



OPTIMIZACIÓN DEL CICLO RANKINE DE LA PLANTA PROPULSORA DE UN BUQUE DE TRANSPORTE DE LNG

Santiago Rodríguez Artime^[*], Bernardo Peris Pérez^[], Antonio José Gutiérrez Trashorras^[**]**

[*] Alumno; [] Tutores**

uo218184@uniovi.es, perisbernardo@uniovi.es, gutierrezantonio@uniovi.es

Departamento de Energía. Universidad de Oviedo.

RESUMEN

La mejora de la eficiencia energética es uno de los grandes retos sociales a los que deben hacer frente los diferentes sectores. Dentro del sector transportes, y más concretamente referido a buques de transporte de combustibles, la eficiencia energética desempeña un papel fundamental en la viabilidad de la actividad. Es por este motivo que los buques fomentan una política de mejora continua para aumentar el rendimiento de sus máquinas, reduciendo costes y evitando parte de las emisiones de gases contaminantes. En este sentido, el presente trabajo lleva a cabo una investigación para la mejora de la planta de propulsión de un buque de transporte de Gas Natural Licuado (LNG, por las siglas en inglés de Liquefied Natural Gas). En concreto, se trata de un ciclo Rankine regenerativo cuya eficiencia se desea mejorar, mediante la modificación del número de etapas de precalentamiento, o la implementación de una arquitectura de ciclo con recalentamiento. Para evaluar estas modificaciones, se desarrolla un modelo termodinámico del ciclo, el cual es validado mediante datos reales de operación. Posteriormente, el modelo se utilizará para simular las diferentes alternativas de mejora y analizar la viabilidad de las propuestas. Los resultados

obtenidos para un régimen de carga del 80% muestran que es posible obtener mejoras de 3.5% en el rendimiento del ciclo, con importantes ahorros económicos y de emisiones.

ABSTRACT

The improvement of the energy efficiency is one of the great social challenges that the different sectors must face. Within the transport sector, and specifically referred to maritime fuel transport, energy efficiency plays a fundamental role in the viability of this activity. For this reason shipping and fuel companies promote a policy of continuous improvement to increase the performance of their machines, reducing costs and avoiding part of the emissions of polluting gases. In this way, the present work carries out an investigation on the improvement of the propulsion plant of a Liquefied Natural Gas (LNG) carrier. Specifically, it's about the improvement of the efficiency of a regenerative Rankine cycle by modifying the number of preheating stages or implementing a reheating cycle architecture. To evaluate these modifications, a thermodynamic model of the cycle is developed, which is validated using real operation data. Subsequently, the model will be used to simulate the different alternatives and analyse the feasibility of the proposals. The results obtained shows that is



possible to achieve a 3.5% of improvement of the cycle efficiency, involving relevant economic and environmental savings.

1. INTRODUCCIÓN

En los últimos años, el gas natural ha ido ganando relevancia en el panorama energético mundial, motivado principalmente por su posicionamiento como combustible de transición [1]. El aumento de la demanda, junto con la distancia geográfica que separa los principales núcleos de producción y de consumo del combustible, han puesto el foco de atención sobre el transporte marítimo en cuestiones de logística, economía, energía y medioambientales.

En cuanto a aspectos de logística, la necesidad de transportar el combustible en estado líquido para ganar capacidad de carga requiere que el gas sea enfriado por debajo de $-162\text{ }^{\circ}\text{C}$ [2]. En estas condiciones, y a pesar de los buenos aislamientos térmicos de los tanques, una pequeña fracción de la carga, entre 0.1 y 0.25% al día [3, 4], se evapora de forma natural. Este hecho provoca que la presión en los tanques tienda a aumentar de forma progresiva. Por ello, hay dos posibles soluciones técnicas que suelen adoptar los buques. Una opción es la relicuefacción de la fracción de gas evaporado o BOG (por las siglas en inglés de *Boil-Off Gas*) [2,5], aunque requiere de una instalación de mayor complejidad técnica e implica mayores costes de operación [6]. La otra posibilidad es la combustión del BOG en las calderas, lo que evita la emisión directa del combustible (altamente contaminante en comparación con el CO_2) a la atmósfera [2]. Dada la simplicidad técnica y las ventajas económicas de la segunda opción, la industria naval la escoge de forma mayoritaria, aprovechando la reacción energética como soporte al sistema de propulsión del buque.

Tradicionalmente, el motor térmico que permitía aprovechar energéticamente el BOG era el ciclo

Rankine, ya que admite el uso combinado de combustibles, tanto en estado gas como líquido, para dar apoyo a situaciones especiales, tales como maniobras, operaciones en puerto, o navegación en lastre [2,6]. Esta posibilidad ofrece gran versatilidad, fiabilidad y seguridad [2,7].

Además del ciclo Rankine o DFSM (de las siglas en inglés Dual Fuel Steam Mechanic), han surgido otras tecnologías durante las dos últimas décadas que también permiten el uso de ambos combustibles simultáneamente [8,9]. Estas tecnologías se basan en los Motores Alternativos de Combustión Interna (como Dual Fuel [9], ME-GI [10], xDF), las cuales ofrecen una alternativa de alta eficiencia [7,8,12], tal y como muestra la Tabla 1. Eficiencias de los diferentes sistemas de propulsión de buques LNG [8]., además de económicamente más rentable. No obstante, los nuevos sistemas basados en MACI adolecen en cuestiones de seguridad, fiabilidad y costes asociados al mantenimiento y operación [12].

Sistema	DFSM	UST	DFDE	MEGI	xDF
<i>Eficiencia</i>	30%	35%	40%	50%	47%

Tabla 1. Eficiencias de los diferentes sistemas de propulsión de buques LNG [8].

Por ello, actualmente continúan investigándose diseños para plantas de nueva construcción que buscan aumentar la eficiencia de los ciclos Rankine navales empleando técnicas como el recalentamiento del vapor, o la adición de etapas intermedias de expansión [13]. Sin embargo, y a pesar de que se ha conseguido mejorar notablemente la eficiencia respecto a los ciclos convencionales, no ha cosechado gran éxito a una escala comercial [14]. De hecho, no existen nuevos encargos de buques con propulsión por vapor desde el año 2012 [1,7], haciendo que la cuota de mercado del sistema DFSM haya pasado del 72%



en el año 2015 al 63% en 2017, y a un 47% de los 525 buques existentes a finales de 2018 [1].

Atendiendo a la todavía existente flota de DFSM que continúa incorporando mejoras y a las contribuciones que las investigaciones pueden ofrecer a este respecto, el presente trabajo analizará la variación de la eficiencia energética de un ciclo Rankine de vapor real instalado a bordo de un buque de transporte de LNG.

Para ello, se desarrollará un modelo termodinámico de la planta propulsora basándose en los planos y diagramas de la instalación. Posteriormente, y mediante datos obtenidos de la explotación del buque, se ajustará y validará el modelo, lo que permitirá determinar el grado de precisión del modelo en sus simulaciones. Por último, se programarán las mejoras del sistema en este modelo para evaluar las diferencias con respecto al sistema de referencia.

Con este propósito, el resto del documento se organiza de la siguiente forma. El Apartado 2 presenta la planta propulsora real utilizada para el desarrollo del modelo. El apartado 3 describe el modelo termodinámico del sistema de referencia y las modificaciones evaluadas. El apartado 4 discute los resultados obtenidos en las simulaciones. Y, finalmente, el apartado 5 recoge las principales conclusiones extraídas del estudio.

2. DESCRIPCIÓN DE LA PLANTA PROPULSORA

El ciclo estudiado en este Trabajo es un DFSM, empleado a bordo de varios buques gemelos para su propulsión. Concretamente, el motor térmico es un ciclo Rankine que utiliza una arquitectura regenerativa. Se trata de una planta propulsora con una configuración habitual en el sector. Este tipo de plantas suelen rondar valores de 25-30 MW mecánicos [15], y la generación de vapor se produce a 60-65 bar alcanzando temperaturas de 520°C como máximo mediante una pareja de generadores de vapor [17,18]. Las calderas

alimentan una turbina principal, generalmente de dos etapas [18]; turbogeneradores eléctricos, y la turbobomba de alimentación de la caldera [19].

El corazón de la planta a modelizar son las calderas. Estas generan vapor a dos líneas principales, una de vapor sobrecalentado a 65 bar y 520°C (B_o en Fig. 1) y otra de vapor des-sobrecalentado (B_{o2}). La línea de vapor sobrecalentado alimenta las turbinas del buque, que cumplen tres funciones a bordo: La turbina principal, que se encarga de propulsar el buque, consta de dos cuerpos, de alta (HP) y baja presión (LP); El turbogenerador (TG) por su parte se encuentra acoplado a un alternador para suministrar electricidad a bordo; y la turbobomba de alimentación (TP) en cambio acciona la bomba que alimenta de condensado a las calderas.

Tanto la turbina principal, a través del cuerpo de baja, como los turbogeneradores descargan directamente al condensador principal (MC), que es refrigerado por agua de mar. La turbobomba, sin embargo, descarga el vapor a una línea auxiliar de presión intermedia (2.7 kg/cm²).

El condensado se extrae del condensador principal mediante una bomba que lo hace circular hacia el desaireador (D) pasando por tres precalentadores, cada uno con una función. El primero de ellos se usa para generar agua destilada en un depósito a vacío; el siguiente, se emplea como condensador del vapor de obturadores; y el último, el mayor por tamaño, precalienta el agua enfriando el condensado proveniente del precalentador de aire de caldera (SAH) y condensando vapor de la extracción de baja presión de la turbina principal (LP_b).

La bomba de alimentación (FP), accionada por turbina, bombea el condensado desde el desaireador hacia la caldera.



Todos estos elementos se interrelacionan entre sí mediante diferentes líneas auxiliares de vapor y de condensado. La salida de vapor des-sobrecalentado alimenta las líneas de 16 y 9 kg/cm², ambas interrelacionadas entre si también. La línea de 9

kg/cm², que da servicio a calefacciones auxiliares, a su vez alimenta a la de 2.7 kg/cm², que da servicio a algunos de los elementos más importantes de la instalación, como el desaireador.

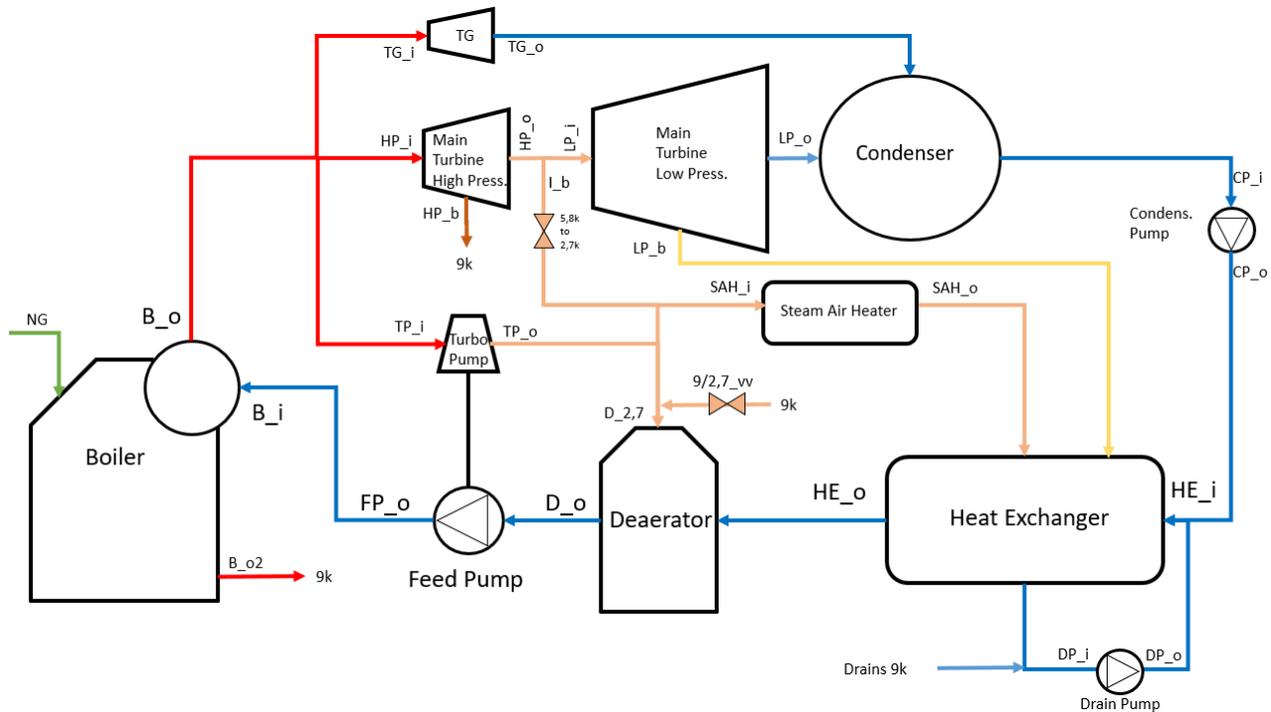


Fig. 1. Esquema de la Planta Propulsora utilizada para el modelado del sistema de referencia.

3. MODELIZACIÓN

Partiendo de este sistema como referencia, el ciclo quedaría de la siguiente forma: una bomba eléctrica (CP) extrae el condensado del condensador principal (MC), haciéndolo circular por los intercambiadores de calor, agrupados ahora en uno (HE) hacia el desaireador (D). El condensado aumenta su temperatura y su presión al pasar por CP. Mientras que la presión está definida por las características de la bomba, el aumento de temperatura depende del salto entálpico y del rendimiento isentrópico del mismo. Esta misma situación se da también en el resto de bombas de la planta, como la bomba de alimentación de

caldera (FP) y la bomba de drenajes del HE (DP), por lo que responden a la misma ecuación:

$$h_o = h_i + \eta_s \cdot (h_{os} - h_i) \quad (1)$$

Donde:

- h_o es la entalpía del condensado a la salida de la bomba
- h_i es la entalpía del condensado a la entrada de la bomba
- η_s es el rendimiento isentrópico de la bomba
- h_{os} Es la entalpía que tendría el condensado a la salida de una bomba isentrópica



Justo antes de entrar en HE, al flujo de condensado se le une una corriente de condensado proveniente de los servicios auxiliares y del drenaje de la parte calefactora del propio intercambiador HE. En este punto, la entalpía del flujo de condensado aumenta, debido a la mayor temperatura que tienen los drenajes:

$$\dot{m}_{HE} = \dot{m}_c + \dot{m}_d \quad (2)$$

$$h_{HE_i} = \frac{\dot{m}_c \cdot h_{CP_o} + \dot{m}_d \cdot h_d}{\dot{m}_{HE}} \quad (3)$$

Donde:

- \dot{m}_{HE} es el flujo de másico de condensado que entra en HE
- \dot{m}_c es el flujo másico de condensado desde CP
- \dot{m}_d es el flujo másico en el drenaje de condensados de HE
- h_{HE_i} es la entalpía del agua de alimentación a la entrada de HE
- h_{CP_o} es la entalpía del condensado a la salida de CP
- h_d es la entalpía de los drenajes de HE.

El aumento de entalpía del flujo de condensado a la salida del intercambiador viene determinado por la ecuación:

$$h_{HE_o} = h_{HE_i} + \frac{\dot{m}_{LP_b} \cdot h_{LP_b} + \dot{m}_{SAH} \cdot h_{SAH_o} - \dot{m}_d \cdot h_d}{\dot{m}_{HE}} \quad (4)$$

Esta ecuación resultan de realizar un balance de energía en el intercambiador HE, donde:

- \dot{m}_{LP_b} es el flujo másico de la sangría del cuerpo de baja presión de la turbina (LP)
- h_{LP_b} entalpía correspondiente a dicha sangría
- \dot{m}_{SAH} es el flujo másico proveniente del calentador de aire de caldera (SAH)

- h_{SAH_o} es la entalpía del drenaje del SAH

El condensado llega en este punto al desaireador. Este equipo, pensado para eliminar los posibles gases disueltos en el condensado, sirve también como un intercambiador de calor de tipo abierto. Así, en este punto el caudal de condensado aumenta por la adición del flujo de vapor empleado para calentar y desairear el condensado:

$$\dot{m}_{D_o} = \dot{m}_{HE} + \dot{m}_D \quad (5)$$

$$h_{D_o} = \frac{\dot{m}_{HE} \cdot h_{HE_o} + \dot{m}_D \cdot h_D}{\dot{m}_{D_o}} \quad (6)$$

Donde:

- \dot{m}_{D_o} es el caudal másico de condensado que sale del desaireador,
- \dot{m}_D es el caudal de vapor que entra en el desaireador para calentar el condensado,
- h_{D_o} es la entalpía del condensado que sale del desaireador
- h_D : es la entalpía del vapor de calefacción que entra al desaireador

La caldera (B) es alimentada por la bomba de alimentación (FP), que es accionada por una turbina (TP). Esta es una configuración habitual en este tipo de plantas, en las que el vapor de la línea principal se turbinan parcialmente, para bombear, hasta una presión intermedia en la que aprovechar el calor para precalentar el condensado.

La ecuación que gobierna el salto entálpico en FP es la misma que para el resto de bombas (1).

Una vez en B, el condensado se calienta hasta el punto de ebullición, se evapora y se sobrecalienta para producir vapor sobrecalentado de entre 60 y 65 bar y entre 500 y 520°C. A parte de esta salida, la caldera posee también una salida de vapor des-sobrecalentado, a la misma presión y una temperatura ligeramente por encima de la de saturación. Este vapor se emplea como apoyo a las



líneas auxiliares en caso de que el flujo aportado por las extracciones no sea suficiente.

Con estos flujos, el aporte de energía que se aporta al ciclo en la caldera se calcula mediante la siguiente expresión:

$$\dot{H}_B = \dot{m}_{o_1} \cdot h_{o_1} + \dot{m}_{o_2} \cdot h_{o_2} - h_{B_i} \cdot \dot{m}_{D_o} \quad (7)$$

- \dot{H}_B : Potencia térmica aportada al ciclo en la caldera
- \dot{m}_{o_1} : Flujo de vapor sobrecalentado producido en la caldera
- h_{o_1} : entalpía del vapor sobrecalentado
- \dot{m}_{o_2} : flujo de vapor des-sobrecalentado producido en la caldera
- h_{o_2} : Entalpía del vapor des-sobrecalentado
- h_{B_i} : Entalpía del condensado a la entrada de la caldera

A la salida de la caldera, el vapor producido alimenta diversos equipos. El vapor sobrecalentado alimenta los tres más importantes: La turbina principal, compuesta por un cuerpo de alta presión (HP) y uno de baja (LP); el turbo-generador (TG) y la turbina de la bomba de alimentación (TP).

La turbina principal emplea el vapor sobrecalentado para propulsar el buque, expandiéndolo hasta la presión del condensador principal. De cada uno de los cuerpos se realiza una extracción para alimentar las líneas que precalientan el condensado. Así ambos cuerpos responden a las mismas ecuaciones:

$$\dot{m}_i = \dot{m}_o + \dot{m}_b \quad (8)$$

$$h_b = h_i - \eta_{s_i-b} (h_i - h_{b_s}) \quad (9)$$

$$h_o = h_b - \eta_{b-o} (h_b - h_{o_s}) \quad (10)$$

$$\dot{W}_t = \dot{m}_i \cdot h_i - \dot{m}_o \cdot h_o - \dot{m}_b \cdot h_b \quad (11)$$

(8) Representa el balance de masas, en el que \dot{m}_i es el caudal de vapor que entra a la turbina, \dot{m}_o el que sale y \dot{m}_b el que se extracciona.

(9) y (10) Son las ecuaciones que describen el salto entálpico del vapor a lo largo de la turbina, dividida en dos partes: la primera desde la entrada hasta la extracción, y la segunda desde la extracción hasta la salida. En estas ecuaciones h_i es la entalpía a la entrada de la turbina, h_o en la salida y h_b la entalpía del vapor de sangría, mientras que η_{s_i-b} y η_{b-o} son los rendimientos isentrópicos de la turbina en el primer y el segundo tramo respectivamente y h_{b_s} y h_{o_s} las entalpías que adoptaría el vapor en la extracción y en la salida en caso de la expansión del vapor fuese isentrópica.

En la ecuación (11) tenemos el balance de energía de una turbina, en la que \dot{W}_t es la potencia mecánica que se extrae del vapor.

Las ecuaciones (8),(9),(10) y (11) son aplicables a todas las turbinas del ciclo, con la particularidad de que TG y TP no tienen extracciones.

Por último, queda describir las líneas de vapor auxiliares. Estas dan servicio a los diferentes equipos del buque, y las que tienen relevancia para este modelo son:

- Línea 9k: Línea de 9kg/cm² que da servicio a los sistemas de calefacción auxiliares. Es alimentada por la caldera mediante vapor des-sobrecalentado, y por la extracción de alta presión de la turbina principal. Alimenta a su vez a la línea de 2.7k en caso de que esta lo requiera.

$$\dot{m}_{o_2} + \dot{m}_{HP_b} = \dot{m}_{aux} + \dot{m}_{2.7k} \quad (12)$$



$$h_{9k} = \frac{\dot{m}_{O_2} \cdot h_{O_2} + \dot{m}_{HP_b} \cdot h_{HP_b}}{\dot{m}_{O_2} + \dot{m}_{HP_b}} \quad (13)$$

- Línea 2.7k: La línea central del buque y la que tiene mayor importancia a nivel operacional. Se alimenta de la extracción de media presión y de la salida de TP, para dar servicio al desaireador y al SAH.

$$\dot{m}_{2.7k} + \dot{m}_{IP} + \dot{m}_{TP_o} = \dot{m}_{SAH} + \dot{m}_D \quad (14)$$

$$h_{2.7k} = \frac{\dot{m}_{IP} \cdot h_{HP_o} + \dot{m}_{TP_o} \cdot h_{TP_o} + \dot{m}_{2.7k} \cdot h_{9k}}{\dot{m}_{IP} + \dot{m}_{TP_o} + \dot{m}_{2.7k}} \quad (15)$$

- Línea 0.1k: alimentada por la extracción de baja presión, en este modelo esta línea sólo da servicio al intercambiador de calor anterior al desaireador.

Cabe señalar que se han realizado algunas simplificaciones del esquema, dada su menor influencia sobre el objetivo de este trabajo. Referido a la Fig. 1 se ha suprimido la línea de 16 bar, dado su caudal despreciable. También se ha unificado el proceso de precalentamiento en una sola etapa.

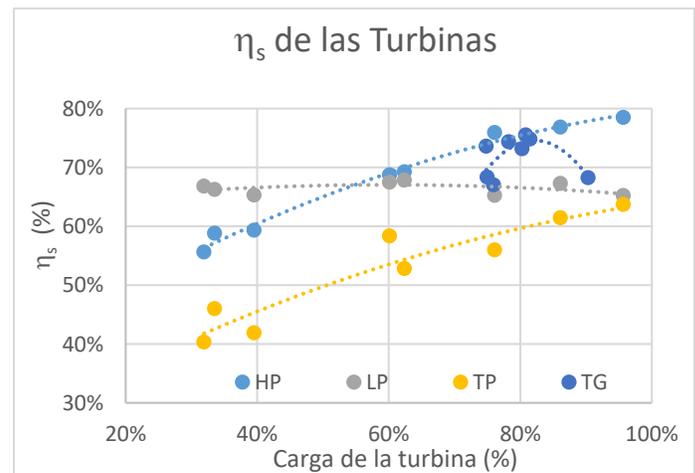
Ajuste del modelo

Una vez definidas las ecuaciones que gobiernan el funcionamiento de este modelo, el siguiente paso es determinar los valores que han de tomar los diferentes coeficientes, rendimientos, etc para que el modelo se comporte lo más parecido posible a la planta real. En esta parte de Trabajo se ha realizado un ajuste del modelo a partir de datos de operación de la planta real, basándose en 8 situaciones concretas de navegación a diferentes cargas.

Los primeros elementos a ajustar han sido las turbinas. Para ello se ha obtenido el rendimiento isentrópico de los cuerpos HP y LP de la turbina principal, de la turbina de la turbobomba de

alimentación, y del turbogenerador, para lo que se han aplicado las ecuaciones (9) y (10). Esta información se refleja en la Gráfica 1 – Rendimiento isentrópico de las turbinas.

Para el cuerpo HP se han obtenido valores de entre 56.62% y 78.48%, con un valor medio de 67.50% que será el empleado en el modelo.



Gráfica 1 – Rendimiento isentrópico de las turbinas

Para el cuerpo LP, dada la falta de información relativa a las condiciones del vapor a la salida, se ha optado por calcular el rendimiento isentrópico del tramo que transcurre desde la entrada hasta la sangría y aplicarlo a todo el cuerpo de la turbina. En este caso los valores obtenidos varían entre 65.22% y 67.85%, dando un valor medio de 66.44% empleado para el ajuste del modelo. De igual modo, también se desconocen las condiciones del vapor a la salida de TP, por lo que se consideran para este cálculo las mismas condiciones medias que tiene el vapor en la línea de salida de la turbina TP. Para esta turbina se ha obtenido un rango de valores de entres 40.35% y 63.70%, con valor medio de 52.57%.

Por último, la turbina del generador eléctrico, que en la práctica trabaja en un rango de carga mucho más concreto en torno al valor habitual de trabajo,

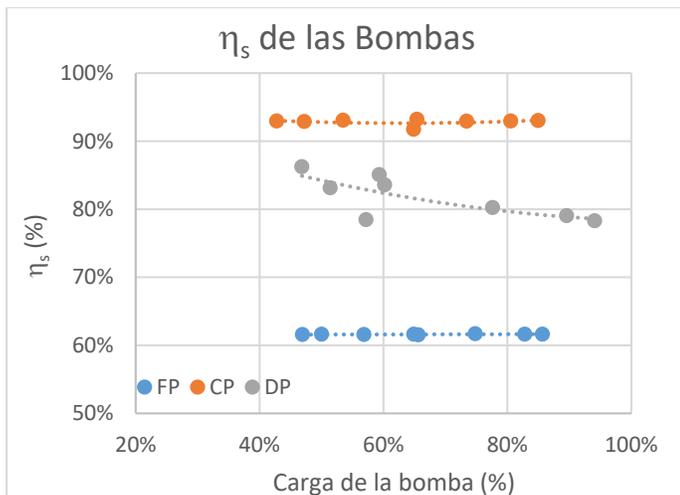


su rendimiento isentrópico da un valor medio de 71.90%.

Adicionalmente, y dada la particularidad de TP y FP de componer un mismo equipo, se calcula un coeficiente (16) que relaciona el trabajo cedido por el vapor expandido en la turbina con el trabajo cedido al condensado bombeado a la caldera, para relacionar ambos en el modelo y poder calcular el vapor necesario a turbinar para bombear el agua de alimentación de caldera:

$$K_{TFP} = \frac{\dot{m}_{FP} \cdot (h_{FPo} - h_{FPi})}{\dot{m}_{TP} \cdot (h_{TPi} - h_{TPo})} \quad (16)$$

Mediante los datos experimentales se obtiene un coeficiente medio de 0.25 para esta relación de trabajos.



Gráfica 2 – Rendimiento isentrópico de las bombas

Para los rendimientos isentrópicos de las bombas FP, CP y DP se aplica la ecuación (1) a los datos de explotación del buque.

Como se puede observar en la Gráfica Gráfica 2 – Rendimiento isentrópico de las bombas, las bombas tienen en general un rendimiento isentrópico más estable al variar la carga, dando valores medios de 61.60% para FP, 92.83% para CP y 81.75% para

DP. Estos valores son los que se aplican en el modelo.

El subenfriamiento a la salida de MC se ha calculado de la diferencia entre la temperatura de entrada del condensado a CP y la temperatura de saturación a la presión del MC, que de media se sitúa a 722 mmHg por debajo de la presión atmosférica. El análisis de los datos da un valor de 1.0°C de media por debajo de la temperatura de saturación. De la misma forma, el subenfriamiento del condensado a la salida del desaireador se ha calculado mediante la diferencia de la temperatura del condensado a la salida de D y la temperatura de saturación a la presión a la que se encuentra D. En este caso el valor obtenido es de 5.2°C menor a la temperatura de saturación como valor medio.

Para completar el ajuste de la caldera en el modelo, se ha determinado también el sobrecalentamiento que tiene el vapor de la línea auxiliar de salida de la caldera, de vapor des-sobrecalentado. La diferencia media entre la temperatura de este vapor y la temperatura de saturación del vapor a la presión de trabajo de la caldera ha sido de 3.5°C para aquellas situaciones de las estudiadas en las que esta línea aportaba caudal al sistema. Para el cálculo del combustible consumido por el ciclo se ha establecido un rendimiento de la caldera del 87%, basándose en la documentación técnica de la misma y en estudios realizados en esta materia [16].

En cuanto a las pérdidas en las líneas de vapor y condensado, las más significativas son las que se producen entre la salida de la bomba de alimentación de caldera (condensado) y la del vapor de alimentación de las turbinas. En el primer caso, la pérdida de carga es la diferencia entre la presión de trabajo de FP (constante con un set-point de 8100 kPa) y la de trabajo de la caldera (depende de la carga de la planta). En el segundo, el vapor sobrecalentado pierde 180 kPa y 5°C en el



trayecto entre la caldera y las turbinas en todos los casos analizados.

Por último, se ha ajustado el caudal de las sangrías de la turbina principal para determinar qué porcentaje del caudal de entrada a la turbina se extrae. De las situaciones de trabajo analizadas se obtiene que cuando la sangría de alta presión se encuentra abierta, se extrae el 2.10% del caudal másico que entra a la turbina, mientras que en la intermedia se extrae el 5.90% del caudal que sale del cuerpo de alta presión. Por su parte, la extracción del cuerpo de baja presión desvía entre un 8.3% y un 12.2% del caudal de entrada a la turbina, encontrándose la media en el 10.00% que se emplea como valor en el ajuste del modelo.

Validación del modelo

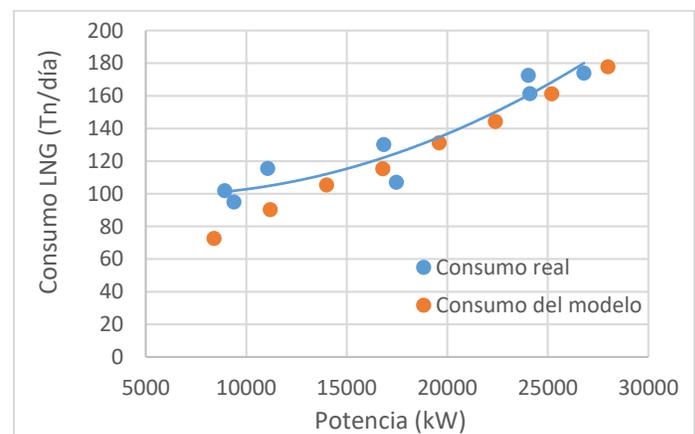
Una vez introducidos todos los valores anteriormente calculados para ajustar el modelo, corresponde ahora el comparar el comportamiento de este modelo con las situaciones reales de las que se ha partido y comprobar que el modelo creado representa el comportamiento de la planta real. Para ello, se comparan la eficiencia del ciclo y el consumo diario de LNG del ciclo real, con los del modelo a cargas entre el 30% y el 100%.

Como se puede observar en la Gráfica 3 – Validación del modelo por consumo y en la Gráfica 4 – Validación del modelo por eficiencia, los valores obtenidos en la simulación del modelo se aproximan bastante a los datos obtenidos de la explotación del buque, especialmente a altas cargas, validándose para cargas superiores al 50%. Por debajo de este valor existen mayores diferencias tanto en consumo como en eficiencia. Esto se debe al efecto del “dumpeo” (es decir, el vapor que se genera al quemar el excedente de BOG y que se vierte al condensador), especialmente en el caso del consumo; y a la caída del rendimiento isentrópico real de las turbinas a

bajas cargas respecto al valor medio tomado para el modelo.

Configuraciones

En este Trabajo se realizan dos variaciones al modelo, que se evaluarán tanto individualmente como en diferentes combinaciones y configuraciones, resultando en 5 situaciones a estudiar. Todas las configuraciones se simularán al 80% MCR, para poder comparar tanto la demanda energética del ciclo como el rendimiento energético del mismo a un régimen de funcionamiento habitual en el buque, y así poder determinar qué configuraciones ofrecen la mejor alternativa.



Gráfica 3 – Validación del modelo por consumo

Las variaciones del modelo a estudiar son las siguientes:

- Recalentamiento. Se añadirá una etapa de recalentamiento del vapor justo antes de la entrada al cuerpo de baja presión de la turbina principal. El vapor es enviado a la caldera para aumentar su temperatura hasta la misma a la que sale el vapor principal, modificando también la cantidad de energía demandada por la caldera:



$$\dot{H}_{BR} = \dot{m}_{o_1} \cdot h_{o_1} + \dot{m}_{o_2} \cdot h_{o_2} + \dot{m}_{LP_i} \cdot (h_{R_o} - h_{HP_o}) - h_{B_i} \cdot \dot{m}_{D_o} \quad (17)$$

Siendo \dot{H}_{BR} la potencia demandada por la caldera en esta situación y h_{R_o} la entalpía del vapor recalentado.

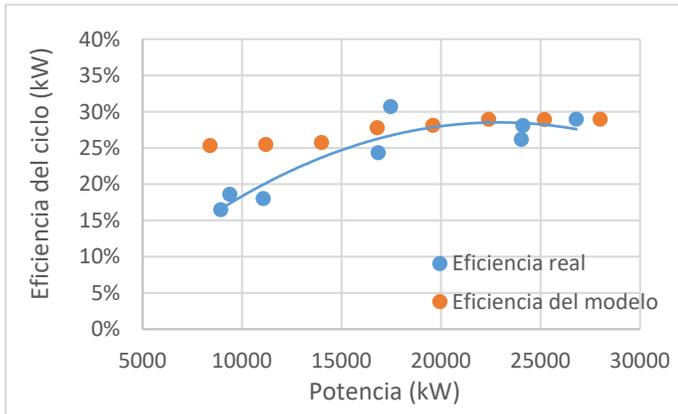
- Precalentamiento y Recalentamiento, combinando las variantes anteriormente descritas en una sola configuración.

4. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Los resultados obtenidos muestran que, en general, el rendimiento, tal como se define en la ecuación (19), mejoraría con la aplicación de estas modificaciones al ciclo.

$$\eta = \frac{\dot{W}_{MT} + \dot{W}_{TG} - \dot{W}_{DP} + \dot{W}_{CP}}{\dot{Q}_B} \quad (19)$$

Para una situación del 80% MCR (Maximum Continuous Rate), el modelo muestra una eficiencia del ciclo de 28.94%, lo que equivaldría a un consumo de 144.12 Tn/día de gas natural.

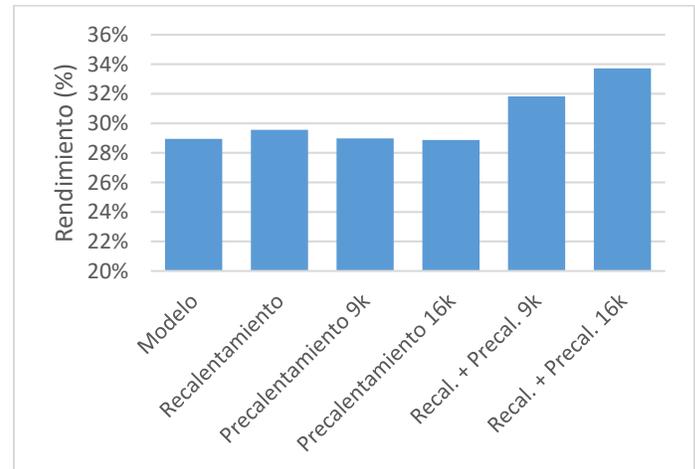


Gráfica 4 - Validación del modelo por eficiencia

- Precalentamiento. Se estudiará la influencia sobre el ciclo de una etapa de precalentamiento adicional situada entre la bomba de alimentación de caldera y la caldera, alimentada mediante vapor proveniente de la extracción de alta presión. En este caso, se estudiarán dos variantes, en las que se aprovechará la sangría en las mismas condiciones en las que se realiza la extracción; y en las condiciones a las que se encontraría en una de las líneas de vapor intermedias. En ambos casos, el funcionamiento del precalentador obedecería a la misma ecuación:

$$h_{B_i} = h_{D_o} + \frac{\dot{m}_{PH} \cdot (h_{PH} - h_{PH_{sat}})}{\dot{m}_{D_o}} \quad (18)$$

Siendo \dot{m}_{PH} el flujo másico de vapor empleado para precalentar, h_{PH} su entalpía y $h_{PH_{sat}}$ la entalpía del condensado saturado a la presión a la que trabaje este intercambiador.

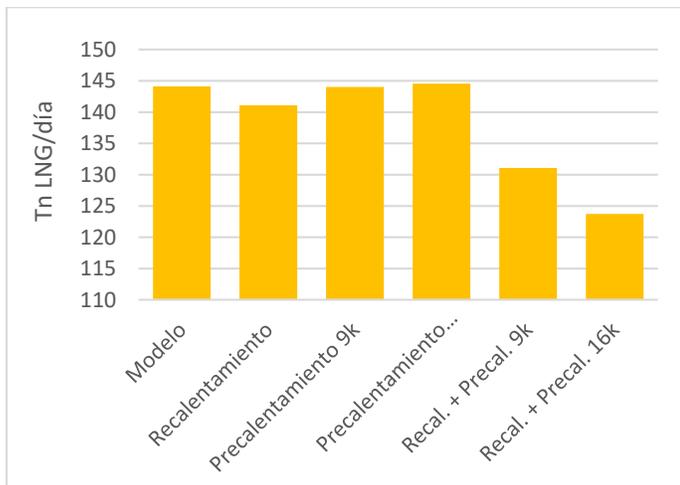


Gráfica 5 - Rendimientos obtenidos

La adición de una etapa de recalentamiento justo antes de la entrada de la etapa de baja presión de la turbina principal mejora ligeramente este comportamiento, ofreciendo el ciclo una eficiencia de 29.57% y reduciendo el consumo diario de GNL hasta 141.10 toneladas. El ciclo se ve alterado principalmente en dos puntos. Por un lado, las condiciones a la salida de la turbina de baja presión



hacen que el vapor salga aún sobrecalentado. Por otro, el balance de masas en las líneas auxiliares provoca que el valor máximo para las extracciones de alta y de media presión tenga que ser rebajado a 2.1% y 5.2% respectivamente por la reducción en el consumo de sistemas auxiliares.



Gráfica 6 – Consumo diario de LNG

Todo ello provoca un desequilibrio en el reparto de cargas entre ambas turbinas, haciendo que el cuerpo de baja genere más potencia que el de alta.

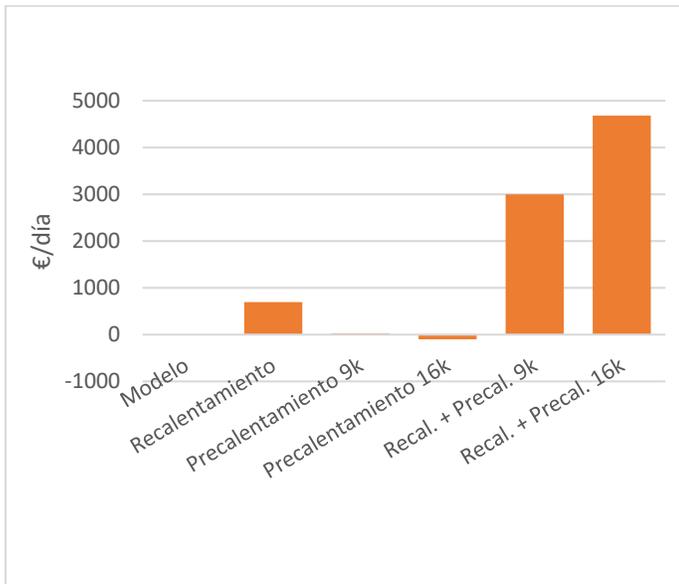
Por su parte, el precalentamiento es la alternativa que peores resultados ha ofrecido. Precalentar el agua de entrada a caldera con vapor de la primera extracción a esas mismas condiciones de presión y temperatura empeora ligeramente el rendimiento del ciclo hasta el 28.87%, resultando en un aumento de consumo diario de 0.44 toneladas. En cambio, si este precalentamiento se realiza mediante la línea auxiliar de 9 kg/cm², el rendimiento mejora ligeramente llegando hasta el 28.98% y reduciendo el consumo respecto al modelo en 0.11 toneladas diarias.

La diferencia entre ambas situaciones radica en la cantidad de vapor que es necesario extraer del cuerpo de alta presión en ambas situaciones. Aunque el vapor de más alta presión permite elevar

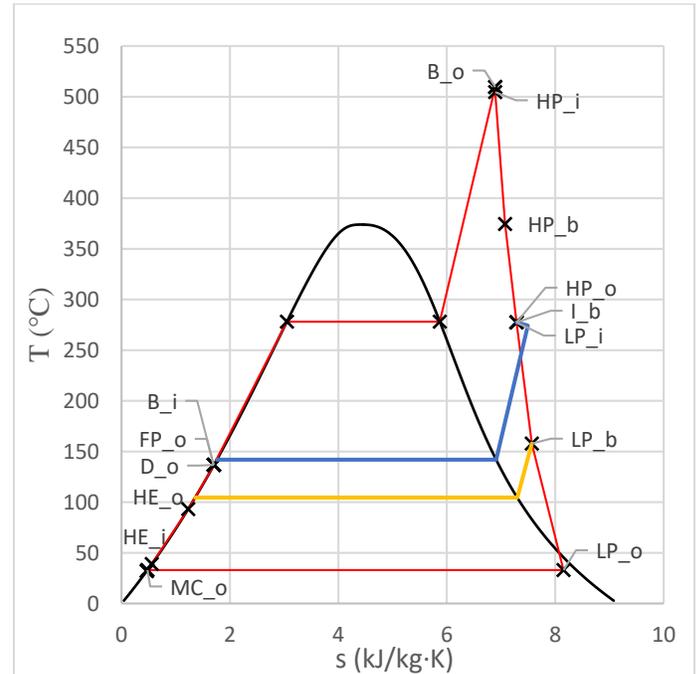
la temperatura del agua de alimentación a mayor temperatura, lo que a priori supondría un menor consumo en la caldera, la menor cantidad de calor que se puede extraer de este vapor en el proceso de condensación (2012.9 kJ/kg a 1010 kPa absolutos frente a 1922.6 kJ/kg a 1700 kPa absolutos) hace que el flujo a extraer en la sangría de la turbina de alta presión sea mayor, aumentando a su vez la demanda de vapor a producir en la caldera para una misma potencia entregada en la turbina.

Los mejores resultados se han obtenido para la combinación entre el recalentamiento y el precalentamiento. De igual forma que con el precalentamiento, se han simulado dos variantes en función de la presión del vapor que se emplea para precalentar el agua de alimentación de caldera. El recalentamiento con precalentamiento de agua de alimentación mediante la línea de 16 kg/cm², al contrario que en los casos anteriores, ha permitido mejorar el rendimiento de la planta más que si el precalentamiento se realizase mediante la línea de 9 kg/cm², con un 33.71% de eficiencia en el primer caso frente a un 31.83% en el segundo. Los ahorros de combustible conseguidos son importantes en ambos casos, siendo de 20.38 toneladas diarias en el caso del precalentamiento a alta presión y de 13.05 toneladas a menor presión.

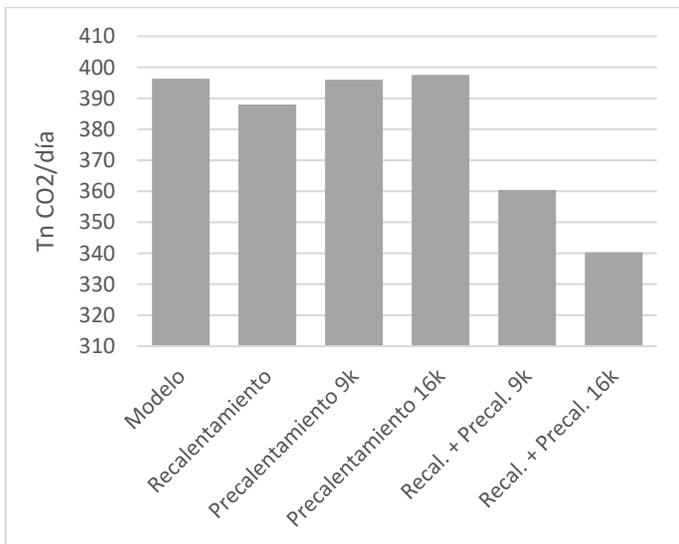
Por su parte, las implicaciones económicas de estas mejoras, que son las que determinan la viabilidad de los posibles proyectos de remodelación, sólo cobran importancia en las configuraciones en las que mayor mejora del rendimiento se ha conseguido, esto es, en el recalentamiento combinado con precalentamiento. De esta forma, con un precio de mercado en España de 14.95 €/MWh [20] se podrían lograr ahorros de 4681.94€ por cada día de navegación en el régimen de carga simulado, es decir, para el 80% y en caso de precalentar el agua de alimentación con vapor de la sangría de alta presión mientras se recalienta el vapor de entrada a la turbina de baja.



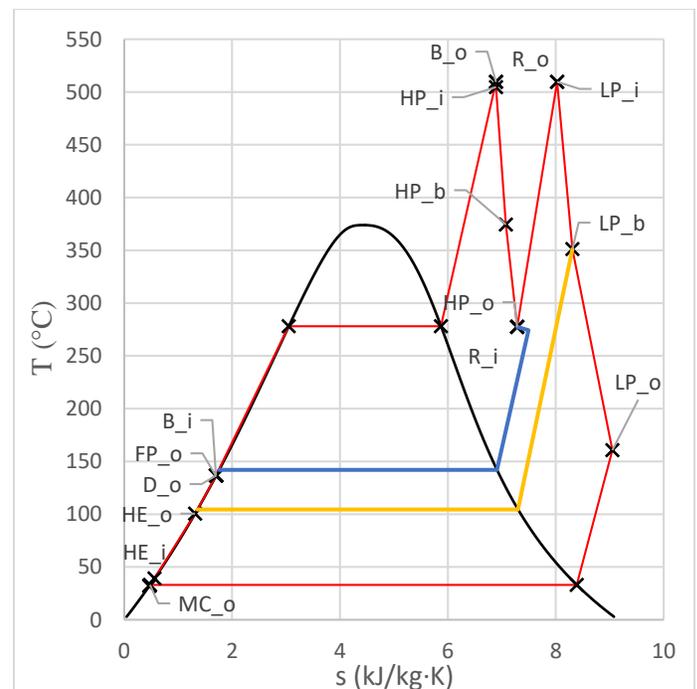
Gráfica 7 - Ahorro económico diario



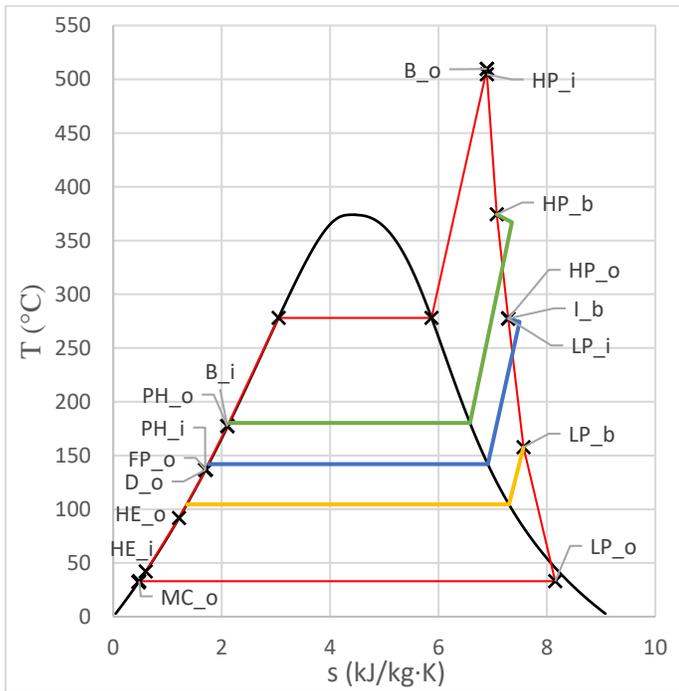
Gráfica 9 - Diagrama T-s para el modelo al 80% MCR



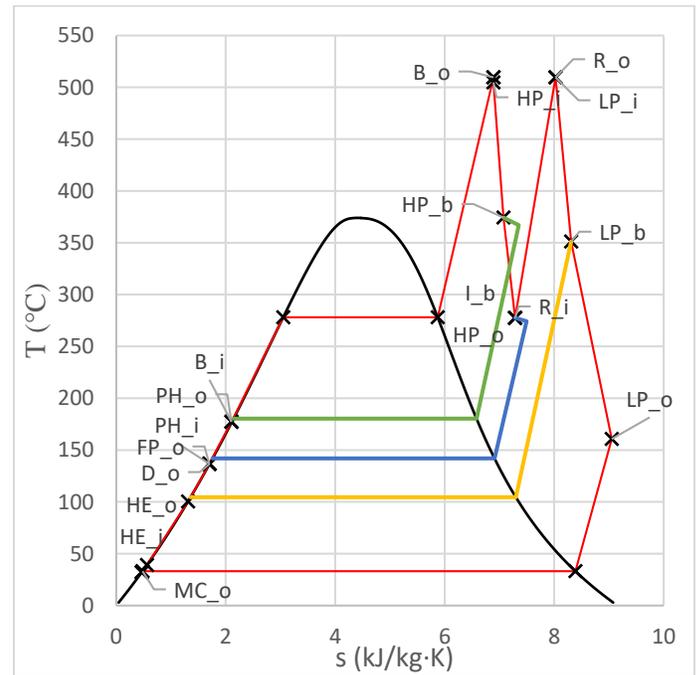
Gráfica 8 - Emisiones diarias de CO₂



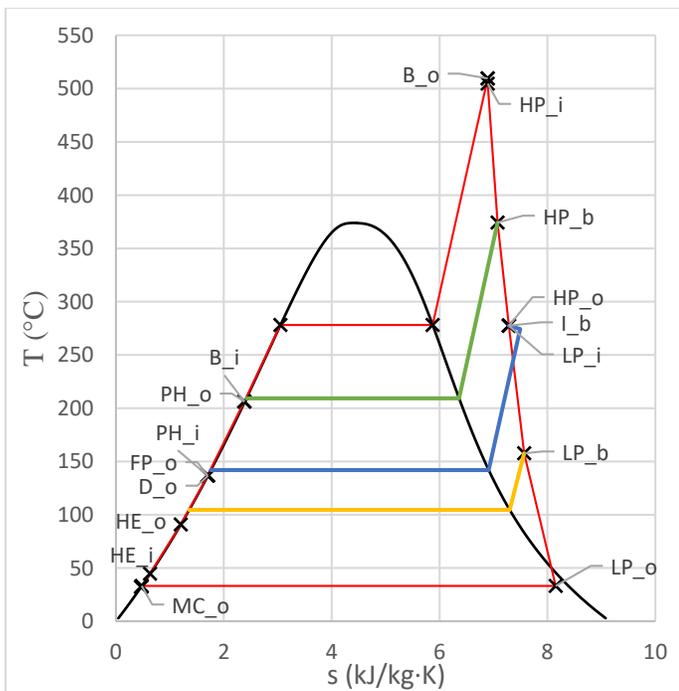
Gráfica 10 - Diagrama T-s para el recalentamiento al 80% MCR



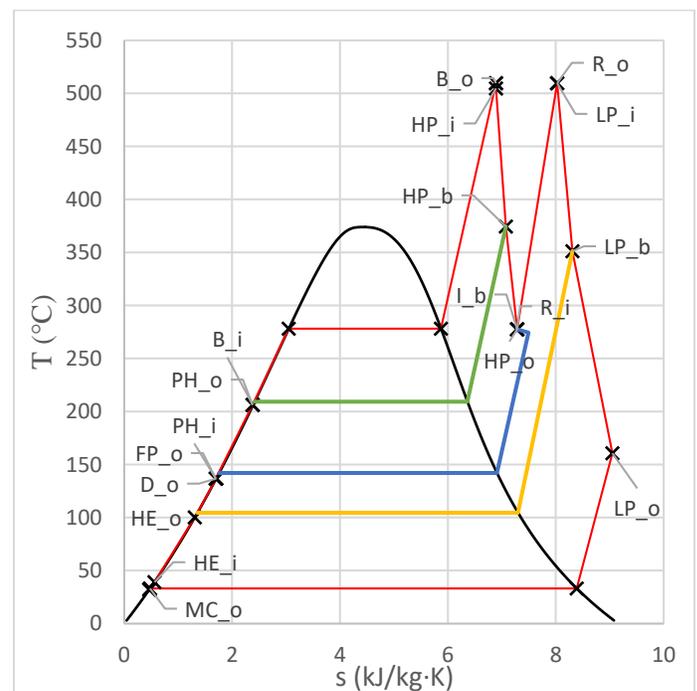
Gráfica 11 - Diagrama T-s para el precalentamiento a través de la línea de 9 kg/cm² al 80% MCR



Gráfica 13 - Diagrama T-s para el recalentamiento con precalentamiento mediante la línea de 9 kg/cm² al 80% MCR



Gráfica 12 - Diagrama T-s para el precalentamiento a través de la línea de 16 kg/cm² al 80% MCR



Gráfica 14 - Diagrama T-s para el recalentamiento con precalentamiento mediante la línea de 16 kg/cm² al 80% MCR



5. CONCLUSIONES

El análisis de los resultados muestra que las alternativas que presentarían una opción más viable para actualizar las plantas de buques existentes pasa por aumentar el recalentamiento de agua de alimentación con vapor en las etapa de alta presión de la turbina mientras se recalienta el vapor que va a la etapa de baja presión. Mientras que en el cuerpo de alta presión la potencia entregada desciende por la mayor demanda de calor en la extracción, la potencia entregada por la turbina de baja presión aumenta por el aumento de caudal de vapor a la salida del cuerpo de alta y por estar este vapor recalentado.

Este efecto provoca un desequilibrio en las cargas entregadas por ambos cuerpos, lo que puede involucrar una modificación o sustitución de las turbinas y haciendo que la diferencia entre modificar un ciclo ya existente o sustituirlo por una planta del tipo UST beneficie a esta segunda opción.

Por otro lado, aunque las configuraciones que ofrecen mejores resultados puedan suponer importantes ahorros económicos y medioambientales, difícilmente podrían cubrir la inversión necesaria para actualizar buques de mediana y avanzada edad con este sistema, incluso en el mejor de los casos. En este sentido, para analizar mejor la viabilidad de este tipo de modificaciones, sería necesario realizar un estudio más específico en el que se analicen los ahorros obtenidos a diferentes cargas (a diferencia del presente trabajo) combinado con un análisis del régimen de carga que mantiene el buque a lo largo de un periodo de tiempo grande.

AGRADECIMIENTOS

Agradecimientos a mis tutores Antonio y Bernardo, por la atención y la ayuda que me han brindado y

la paciencia que han demostrado a lo largo de estos meses.

REFERENCIAS

- [1] «2019 World LNG Report», International Gas Union, 2019.
- [2] G. McGuire y B. White, *Liquefied Gas Handling Principles on Ships and in Terminals*. Witherby, 2000.
- [3] D. Dobrota, B. Lalić, y I. Komar, «Problem of Boil - off in LNG Supply Chain», *Transactions on Maritime Science*, vol. 02, pp. 91-100, oct. 2013.
- [4] P. Głomski y R. Michalski, «Problems with determination of evaporation rate and properties of boil-off gas on board LNG carriers», *Journal of Polish CIMAC*, vol. Vol. 6, no 1, pp. 133-140, 2011.
- [5] T. N. Anderson, M. E. Ehrhardt, R. E. Foglesong, T. Bolton, D. Jones, y A. Richardson, «Shipboard Reliquefaction for Large LNG Carriers», en *Proceedings of the 1st Annual Gas Processing Symposium*, vol. 1, H. E. Alfadala, G. V. Rex Reklaitis, y M. M. El-Halwagi, Eds. Amsterdam: Elsevier, 2009, pp. 317-324.
- [6] I. A. Fernández, M. R. Gómez, J. R. Gómez, y Á. B. Insua, «Review of propulsion systems on LNG carriers», *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 67, pp. 1395-1411, ene. 2017.
- [7] K. Kosowski, «Steam turbine as the main ship propulsion. More than a hundred years at sea.», 2004.
- [8] H. Tu, «Options and Evaluations on Propulsion Systems of LNG Carriers», *Propulsion Systems*, feb. 2019.
- [9] V. AEsøy, P. M. Einang, D. Stenersen, E. Hennie, y I. Valberg, «LNG-Fuelled Engines



and Fuel Systems for Medium-Speed Engines in Maritime Applications», SAE International, Warrendale, PA, SAE Technical Paper 2011-01-1998, ago. 2011.

- [10] P. Skjoldager, «Propulsion of LNG Carriers by MAN B&W Two-Stroke Diesel Engines», *Marine Engineering*, vol. 40, n.º 3, pp. 328-333, may 2005.
- [11] E. Ekanem Attah y R. Bucknall, «An analysis of the energy efficiency of LNG ships powering options using the EEDI», *Ocean Engineering*, vol. 110, pp. 62-74, dic. 2015.
- [12] D. Chang, T. Rhee, K. Nam, K. Chang, D. Lee, y S. Jeong, «A study on availability and safety of new propulsion systems for LNG carriers», *Reliability Engineering & System Safety*, vol. 93, n.º 12, pp. 1877-1885, dic. 2008.
- [13] M. Ito, K. Hiraoka, S. Matsumoto, y K. Tsumura, «Development of high efficiency marine propulsion plant (Ultra Steam Turbine)», *W: Mitsubishi Heavy Industries TECHNICAL REVIEW*, vol. 44, n.º 3, 2007.
- [14] S. Grzesiak, «Alternative Propulsion Plants for Modern LNG Carriers», *New Trends in Production Engineering*, vol. 1, pp. 399-407, oct. 2018.
- [15] W. J. Fox y S. C. MacBirnle, *Marine Steam Engines and Turbines*. Newnes-Butterworths, 1970.
- [16] V. Mrzljak, I. Poljak, y V. Medica-Viola, «Dual fuel consumption and efficiency of marine steam generators for the propulsion of LNG carrier», *Applied Thermal Engineering*, vol. 119, pp. 331-346, jun. 2017.
- [17] R. P. Sinha y W. Mohd Norsani Wan Nik, «Investigation of propulsion system for large LNG ships», *Materials Science and Engineering Conference Series*, vol. 36, p. 2004, sep. 2012.
- [18] C. Behrendt y A. Adamkiewicz, «LNG carrier power systems», *Rynek Energii*, vol. 88, pp. 55-62, jun. 2010.
- [19] V. Mrzljak, I. Poljak, y T. Mrakovčić, «Energy and exergy analysis of the turbo-generators and steam turbine for the main feed water pump drive on LNG carrier», *Energy Conversion and Management*, vol. 140, pp. 307-323, may 2017.
- [20] «MIBGAS | Mercado Ibérico del Gas». [En línea]. Disponible en: <http://www.mibgas.es/mercados-de-gas/>. [Accedido: 12-jun-2019].