función de la potencia. Se puede observar que la potencia óptima que origina el menor consumo específico es de 21.000 kW. Se concluye entonces que el consumo óptimo en estas plantas en relación con las rpm se sitúa en el 75 %.

Condición LOAD		MAX EVAP	MCR	100% NCR	75%	50%	25%
Revoluciones hélice	rpm	83,00	81,98	80,10	75,20	65,90	32,95
Potencia	kW	28000	27022,8	25200	21000	14000	7000
Consumo horario FO	kg/h	9466	8208	7282	5382	3604	1920
Consumo horario Gas	kg/h	7732	6704	5948	4396	2978	1618
Consumo Especifico FO	g/kWh	338,07	303,74	288,97	256,29	257,4	274,3
Consumo Especifico Gas	g/kWh	276,14	248,09	236,03	209,33	212,7	231,1
Consumo FO diario	tn/día	227,18	196,99	174,77	129,17	86,50	46,08
Consumo Gas diario	tn/día	185,57	160,90	142,75	105,50	71,47	38,83

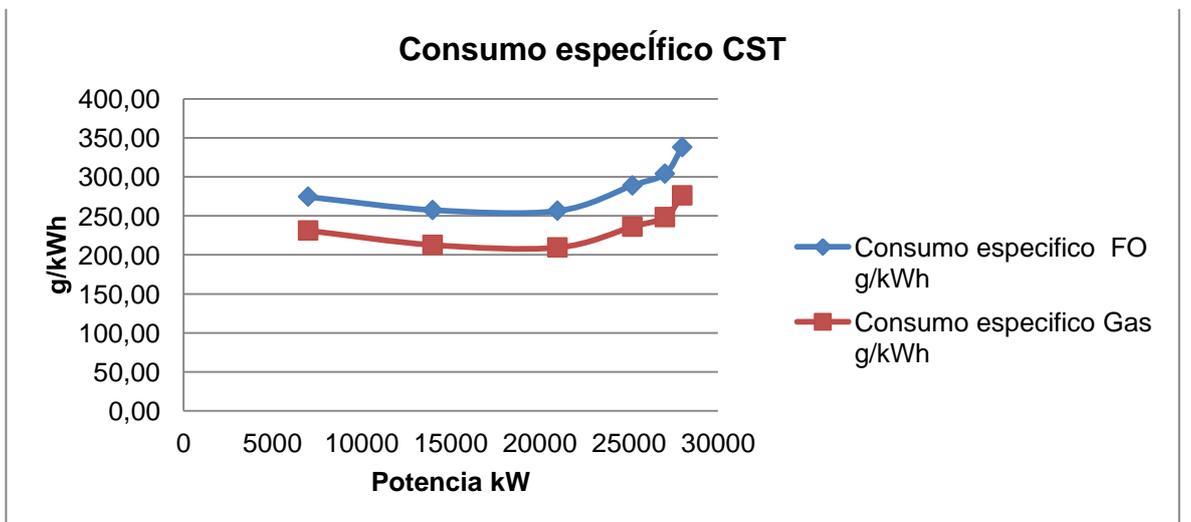
Tabla 6: Resultados obtenidos. Elaboración propia.



Gráfica 1: Consumo horario en función de las rpm CST. Elaboración propia.



Gráfica 2: Consumo diario en función de las rpm CST. Elaboración propia.



Gráfica 3: Consumo específico en función de la potencia (CST). Elaboración propia.

4.2. Planta propulsora de turbina con recalentamiento (UST)

4.2.1. Datos proporcionados por el fabricante

La Tabla 7 (UST Oil Firing) se refiere al modo de combustión quemando fuel oil.

PLANTA PROPULSORA DE TURBINAS CON RECALENTAMIENTO INTERMEDIO								
OIL FIRING								
Condition LOAD			MAX EVAP	MCR	100% NCR	75%	50%	25%
Evaporation	SH Steam	kg/h	55000	50000	45000	33750	22500	12250
	RH Steam	kg/h	44000	40000	36000	27000	18000	9800
Steam Pressure	Drum	bar	113,1	109,9	107,9	104,5	102,3	100,8
	SH Outlet	bar	100,3	100,3	100,3	100,3	100,3	100,3
Feed Water	ECO inlet	°C	138	138	138	138	138	138
	SH Inlet	°C	284	282	281	279	277	277
Steam Temperature	SH Outlet	□C	560	560	560	560	545	520
	DSH Outlet	□C	291	287	287	287	287	287
Eficiencia	(HHV Base)	%	88,5	88,6	88,6	88,4	88,3	87,1
Calorific Value	HHV	kcal/kg	10280	10280	10280	10280	10280	10280
	LHV	kcal/kg	9713	9713	9713	9713	9713	9713
Fuel Consumption		kg/h	4623	4203	3783	2837	1891	1030
Evaporation Ratio			11,9	11,9	11,9	11,9	11,9	11,9
Excess Air Rate		%	10	10	10	12,5	19,2	36
O2 Rate		%	1,9	1,9	1,9	2,3	3,4	5,6
Combustion Air Flow		kg/h	69502	61900	54920	41510	29450	19205
Flue Gas Flow		kg/h	74125	66103	58703	3161	31341	20235
Eco Outlet Gas Temp.		°C	176	171	167	160	156	181
Air Temp.	FDf Outlet	°C	40	40	40	40	40	40
	SAH Outlet	°C	120	120	120	120	120	120
Total Draft Loss		mmAq	477	358	282	161	81	30

Power	kW	26000	25093	23400	19500	13000	6500
Propeller revolutions	rpm	77,10	74,41	69,39	57,83	38,55	19,28
Specific consumption one boiler	g/kWh	355,62	335,00	323,33	290,97	290,9	316,92

Tabla 7: UST Oil Firing. Fuente: Fabricante.

La Tabla 8 (UST Gas Firing) se refiere a la planta propulsora quemando gas.

PLANTA PROPULSORA DE TURBINAS CON RECALENTAMIENTO INTERMEDIO								
GAS FIRING								
Condicion LOAD			MAX EVAP	MCR	100% NCR	75%	50%	25%
Evaporation	SH Steam	kg/h	55000	50000	45000	33750	22500	12250
	RH Steam	kg/h	44000	40000	36000	27000	18000	9800
Steam Pressure	Drum	bar	113,1	109,9	107,9	104,5	102,3	100,8
	SH Outlet	bar	101,3	101,3	101,3	101,3	101,3	101,3
Feed Water	ECO inlet	°C	138	138	138	138	138	138
	SH Inlet	°C	284	282	281	279	277	277
Steam Temperature	SH Outlet	°C	515	515	515	515	501	471
	DSH Outlet	°C	291	287	287	287	287	287
Eficiencia	(HHV Base)	%	84	84,2	84,2	84,1	83,6	81,7
Calorific Value	HHV	kcal/kg	13270	13270	13270	13270	13270	13270
	LHV	kcal/kg	11950	11950	11950	11950	11950	11950
Fuel Consumption		kg/h	3582	3256	2930	2198	1465	797,7
Evaporation Ratio			15,4	15,4	15,4	15,4	15,4	15,4
Excess Air Rate		%	10	10	10	12,5	19,2	36
O2 Rate		%	1,9	1,9	1,9	2,3	3,4	5,6
Combustion Air Flow		kg/h	71390	61900	54920	41510	29450	18930
Flue Gas Flow		kg/h	74972	65156	57850	43708	30915	19728
Eco Outlet Gas Temp.		°C	179	173	170	163	159	185
Air Temp.	FD Outlet	°C	40	40	40	40	40	40
	SAH Outlet	°C	120	120	120	120	120	120
Total Draft Loss		mmAq	497	373	294	268	87	33
Power		kW	26000	25093	23400	19500	13000	6500

Propeller revolutions	rpm	77,1	74,4	69,4	57,8	38,6	19,3
Specific consumption one boiler	g/kWh	275,5	259,5	250,4	225,4	225,4	245,4

Tabla 8: UST Gas Firing. Fuente: Fabricante.

4.2.2. Resultados obtenidos del estudio de la planta UST

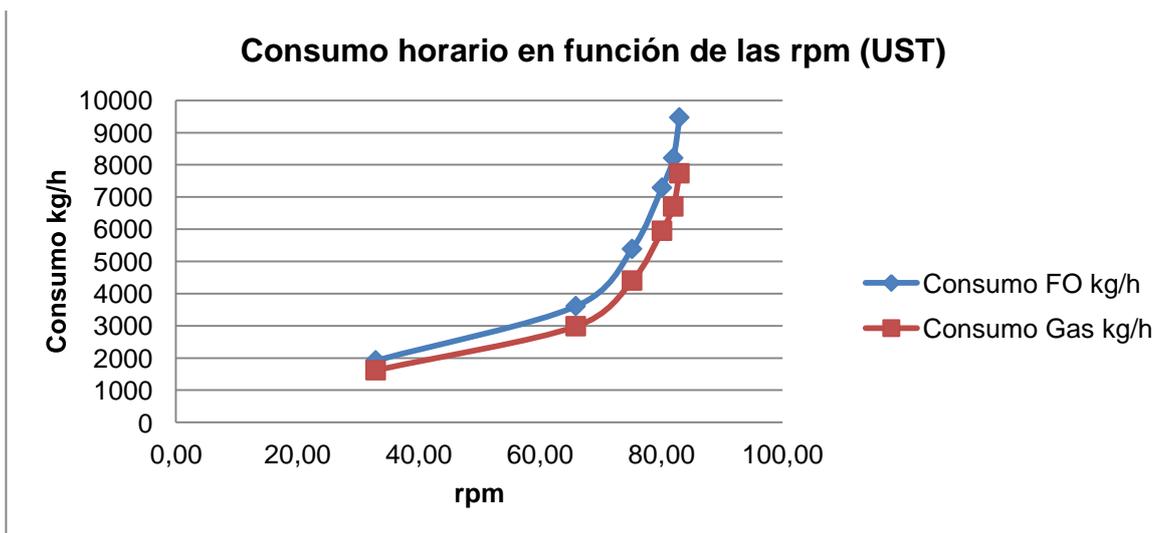
En la Tabla 9 se muestran los resultados obtenidos para la planta UST con relación a los consumos totales de las dos calderas UST, consumo específico y diario total entre las dos calderas a distintas cargas. En la Gráfica 4, consumo horario en función de las rpm, se aprecia cómo en este tipo de plantas a partir de 57,8 rpm el consumo se dispara, haciendo que esta planta no sea tan rentable a altas cargas, disminuyendo la cantidad de gas transportada, algo a tener en cuenta ya que este tipo de barco no suele transportar un gran volumen de gas como las nuevas construcciones. Además, el consumo específico también se dispara en las mismas vueltas como se ve en la Gráfica 6 de consumo específico en función de la potencia, donde se ve que se desarrolla una potencia de 19.500 kW, que representa la potencia óptima de navegación, en relación con el consumo de combustible específico.

Se concluye que el óptimo de consumo de estas plantas en relación con las rpm de la hélice se encuentra en el 75%.

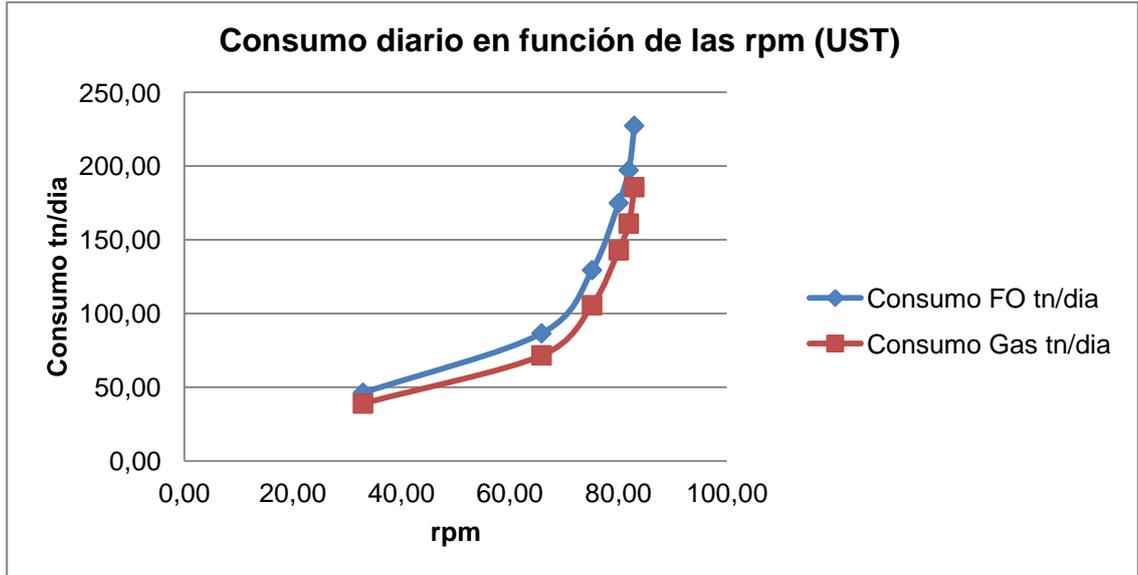
Consumos totales 2 calderas de la planta de turbinas con recalentamiento intermedio							
Condición LOAD		MAX EVAP	MCR	100% NCR	75%	50%	25%
Revoluciones hélice	rpm	77,1	74,4	69,4	57,8	38,6	19,3
Potencia	kW	26000	25093	23400	19500	13000	6500
Consumo horario FO	kg/h	9246	8406	7566	5674	3782	2060

Consumo horario Gas	kg/h	7164	6512	5860	4396	2930	1595,4
Consumo Específico FO	g/kWh	711,23	670,00	646,67	581,95	581,85	633,85
Consumo Específico Gas	g/kWh	551,08	519,04	500,85	450,87	450,77	490,89
Consumo FO diario	tn/día	221,90	201,74	181,58	136,18	90,77	49,44
Consumo Gas diario	tn/día	171,94	156,29	140,64	105,50	70,32	38,29

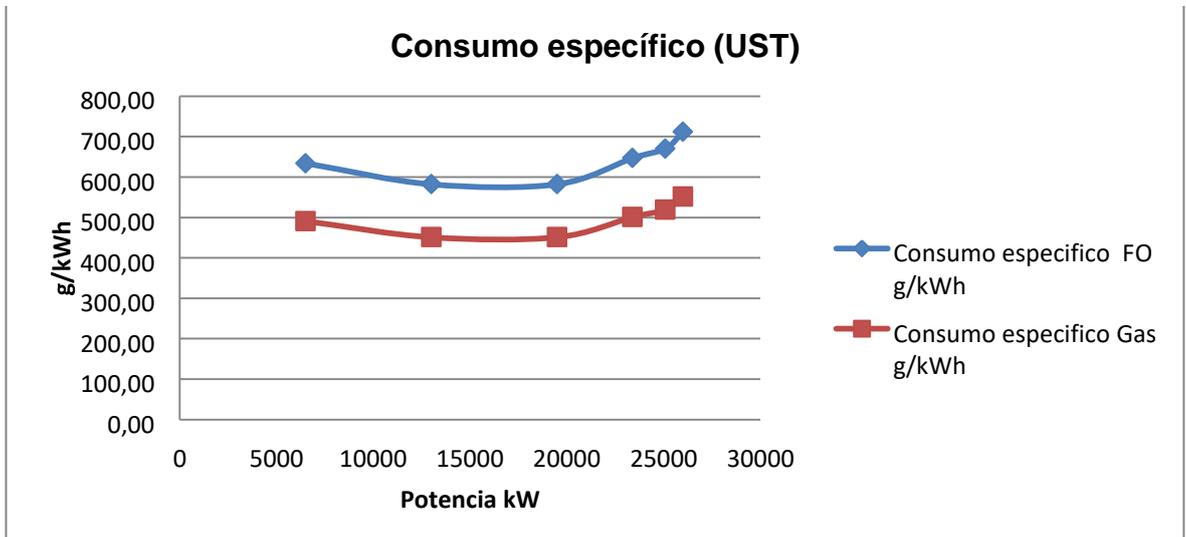
Tabla 9: Resultados obtenidos para la planta UST. Elaboración propia.



Gráfica 4: Consumo horario en función de las rpm (UST). Elaboración propia.



Gráfica 5: Consumo diario en función de las rpm (UST). Elaboración propia.



Gráfica 6: Consumo específico en función de la potencia (UST). Elaboración propia.

4.3. Planta propulsora de motores Dual Fuel-Diésel Eléctrico

4.3.1. Datos proporcionados por el fabricante

En la Tabla 10, datos generales en modo MDO de consumo y resultados del motor 9L50DF y Tabla 11, datos generales en modo GAS de consumo y resultados del motor 9L50DF, proporcionadas por el fabricante, se han añadido los cálculos del consumo diario, con los motores funcionando en modo fuel. En la Tabla 12, datos generales en modo MDO de consumo y resultados del motor 125VDF y Tabla 13, datos generales en modo GAS de consumo y resultados del motor 12V50DF, con los motores funcionando en modo GAS, para el cálculo final del viaje del estudio.

Datos Generales de consumos 9L50DF					
Modo MDO	Unidades	1	2	3	4
Carga	%	100	75	50	25
Fuel		MDO	MDO	MDO	MDO
Potencia nominal	kW	8550	6413	4275	2138
Velocidad	rpm	514	514	514	514
Potencia del generador	kW	8395	6266	4136	2005
Consumo horario de fuel oil	kg/h	1672	1251	853	473
Consumo específico de fuel oil	g/kWh	195,9	195,26	201,49	220,75
Consumo de la pilot de fuel	kg/h	2,67	3,66	6,93	10,47
Consumo diario de pilot de fuel	kg/día	64,08	87,84	166,32	251,28
Consumo diario fuel oil	tn/día	40,13	30,02	20,47	11,35
Consumo diario total	tn/día	40,19	30,11	20,64	11,60

Tabla 10: Datos generales en modo MDO de consumo y resultados del motor 9L50DF. Fuente: Fabricante.

Datos Generales de consumos 9L50DF					
Modo Gas	Unidades	1	2	3	4
Carga	%	100	75	50	25
Fuel		GAS	GAS	GAS	GAS
Potencia nominal	kW	8550	6413	4275	2138
Velocidad	rpm	514	514	514	514
Potencia del generador	kW	8395	6266	4136	2005
Consumo horario de gas	kg/h	1830	1332	1008	648
Consumo específico de fuel oil	g/kWh	-	-	-	-
Consumo de la pilot de fuel	kg/h	3,63	4,49	6,83	10,81
Consumo diario de pilot de fuel	kg/día	87,12	107,76	163,92	259,44
Consumo diario Gas	tn/día	43,92	31,97	24,19	15,55
Consumo diario total	tn/día	44,01	32,08	24,36	15,81

Tabla 11: Datos generales en modo GAS de consumo y resultados del motor 9L50DF. Fuente: Fabricante.

Datos Generales de consumos 12V50DF					
Modo MDO	Unidades	1	2	3	4
Carga	%	100	75	50	25
Fuel		MDO	MDO	MDO	MDO
Potencia nominal	kW	11400	8550	5700	2850
Velocidad	rpm	514	514	514	514
Potencia del generador	kW	11219	8388	5551	2709
Consumo horario de fuel Oil	kg/h	2208,3	1651,3	1127	609,4
Consumo específico de fuel oil	g/kWh	194,58	194,48	199,36	216,16
Consumo de la pilot de fuel	kg/h	3,91	5,37	9,14	14,06
Consumo diario de pilot de fuel	kg/día	93,84	128,88	219,36	337,44
Consumo diario fuel oil	tn/día	53,00	39,63	27,05	14,63
Consumo diario total	tn/día	53,09	39,76	27,27	14,96

Tabla 12: Datos generales en modo MDO de consumo y resultados del motor 125VDF. Fuente: Fabricante

Datos Generales de consumos 12V50DF					
Modo Gas	Unidades	1	2	3	4
Carga	%	100	75	50	25
Fuel		GAS	GAS	GAS	GAS
Potencia nominal	kW	11400	8550	5700	2850
Velocidad	rpm	514	514	514	514
Potencia del generador	kW	11219	8388	5551	2709
Consumo horario de gas	kg/h	2442	1776	1332	858
Consumo específico de fuel oil	g/kWh	-	-	-	-
Consumo de la pilot de fuel	kg/h	5,12	5,99	10,25	15,63
Consumo diario de pilot de fuel	kg/día	122,88	143,76	246,00	375,12
Consumo diario Gas	tn/día	58,61	42,62	31,97	20,59
Consumo diario total	tn/día	58,73	42,77	32,21	20,97

Tabla 13: Datos generales en modo GAS de consumo y resultados del motor 12V50DF. Fuente: Fabricante.

4.3.2. Resultados obtenidos del estudio para los motores

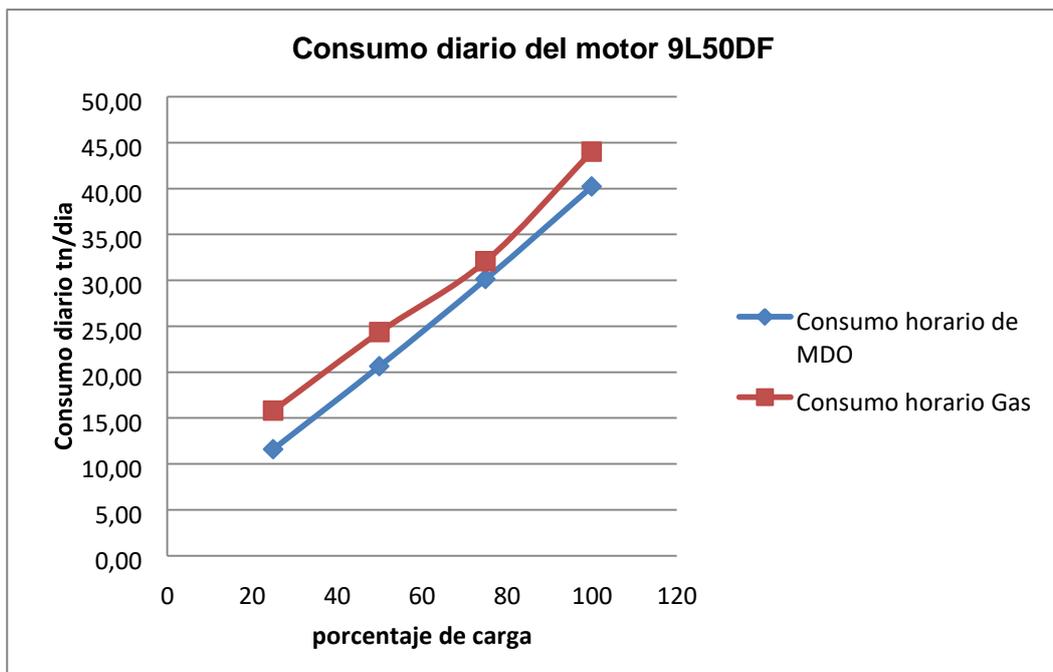
Los resultados del consumo diario total, que es el resultado de la suma del consumo de gas más la inyección piloto de diésel en el cilindro se ha comparado en las siguientes graficas:

- Gráfica 7: Consumo diario total del motor en función de la carga 9L50DF
- Gráfica 8: Consumo diario total del motor según la carga 12V50DF.

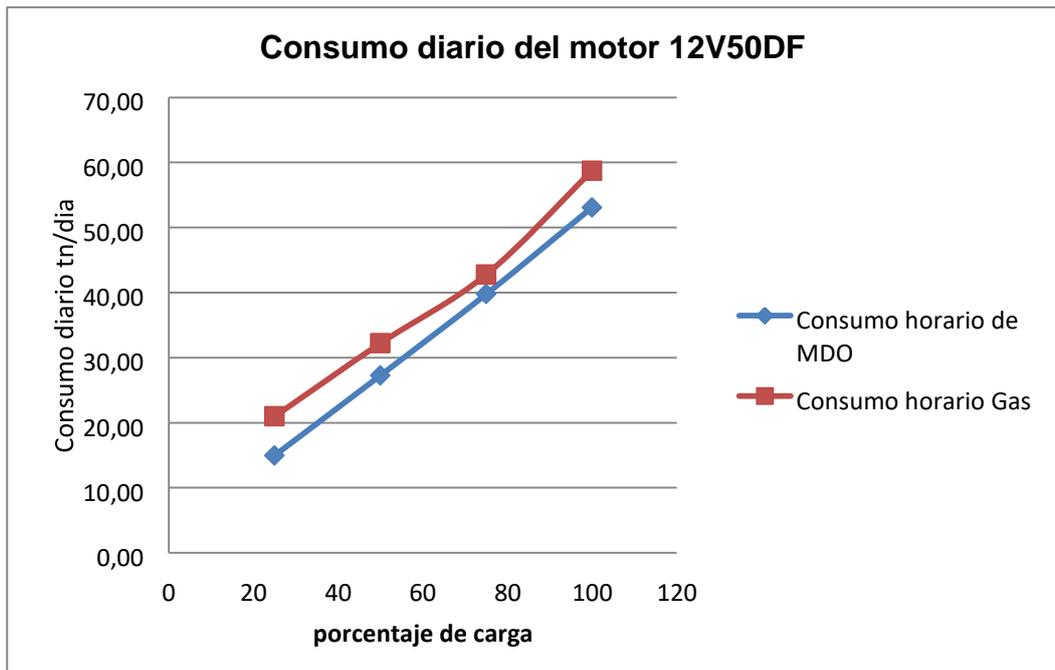
En estas gráficas se observa que tanto para el motor 9L59DF como para el motor 12V50DF, el consumo óptimo diario se encuentra en el 80% de carga, a partir del cual el consumo se dispara, provocando un consumo excesivo para la potencia deseada para la navegación que aproximadamente es del valor de 27500 kW para la velocidad de 19 nudos requerida por el chárter, lo que



supone llevar en marcha dos motores 12V50DF y el 9L50DF. Esta configuración de motores depende en gran parte de la disponibilidad operativa de los motores para estar en funcionamiento. El jefe de máquinas elige la configuración de los motores que debemos llevar en marcha, normalmente es una que pueda llevar dos de los tres motores 12V50DF, a los que están conectados los dos economizadores para producir vapor saturado para servicios auxiliares, prescindiendo así del uso de las calderas auxiliares para la generación de vapor y el aumento de la eficiencia de la planta al aprovechar los recursos ofrecidos para reducir las horas de equipos y aprovechar el calor residual de los escapes.



Gráfica 7: Consumo diario total del motor en función de la carga 9L50DF. Elaboración propia.



Gráfica 8: Consumo diario total del motor en función de la carga 12V50DF. Elaboración propia.

4.4. Planta propulsora de motores duales de inyección de gas MAN (MEGI)

4.4.1. Datos proporcionados por el fabricante

En las tablas Tabla 14 (7G70ME-C-GI9.2 Datos de funcionamiento y consumo del motor 7G70ME-C-GI9.2 en modo diésel) y Tabla 15 (7G70ME-C-GI9.2 Datos de funcionamiento y consumo del motor 7G70ME-C-GI9.2 en modo gas), se muestra una fila con el cálculo del consumo horario para el caso de estudio de este trabajo.

Datos Generales de consumos 7G70ME-C-GI9.2							
Modo MDO	Uds.	1	2	3	4	5	6
Carga	%	100	100	72,7	75	50	25
		SMCR	OMCR	SMCR	OMCR	OMCR	OMCR

Velocidad	rpm	76	70	68	64	56	44	
Potencia de freno	kW	18827	15211	13687	11985	7606	3803	
Pmax.	bar	185	175	162	145	121	97	
Pcomp.	bar	165	139	128	108	82	65	
Consumo Especifico de Fuel Oil	g/kWh	171	168	168	170	177	188	
Consumo de Fuel Oil horario	kg/h	3224	2554	2298	2041	1347	714	
Consumo de Fuel Oil diario	tn/día	77	61	55	49	32	17	
Temperatura Gases de Escape	Sal. Cilindro	°C	347	308	297	278	248	189
	Antes T/C		413	369	358	339	317	249
	Después T/C		224	208	204	205	229	199
Velocidad de T/C	No. 1	rpm	16280	14732	14182	13114	9850	5960
	No. 2		16230	14720	14153	13109	9880	5970
	Media		16255	14726	141687	13112	9865	5965
Aire de barrido	°C	40	36	34	33	32	35	
	bar	3	2	2	2	1	0	
Temperatura entrada de agua dulce	°C	30	28	27	26	25	25	
Condiciones de la sala de maquinas	°C	23	22	21	21	21	20	
	%	39	57	37	37	37	37	
	mbar	1018	1018	1018	1018	1018	1018	

Tabla 14: 7G70ME-C-GI9.2 Datos de funcionamiento y consumo del motor 7G70ME-CGI9.2 en modo diésel. Fuente: Fabricante.

Datos Generales de consumos 7G70ME-C-GI9.2							
Modo GAS	Uds.	1	2	3	4	5	6
Carga	%	100	100	72,7	75	50	25

		SMCR	OMCR	SMCR	OMCR	OMCR	OMCR	
Velocidad	rpm	76	70	68	64	56	44	
Potencia de freno	kW	18827	15211	13687	11985	7606	3803	
Pmax.	bar	185	175	162	145	121	97	
Pcomp.	bar	165	139	128	108	82	65	
Consumo Especifico de Fuel Oil	g/kWh	171	168	168	170	177	188	
Consumo de Fuel Oil horario	kg/h	3224	2554	2298	2041	1347	714	
Consumo de Fuel Oil diario	tn/día	77	61	55	49	32	17	
Temperatura de Gases Escape	Sal. Cilindro	°C	347	308	297	278	248	
	Antes T/C		413	369	358	339	317	249
	Después T/C		224	208	204	205	229	199
Velocidad de T/C	No. 1	rpm	16280	14732	14182	13114	9850	
	No. 2		16230	14720	14153	13109	9880	
	Media		16255	14726	141687	13112	9865	
Aire de barrido	°C	40	36	34	33	32	35	
	bar	3	2	2	2	1	0	
Temperatura de entrada de agua dulce	°C	30	28	27	26	25	25	
Condiciones de la sala de maquinas	°C	23	22	21	21	21	20	
	%	39	57	37	37	37	37	
	mbar	1018	1018	1018	1018	1018	1018	

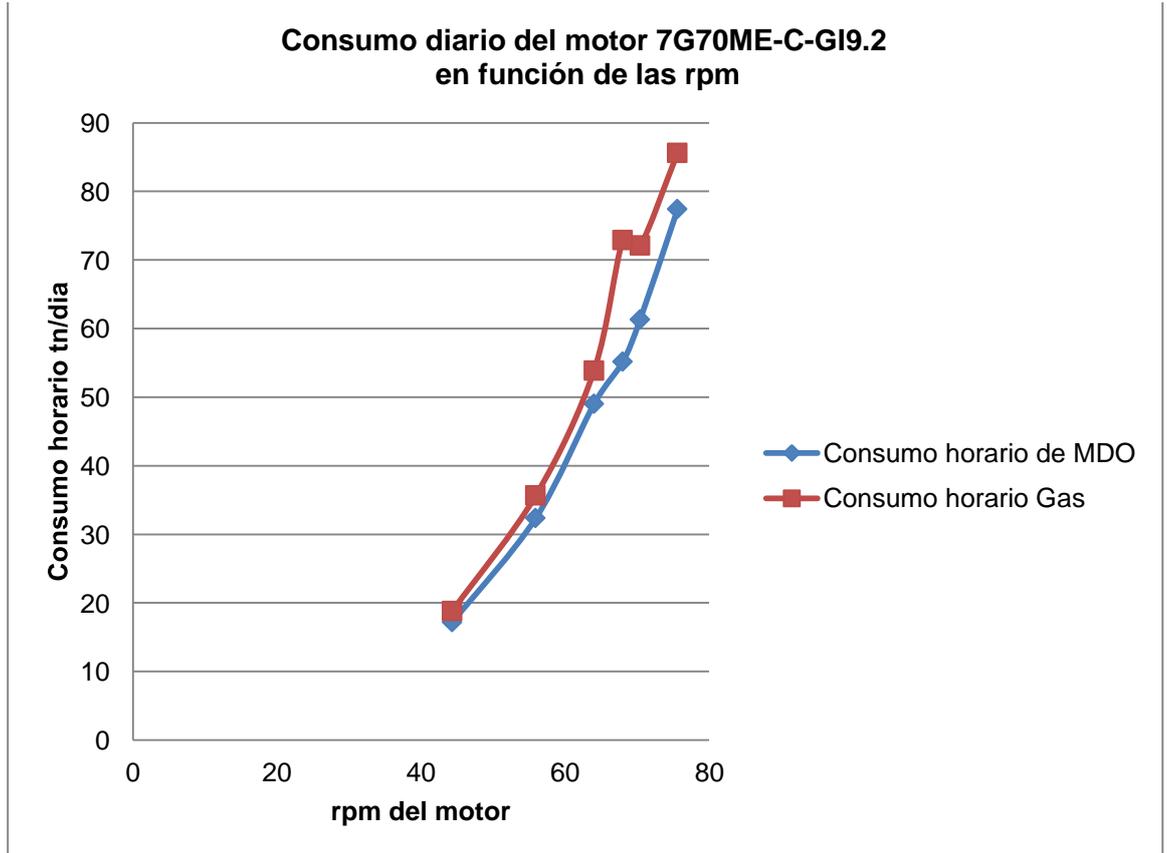
Tabla 15: 7G70ME-C-GI9.2 Datos de funcionamiento y consumo del motor 7G70ME-CGI9.2 en modo gas. Fuente: Fabricante.



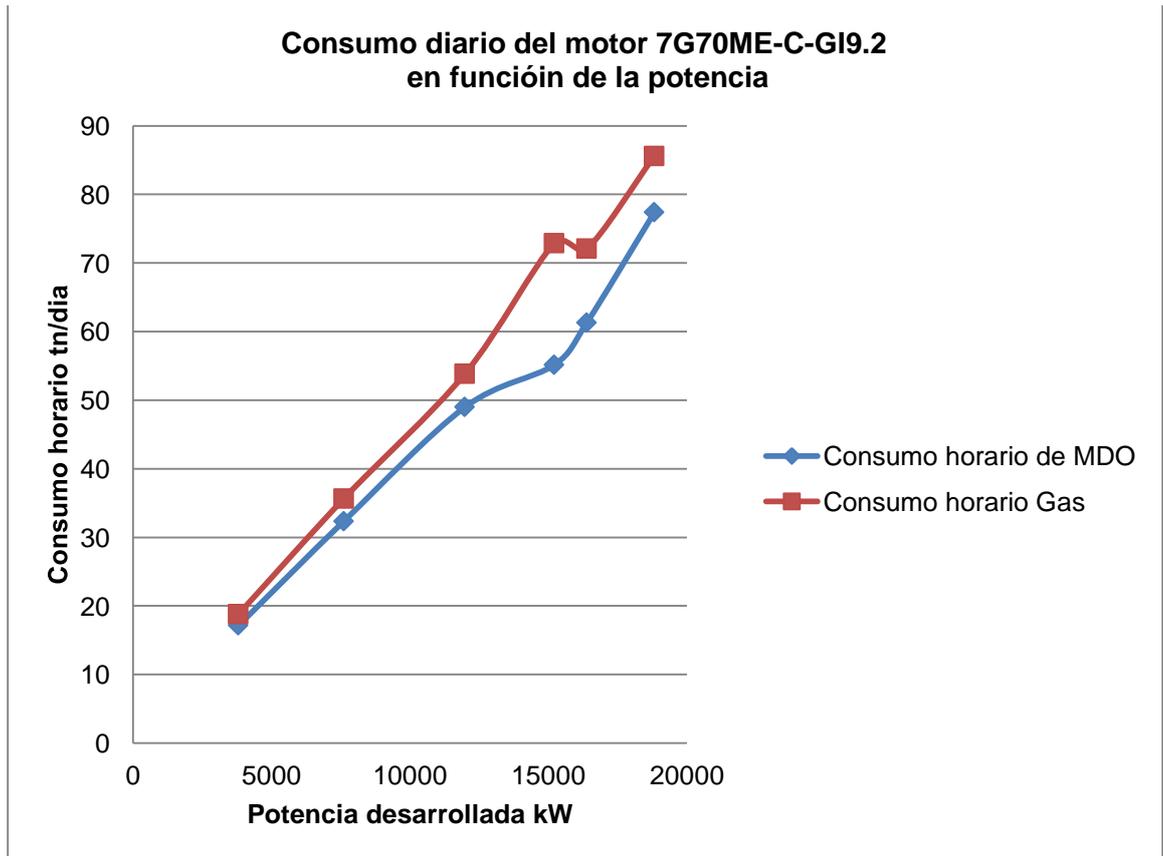
4.4.2. Resultados obtenidos del estudio para los motores de propulsión

En la Gráfica 9 (Consumo diario del motor 7G70ME-C-GI9.2 en función de las rpm) existe un consumo diario de unos 140 Tm de gas natural entre los dos motores, en función de las rpm de la hélice. Se observa que, el punto óptimo de consumo de combustible está en las 70 rpm desarrollando una potencia aproximada de 16400 kW, como se ve en la Gráfica 10 (Consumo diario del motor 7G70ME-C-GI9.2 en función de la potencia), apta para llegar a la velocidad de chárter de 19 nudos. La potencia requerida para la velocidad de chárter puede depender de factores externos a la planta como puede ser las condiciones climáticas, requiriendo mayor o menor potencia.

El consumo de esta planta también puede variar, dependiendo de la energía eléctrica de la que precisemos. Se puede navegar con el generador de cola acoplado al eje principal de propulsión, o con los motores auxiliares en marcha dependiendo de la disponibilidad operativa de los equipos para la navegación, o del consumo que tengamos con la puesta en marcha del alternador de cola o los motores auxiliares.



Gráfica 9: Consumo diario del motor 7G70ME-C-GI9.2 en función de las rpm. Elaboración propia.



Gráfica 10: Consumo diario del motor 7G70ME-C-GI9.2 en función de la potencia. Elaboración propia.

4.5. Planta propulsora STaGE

En el apartado dedicado a esta planta se ha dividido en dos secciones debido a los dos tipos de propulsión de las que dispone.

4.5.1. Datos proporcionados por el fabricante para las calderas MBR1E

A continuación, se muestran Tabla 16 (Datos de funcionamiento en modo FO de la planta STaGE) y Tabla 17 (Datos de funcionamiento en modo GAS de la planta STaGE) indicando los datos de funcionamiento y el consumo por caldera, además de la potencia desarrollada por la turbina MR21-II.

Planta propulsora STaGE								
OIL FIRING								
Condicion LOAD			MAX EVAP	MCR	100% NCR	75%	50%	25%
Evaporation	SH Steam	kg/h	40000	36364	30000	22500	15000	8500
	RH Steam	kg/h	32000	29091	24000	18000	12000	6800
Steam pressure	Drum	bar	113,1	109,9	107,9	104,5	102,3	100,8
	SH Outlet	bar	100,3	100,3	100,3	100,3	100,3	100,3
Feed Water	ECO inlet	°C	138	138	138	138	138	138
Steam Temperature	RH Inlet	°C	345	345	345	345	345	345
	SH Outlet	°C	560	560	560	560	545	520
	RH Outlet	°C	560	560	560	560	545	520
Efficiency	(HHV Base)	%	88,5	88,6	88,6	88,4	88,3	87,1
Calorific Value	HHV	kcal/kg	10280	10280	10280	10280	10280	10280
	LHV	kcal/kg	9713	9713	9713	9713	9713	9713
Fuel Consumption		kg/h	2908	2772	2246	1638	1078	589
Evaporation Ratio			13,8	13,1	13,4	13,7	13,9	14,4
Excess Air Rate		%	10	10	10	12,5	19,2	36
O2 Rate		%	1,9	1,9	1,9	2,3	3,4	5,6
Combustion Air Flow		kg/h	43719	41809	33878	25266	17623	10990
Flue Gas Flow		kg/h	46627	44581	36124	26904	18701	11579
Eco Outlet Gas Temp.		°C	176	171	167	160	156	181
Air Temp.	FDF Outlet	°C	40	40	40	40	40	40

	SAH Outlet	°C	120	120	120	120	120	120
Total Draft Loss	mmAq		477	358	282	161	81	30
Power	kW		12450	12015	10085	9338	6225	3113
Propeller speed	rpm		74	71,41	66,6	55,5	37	18,5
Specific consumption	g/kWh		233,6	230,7	222,72	175,3	173,2	189,4

Tabla 16: Datos de funcionamiento en modo FO de la planta STaGE. Fuente: Fabricante.

Planta propulsora STaGE								
GAS FIRING								
Condicion LOAD			MAX EVAP	MCR	100% NCR	75%	50%	25%
Evaporation	SH Steam	kg/h	40000	36800	30000	22500	15000	7500
	RH Steam	kg/h	32000	29440	24000	17640	10260	3200
Steam pressure	Drum	bar	113,1	109,9	107,9	104,5	102,3	100,8
	SH Outlet	bar	100,3	100,3	100,3	100,3	100,3	100,3
Feed Water	ECO Inlet	°C	150	150	150	150	150	150
	ECO Outlet	°C	240	240	240	240	240	240
Steam Temperature	SH Outlet	°C	560	560	560	560	560	560
	RH Inlet	°C	360	360	360	360	360	360
	RH Outlet	°C	560	560	560	560	560	560
Eficiencia	(HHV Base)	%	88,1	88,4	88,5	88,4	87,9	81,7

Calorific Value	HHV	kcal/kg	13270	13270	13270	13270	13270	13270
	LHV	kcal/kg	11950	9713	9713	9713	9713	9713
Fuel Gas Consumption		kg/h	2253	2147	1687	1269	835	457
Evaporation Ratio			14,2	13,7	14,2	13,9	12,3	7,0
Excess Air Rate		%	10	10	10	12,5	19,2	36
O2 Rate		%	1,9	1,9	1,9	2,3	3,4	5,6
Combustion Air Flow		kg/h	42753	40636	31930	24565	17131	10677
Flue Gas Flow		kg/h	45006	42783	33617	25834	17966	11134
Eco Outlet Gas Temp.		°C	179	173	170	163	159	185
Air Temp.	FDF Outlet	°C	40	40	40	40	40	40
	SAH Outlet	°C	120	120	120	120	120	120
Total Draft Loss		mmAq	497	373	294	268	87	33
Potencia		kW	12450	12015	10085	9338	6225	3113
Numero de vueltas hélice		rpm	74	71,41	66,6	55,5	37	18,5
Consumo específico		g/kWh	180,96	178,7	167,29	135,9	134,2	146,7

Tabla 17: Datos de funcionamiento en modo GAS de la planta STaGE. Fuente: Fabricante.

4.5.2. Resultados obtenidos del estudio para las calderas

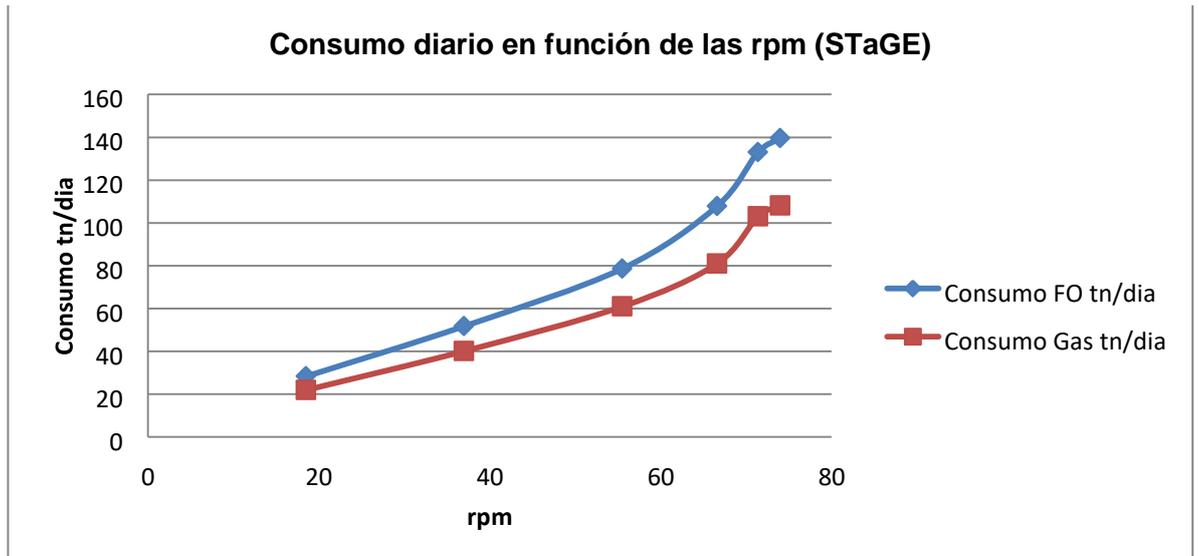
En la Tabla 18 (Resultado de los consumos para las dos calderas modelo MBR-1E de la planta STaGE), se calcula el consumo específico y diario total entre las dos calderas y cómo varía el consumo a diferentes cargas de la planta. En la Gráfica 11 (Consumo diario en función de las rpm STaGE), se ve cómo en este tipo de plantas a partir de 67 rpm el consumo en modo Fuel Oil se dispara como se observa en la Gráfica 12 (Consumo específico total de las 2 calderas STaGE) , haciendo que esta planta no sea tan rentable a altas cargas en este modo, pero si se encuentra un equilibrio entre el consumo y las rpm, cuando las calderas se encuentran en modo gas a las rpm óptimas para velocidad demandada por el chárter, que son aproximadamente unos 19

nudos, algo a tener en cuenta, ya que así no se reduce tanto la cantidad de gas transportada dando lugar a una mayor rentabilidad y beneficio. Además, el consumo específico también se dispara en el modo FO en las mismas vueltas como se ve en la gráfica consumo específico en función de la potencia, donde se aprecia que se desarrolla una potencia de 10.100 kW, que es la potencia óptima de navegación, en relación con el consumo de combustible específico.

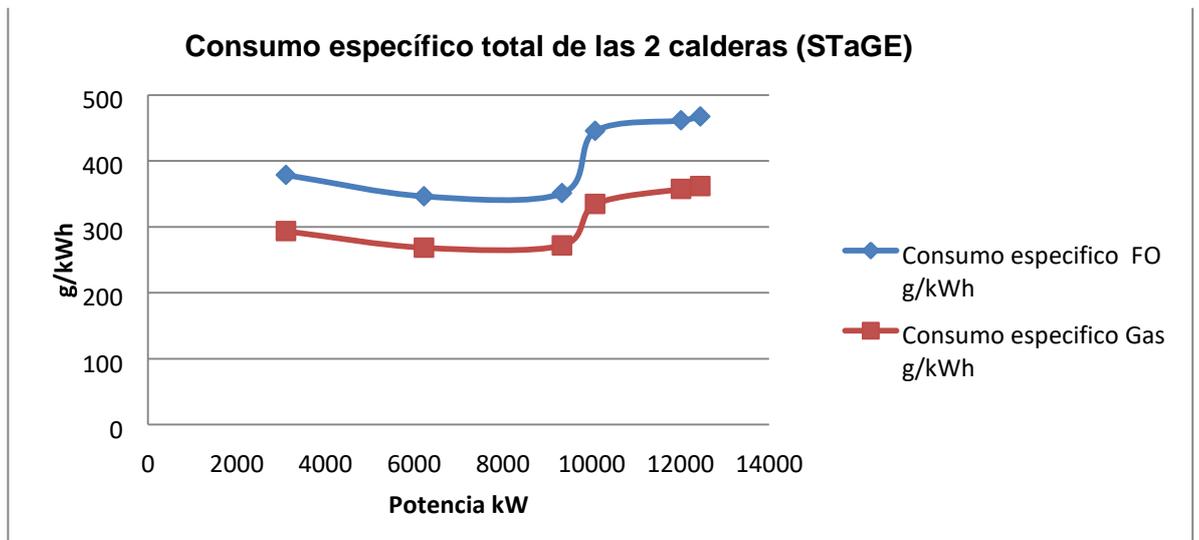
En las plantas de turbinas anteriores, se observa que tanto en el modo FO como en el modo Gas no son rentables, pero, sin embargo, al contar con una caldera de menor tamaño y menor caudal de evaporación, hace que en el modo Gas se encuentre un consumo óptimo para la navegación, por su bajo consumo. Concluyendo que el óptimo de consumo de estas plantas en relación con las rpm de la hélice se encuentra en el 100% de NCR, donde el consumo de gas diario ronda las 80 tn/día, un consumo muy bueno para las exigencias del chárter.

Consumos totales 2 calderas STaGE		MAX EVAP	MCR	100% NCR	75%	50%	25%
Revoluciones hélice	rpm	74	71	67	56	37	19
Potencia	kW	12450	12015	10085	9338	6225	3113
Consumo horario FO	kg/h	5816	5544	4492	3276	2156	1179
Consumo horario Gas	kg/h	4506	4294	3374	2538	1671	913
Consumo diario FO	tn/día	140	133	108	79	52	28
Consumo diario Gas	tn/día	108	103	81	61	40	22
Consumo Especifico FO	g/kWh	467	461	445	351	346	379
Consumo Especifico Gas	g/kWh	362	357	335	272	268	293

Tabla 18: Resultado de los consumos para las dos calderas modelo MBR-1E. Elaboración propia.



Gráfica 11: Consumo diario en función de las rpm (STaGE). Elaboración propia.



Gráfica 12: Consumo específico total de las 2 calderas (STaGE). Elaboración propia.

4.5.3. Datos proporcionados por el fabricante para los motores

En la Tabla 19 (Datos generales en modo MDO de consumo y resultados del motor 8L50DF) y Tabla 20 (Datos generales en modo MDO de consumo y resultados del motor 6L50DF) proporcionadas por el fabricante se han añadido los cálculos del consumo diario ,con los motores funcionando en modo fuel y en la Tabla 21 (Datos generales en modo GAS de consumo y resultados del motor 8L50DF) y Tabla 22 (/Datos generales en modo GAS de consumo y resultados del motor 6L50DF) , para el cálculo final del viaje del estudio.

Datos Generales de consumos 8L50DF					
Modo MDO	Unidades	1	2	3	4
Carga	%	100	75	50	25
Fuel		MDO	MDO	MDO	MDO
Potencia nominal	kW	7800	5850	2925	713
Velocidad	rpm	514	514	514	514
Potencia del generador	kW	7658	5715	2830	668
Consumo horario de fuel Oil	kg/h	1486	1112	759	420
Consumo específico de fuel oil	g/kWh	189,1	187,2	201,7	215,63
Consumo de la pilot de fuel	kg/h	2,15	3,23	5,78	8,45
Consumo diario de pilot de fuel	kg/día	51,60	77,52	138,72	202,80
Consumo diario fuel oil	tn/día	35,66	26,69	18,22	10,08
Consumo diario total	tn/día	35,72	26,77	18,35	10,28

Tabla 19: Datos generales en modo MDO de consumo y resultados del motor 8L50DF. Fuente: Fabricante

Datos Generales de consumos 8L50DF					
Modo GAS	Unidades	1	2	3	4
Carga	%	100	75	50	25
Fuel		GAS	GAS	GAS	GAS
Potencia nominal	kW	7800	5850	2925	713
Velocidad	rpm	514	514	514	514
Potencia del generador	kW	7658	5715	2830	668
Consumo horario de gas	kg/h	1627	1184	896	576
Consumo específico de fuel oil	g/kWh	-	-	-	-
Consumo de la pilot de fuel	kg/h	4,72	6,87	9,24	13,78
Consumo diario de pilot de fuel	kg/día	113,28	164,88	221,76	330,72
Consumo diario fuel oil	tn/día	39,05	28,42	21,50	13,82
Consumo diario total	tn/día	39,16	28,58	21,73	14,15

Tabla 20: Datos generales en modo GAS de consumo y resultados del motor 8L50DF. Fuente: Fabricante.

Datos Generales de consumos 6L50DF					
Modo MDO	Unidades	1	2	3	4
Carga	%	100	75	50	25
Fuel		MDO	MDO	MDO	MDO
Potencia nominal	kW	5850	4388	2194	713
Velocidad	rpm	514	514	514	514
Potencia del generador	kW	5744	4287	2122	668
Consumo horario de fuel Oil	kg/h	1115	834	569	315
Consumo específico de fuel oil	g/kWh	189,1	187,2	201,7	215,63
Consumo de la pilot de fuel	kg/h	1,95	2,56	4,96	7,64
Consumo diario de pilot de fuel	kg/día	46,80	61,44	119,04	183,36
Consumo diario fuel oil	tn/día	26,76	20,02	13,66	7,56
Consumo diario total	tn/día	26,81	20,08	13,78	7,74

Tabla 21: Datos generales en modo MDO de consumo y resultados del motor 6L50DF. Fuente: Fabricante.

Datos General		Consumos de consumos 6L50DF			
Modo GAS	Unidades	1	2	3	4
Carga	%	100	75	50	25
Fuel		GAS	GAS	GAS	GAS
Potencia nominal	kW	5850	4388	2194	713
Velocidad	rpm	514	514	514	514
Potencia del generador	kW	5744	4287	2122	668
Consumo horario de gas	kg/h	1220	888	672	432
Consumo específico de fuel oil	g/kWh	-	-	-	-
Consumo de la pilot de fuel	kg/h	4,10	6,25	8,67	12,05
Consumo diario de pilot de fuel	kg/día	98,40	150,00	208,08	289,20
Consumo diario fuel oil	tn/día	29,28	21,31	16,13	10,37
Consumo diario total	tn/día	29,38	21,46	16,34	10,66

Tabla 22: datos generales en modo GAS de consumo y resultados del motor 6L50DF. Fuente: Fabricante.

4.5.4. Resultados obtenidos del estudio para los motores

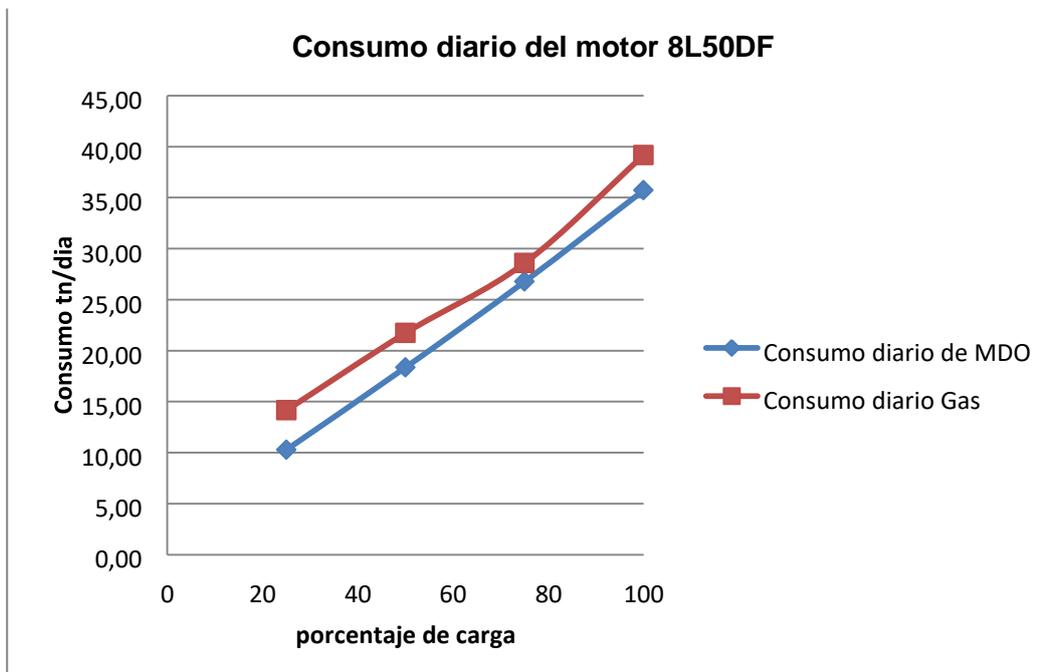
Los resultados del consumo diario total, que es el resultado de la suma del consumo de gas más la inyección piloto de diésel en el cilindro se ha comparado en las gráficas:

- Gráfica 13: Consumo diario en función de la carga del motor 8L50DF
- Gráfica 14: Consumo diario en función de la carga del motor 6L50DF

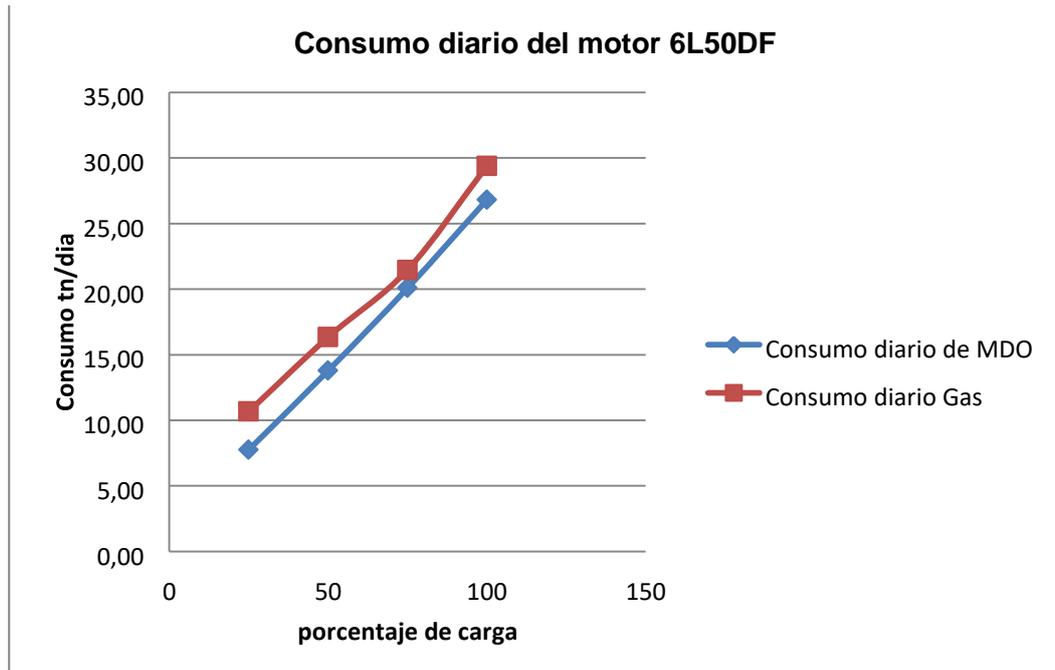
Se observa que tanto para el motor 8L50DF como para el motor 6L50DF el consumo óptimo diario se encuentra en el 80% de carga a partir del cual el consumo se dispara, provocando un consumo excesivo para la potencia deseada para la navegación, que aproximadamente es del valor de 11210 kW.



La configuración de los motores que debemos llevar en marcha es elegida por el Jefe de Máquinas según la cantidad de carga que necesitemos para la navegación, este tipo de planta es más eficiente cuando los motores están a alta carga debido al aprovechamiento que tienen los gases de escape en el economizador, los cuales calientan el agua de alimentación a las calderas, provocando que el agua llegue más caliente a la caldera, lo que permite un menor consumo en la caldera para la generación de vapor.



Gráfica 13: Consumo diario en función de la carga del motor 8L50DF. Elaboración propia.



Gráfica 14: Consumo diario en función de la carga del motor 6L50DF. Elaboración propia.

5. RESULTADOS FINALES

5.1. Resultados finales para un viaje de 25 días de navegación

Para establecer una comparación precisa de las plantas de cada tipo de barco se han tomado los cálculos de los consumos diarios de las diferentes plantas de propulsión para en un viaje desde Pampa Melchorita (Perú), puerto de carga, hasta Tongyeong (Corea del Sur), puerto de descarga, con una duración aproximada de 25 días y 11.789 millas náuticas de navegación.

Los resultados se muestran en las Tabla 23 (Consumos para un viaje de 25 días), de la cual se han elaborado los gráficos comparativos que muestran planta por planta el consumo.

En las tablas se ha indicado también el BOG (Boil Of Gas) diario estimado por el fabricante de los tanques, ya que es un aspecto relevante a tener en cuenta para el consumo de las plantas y para la economía del transporte de la carga, aspecto que puede reducir sustancialmente la cantidad de metano que se

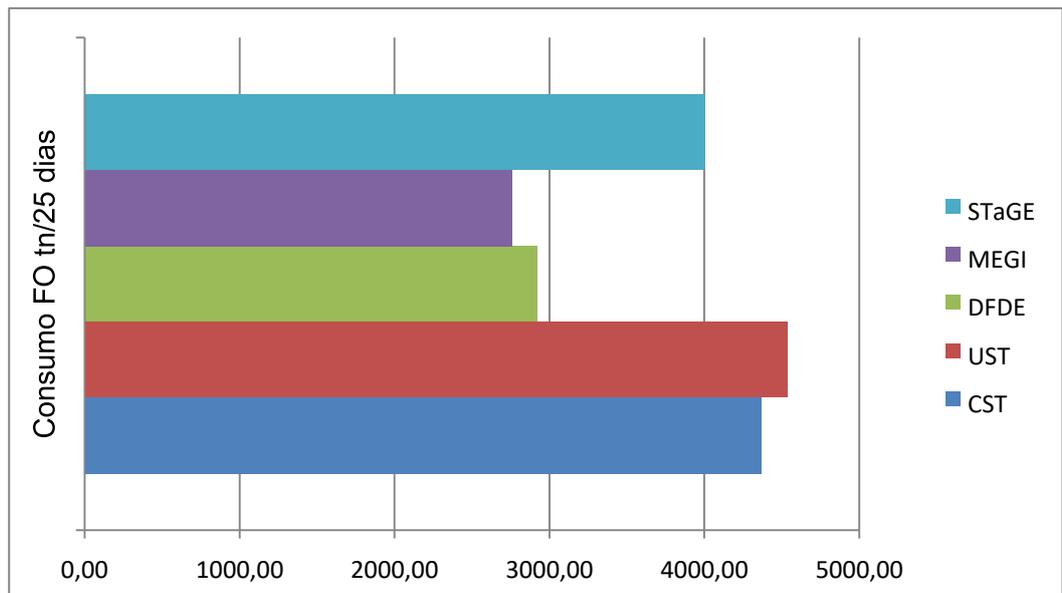
evapora en los tanques diariamente, para el consumo de la planta. Este aspecto es fundamental debido a que el control del BOG es necesario para tener la cantidad correcta de gas para alimentar la planta de propulsión, un exceso de BOG, aparte de incrementar el consumo también puede conllevar a la utilización de GCU (Gas Combustion Unit), en las plantas DFDE (Dual Fuel Diésel Eléctrico) o los MEGIS (Main Engine-Gas Injection). Este último puede relicuar el BOG que tenemos en exceso, lo que provoca un consumo excesivo y desperdicio del gas en el caso del DFDE, mientras que en las plantas de CST o UST, el exceso se quema en la caldera, en donde dependiendo de la carga que tenga la planta, el exceso de vapor se puede aliviar mediante una válvula de alivio o también llamada “Dumping valve” en inglés o, aumentar la carga de la planta, para así acortar el tiempo de viaje y reducir el exceso de gas que se evapora en los tanques, en tanto que la carga de la planta se reduce cuando no existe un exceso de BOG.

Planta	Potencia	Capacidad	Ejes	V	B.O.G.	Revs	Cons. FO	Cons. Gas
	kW	m ³		kt			rpm	kg/h
CST	21.200	138.000	1	19	0,15	75,2	7282	5948
UST	19.600	158.000	1	19	0,07	57,8	7566	5876
DFDE	27.486	173.400	2	19	0,15	74	4873	5800
MEGI	30.422	176.300	2	19	0,07	68	4596	6071
STaGE	10.410	180.000	2	19	0,07	66,6	6677	5717

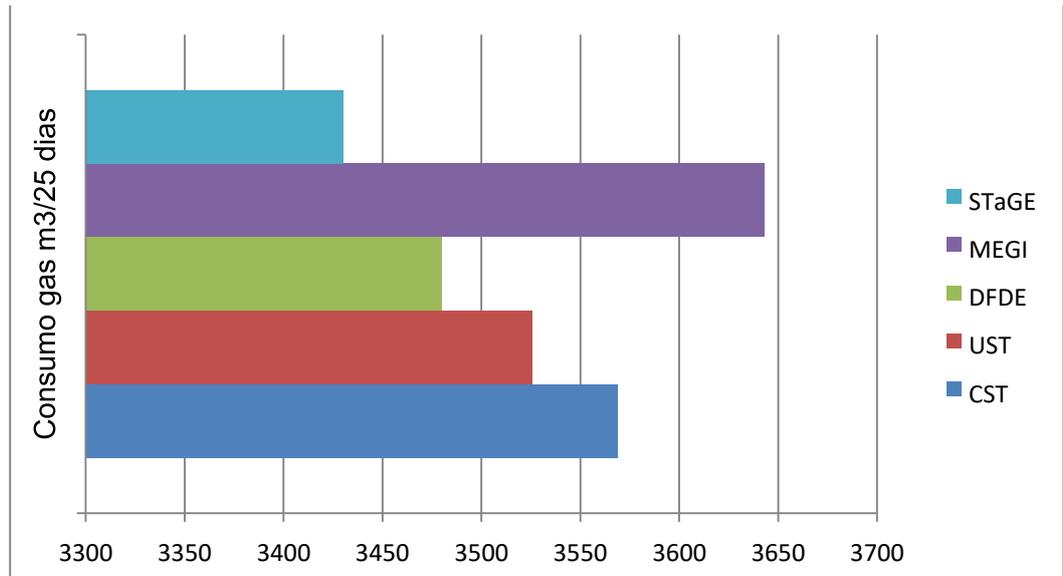
Planta	Cons. FO	Cons. Gas	Consumo FO	Cons Gas viaje	Eff. Term
	tn/d	m ³ /d	tn/25 días	m ³ /25 días	%
CST	174,77	142,75	4369,2	3568,8	32
UST	181,58	141,03	4539,6	3525,6	35
DFDE	116,95	139,21	2923,75	3480,25	36

MEGI	110,29	145,71	2757,49	3642,82	40
STaGE	160,24	137,2	4006	3430	42

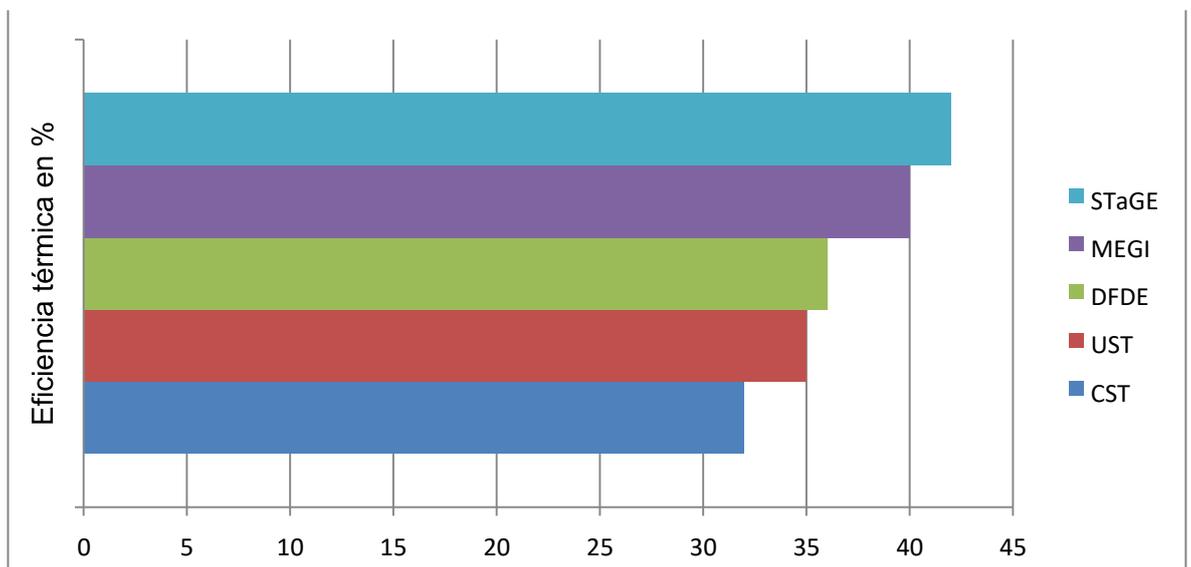
Tabla 23: Consumos para un viaje de 25 días. Elaboración propia.



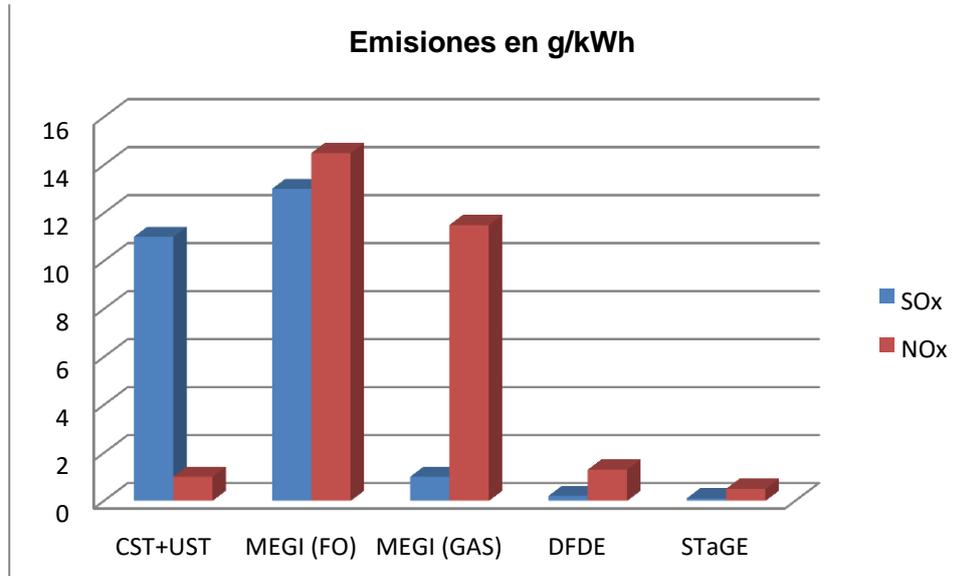
Gráfica 15: Consumo de FO en 25 días de travesía. Elaboración propia.



Gráfica 16: Consumo de Gas en 25 días de travesía. Elaboración propia.



Gráfica 17: Eficiencia térmica de las plantas. Elaboración propia.



Gráfica 18: Emisiones de las plantas propulsoras. Elaboración propia.

Combustible	DFDE	CST+UST	ME-GI	STaGE
LNG	IMO Tier III	IMO Tier III	IMO Tier II	IMO Tier II
MDO	IMO Tier II	IMO Tier II	IMO Tier II	IMO Tier II

Tabla 24: Comparación de normativa de emisiones. Elaboración propia.



6. Conclusiones de los resultados

Respecto al consumo, se puede decir que en la planta propulsora de motores de inyección de gas (MEGI) y los DFDE, son las plantas con mejores resultados, siendo los MEGIS las que mejor resultado tienen con un consumo total de 2.760 Tm de FO, siendo éste mucho mejor que los consumos ofrecidos por las plantas UST, CST y STaGE. No obstante, un viaje consumiendo este combustible conlleva un coste muy elevado para el chárter. Cabe decir aquí que, hoy en día, el FO está desapareciendo de los barcos debido a las estrictas normas que se están imponiendo sobre los buques, por sus supuestos altos índices de contaminación.

Por tanto, en comparación entre las diferentes plantas estudiadas la planta MEGI será considerada la de menor consumo de Fuel, estando seguida por la planta DFDE, STaGE, CST y por último la planta UST, siendo la de mayor consumo del combustible empleado, alcanzando un valor casi al doble que la planta MEGI, sobre las 4.540 Tm de Fuel.

En cuanto al consumo en modo GAS la planta con mejores resultados es la planta STaGE, con 3.430 m³ de gas en los 25 días. Esta planta por su consumo es superior al resto con la cantidad de gas que transporta que son alrededor de unos 180.00m³.

La mayoría de estos viajes se consumen gas, lo que hace que esta planta mejore las expectativas del resto, ya que a altas cargas proporciona una mayor eficiencia mientras aprovecha los gases de escape usando los economizadores.

Por último, respecto a la eficiencia, tanto la planta MEGI como la STaGE se puede decir que están a la par, aunque considerando que la planta STaGE tiene mayor aprovechamiento energético de los calores residuales generados por los gases de escape en el calentamiento del agua de alimentación a caldera. Esta planta también mejora con respecto a las plantas de CST y UST,



debido a varios factores como la capacidad de transporte de carga, consumos y su alta eficiencia.

Por tanto, en conclusión, para un viaje, en este caso en concreto de 25 días, con las características descritas a lo largo del trabajo y las diferentes plantas propulsoras de buques LNG que pueden ser utilizadas, se toma como mejor opción la planta propulsora con Turbinas de vapor y Motores Duales, es decir, la planta STaGE, considerándose una propulsión híbrida que permite obtener las mejores condiciones de consumo y eficiencia para un buque LNG que funcione a altas cargas. Dando lugar a una comparativa favorable respecto al resto de plantas propulsoras en cuanto al consumo de Fuel y especialmente de Gas, al rendimiento en altas cargas con regímenes óptimos de consumo, al aprovechamiento de los gases de escape y calor residual de las camisas del motor para el agua de alimentación y, por último, aportando una alta eficiencia térmica.

7. REFERENCIAS

7.1. Libros artículos y manuales

Vessel Operation Manual Hiunday Heavy Industries

“LNG Shipping Knowledge-Underpinning knowledge to the SIGTTO 2005 standards Volume 2 – Equipment- Witherbys Seamanship Publication”

Fundamentos de termodinámica técnica

Termodinámica Sexta edición Yunus A. Çengel Michael A.Boles

Kawasaki URA Turbine Catalogue

Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. Marine Machinery & Engine 2016

Mitsubishi Heavy Industries Technical Review Vol. 53 No. 2 (June 2016)

Mitsubishi Heavy Industries Technical Review Vol. 46 No. 1 (Mar. 2009)

Mitsubishi Heavy Industries Technical Review Vol. 52 No. 1 (March 2015)

Mitsubishi Heavy Industries Technical Review Vol. 50 No. 2 (June 2013)

Mitsubishi Heavy Industries Technical Review Vol. 49 No. 1 (March 2012)

Mitsubishi Heavy Industries Technical Review Vol. 44 No. 3 (Sep. 2007)

Options and Evaluations on Propulsion Systems of LNG Carriers

Tu Huan, Fan Hongjun, Lei Wei and Zhou Guoqiang

[46] MARPOL

<http://www.imo.org/es/About/Conventions/ListOfConventions/Paginas/International>

[-Convention-for-the-Prevention-of-Pollution-from-Ships-\(MARPOL\).aspx](http://www.imo.org/es/About/Conventions/ListOfConventions/Paginas/International-Convention-for-the-Prevention-of-Pollution-from-Ships-(MARPOL).aspx)

[48] 1.2.3.1.4 Motores principales MEGI

Motor Dual Fuel – desarrollado en la manera correcta MAN

7.2. Imágenes

[1] Ilustración1 Rutas de transporte de GNL.

[https://www.igu.org/sites/default/files/node-document-field-file/IGU LNG 2018 0.pdf](https://www.igu.org/sites/default/files/node-document-field-file/IGU_LNG_2018_0.pdf)

[2] Ilustración2 Mapa de zonas ECA.

http://www.seatrade-maritime.com/images/PDFs/SOMWME-whitepaper_Sulphurhttp://www.seatrade-maritime.com/images/PDFs/SOMWME-whitepaper_Sulphur-p2.pdf

[3] Ilustración3 Buque LNG Gaz-Transport.

“LNG Shipping Knowledge-Underpinning knowledge to the SIGTTO 2005 standards Volume 2 – Equipment- Witherbys Seamanship Publication”

[4] Ilustración4 Sección de tanque Gaz-Transport.

“LNG Shipping Knowledge-Underpinning knowledge to the SIGTTO 2005 standards Volume 2 – Equipment- Witherbys Seamanship Publication”

[5] Ilustración5 Sistema de aislamiento Gas Transport No 96.

“LNG Shipping Knowledge-Underpinning knowledge to the SIGTTO 2005 standards Volume 2 – Equipment- Witherbys Seamanship Publication”

[6] Ilustración6 Buque LNG Technigaz.

“LNG Shipping Knowledge-Underpinning knowledge to the SIGTTO 2005 standards Volume 2 – Equipment- Witherbys Seamanship Publication”

[7] Ilustración7 Sección de tanque Technigaz Mark II.

“LNG Shipping Knowledge-Underpinning knowledge to the SIGTTO 2005 standards Volume 2 – Equipment- Witherbys Seamanship Publication”

[8] Ilustración8 Sistema de aislamiento Technigaz Mark III.

“LNG Shipping Knowledge-Underpinning knowledge to the SIGTTO 2005 standards Volume 2 – Equipment- Witherbys Seamanship Publication”

[9] Ilustración9 Buque LNG con sistema Moss.

“LNG Shipping Knowledge-Underpinning knowledge to the SIGTTO 2005 standards Volume 2 – Equipment- Witherbys Seamanship Publication”

[10] Ilustración10 Sección de Tanque Moss Tipo “B”.

“LNG Shipping Knowledge-Underpinning knowledge to the SIGTTO 2005 standards Volume 2 – Equipment- Witherbys Seamanship Publication”

[11] Ilustración11 Falda de soporte de sistema Moss.

“LNG Shipping Knowledge-Underpinning knowledge to the SIGTTO 2005 standards Volume 2 – Equipment- Witherbys Seamanship Publication”

[12] Ilustración12 Diseño de buque LNG SPB. <https://docplayer.es/53652567-Estudio-comparativo-de-los-diferentes-sistemashttps://docplayer.es/53652567-Estudio-comparativo-de-los-diferentes-sistemas-de-transporte-de-gnl-por-via-maritima-trabajo-de-licenciatura.htmlde-transporte-de-gnl-por-via-maritima-trabajo-de-licenciatura.html>

[13] Ilustración13 Sección de tanque SPB. <https://docplayer.es/53652567-Estudio-comparativo-de-los-diferentes-sistemashttps://docplayer.es/53652567-Estudio-comparativo-de-los-diferentes-sistemas-de-transporte-de-gnl-por-via-maritima-trabajo-de-licenciatura.htmlde-transporte-de-gnl-por-via-maritima-trabajo-de-licenciatura.html>

[diferentes-sistemas-de-transporte-de-gnl-por-via-maritima-trabajo-de-licenciatura.html](#)[de-transporte-de-gnl-por-via-maritima-trabajo-de-licenciatura.html](#)

[14] Ilustración14 Comparación entre barcos con sistema Moss y Sayaendo.

<https://www.mhi.com/company/technology/review/index.html>

[15] Ilustración15 Comparación entre el tanque convencional y el tanque alarg
Mitsubishi Heavy Industries Technical Review Vol. 53 No. 2 (June 2016)

[16] Ilustración16 Correlación entre la velocidad de servicio y el BOG (a carga
máxima).

Mitsubishi Heavy Industries Technical Review Vol. 53 No. 2 (June 2016)

[17] Ilustración17 Comparación entre el tanque tipo Moss y el Sayaringo.

Mitsubishi Heavy Industries Technical Review Vol. 53 No. 2 (June 2016)

[18] Ilustración18 Comparación entre los tanques tipo Sayaendo, Sayaringo y
Moss.

Mitsubishi Heavy Industries Technical Review Vol. 53 No. 2 (June 2016)

[19] Ilustración19 Lista de modos de pandeo esperados en el “Appleshaped
tank”.

Mitsubishi Heavy Industries Technical Review Vol. 53 No. 2 (June 2016)

[20] Ilustración20 Ilustraciónbuque Sayaringo STaGE.

Mitsubishi Heavy Industries Technical Review Vol. 53 No. 2 (June 2016)

[21] Ilustración21 Esquema de una planta de turbinas de vapor convencional.
Mitsubishi Heavy Industries catalogue

[22] Ilustración22 Ciclo Rankine con sobrecalentamiento.
Mitsubishi Heavy Industries catalogue

[23] Ilustración23 Esquema de una caldera con sobrecalentador.
Mitsubishi Heavy Industries catalogue

[24] Ilustración24 Detalle de la turbina de alta de presión.
Mitsubishi Heavy Industries catalogue

[25] Ilustración25 Imagen del sistema de propulsión.
Mitsubishi Heavy Industries catalogue

[26] Ilustración26 Esquema de una planta de turbinas con recalentamiento intermedio.
Mitsubishi Heavy Industries catalogue

[27] Ilustración27 Ciclo Rankine con recalentamiento intermedio.
Mitsubishi Heavy Industries catalogue

[28] Ilustración28 Esquema de una caldera con recalentador.
Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. Technical Review Vol. 44 No. 3 (Sep. 2007)

[29] Ilustración29 Turbina de alta de presión con recalentamiento intermedio.

Mitsubishi Heavy Industries catalogue

[30] Ilustración30 Turbina de baja presión y condensador.

Mitsubishi Heavy Industries catalogue

[31] Ilustración31 Imagen del sistema de propulsión de una turbina con recalentamiento intermedio.

Mitsubishi Heavy Industries catalogue

[32] Ilustración32 Nomenclatura del sistema de propulsión de una turbina con recalentamiento intermedio. *Mitsubishi Heavy Industries catalogue*

[33] Ilustración33 Inyección de gas y diésel piloto a la entrada de la cámara de combustión.

<https://www.youtube.com/watch?v=9ZQ5wo7ul8A> Wäertsilä

[34] Ilustración34 Esquema simplificado de la planta DFDE.

Machinery Operation Vessel Manual Hiunday Heavy Industries

[35] Ilustración35 Disposición de los motores principales en la planta.

Machinery Operation Vessel Manual Hiunday Heavy Industries

[36] Ilustración36 Disposición de los motores generadores.

Machinery Operation Vessel Manual Hiunday Heavy Industries

[37] Ilustración37 Válvula de inyección de gas.

Motor Dual Fuel – desarrollado en la manera correcta MAN

[38] Ilustración38 Sistema de inyección ME-GI.

Motor Dual Fuel – desarrollado en la manera correcta MAN

[39] Ilustración39 Diagrama de referencia de la planta STaGE.

Mitsubishi Heavy Industries catalogue

[40] Ilustración40 Configuración de planta propulsora STaGE.

Mitsubishi Heavy Industries catalogue

[41] Ilustración41 Optimun load sharing (OLS) of main engine.

Mitsubishi Heavy Industries catalogue

[42] Ilustración42 Vista exterior de la caldera con recalentamiento.

Mitsubishi Heavy Industries catalogue

[43] Ilustración43 Configuración real de la planta del lado de estribor UST.

Mitsubishi Heavy Industries catalogue

[44] Ilustración44 Reductora junto con la turbina.

Mitsubishi Heavy Industries catalogue

[45] Ilustración45 Ubicación del motor principal de propulsión

Mitsubishi Heavy Industries catalogue

