



UNIVERSIDADE DA CORUÑA



Escola Politécnica Superior

Trabajo Fin de Grado

CURSO 2021/22

***BUQUE TANKER LNG 140000 m³ Y DISEÑO DE UNA
PLANTA GENERADORA DE POTENCIA CON
TURBINA DE GAS Y CICLO REGENERATIVO***

Número 2122-TFG-73

**Programa de simultaneidad de ingeniería naval y oceánica e
ingeniería mecánica**

ALUMNA/O

Marina de la Peña Herrero

TUTORAS/ES

Pablo Fariñas Alvariño

Alberto Arce Ceinos

FECHA

2022

BUQUE TANKER LNG 140000 M3 Y DISEÑO DE UNA PLANTA GENERADORA DE POTENCIA CON TURBINA DE GAS Y CICLO REGENERATIVO. RESUMEN

En primer lugar, se desarrollará el proyecto de un buque tanker LNG. La particularidad de este buque es su carga, ya que requieren unas características muy concretas, debido a su temperatura, presión y flash point.

Una vez completado el proyecto de diseño del tanker de LNG, se desarrollará el diseño de una planta de potencia para la propulsión del buque, que se estima en un mínimo de 25 MW, basada en turbina de gas regenerativa empleando el propio LNG transportado como combustible. Esta turbina de gas regenerativa operará con dos compresores con una etapa de enfriamiento entre ambas compresiones y los gases de escape calientes se emplearán para precalentar el aire comprimido antes de entrar en la cámara de combustión.

En el diseño de esta planta de potencia se dimensionarán tanto en enfriador con agua de mar como del intercambiador gases-aire. Se compararán los resultados obtenidos en función de cómo los parámetros de diseño (relación de compresión, temperatura máxima, caudal de aire...) afecten a la eficiencia térmica de la planta. La comparación con turbina de gas simple y motor diésel se llevará a cabo en términos de eficiencia, coste y emisiones, estableciéndose las posibles ventajas e inconvenientes.



UNIVERSIDADE DA CORUÑA



Escola Politécnica Superior

**TRABAJO FIN DE GRADO/MÁSTER
CURSO 2021/22**

***BUQUE TANKER LNG 140000 m³ Y DISEÑO DE UNA
PLANTA GENERADORA DE POTENCIA CON
TURBINA DE GAS Y CICLO REGENERATIVO***

Número 2122-TFG-73

**Programa de simultaneidad de ingeniería naval y oceánica e
ingeniería mecánica**

Documento

DISEÑO DE LA PLANTA GENERADORA DE POTENCIA

CONTENIDO

| | |
|---|----|
| Buque tanker LNG 140000 m ³ y diseño de una planta generadora de potencia con turbina de gas y ciclo regenerativo. Resumen | 2 |
| Introducción | 6 |
| 1.1 Gas natural | 6 |
| 1.2 Propulsión con gas | 6 |
| 1.3 Impacto medioambiental, social y económico | 7 |
| 2 Ciclo de turbina de gas | 8 |
| 2.1 Ciclo ideal | 8 |
| 2.2 Ciclo real..... | 9 |
| 3 Mejora de la eficiencia | 10 |
| 4 Esquema de la planta generadora | 11 |
| 5 Alternativas | 12 |
| 5.1 Parámetros para seleccionar la alternativa más viable | 13 |
| 5.2 Proceso de cálculo..... | 13 |
| 5.2.1 Presión y temperatura..... | 13 |
| 5.2.2 Trabajos y caudales..... | 15 |
| 5.3 Caso 1: | 16 |
| 5.4 Caso 2: | 20 |
| 5.5 Caso 3: | 23 |
| 5.6 Resultados y selección | 26 |
| 6 Dimensionamiento de elementos de la planta..... | 28 |
| 6.1 Intercambiadores de calor..... | 28 |
| 6.1.1 Intercooler..... | 28 |
| 6.1.2 Regenerador..... | 36 |
| 7 COSTES | 41 |
| 7.1 Compresores | 41 |
| 7.1.1 Compresor 1..... | 41 |
| 7.1.2 Compresor 2..... | 42 |
| 7.2 Turbinas..... | 42 |
| 7.2.1 Turbina 1 | 42 |
| 7.2.2 Turbina 2 | 43 |
| 7.3 Cámaras de combustión | 43 |
| 7.3.1 Cámara de combustión 1..... | 43 |
| 7.3.2 Cámara de combustión 2..... | 44 |

| | |
|---|----|
| 7.4 Intercooler..... | 45 |
| 7.5 Regenerador..... | 45 |
| 7.6 Generador | 46 |
| 7.7 Resumen de costes | 46 |
| 7.8 Comparativa costes totales..... | 47 |
| 8 Conclusiones | 48 |
| 8.1 Viabilidad dimensional | 48 |
| 8.2 Viabilidad económica | 48 |
| 8.2.1 Consumos planta generadora de potencia..... | 48 |
| 8.2.2 Consumo combustible grupos electrógenos | 49 |
| 8.2.3 Comparativa económica consumos e instalación..... | 50 |
| 8.3 Transición energética..... | 51 |
| 9 Bibliografía..... | 52 |

INTRODUCCIÓN

En el siguiente documento se pretende analizar la viabilidad de la instalación en un buque de transporte de gas natural licuado de una planta generadora de potencia con turbina de gas y ciclo regenerativo a partir de su diseño.

1.1 Gas natural

El gas natural es un hidrocarburo que se compone principalmente por metano (79 – 97%), además contiene etano (0.1 – 11.4%), propano (0.1 – 3.7%), butano (menos de 0.7%), dióxido de carbono (menos del 1.5%), nitrógeno (0.5 – 6.5%), ácido sulfhídrico y helio.

Su origen se remonta a millones de años atrás, a causa de la descomposición de plantas y animales que se quedaron recogidas bajo gruesas capas de fango, arena y lodo, Por el paso de los años, esta materia se ve expuesta a calor y presión intensa.

De igual forma que otros combustibles fósiles, se encuentra almacenado en formaciones rocosas. Según indican estudios realizados en los últimos años, las mayores reservas de gas natural se localizan en Oriente Medio, Asia Central y Rusia.

Es el combustible que se obtiene de forma más accesible y económico. En el siglo XIX se comenzó a extraer y a utilizarse en Estados Unidos para la iluminación, cuando llegó la electricidad su uso pasó a enfocarse en la calefacción, agua sanitaria e industria metalúrgica. Durante la Segunda Guerra Mundial fue cuando aumentó la profundidad de las extracciones y se aumentó su transporte.

La licuefacción del gas natural se empezó a desarrollar hace más de 60 años, de esta forma se abrió en el mercado marítimo un nuevo comercio. Gracias al proceso de licuefacción del gas natural su almacenaje y transporte es más viable, ya que se reduce el volumen de éste en 600. Este proceso se produce por la compresión y refrigeración del producto, con este objetivo, se enfría el gas natural por debajo de su punto de ebullición (-163° C).

1.2 Propulsión con gas

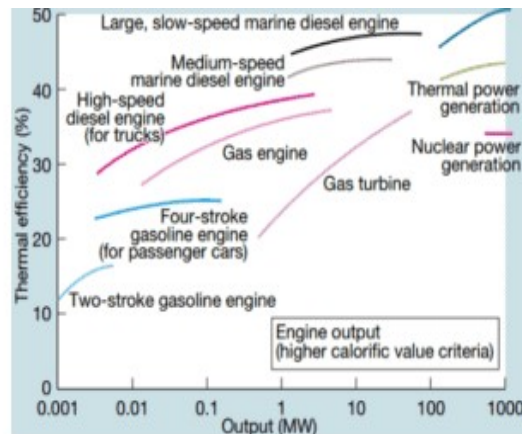
Este tipo de propulsión es utilizado principalmente por buques que transportan este combustible, de esta forma, la pequeña parte de gas natural que se evapora en el interior de los tanques de carga se dirige a la cámara de máquinas, donde se utiliza como combustible en los generadores del buque.

Si la carga evaporada no se utiliza como combustible para la propulsión del buque, este debería pasar por un proceso de relicuefacción, y para ello sería necesario instalar a bordo una planta de relicuefacción, lo que supone un gasto a considerar.

Los primeros años de utilización de gas natural licuado como combustible fue dedicada principalmente a buques tanker LNG, pero en las últimas décadas se ha ampliado el número de buques que alimentan sus máquinas con LNG, como, por ejemplo, ferris o ro-ros. Noruega es el país líder en buques propulsados por LNG y es también notable en el desarrollo de este combustible y en su red de distribución.

Observando el desarrollo del gas natural licuado en todas las industrias, lo que hará necesario su transporte en muchas ocasiones por medio de buques LNG, además de su desarrollo como combustible para la propulsión de buques debido a las políticas ambientales de las que se hablará a continuación, se hace evidente que a lo largo de los siguientes años se verá un aumento considerable de buques propulsados por este combustible.

Además, la turbina de gas natural es una opción acertada como generadora de potencia en un buque como el proyectado, ya que la eficiencia óptima de estas máquinas se obtiene en los rangos de potencia demandada por el buque para la propulsión y otros consumidores.



Takaishi, Tatsuo; Numata, Akira; Nakano, Ryouji; Sakaguchi, Katsuhiko (marzo de 2008). "Enfoque para motores diesel y de gas de alta eficiencia" (PDF). Revisión técnica de Mitsubishi Heavy Industries, 45 (1).

1.3 Impacto medioambiental, social y económico

La relación entre medioambiente y energía es una de las mayores preocupaciones en la sociedad actual, debido a que la situación respecto al cambio climático y a la calidad del aire se ha visto dañada de forma notable, para remediarlo debe suceder una "decarbonización" en el sector energético.

El CO₂ que se emite a la atmósfera en el uso de distintos combustibles son gases de efecto invernadero que contribuyen al calentamiento global. El gas natural genera menos gases de este tipo, en comparación a otros combustibles tales como la gasolina, el gasóleo o el carbón.

La explicación del porqué de este hecho se basa en su composición química. El gas natural contiene en gran medida metano, y éste contiene cuatro átomos de hidrogeno por cada uno de carbono, por esta razón se generan dos moléculas de agua por cada una de CO₂. Por otro lado, en otros combustibles se genera una molécula de CO₂ por cada molécula de agua.

Además, la combustión del gas natural no produce dióxido de azufre ni partículas sólidas, hecho que también es beneficioso para el medioambiente.

Por otro lado, a causa de la variación en los precios de los distintos combustibles crea una tendencia de la sociedad a preocuparse por el tipo de combustible que quemará cada equipo, vehículo, etcétera. En el caso del mundo naval esta tendencia también afecta, por esa razón, se han desarrollado en los últimos años sistemas de propulsión Diesel – eléctricos, los cuales ofrecen la posibilidad de usar distintos combustibles.

2 CICLO DE TURBINA DE GAS

El ciclo de transformación del gas natural en energía eléctrica empieza cuando el aire en condiciones normales se comprime en el compresor, aumentando su presión, después pasa a una cámara de combustión donde se mezcla con gas natural y combustiona, finalmente, los gases de combustión pasan por la turbina de gas, donde sufren una expansión transformando de esta forma la energía térmica en energía mecánica en un eje.

Una turbina de combustión es una turbo máquina que extrae energía del flujo de los gases de generados en la combustión de un combustible. Las turbinas de gas se basan en el ciclo de Brayton, que es un proceso cíclico y de sistema abierto, aunque los gases de escape se utilicen en algún punto del proceso.

El ciclo anteriormente descrito es el ciclo básico, al cual se le pueden añadir equipos que lo hagan más eficiente.

Se diferencia entre ciclo ideal y el ciclo real, en la imagen que se muestra a continuación se observa en azul el ciclo real y en negro el ciclo ideal.

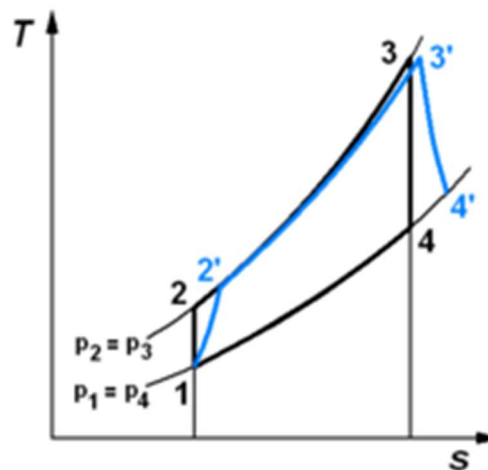


Ilustración 1: Comparación ciclo real e ideal gráfico T-S

En los subapartados siguientes se comentarán las diferencias entre el ciclo real y el ciclo ideal básico. A lo largo del documento, en cada caso se considerarán plantas generadoras distintas, por tanto, cada caso tendrá un diagrama representativo del ciclo distinto, dependiente de los equipos que la formen y su distribución.

2.1 Ciclo ideal

El ciclo ideal es proceso descrito anteriormente, que sigue las siguientes hipótesis de partida, las cuales facilitan la formulación a utilizar:

- Compresión isentrópica (1 → 2): En la fase de compresión la presión y la temperatura del aire aumentan. Es un proceso termodinámico en el cual la entropía del fluido se mantiene constante. Es un caso especial del proceso adiabático, en el cual no existe transferencia de energía.
- En la cámara de combustión el combustible se quema a presión constante (2 → 3), por tanto, se produce un calentamiento isobárico.
- Expansión isentrópica (3 → 4): En la turbina la presión y temperatura también varían, pero siendo la entropía del sistema constante.
- Finalmente, la salida de los gases de escape también se supone con un enfriamiento isobárico (4 → 1) en el cual no se produce una variación en la presión.

2.2 Ciclo real

En la realidad, el ciclo es más complicado que lo definido anteriormente, ya que los ciclos reales se diferencian de que los ideales en los fenómenos e irreversibilidades como la fricción, rapidez en expansión y compresión, etcétera.

Por todas estas razones se han de tener en cuenta el rendimiento isoentrópico de la turbina y compresores, que se definen como:

$$\eta_{Compresor} = \frac{Compresión_{Ideal}}{Compresión_{Real}}$$
$$\eta_{Turbina} = \frac{Potencia_{Real}}{Potencia_{Ideal}}$$

3 MEJORA DE LA EFICIENCIA

Los factores que influyen en la eficiencia del sistema son los siguientes:

- Rendimiento isoentrópico de la turbina y compresores
- Temperatura de entrada en la turbina
- Temperatura de entrada en compresores
- Relación de presiones
- Gamma de la sustancia de trabajo

El rendimiento isoentrópico de los equipos es algo que no se puede mejorar, ya que está fijado desde el principio del programa de cálculo.

Igualmente, la temperatura de entrada en el compresor está fijada a la temperatura ambiental, y se considera no modificable porque instalar un intercambiador que calentará la temperatura de entrada en el primer compresor sería poco eficiente respecto a la cantidad de espacio que requeriría, pero sí que se considerará en la segunda etapa de compresión.

La relación de compresión de los compresores está fijada al principio del programa de cálculo, al igual que la gamma del fluido, que es gamma de aire y gas natural.

Con el objetivo de mejorar la eficiencia del ciclo se utilizan distintos elementos que haciendo uso de la termodinámica ayudan.

El primer elemento que se sitúa entre las dos fases de compresión es el intercooler, este sistema refrigera con agua de mar el aire que se comprime, de esta forma se consigue que la temperatura del aire sea más baja y con ello poder aumentar más la presión, factor que nos interesa.

A igualdad de "n" y "R", si se aumenta la presión, se reducirá el volumen y se aumentará la temperatura. Por esta razón, cuanto más se enfríe el aire, más se conseguirá comprimir.

El siguiente elemento que se utilizará es el regenerador, se sitúa al final de la fase de compresión y justo antes de entrar en la cámara de combustión. Su función es calentar el aire comprimido con gases de escape, de esta forma, cuando combustione junto con el gas natural en la cámara de combustión, se conseguirá una expansión mayor, esta expansión es lo que genera la energía mecánica en la turbina.

4 ESQUEMA DE LA PLANTA GENERADORA

En el siguiente apartado se muestra el esquema de una planta generadora de potencia con los elementos básicos necesarios para que ocurra el ciclo Brayton.

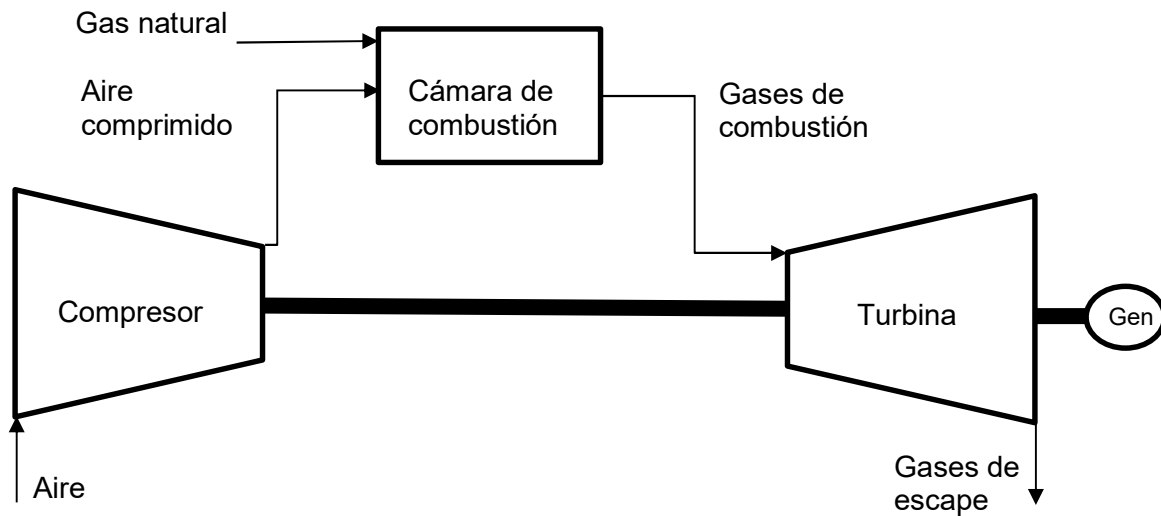


Ilustración 2: Elementos básicos para el ciclo Brayton

5 ALTERNATIVAS

A partir de los elementos que presentaron en el apartado anterior, los cuales pueden presentar mejoras en el ciclo, se estudiarán distintas alternativas, que varían entre ellas en la adición o retirada de equipos.

Las distintas opciones presentarán consumos de gas natural distintos, este será el primer parámetro que se tendrán en cuenta para seleccionar la más eficiente, pero, además, se tendrán en cuenta parámetros como el espacio que ocupan los elementos añadidos a la planta en función de las mejoras que ofrecen, ya que un buque siempre presenta problemas en cuanto a espacio disponible.

En una fase preliminar del cálculo y diseño de la planta se pretenden estudiar las alternativas que se muestran a continuación, y que, a lo largo del documento se detallarán:

- Dos fases de compresión con un intercooler entre los compresores, regenerador, cámara de combustión y una fase de expansión

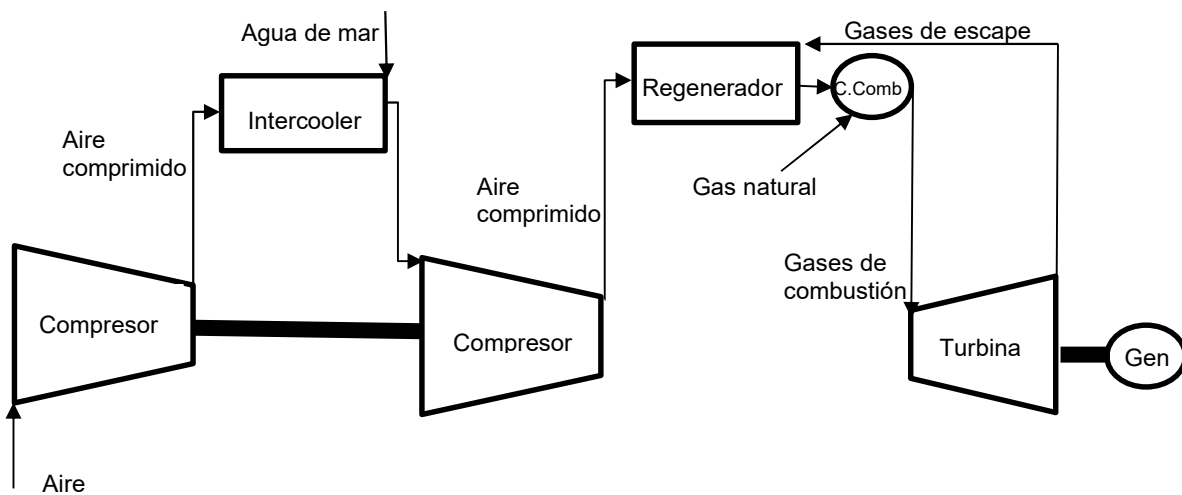


Ilustración 3: Elementos de la planta generadora para el caso 1

- Dos fases de compresión con un intercooler entre los compresores, regenerador, cámara de combustión y dos fases de expansión con una segunda cámara de combustión entre ambas turbinas

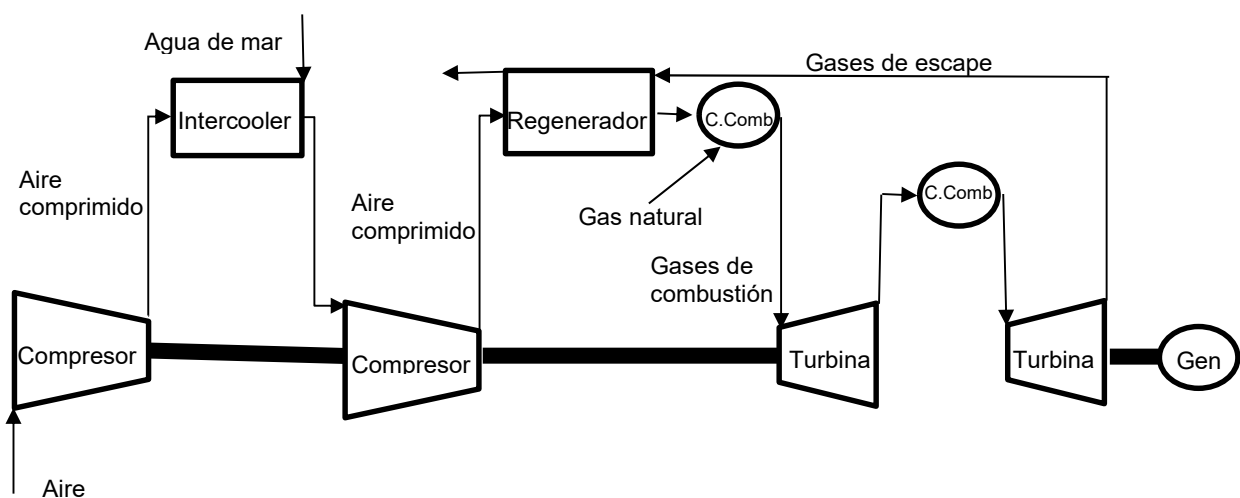


Ilustración 4: Elementos de la planta generadora para el caso 2

- Ciclo combinado. Un primer grupo de compresor – Cámara de combustión – Turbina que se encargan de generar potencia para mover los elementos de la planta y un segundo grupo compresor- Cámara de combustión – Turbina que se dedican a generar la potencia necesaria para el motor propulsor y otros consumidores a bordo. Existe un regenerador, pero en este caso se ahorrará el intercooler.

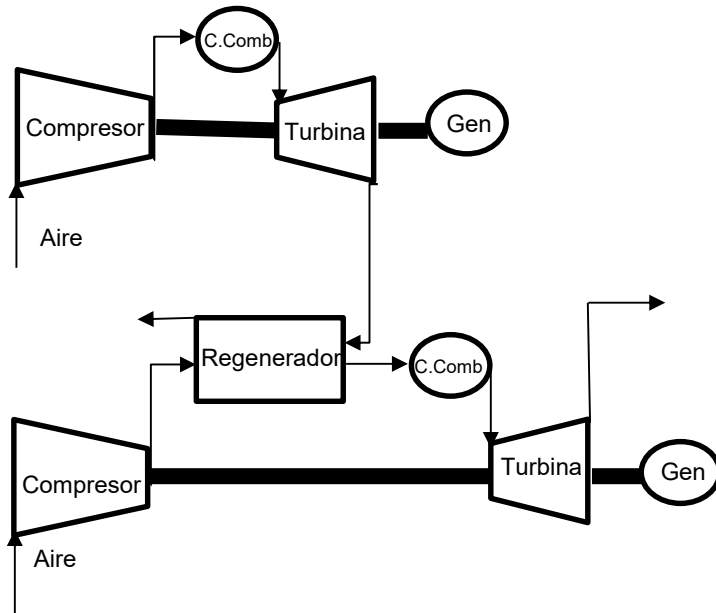


Ilustración 5: Elementos de la planta generadora para el caso 3

5.1 Parámetros para seleccionar la alternativa más viable

En los cálculos que se mostrarán para las distintas alternativas, aparecerán las temperaturas y presiones de entrada y salida de los distintos equipos, pero los datos que de verdad nos interesan son los caudales. El caudal de aire y de agua de mar es ilimitado y por tanto no lo contemplaremos como restrictivo, en cambio, el caudal de gas natural nos resultará un consumo a bordo, por tanto, será este el parámetro que más observemos.

5.2 Proceso de cálculo

En el siguiente subapartado se mostrarán las hipótesis de partida y las ecuaciones utilizadas en el proceso de cálculo, las cuales se utilizarán en todas las alternativas a considerar.

5.2.1 Presión y temperatura

Para poder obtener resultados útiles en cuanto a caudales de combustible, aires, etcétera que se necesitan para llevar a cabo la generación de potencia, es necesario conocer las temperatura y presiones de salida y de entrada de los equipos instalados en la planta.

Los fluidos que intervienen en el proceso son el aire, los gases, el agua de mar y el gas natural, por tanto, será necesario conocer sus propiedades.

- Aire (limpio de entrada):

$$Cp_{Aire} = 1.005 \left[\frac{kJ}{kg * K} \right]$$

$$\gamma_{Air} = 1.4$$

- Gases:

$$Cp_{Gases} = 1.15 \left[\frac{kJ}{kg * K} \right]$$

$$\gamma_{Gases} = 1.333$$

- Gas natural:

$$PC_{GN} = 50000 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

- Agua de mar:

$$PC_{Agua} = 4.186 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

En el cálculo de las presiones, en primer lugar, se consideran unas relaciones de compresión ("r") en los compresores utilizados:

$$r_{compresor} = 4$$

En segundo lugar, se establecen unas pérdidas de carga en los distintos equipos instalados en la planta:

$$PérdidaCarga_{(Intercooler)} = -3\%$$

$$PérdidaCarga_{(Regenerador)} = -4\%$$

$$PérdidaCarga_{(C.Combustión)} = -5\%$$

$$PérdidaCarga_{(RegGases)} = +5\%$$

Estos datos serán útiles para calcular las presiones en los distintos puntos del circuito, aparte de estas consideraciones, los datos de los que se parte se muestran a continuación:

$$P_{InAire} = P_{Atm} = 101.325 \text{ kPa (Presión de entrada del aire)}$$

$$P_{OutGases} = P_{Atm} = 101.325 \text{ kPa (Presión de salida de los gases de escape)}$$

Las temperaturas en los distintos puntos se calculan, en primer lugar, a partir del rendimiento isoentrópico de los compresores y de turbinas, estos rendimientos se definen con las siguientes expresiones:

$$\eta_{compresor} = \frac{\text{Compresión Ideal}}{\text{Compresión Real}} = \frac{T_{Outs} - T_{In}}{T_{Out} - T_{In}} \text{ (A Cp constante del fluido)}$$

$$\eta_{Turbina} = \frac{\text{Potencia Real}}{\text{Potencia Ideal}} = \frac{T_{In} - T_{Out}}{T_{In} - T_{Outs}} \text{ (A Cp constante del fluido)}$$

Siendo,

- T_OutS la temperatura de salida del fluido en el caso del ciclo ideal, es decir, considerando un proceso isoentrópico
- T_Out la temperatura de salida del fluido en el caso del ciclo real
- T_In la temperatura de entrada del fluido

El rendimiento isoentrópico del compresor y de la turbina se fija considerando el siguiente valor:

$$\eta_{Compresor} = 0.8$$

$$\eta_{Turbina} = 0.8$$

Por tanto, será ahora necesaria una expresión para calcular las temperaturas finales en caso de proceso isoentrópico, para ello se recurre a la expresión que relaciona para un gas ideal la temperatura y la presión, la expresión parte de la definición de proceso isoentrópico:

$$\Delta S = S_{Out} - S_{In} = 0$$

Y finalmente se obtiene:

$$\frac{T_{OutS}}{T_{In}} = \left(\frac{P_{Out}}{P_{In}} \right)^{\frac{\gamma_{Fluido}-1}{\gamma_{Fluido}}}$$

La siguiente ecuación que utilizar nos define la efectividad, la cual se fijará previamente en un valor que nos limitará las posibilidades del proceso:

$$\varepsilon = 0.75 = \frac{T_{OutReg} - T_{InReg}}{T_{OutTurb} - T_{InReg}}$$

Para concluir con la definición de las temperaturas en cada punto, se parte de algunas temperaturas cuyo valor es conocido o fácil de aproximar:

$$T_{InAire} = 20^{\circ} C = 293 K \text{ (Temperatura del aire en condiciones normales)}$$

$$T_{OutIntercooler} = 40^{\circ} C = 313 K \text{ (Temperatura de salida del intercooler)}$$

$$T_{InTurb} = 1350 K$$

La temperatura de entrada de la turbina se fija en función de las temperaturas máximas que pueden soportar los materiales de los que está construida la turbina.

5.2.2 Trabajos y caudales

En primer lugar, se calcula el trabajo total que se debe de generar en el proceso de expansión en la turbina, para ello se utilizan las siguientes expresiones:

$$W_{TOTAL} = W_{NETO} + W_C$$

$$W_{TOTAL} = m_{GASES} * CP_{GASES} * (T_{InTurbina} - T_{OutTurbina})$$

Siendo,

- W_Neto la potencia necesaria para alimentar los motores eléctricos dedicados a la propulsión del buque y al resto de los equipos. La demanda de potencia total se definió en el cuaderno 11 "Selección de la planta generadora del buque", donde se realizó un balance eléctrico de todos los consumidores en las distintas situaciones de carga.
- W_C es la potencia demandada por los compresores de la planta generadora de potencia
- M_Gases es el caudal de los gases que salen de la cámara de combustión y que se expanden en la turbina generando de esta forma la potencia necesaria.
- CP_Gases es el poder calorífico de esos gases que pasan por la turbina
- Temperaturas de entrada y salida de la turbina

A continuación, se indicarán las expresiones necesarias para calcular la potencia consumida por los compresores:

$$W_C = m_{AIRE} * CP_{AIRE} * (T_{OutCompresor} - T_{InCompresor})$$

De esta expresión, se desconoce el caudal de aire necesario, por tanto, para conocerlo se utiliza las ecuaciones que definen el calor intercambiado en el intercooler. Es un intercambiador de calor, por tanto, tendremos las ecuaciones del fluido refrigerado (aire) y el fluido refrigerante (agua de mar).

$$q_{Intercooler} = m_{AIRE} * CP_{AIRE} * (T_3 - T_2) = m_{MAR} * CP_{MAR} * (T_{OutMar} - T_{InMar})$$

Las temperaturas de entrada y salida del agua de mar se estiman en 293 K y 323, respectivamente, aunque dependerá de la zona en la que este navegando el buque y la estación del año en la que lo haga. Pero, siendo este un proyecto académico, solo se contemplará para el caso que se ha definido previamente.

De nuevo, para conocer los caudales necesarios de los distintos fluidos que intervienen, se plantearán más ecuaciones. En regenerador también es un intercambiador en el cual hay un fluido calentador (Gases de escape) y un fluido calentado (Aire), por tanto, se plantean de nuevo las ecuaciones de cada fluido que definen el calor intercambiado en este sistema:

$$\begin{aligned}q_{Regenerador} &= m_{AIRE} * CP_{AIRE} * (T_{OutAire} - T_{InAire}) \\ &= m_{Gases} * CP_{Gases} * (T_{OutTurbina} - T_{OutReg})\end{aligned}$$

Por último, se muestran las ecuaciones que definen el intercambio de calor que ocurre en la cámara de combustión:

$$q_{CComb} = m_{Gases} * CP_{Gases} * (T_{OutCComb} - T_{InCComb}) = m_{GasNatural} * PC_{GasNatural}$$

El flujo de aire y de gases de escape se considera ilimitado en comparación a otros caudales, por tanto, para poder llevar a cabo el cálculo se estable la siguiente hipótesis:

$$m_{Aire} = m_{Gases}$$

Finalmente, se define el rendimiento térmico de la instalación en cada caso relacionando el trabajo neto que representa el trabajo útil destinado al fin del proyecto y la energía generada en la cámara de combustión que es el calor que se genera en ese equipo.

$$\eta_{Térmico} = \frac{W_{NETO}}{q_{CComb}}$$

Utilizando las ecuaciones que se han ido mostrando y combinándolas, dependiendo de los distintos casos, se conseguirán unos resultados que no indican los consumos en cada caso, primer factor a tener en cuenta para la selección de la planta. Después, haciendo uso también de los resultados de este apartado se dimensionarán los equipos, siendo este el segundo factor a tener en cuenta en la selección.

5.3 Caso 1:

Dos fases de compresión con un intercooler entre los compresores, regenerador, cámara de combustión y una fase de expansión.

"CÁLCULO CAUDALES MÁSICOS. CASO 1: UNA FASE DE EXPANSIÓN "

"DATOS VARIABLES"

r=4

r_1=r "Ratio de compresión en C1"

r_2=r "Ratio de compresión en C2"

DeltaP_23=-0,03 "Pérdida de carga en intercooler"

DeltaP_45=-0,04 "Pérdida de carga del aire en el regenerador"

DeltaP_56=-0,05 "Pérdida de carga en la cámara de combustión"

DeltaP_78=0,04 "Pérdida de carga gases escape en regenerador"

$E=0,75$ "Efectividad"

$m_{\text{dot_Aire}}=m_{\text{dot_Gases}}$ "Hipótesis de partida"

$T_{\text{InMar}}=20+273$ [K] "Hipótesis, revisar valor"

$T_{\text{OutMar}}=50+273$ [K]

"Propiedades de los fluidos del ciclo"

$\text{Gamma_Aire}=1,4$

$\text{Cp_Aire}=1,005$ [kJ/kgK]

$\text{Gamma_Gases}=1,333$

$\text{Cp_Gases}=1,15$ [kJ/kgK]

$\text{Rend_IsoentropicoComp}=0,8$

$\text{Rend_IsoentropicoTurb}=0,8$

$\text{PC_GN}=50000$ [kJ/kg]

$\text{Cp_Mar}=4$ [kJ/kg]

"Cálculo de presiones"

$P_1=101,325$ [kPa]

$P_2=r_1 \cdot P_1$

$P_3=P_2 \cdot (1+\Delta P_{23})$

$P_4=r_2 \cdot P_3$

$P_5=P_4 \cdot (1+\Delta P_{45})$

$P_6=P_5 \cdot (1+\Delta P_{56})$

$P_7=P_6 \cdot (1+\Delta P_{78})$

$P_8=P_1$

"Cálculo de temperaturas"

$T_1=293$ [K]

$T_{S2}/T_1=(P_2/P_1)^{((\text{Gamma_Aire}-1)/\text{Gamma_Aire})}$

$\text{Rend_IsoentropicoComp}=(T_{S2}-T_1)/(T_2-T_1)$

$T_3=313$ [K]

$$T_{S4}/T_3=(P_4/P_3)^{((\text{Gamma_Aire}-1)/\text{Gamma_Aire})}$$

$$\text{Rend_IsoentropicoComp}=(T_{S4}-T_3)/(T_4-T_3)$$

$$E=(T_5-T_4)/(T_7-T_4)$$

$$T_6=1350 \text{ [K]}$$

$$T_6/T_{S7}=(P_6/P_7)^{((\text{Gamma_Gases}-1)/\text{Gamma_Gases})}$$

$$\text{Rend_IsoentropicoTurb}=(T_6-T_7)/(T_6-T_{S7})$$

$$T_8=423 \text{ [K]}$$

"Cálculo caudal másico gas natural"

$$W_{\text{dot_Neto}}=30000 \text{ [kW]} \text{ "Trabajo que debe dedicarse a la propulsión, indicado en C6TFG"}$$

$$W_{\text{dot_Neto}}=W_{\text{dot_T}}-W_{\text{dot_C1}}-W_{\text{dot_C2}} \text{ "El trabajo entregado para la propulsión del buque ha de ser el generado por las turbinas menos el trabajo que hay que entregar a los compresores"}$$

$$W_{\text{dot_T}}=m_{\text{dot_Gases}}*Cp_{\text{Gases}}*(T_6-T_7) \text{ "Trabajo generado por turbinas"}$$

$$W_{\text{dot_C1}}=m_{\text{dot_Aire}}*Cp_{\text{Aire}}*(T_2-T_1) \text{ "Trabajo entregado al primer compresor"}$$

$$W_{\text{dot_C2}}=m_{\text{dot_Aire}}*Cp_{\text{Aire}}*(T_4-T_3) \text{ "Trabajo entregado al segundo compresor"}$$

$$q_{\text{dot_Intercooler}}=m_{\text{dot_Aire}}*Cp_{\text{Aire}}*(T_2-T_3) \text{ "Enfriamiento del aire entre el compresor 1 y 2"}$$

$$q_{\text{dot_Intercooler}}=m_{\text{dot_Mar}}*Cp_{\text{Mar}}*(T_{\text{OutMar}}-T_{\text{InMar}}) \text{ "Calentamiento del fluido (Agua de mar) que enfría el aire"}$$

$$q_{\text{dot_Regenerador}}=m_{\text{dot_Aire}}*Cp_{\text{Aire}}*(T_5-T_4) \text{ "Calentamiento de aire comprimido antes de ser mezclado con el gas natural"}$$

$$q_{\text{dot_Regenerador}}=m_{\text{dot_Gases}}*Cp_{\text{Gases}}*(T_7-T_8) \text{ "Enfriamiento del fluido (Gases de escape) que calientan el aire comprimido antes de ser mezclado con el gas natural"}$$

$$q_{\text{dot_CComb}}=m_{\text{dot_Gases}}*Cp_{\text{Gases}}*(T_6-T_5) \text{ "Calentamiento del aire comprimido al combustionar (Gases)"}$$

$$q_{\text{dot_CComb}}=m_{\text{dot_GN}}*PC_{\text{GN}} \text{ "Calentamiento del gas natural al combustionar"}$$

$$\text{Rend_Termico}=W_{\text{dot_Neto}}/q_{\text{dot_CComb}} \text{ "Relación entre el trabajo que se aprovecha realmente de la energía calorífica generada total"}$$

Obteniendo los siguientes resultados,

$$Cp_{\text{Aire}}=1,005 \text{ [kJ/kgK]}$$

$$Cp_{\text{Gases}}=1,15 \text{ [kJ/kgK]}$$

$$Cp_{\text{Mar}}=4 \text{ [kJ/kg]}$$

$$\Delta P_{23}=-0,03$$

$$\Delta P_{45}=-0,04$$

$$\Delta P_{56}=-0,05$$

$$\Delta P_{78}=0,04$$

$$E=0,75 \text{ [K]}$$

$$\text{Gamma_Aire}=1,4$$

Gamma_Gases=1,333
m_dot_Aire=133,3
m_dot_Gases=133,3
m_dot_GN=1,839
m_dot_Mar=176,4
PC_GN=50000 [kJ/kg]
P_1=101,3 [kPa]
P_2=405,3 [kPa]
P_3=393,1 [kPa]
P_4=1573 [kPa]
P_5=1510 [kPa]
P_6=1434 [kPa]
P_7=105,4
P_8=101,3 [kPa]
q_dot_CComb=91940 [kJ/kg]
q_dot_Intercooler=21165 [kJ-K/kg]
q_dot_Regenerador=33097
r=4
Rend_IsoentropicoComp=0,8
Rend_IsoentropicoTurb=0,8
Rend_Termico=0,3263 [kW-kg/kJ]
r_1=4
r_2=4
T_1=293 [K]
T_2=471 [K]
T_3=313 [K]
T_4=503,1 [K]
T_5=750,2 [K]
T_6=1350 [K]
T_7=832,6 [K]
T_8=616,7 [K]
T_InMar=293 [K]
T_OutMar=323 [K]
T_S2=435,4 [K]
T_S4=465,1 [K]
T_S7=703,2 [K]
W_dot_C1=23844 [kW]

$$W_{\dot{C}2}=25472 \text{ [kW]}$$

$$W_{\dot{\text{Neto}}}=30000 \text{ [kW]}$$

$$W_{\dot{T}}=79316 \text{ [kW]}$$

5.4 Caso 2:

Dos fases de compresión con un intercooler entre los compresores, regenerador, cámara de combustión y dos fases de expansión con una segunda cámara de combustión entre ambas turbinas.

"CÁLCULO CAUDALES MÁSICOS. CASO 2: DOS FASES DE EXPANSIÓN "

"DATOS VARIABLES"

$$r=4$$

$$r_1=r \text{ "Ratio de compresión en C1"}$$

$$r_2=r \text{ "Ratio de compresión en C2"}$$

$$\Delta P_{23}=-0,03 \text{ "Pérdida de carga en intercooler"}$$

$$\Delta P_{45}=-0,04 \text{ "Pérdida de carga del aire en el regenerador"}$$

$$\Delta P_{56}=-0,05 \text{ "Pérdida de carga en la cámara de combustión 1"}$$

$$\Delta P_{78}=-0,05 \text{ "Pérdida de carga en la cámara de combustión 2"}$$

$$\Delta P_{910}=0,04 \text{ "Pérdida de carga gases escape en regenerador"}$$

$$E=0,75 \text{ "Efectividad"}$$

$$T_{\text{InMar}}=20+273 \text{ [K] "Hipótesis, revisar valor"}$$

$$T_{\text{OutMar}}=50+273 \text{ [K]}$$

$$m_{\dot{\text{Aire}}}=m_{\dot{\text{Gases}}} \text{ "Hipótesis de partida"}$$

"Propiedades de los fluidos del ciclo"

$$\gamma_{\text{Aire}}=1,4$$

$$C_{p_{\text{Aire}}}=1,005 \text{ [kJ/kgK]}$$

$$\gamma_{\text{Gases}}=1,333$$

$$C_{p_{\text{Gases}}}=1,15 \text{ [kJ/kgK]}$$

$$\text{Rend}_{\text{IsoentropicoComp}}=0,8$$

$$\text{Rend}_{\text{IsoentropicoTurb}}=0,8$$

$$PC_{\text{GN}}=50000 \text{ [kJ/kg]}$$

$$C_{p_{\text{Mar}}}=4 \text{ [kJ/kg]}$$

"Primera fase: Alimentación de los compresores 1 y 2 por la primera turbina"

$$P_1=101,325 \text{ [kPa]}$$

$$P_2=r_1 P_1$$

$$P_3=P_2(1+\Delta P_{23})$$

$$P_4=r_2 P_3$$

$$P_5=P_4(1+\Delta P_{45})$$

$$P_6 = P_5 * (1 + \Delta P_{56})$$

$$T_1 = 293 \text{ [K]}$$
$$T_{S2}/T_1 = (P_2/P_1)^{((\text{Gamma_Aire}-1)/\text{Gamma_Aire})}$$
$$\text{Rend_IsoentropicoComp} = (T_{S2}-T_1)/(T_2-T_1)$$
$$T_3 = 313 \text{ [K]}$$
$$T_{S4}/T_3 = (P_4/P_3)^{((\text{Gamma_Aire}-1)/\text{Gamma_Aire})}$$
$$\text{Rend_IsoentropicoComp} = (T_{S4}-T_3)/(T_4-T_3)$$
$$T_6 = 1350 \text{ [K]}$$

$$W_{\text{dot_C1}} = m_{\text{dot_Aire}} * C_p_{\text{Aire}} * (T_2 - T_1) \text{ "Trabajo entregado por la turbina al compresor 1"}$$
$$W_{\text{dot_C2}} = m_{\text{dot_Aire}} * C_p_{\text{Aire}} * (T_4 - T_3) \text{ "Trabajo entregado por la turbina 1 al compresor 2"}$$
$$W_{\text{dot_T1}} = W_{\text{dot_C1}} + W_{\text{dot_C2}}$$
$$W_{\text{dot_T1}} = m_{\text{dot_Gases}} * C_p_{\text{Gases}} * (T_6 - T_7)$$

$$\text{Rend_IsoentropicoTurb} = (T_6 - T_7)/(T_6 - T_{S7})$$
$$T_6/T_{S7} = (P_6/P_7)^{((\text{Gamma_Gases}-1)/\text{Gamma_Gases})}$$

"Segunda Fase: Alimentación generador potencia"

$$P_8 = P_7 * (1 - \Delta P_{78})$$
$$P_{10} = P_1$$
$$P_{10} = P_9 * (1 + \Delta P_{910})$$
$$T_8 = 1350 \text{ [K]}$$
$$\text{Rend_IsoentropicoTurb} = (T_8 - T_9)/(T_8 - T_{S9})$$
$$T_8/T_{S9} = (P_8/P_9)^{((\text{Gamma_Gases}-1)/\text{Gamma_Gases})}$$
$$E = (T_5 - T_4)/(T_9 - T_4)$$

"Cálculo caudal másico gas natural"

$$W_{\text{dot_T2}} = 30000 \text{ [kW]} \text{ "Trabajo que debe dedicarse a la propulsión, indicado en C6TFG"}$$
$$W_{\text{dot_T2}} = m_{\text{dot_Gases}} * C_p_{\text{Gases}} * (T_8 - T_9) \text{ "Trabajo generado por turbina 2"}$$
$$T_{10} = 423 \text{ [K]}$$
$$W_{\text{dot_TOT}} = W_{\text{dot_T1}} + W_{\text{dot_T2}}$$
$$q_{\text{dot_Intercooler}} = m_{\text{dot_Aire}} * C_p_{\text{Aire}} * (T_2 - T_3) \text{ "Enfriamiento del aire entre el compresor 1 y 2"}$$
$$q_{\text{dot_Intercooler}} = m_{\text{dot_Mar}} * C_p_{\text{Mar}} * (T_{\text{OutMar}} - T_{\text{InMar}}) \text{ "Calentamiento del fluido (Agua de mar) que enfría el aire"}$$
$$q_{\text{dot_Regenerador}} = m_{\text{dot_Aire}} * C_p_{\text{Aire}} * (T_5 - T_4) \text{ "Calentamiento de aire comprimido antes de ser mezclado con el gas natural"}$$
$$q_{\text{dot_Regenerador}} = m_{\text{dot_Gases}} * C_p_{\text{Gases}} * (T_9 - T_{10}) \text{ "Enfriamiento del fluido (Gases de escape) que calientan el aire comprimido antes de ser mezclado con el gas natural"}$$
$$q_{\text{dot_CComb1}} = m_{\text{dot_Gases}} * C_p_{\text{Gases}} * (T_6 - T_5) \text{ "Calentamiento del aire comprimido al combustionar (Gases) en Cámara de combustión 1"}$$
$$q_{\text{dot_CComb2}} = m_{\text{dot_Gases}} * C_p_{\text{Gases}} * (T_8 - T_7) \text{ "Calentamiento del aire comprimido al combustionar (Gases) en cámara de combustión 2"}$$
$$q_{\text{dot_CComb1}} + q_{\text{dot_CComb2}} = m_{\text{dot_GN}} * PC_{\text{GN}} \text{ "Calentamiento del gas natural al combustionar"}$$
$$\text{Rend_Termico} = W_{\text{dot_TOT}} / (q_{\text{dot_CComb1}} + q_{\text{dot_CComb2}}) \text{ "Relación entre el trabajo que se aprovecha realmente de la energía calorífica generada total"}$$

Obteniendo los siguientes resultados:

Variables in Main

$$C_p_{\text{Aire}} = 1,005 \text{ [kJ/kgK]}$$

$Cp_Gases=1,15$ [kJ/kgK]

$Cp_Mar=4$ [kJ/kg]

$\Delta P_{23}=-0,03$

$\Delta P_{45}=-0,04$

$\Delta P_{56}=-0,05$

$\Delta P_{78}=-0,05$

$\Delta P_{910}=0,04$

$E=0,75$ [1/K]

$\Gamma_{Aire}=1,4$

$\Gamma_{Gases}=1,333$

$\dot{m}_{Aire}=85,86$

$\dot{m}_{Gases}=85,86$

$\dot{m}_{GN}=1,503$

$\dot{m}_{Mar}=113,6$

$PC_{GN}=50000$ [kJ/kg]

$P_1=101,3$ [kPa]

$P_{10}=101,3$ [kPa]

$P_2=405,3$ [kPa]

$P_3=393,1$ [kPa]

$P_4=1573$ [kPa]

$P_5=1510$ [kPa]

$P_6=1434$ [kPa]

$P_7=348,1$

$P_8=365,6$

$P_9=97,43$

$\dot{q}_{CComb1}=43406$

$\dot{q}_{CComb2}=31768$

$\dot{q}_{Intercooler}=13634$ [kJ/kg]

$\dot{q}_{Regenerador}=35146$

$r=4$

$Rend_{IsoentropicoComp}=0,8$

$Rend_{IsoentropicoTurb}=0,8$

$Rend_{Termico}=0,8217$

$r_1=4$

$r_2=4$

$T_1=293$ [K]

$T_{10}=690,3$ [K]

T_2=471 [K]
T_3=313 [K]
T_4=503,1 [K]
T_5=910,4 [K]
T_6=1350 [K]
T_7=1028 [K]
T_8=1350 [K]
T_9=1046 [K]
T_InMar=293
T_OutMar=323
T_S2=435,4 [K]
T_S4=465,1 [K]
T_S7=947,8 [K]
T_S9=970,2 [K]
W_dot_C1=15360
W_dot_C2=16408
W_dot_T1=31768 [kW]
W_dot_T2=30000 [kW]
W_dot_TOT=61768

5.5 Caso 3:

Dos fases de compresión con un intercooler entre los compresores, regenerador, cámara de combustión y dos fases de expansión con una segunda cámara de combustión y un tercer compresor entre ambas turbinas.

"CÁLCULO CAUDALES MÁSICOS. CASO 3: CICLO COMBINADO "

"DATOS VARIABLES"

r=4
r_1=r "Ratio de compresión en C1"
r_2=r "Ratio de compresión en C2"

DeltaP_78=-0,04 "Pérdida de carga del aire en el regenerador"
DeltaP_23=-0,05 "Pérdida de carga en la cámara de combustión 1"
DeltaP_89=-0,05 "Pérdida de carga en la cámara de combustión 2"
DeltaP_45=0,04 "Pérdida de carga gases escape en regenerador"
E=0,75

m_dot_Aire=m_dot_Gases "Hipótesis de partida"

T_InMar=20+273 [K] "Hipótesis, revisar valor"
T_OutMar=50+273 [K]

"Propiedades de los fluidos del ciclo"

$\Gamma_{\text{Aire}}=1,4$
 $C_{p_Aire}=1,005$ [kJ/kgK]

$\Gamma_{\text{Gases}}=1,333$
 $C_{p_Gases}=1,15$ [kJ/kgK]

$\text{Rend_IsoentropicoComp}=0,8$
 $\text{Rend_IsoentropicoTurb}=0,8$

$PC_GN=50000$ [kJ/kg]

$C_{p_Mar}=4$ [kJ/kg]

"Primera fase: Alimenta a los compresores de la planta"

$P_1=101,325$ [kPa]
 $P_2=r_1 \cdot P_1$

$T_1=293$ [K]
 $T_1/T_{S2}=(P_1/P_2)^{((\Gamma_{\text{Aire}}-1)/\Gamma_{\text{Aire}})}$
 $\text{Rend_IsoentropicoComp}=(T_{S2}-T_1)/(T_2-T_1)$

$P_3=P_2 \cdot (1+\Delta P_{23})$
 $T_3=1350$

$W_{\text{dot}}_{T1}=m_{\text{dot}}_{\text{Gases}} \cdot C_{p_Gases} \cdot (T_3-T_4)$ "Trabajo generado por la primera turbina"
 $W_{\text{dot}}_{T1}=W_{\text{dot}}_{C1}+W_{\text{dot}}_{C2}$
 $W_{\text{dot}}_{C1}=m_{\text{dot}}_{\text{Aire}} \cdot C_{p_Aire} \cdot (T_2-T_1)$ "Trabajo necesario en el compresor 1"
 $W_{\text{dot}}_{C2}=m_{\text{dot}}_{\text{Aire}} \cdot C_{p_Aire} \cdot (T_7-T_6)$ "Trabajo necesario en el compresor 2"

$\text{Rend_IsoentropicoTurb}=(T_3-T_4)/(T_3-T_{S4})$
 $T_3/T_{S4}=(P_3/P_4)^{((\Gamma_{\text{Gases}}-1)/\Gamma_{\text{Gases}})}$

$P_5=P_1$

"Segunda fase: Alimenta al motor propulsor y otros consumidores a bordo"

$P_6=101,325$
 $T_6=293$

$P_7=r_2 \cdot P_6$
 $T_{S7}/T_6=(P_7/P_6)^{((\Gamma_{\text{Aire}}-1)/\Gamma_{\text{Aire}})}$
 $\text{Rend_IsoentropicoComp}=(T_{S7}-T_6)/(T_7-T_6)$

$P_8=P_7 \cdot (1+\Delta P_{78})$
 $q_{\text{dot}}_{\text{Regenerador}}=m_{\text{dot}}_{\text{Gases}} \cdot C_{p_Gases} \cdot (T_4-T_5)$ "Calor cedido por los gases de escape de la primera turbina"
 $q_{\text{dot}}_{\text{Regenerador}}=m_{\text{dot}}_{\text{Aire}} \cdot C_{p_Aire} \cdot (T_8-T_7)$ "Calor absorbido por el aire"

$T_9=1350$
 $P_9=P_8 \cdot (1+\Delta P_{89})$

$T_9/T_{S10}=(P_9/P_{10})^{((\Gamma_{\text{Gases}}-1)/\Gamma_{\text{Gases}})}$
 $\text{Rend_IsoentropicoTurb}=(T_9-T_{10})/(T_9-T_{S10})$

$$W_{\dot{T}2}=30000$$
$$W_{\dot{T}2}=m_{\dot{Gases}}*Cp_{Gases}*(T_9-T_{10})$$
$$P_{10}=P_1$$

$$E=(T_8*T_7)/(T_{10}*T_7)$$

"Cálculo caudal másico gas natural"

$$W_{\dot{T}}=W_{\dot{T}1}+W_{\dot{T}2}$$
 "Trabajo generado por turbinas"

$$q_{\dot{C}Comb1}=m_{\dot{Gases}}*Cp_{Gases}*(T_3-T_2)$$
 "Calentamiento del aire comprimido al combustionar (Gases) en Cámara de combustión 1"

$$q_{\dot{C}Comb2}=m_{\dot{Gases}}*Cp_{Gases}*(T_9-T_8)$$
 "Calentamiento del aire comprimido al combustionar (Gases) en cámara de combustión 2"

$$q_{\dot{C}Comb1}+q_{\dot{C}Comb2}=m_{\dot{GN}}*PC_{GN}$$
 "Calentamiento del gas natural al combustionar"

$$Rend_{Termico}=W_{\dot{T}}/(q_{\dot{C}Comb1}+q_{\dot{C}Comb2})$$
 "Relación entre el trabajo que se aprovecha realmente de la energía calorífica generada total"

Obteniendo los siguientes resultados:

Variables in Main

$$Cp_{Aire}=1,005 \text{ [kJ/kgK]}$$

$$Cp_{Gases}=1,15 \text{ [kJ/kgK]}$$

$$\Delta P_{23}=-0,05$$

$$\Delta P_{45}=0,04$$

$$\Delta P_{78}=-0,04$$

$$\Delta P_{89}=-0,05$$

$$E=0,75 \text{ [1/K]}$$

$$\Gamma_{Aire}=1,4$$

$$\Gamma_{Gases}=1,333$$

$$m_{\dot{Aire}}=87,44$$

$$m_{\dot{Gases}}=87,44$$

$$m_{\dot{GN}}=2,897$$

$$PC_{GN}=50000 \text{ [kJ/kg]}$$

$$P_1=101,3 \text{ [kPa]}$$

$$P_{10}=101,3 \text{ [kPa]}$$

$$P_2=405,3 \text{ [kPa]}$$

$$P_3=385 \text{ [kPa]}$$

$$P_4=98,82$$

$$P_5=101,3 \text{ [kPa]}$$

$$P_6=101,3$$

$$P_7=405,3$$

$P_8=389,1$

$P_9=369,6$

$q_{\dot{C}Comb1}=88388$

$q_{\dot{C}Comb2}=56437$

$q_{\dot{R}egenerador}=27922$

$r=4$

$Rend_{IsoentropicoComp}=0,8$

$Rend_{IsoentropicoTurb}=0,8$

$Rend_{Termico}=0,4232$

$r_1=4$

$r_2=4$

$T_1=293 \text{ [K]}$

$T_{10}=1052 \text{ [K]}$

$T_2=471 \text{ [K]}$

$T_3=1350 \text{ [K]}$

$T_4=1039 \text{ [K]}$

$T_5=761,2$

$T_6=293 \text{ [K]}$

$T_7=471 \text{ [K]}$

$T_8=788,7$

$T_9=1350 \text{ [K]}$

$T_{InMar}=293$

$T_{OutMar}=323$

$T_{S10}=977,1 \text{ [K]}$

$T_{S2}=435,4 \text{ [K]}$

$T_{S4}=961,1 \text{ [K]}$

$T_{S7}=435,4 \text{ [K]}$

$W_{\dot{C}1}=15642$

$W_{\dot{C}2}=15642$

$W_{\dot{T}}=61283$

$W_{\dot{T}1}=31283$

$W_{\dot{T}2}=30000$

5.6 Resultados y selección

A continuación, se muestra una tabla resumen de los resultados obtenidos para cada alternativa y que serán importantes en el diseño de la planta generadora de potencia:

| CONSUMOS | ALTERNATIVA 1 | ALTERNATIVA 2 | ALTERNATIVA 3 |
|----------------------------|----------------------|----------------------|----------------------|
| Caudal aire y gases | 133,3 | 85,86 | 87,44 |
| Caudal gas natural | 1,839 | 1,503 | 2,897 |
| Caudal agua de mar | 176,6 | 113,6 | 0 |

Resultados obtenidos en Kg/s

Tabla 1: Resultados obtenidos para cada caso analizado

El caudal realmente restrictivo es el de gas natural, ya que, de aire, agua de mar y gases se considera que tenemos un suministro ilimitado a bordo y que en el ámbito económico no influye en exceso.

Como se puede observar en la tabla resumen anterior, la alternativa 3 correspondiente al ciclo combinado presenta un consumo mucho más elevado que los dos primeros casos. El beneficio que presentaba esta opción es que al no tener intercooler se prescindía del agua de mar y de todo el equipo, por tanto, presentaba una reducción considerable en espacio y peso. A pesar de ello, no se considera esta opción en el dimensionamiento.

Se selecciona la alternativa dos, ya que significa un consumo más bajo de gas natural.

6 DIMENSIONAMIENTO DE ELEMENTOS DE LA PLANTA

De la opción elegida se dimensionarán a partir de los caudales calculados en el apartado anterior, en el caso de algunos elementos habrá que realizar cálculo y en otros simplemente seleccionarlos de un catálogo o encargarlos a una empresa que lo construya a partir de los valores calculados en el apartado anterior.

- Compresores. Se construyen a partir de la relación de compresión deseada y el caudal de aire.
- Turbinas: Se construyen a partir de la potencia neta deseada y su caudal de gases de combustión.
- Cámaras de combustión: Se construyen a partir de la potencia y caudal de aire y gases.
- Intercooler: Se dimensiona a partir de cálculos existentes en la bibliografía.
- Regenerador: Se dimensiona a partir de cálculos de la bibliografía utilizada.

6.1 Intercambiadores de calor

Los intercambiadores de calor son equipos que transfieren energía térmica entre dos o más fluidos que están a diferentes temperaturas.

Según el proceso de transferencia, los intercambiadores se clasifican en dos tipos:

- Contacto directo: La transferencia de energía térmica se produce por el contacto directo entre dos fluidos. En este tipo de intercambiadores, ambos fluidos deben ser líquidos inmiscibles.
- Contacto indirecto: La transferencia de energía térmica se produce a través de una superficie de contacto que separa ambos fluidos.

Los intercambiadores considerados en este anteproyecto son de contacto directo.

En el diseño de intercambiadores de calor existen dos problemas a resolver durante el cálculo:

1. Determinar la ratio de transferencia de calor y las temperaturas de salida y entrada de los distintos fluidos, así como el flujo de los fluidos y las presiones que se alcanzan en el proceso.
2. Dimensionamiento del intercambiador habiendo elegido el tipo de intercambiador correcto que satisface las necesidades

6.1.1 Intercooler

El intercooler se encuentra entre las dos fases de compresión. Para su dimensionamiento se utilizarán los datos calculados en apartados anteriores correspondientes al caudal de agua de mar (Fluido refrigerante) y caudal de aire (Fluido refrigerado).

El caudal de mar que pasará por el intercambiador es de 113,6 kg/s, que teniendo en cuenta una densidad del agua de mar de 1025 kg/m³, resulta 399 m³/h. El caudal de aire ya se mostró anteriormente en la selección del compresor, siendo 85,86 k/s = 398733,9 m³/h.

El intercooler será un intercambiador de calor de carcasa y tubos, la razón de esta decisión es que el fluido frío, que es el agua de mar es sucio, debe ir por los tubos. Esta opción ofrece facilidad en la limpieza, siendo a la vez la alternativa más económica en cuanto a su construcción. Además, para facilitar en mayor medida la limpieza de los tubos, será de cabezal en vez de en forma de U.

Será necesario definir el número de pasos, el diámetro y longitud del tubo. La relación entre espaciado de tubos y diámetro del conducto es entre 1,25 – 2, una relación menos dificultaría la unión entre el conducto y la placa.

El intercambiador de calor será de 1 paso por carcasa y dos pasos por tubo, de cabezal, ya que así se facilita el mantenimiento de los tubos, que es por donde circula el agua de mar. Tal y como se muestra en la siguiente imagen:

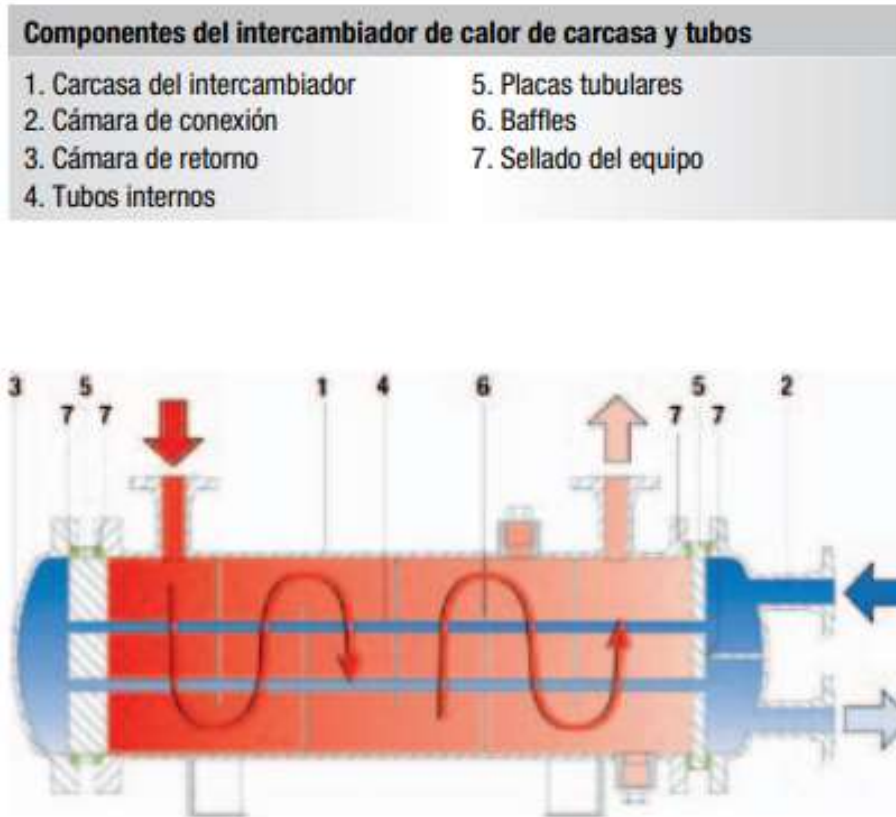


Ilustración 6: Esquema tipo de intercambiador empleado para el intercooler

Los tubos proporcionan la superficie de transferencia de calor entre el fluido que circula por el interior de los tubos y el que circula paralelamente por la carcasa.

El calor intercambiado por los fluidos se define con la siguiente expresión, utilizada en los anteriores apartados:

$$Q = m_{Aire} * C_{pAire} * (T_{OutAire} - T_{InAire}) = m_{Agua} * C_{pAgua} * (T_{OutAgua} - T_{InAgua}) = 13634 \frac{kJ}{s}$$

Las temperaturas de entrada y salida del agua de mar y del aire se definieron también, al igual que las propiedades de los distintos fluidos.

Teniendo un flujo másico:

$$m_{Agua} = 113,6 \frac{kg}{s} = 399 \frac{m^3}{h}$$

$$m_{Aire} = 85,86 \frac{kg}{s} = 3398733,9 \frac{m^3}{h}$$

A partir de esos caudales de ambos fluidos y del calor que han de intercambiar se dimensionará el intercambiador de calor.

Siendo,

$$\varepsilon = \frac{C_{Aire} * (T2 - T3)}{C_{Min} * (T2 - T_{Aguain})} = \frac{C_{Agua} * (T_{Aguaoout} - T_{Aguain})}{C_{Min} * (T2 - T_{Aguain})}$$

Siendo, T2 = 471 K, la temperatura de entrada en el intercooler, definido en cálculos de apartados anteriores. La temperatura de salida y entrada del agua de mar también se fijó en apartados anteriores, tomando los valores de 323 K y 293 K, respectivamente.

- Fluido caliente: $C_{Aire} = m_{Aire} * Cp_{Aire} = 85,9 \frac{kg}{s} * 1,005 \frac{kJ}{kgK} = 86,33 \frac{kJ}{sK}$
- Fluido frío: $c_{Agua} = m_{Agua} * Cp_{Agua} = 113,6 \frac{kg}{s} * 4 \frac{kJ}{kgK} = 454,4 \frac{kJ}{sK}$

Siendo, $C_{Min} = C_{Aire} = 86,33 \frac{kJ}{sK}$, entonces:

$$\varepsilon = \frac{C_{Agua} * (T_{Aguaoout} - T_{Aguain})}{C_{Min} * (T2 - T_{Aguain})} = \frac{454,4 \frac{kJ}{sK} * (323K - 293K)}{86,33 \frac{kJ}{sK} * (471K - 293K)} = 0,8$$

A continuación, se definirán algunos parámetros necesarios para el diseño del intercambiador:

$$NUT = \frac{UA}{C_{Min}}$$

Para calcular NUT se realiza atendiendo a las correlaciones en función de la eficiencia del intercambiador y Cr, existentes en la bibliografía:

$$E = \frac{\frac{2}{\varepsilon} - (1 - Cr)}{(1 + Cr^2)^{\frac{1}{2}}} = 1,66$$

Siendo, $Cr = \frac{C_{Min}}{C_{Max}} = \frac{C_{Aire}}{C_{agua}} = \frac{86,33}{454,4} = 0,19$ y $\varepsilon = 0,8$

$$NUT = -(1 + Cr^2)^{-\frac{1}{2}} * \ln\left(\frac{E - 1}{E + 1}\right) = -(1 + 0,19^2)^{-\frac{1}{2}} * \ln\left(\frac{1,66 - 1}{1,66 + 1}\right) = 1,37$$

A partir de los valores calculados y la primera ecuación de NUT que aparece en el documento, se obtiene el UA:

$$NUT = \frac{UA}{C_{Min}} \rightarrow UA = NUT * C_{Min} = 1,37 * 86,33 = 118,2$$

Este valor se deja apartado, mientras tanto se dimensiona el intercambiador a partir de suposiciones que después se comprueban si son suficientes con este parámetro.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{\eta_{oi} * h_i * A_i} + \frac{R''f_i}{\eta_i * A_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}{N_t * 2\pi * Kt * Lt} + \frac{R''f_e}{\eta_e * A_e} + \frac{1}{\eta_{oe} * h_e * A_e}$$

Siendo,

- $\eta(o,i)$ y $\eta(o,e)$, las eficiencias de superficie aleteada en el interior y en el exterior. Se suponen tubos lisos, por tanto, no se tiene en cuenta.
- $R''f$, reducciones por ensuciamiento, se estima usualmente en 0,0004 m2K/W
- h_i coeficiente de transferencia de calor del interior
- $h_e = 500$ W/m2K, coeficiente de transferencia de calor del exterior, se estima a partir de la bibliografía, página 381, tabla 9.4, "Heat exchangers – Selection, Rating, ans Thermal Design. Third edition" de Sadik Kakaç, hongtan Liu y Anchasa Pramuanjaroenkij
- r_e y r_i , radios exterior e interior del tubo, respetivamente
- L_t , longitud del tubo
- N_t , número de tubos

- k_t es la conductividad térmica del tubo de paso, siendo acero inoxidable se toma el valor de $k_t = 15 \text{ W/mK}$:

Thermophysical Properties of Metals

| Metal | Temperature Range T (°C) | Density ρ (g/cm ³) | Specific Heat c (kJ/(kg · K)) | Thermal Conductivity k (W/m · K) | Emissivity ϵ |
|-----------------------|----------------------------|-------------------------------------|---------------------------------|------------------------------------|--|
| Platinum | 0–1000 | 21.4 | 0.24 | 70–75 | 0.05–0.03 (Polished) 0.07–0.11 (Oxidized) |
| Silver | 0–400 | 10.52 | 0.23 | 410–360 | 0.01–0.03 (Polished) 0.02–0.04 (Oxidized) |
| Steel (C . 1%) | 0–1000 | 7.80 | 0.47 | 43–28 | 0.07–0.17 (Polished) |
| Steel (Cr . 1%) | 0–1000 | 7.86 | 0.46 | 62–33 | 0.07–0.17 (Polished) |
| Steel (Cr 18%, Ni 8%) | 0–1000 | 7.81 | 0.46 | 16–26 | 0.07–0.17 (Polished) |
| Tin | 0–200 | 7.3 | 0.23 | 65–57 | 0.04–0.06 (Polished) |
| Tungsten | 0–1000 | 19.35 | 0.13 | 166–76 | 0.04–0.08 (Polished) 0.1–0.2 (Filament) |
| Zinc | 0–400 | 7.14 | 0.38 | 112–93 | 0.02–0.03 (Polished) 0.10–0.11 (Oxidized) 0.2–0.3 (Galvanized) |

Source: From Kakaç, S. and Yener, Y., *Convective Heat Transfer*, 2nd ed., CRC Press, Boca Raton, FL, 1995. With permission.

El siguiente paso es suponer unas dimensiones de tubo (Radios y longitud):

HIPÓTESIS 1:

- $L = 12$ metros
- $R_e = 0,014$ metros
- $R_i = 0,0125$ metros

Por tanto,

$$m_{\text{Agua}(1\text{Tubo})} = u * \rho * \pi * r_i^2 = 1 \frac{m}{s} * 1025 \frac{kg}{m^3} * \pi * 0,0125^2 m^2 = 0.5 \frac{kg}{s}$$

$$N_{\text{Tubos}} = \frac{m_{\text{Agu}}}{m_{\text{Agua}(1\text{Tubo})}} = \frac{113,6 \frac{kg}{s}}{0.5 \frac{kg}{s}} = 225.78 \cong 226 \text{ Tubos}$$

A continuación, se comprueba el Reynolds de esta situación por tubo:

$$Re_{\text{Tubo}} = \frac{4 * m_{\text{Agua}(1\text{Tubo})}}{\pi * D_i * \mu_{\text{Agua}}} = \frac{4 * 0.5}{\pi * 0.025 * 0,000716 \frac{kg}{ms}} = 35565.35$$

Como $Re > 10000$, se cumple:

$$hi = 0,023 * Re^{0,8} * Pr^{0,4} * \frac{K_w}{di}$$

Siendo,

$$Pr = \frac{\mu}{\alpha}$$

Donde,

- "Nu" es la viscosidad cinemática del fluido
- "Alpha" es la difusividad térmica del fluido,

$$\alpha = \frac{k}{\rho * Cp}$$

“k” es la conductividad térmica del fluido, “ρ” es la densidad del fluido y “Cp” es el calor específico del fluido.

Por tanto, el número de Prandtl resulta:

$$Pr = \frac{\mu * Cp}{k} = \frac{0,000716 * 4011}{0,628} = 4,57$$

Dynamic viscosity of seawater x 10³, kg/m s

P = P0 (1 atm for t <=100°C, Seawater vapor pressure for t > 100 °C)

2

| Temp, °C | Salinity, g/kg | | | | | | | | | | | | | |
|----------|----------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | 0 | 10 | 20 | 30 | 35 | 40 | 50 | 60 | 70 | 80 | 90 | 100 | 110 | 120 |
| 0 | 1.791 | 1.820 | 1.852 | 1.887 | 1.906 | 1.925 | 1.965 | 2.008 | 2.055 | 2.104 | 2.156 | 2.210 | 2.268 | 2.328 |
| 10 | 1.306 | 1.330 | 1.355 | 1.382 | 1.397 | 1.412 | 1.443 | 1.476 | 1.511 | 1.548 | 1.586 | 1.627 | 1.669 | 1.714 |
| 20 | 1.002 | 1.021 | 1.043 | 1.065 | 1.077 | 1.089 | 1.114 | 1.140 | 1.168 | 1.197 | 1.227 | 1.259 | 1.292 | 1.326 |
| 25 | 0.890 | 0.908 | 0.928 | 0.948 | 0.959 | 0.970 | 0.993 | 1.016 | 1.041 | 1.068 | 1.095 | 1.123 | 1.153 | 1.184 |
| 30 | 0.797 | 0.814 | 0.832 | 0.851 | 0.861 | 0.871 | 0.891 | 0.913 | 0.936 | 0.960 | 0.984 | 1.010 | 1.037 | 1.064 |
| 40 | 0.653 | 0.667 | 0.683 | 0.699 | 0.707 | 0.716 | 0.734 | 0.752 | 0.771 | 0.791 | 0.812 | 0.833 | 0.855 | 0.878 |
| 50 | 0.547 | 0.560 | 0.573 | 0.587 | 0.594 | 0.602 | 0.617 | 0.633 | 0.649 | 0.666 | 0.684 | 0.702 | 0.721 | 0.740 |
| 60 | 0.466 | 0.478 | 0.490 | 0.502 | 0.508 | 0.515 | 0.528 | 0.542 | 0.556 | 0.571 | 0.586 | 0.602 | 0.618 | 0.635 |
| 70 | 0.404 | 0.414 | 0.425 | 0.436 | 0.441 | 0.447 | 0.459 | 0.471 | 0.484 | 0.497 | 0.510 | 0.524 | 0.538 | 0.553 |
| 80 | 0.354 | 0.364 | 0.373 | 0.383 | 0.388 | 0.393 | 0.404 | 0.415 | 0.426 | 0.437 | 0.449 | 0.462 | 0.474 | 0.487 |
| 90 | 0.315 | 0.323 | 0.331 | 0.340 | 0.345 | 0.349 | 0.359 | 0.369 | 0.379 | 0.389 | 0.400 | 0.411 | 0.422 | 0.434 |
| 100 | 0.282 | 0.289 | 0.297 | 0.305 | 0.309 | 0.313 | 0.322 | 0.331 | 0.340 | 0.350 | 0.359 | 0.369 | 0.380 | 0.390 |
| 110 | 0.255 | 0.262 | 0.269 | 0.276 | 0.280 | 0.283 | 0.291 | 0.299 | 0.308 | 0.316 | 0.325 | 0.334 | 0.344 | 0.354 |
| 120 | 0.232 | 0.238 | 0.245 | 0.251 | 0.255 | 0.258 | 0.265 | 0.273 | 0.280 | 0.288 | 0.297 | 0.305 | 0.314 | 0.323 |

Thermal conductivity of seawater, W/m K

P = P0 (1 atm for t <=100°C, Seawater vapor pressure for t > 100 °C)

7

| Temp, °C | Salinity, g/kg | | | | | | | | | | | | | |
|----------|----------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | 0 | 10 | 20 | 30 | 40 | 50 | 60 | 70 | 80 | 90 | 100 | 110 | 120 | |
| 0 | 0.572 | 0.571 | 0.570 | 0.570 | 0.569 | 0.569 | 0.568 | 0.568 | 0.567 | 0.566 | 0.566 | 0.565 | 0.565 | 0.565 |
| 10 | 0.588 | 0.588 | 0.587 | 0.587 | 0.586 | 0.585 | 0.585 | 0.584 | 0.584 | 0.583 | 0.583 | 0.582 | 0.582 | 0.582 |
| 20 | 0.604 | 0.603 | 0.602 | 0.602 | 0.601 | 0.601 | 0.600 | 0.600 | 0.599 | 0.599 | 0.598 | 0.598 | 0.597 | 0.597 |
| 30 | 0.617 | 0.617 | 0.616 | 0.616 | 0.615 | 0.615 | 0.614 | 0.614 | 0.613 | 0.613 | 0.612 | 0.612 | 0.611 | 0.611 |
| 40 | 0.630 | 0.629 | 0.629 | 0.628 | 0.628 | 0.627 | 0.627 | 0.626 | 0.626 | 0.625 | 0.625 | 0.624 | 0.624 | 0.624 |
| 50 | 0.641 | 0.640 | 0.640 | 0.639 | 0.639 | 0.638 | 0.638 | 0.637 | 0.637 | 0.636 | 0.636 | 0.635 | 0.635 | 0.635 |
| 60 | 0.650 | 0.650 | 0.649 | 0.649 | 0.648 | 0.648 | 0.647 | 0.647 | 0.647 | 0.646 | 0.646 | 0.645 | 0.645 | 0.645 |
| 70 | 0.658 | 0.658 | 0.658 | 0.657 | 0.657 | 0.656 | 0.656 | 0.655 | 0.655 | 0.655 | 0.654 | 0.654 | 0.653 | 0.653 |
| 80 | 0.665 | 0.665 | 0.665 | 0.664 | 0.664 | 0.663 | 0.663 | 0.663 | 0.662 | 0.662 | 0.661 | 0.661 | 0.661 | 0.661 |
| 90 | 0.671 | 0.671 | 0.670 | 0.670 | 0.670 | 0.669 | 0.669 | 0.669 | 0.668 | 0.668 | 0.667 | 0.667 | 0.667 | 0.667 |
| 100 | 0.676 | 0.675 | 0.675 | 0.675 | 0.674 | 0.674 | 0.674 | 0.673 | 0.673 | 0.673 | 0.672 | 0.672 | 0.672 | 0.672 |
| 110 | 0.679 | 0.679 | 0.679 | 0.678 | 0.678 | 0.678 | 0.677 | 0.677 | 0.677 | 0.676 | 0.676 | 0.676 | 0.676 | 0.675 |
| 120 | 0.682 | 0.681 | 0.681 | 0.681 | 0.680 | 0.680 | 0.680 | 0.679 | 0.679 | 0.679 | 0.679 | 0.678 | 0.678 | 0.678 |

$$hi = 0,023 * Re^{0,8} * Pr^{0,4} * \frac{K_w}{di} = 0,023 * 35565.35^{0,8} * 4,57^{0,4} * \frac{0,628}{0,025} = 4640.2$$

Por último, se calcula el área interior y exterior de los tubos, ya que son las superficies de intercambio de calor:

$$Ai = Nt * 2 * \pi * ri * Lt = 226 * 2 * \pi * 0,0125 * 12 = 213 m^2$$

$$Ae = Nt * 2 * \pi * re * Lt = 226 * 2 * \pi * 0,014 * 12 = 238.6 m^2$$

Recuperando la ecuación que se mostró anteriormente:

$$\begin{aligned} \frac{1}{UA} &= \frac{1}{\eta_{oi} * h_i * A_i} + \frac{R''f_i}{\eta_i * A_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}{N_t * 2\pi * Kt * Lt} + \frac{R''f_e}{\eta_e * A_e} + \frac{1}{\eta_{oe} * h_e * A_e} \\ &= \frac{1}{4.64 * 213} + \frac{0,0004 * 1000}{213} + \frac{\ln\left(\frac{0,014}{0,0125}\right)}{226 * 2\pi * 15 * 10^{-3} * 12} + 0 + \frac{1}{0.5 * 238.6} \\ &= 0.0117 \end{aligned}$$

Por tanto,

$$UA = 85.36$$

A continuación, se comprueba que con este valor de UA para el intercambiador diseñado se cumple con el NUT calculado anteriormente:

$$UA = 118,2$$

Como se puede observar, el UA calculado por ambos métodos difiere considerablemente, por tanto, a continuación, se realizarán variaciones en las dimensiones del intercambiador, estos cambios afectan al segundo cálculo. Se modificarán estas variables hasta que se iguale el UA calculado por los dos métodos.

HIPÓTESIS 2:

- L = 16 metros
- Re = 0,014 metros
- Ri = 0,0125 metros

Por tanto,

$$m_{\text{Agua(1Tu)}} = u * \rho * \pi * r_i^2 = 1 \frac{m}{s} * 1025 \frac{kg}{m^3} * \pi * 0,0125^2 m^2 = 0,5 \frac{kg}{s}$$

$$N_{\text{Tubos}} = \frac{m_{\text{AguaTOT}}}{m_{\text{Agua(1Tubo)}}} = \frac{113,6 \frac{kg}{s}}{0,5 \frac{kg}{s}} = 225,78 \cong 226 \text{ Tubos}$$

A continuación, se comprueba el Reynolds de esta situación por tubo:

$$Re_{\text{Tubo}} = \frac{4 * m_{\text{Agua(1Tubo)}}}{\pi * D_i * \mu_{\text{Agua}}} = \frac{4 * 0,5}{\pi * 0,025 * 0,000716 \frac{kg}{ms}} = 35565,35$$

Como $Re > 10000$, se cumple:

$$hi = 0,023 * Re^{0,8} * Pr^{0,4} * \frac{K_w}{di}$$

Siendo,

$$Pr = \frac{\mu}{\alpha}$$

Donde,

- "Nu" es la viscosidad cinemática del fluido
- "Alpha" es la difusividad térmica del fluido,

$$\alpha = \frac{k}{\rho * Cp}$$

"k" es la conductividad térmica del fluido, "ρ" es la densidad del fluido y "Cp" es el calor específico del fluido.

Por tanto, el número de Prandtl resulta:

$$Pr = \frac{\mu * Cp}{k} = \frac{0,000716 * 4011}{0,628} = 4,57$$

Dynamic viscosity of seawater x 10³, kg/m s

P = P0 (1 atm for t <=100°C, Seawater vapor pressure for t > 100 °C)

2

| Temp, °C | Salinity, g/kg | | | | | | | | | | | | | |
|----------|----------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | 0 | 10 | 20 | 30 | 35 | 40 | 50 | 60 | 70 | 80 | 90 | 100 | 110 | 120 |
| 0 | 1.791 | 1.820 | 1.852 | 1.887 | 1.906 | 1.925 | 1.965 | 2.008 | 2.055 | 2.104 | 2.156 | 2.210 | 2.268 | 2.328 |
| 10 | 1.306 | 1.330 | 1.355 | 1.382 | 1.397 | 1.412 | 1.443 | 1.476 | 1.511 | 1.548 | 1.586 | 1.627 | 1.669 | 1.714 |
| 20 | 1.002 | 1.021 | 1.043 | 1.065 | 1.077 | 1.089 | 1.114 | 1.140 | 1.168 | 1.197 | 1.227 | 1.259 | 1.292 | 1.326 |
| 25 | 0.890 | 0.908 | 0.928 | 0.948 | 0.959 | 0.970 | 0.993 | 1.016 | 1.041 | 1.068 | 1.095 | 1.123 | 1.153 | 1.184 |
| 30 | 0.797 | 0.814 | 0.832 | 0.851 | 0.861 | 0.871 | 0.891 | 0.913 | 0.936 | 0.960 | 0.984 | 1.010 | 1.037 | 1.064 |
| 40 | 0.653 | 0.667 | 0.683 | 0.699 | 0.707 | 0.716 | 0.734 | 0.752 | 0.771 | 0.791 | 0.812 | 0.833 | 0.855 | 0.878 |
| 50 | 0.547 | 0.560 | 0.573 | 0.587 | 0.594 | 0.602 | 0.617 | 0.633 | 0.649 | 0.666 | 0.684 | 0.702 | 0.721 | 0.740 |
| 60 | 0.466 | 0.478 | 0.490 | 0.502 | 0.508 | 0.515 | 0.528 | 0.542 | 0.556 | 0.571 | 0.586 | 0.602 | 0.618 | 0.635 |
| 70 | 0.404 | 0.414 | 0.425 | 0.436 | 0.441 | 0.447 | 0.459 | 0.471 | 0.484 | 0.497 | 0.510 | 0.524 | 0.538 | 0.553 |
| 80 | 0.354 | 0.364 | 0.373 | 0.383 | 0.388 | 0.393 | 0.404 | 0.415 | 0.426 | 0.437 | 0.449 | 0.462 | 0.474 | 0.487 |
| 90 | 0.315 | 0.323 | 0.331 | 0.340 | 0.345 | 0.349 | 0.359 | 0.369 | 0.379 | 0.389 | 0.400 | 0.411 | 0.422 | 0.434 |
| 100 | 0.282 | 0.289 | 0.297 | 0.305 | 0.309 | 0.313 | 0.322 | 0.331 | 0.340 | 0.350 | 0.359 | 0.369 | 0.380 | 0.390 |
| 110 | 0.255 | 0.262 | 0.269 | 0.276 | 0.280 | 0.283 | 0.291 | 0.299 | 0.308 | 0.316 | 0.325 | 0.334 | 0.344 | 0.354 |
| 120 | 0.232 | 0.238 | 0.245 | 0.251 | 0.255 | 0.258 | 0.265 | 0.273 | 0.280 | 0.288 | 0.297 | 0.305 | 0.314 | 0.323 |

Thermal conductivity of seawater, W/m K

P = P0 (1 atm for t <=100°C, Seawater vapor pressure for t > 100 °C)

7

| Temp, °C | Salinity, g/kg | | | | | | | | | | | | |
|----------|----------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | 0 | 10 | 20 | 30 | 40 | 50 | 60 | 70 | 80 | 90 | 100 | 110 | 120 |
| 0 | 0.572 | 0.571 | 0.570 | 0.570 | 0.569 | 0.569 | 0.568 | 0.568 | 0.567 | 0.566 | 0.566 | 0.565 | 0.565 |
| 10 | 0.588 | 0.588 | 0.587 | 0.587 | 0.586 | 0.585 | 0.585 | 0.584 | 0.584 | 0.583 | 0.583 | 0.582 | 0.582 |
| 20 | 0.604 | 0.603 | 0.602 | 0.602 | 0.601 | 0.601 | 0.600 | 0.600 | 0.599 | 0.599 | 0.598 | 0.598 | 0.597 |
| 30 | 0.617 | 0.617 | 0.616 | 0.616 | 0.615 | 0.615 | 0.614 | 0.614 | 0.613 | 0.613 | 0.612 | 0.612 | 0.611 |
| 40 | 0.630 | 0.629 | 0.629 | 0.628 | 0.628 | 0.627 | 0.627 | 0.626 | 0.626 | 0.625 | 0.625 | 0.624 | 0.624 |
| 50 | 0.641 | 0.640 | 0.640 | 0.639 | 0.639 | 0.638 | 0.638 | 0.637 | 0.637 | 0.636 | 0.636 | 0.635 | 0.635 |
| 60 | 0.650 | 0.650 | 0.649 | 0.649 | 0.648 | 0.648 | 0.647 | 0.647 | 0.647 | 0.646 | 0.646 | 0.645 | 0.645 |
| 70 | 0.658 | 0.658 | 0.658 | 0.657 | 0.657 | 0.656 | 0.656 | 0.655 | 0.655 | 0.655 | 0.654 | 0.654 | 0.653 |
| 80 | 0.665 | 0.665 | 0.665 | 0.664 | 0.664 | 0.663 | 0.663 | 0.663 | 0.662 | 0.662 | 0.661 | 0.661 | 0.661 |
| 90 | 0.671 | 0.671 | 0.670 | 0.670 | 0.670 | 0.669 | 0.669 | 0.669 | 0.668 | 0.668 | 0.667 | 0.667 | 0.667 |
| 100 | 0.676 | 0.675 | 0.675 | 0.675 | 0.674 | 0.674 | 0.674 | 0.673 | 0.673 | 0.673 | 0.672 | 0.672 | 0.672 |
| 110 | 0.679 | 0.679 | 0.679 | 0.678 | 0.678 | 0.678 | 0.677 | 0.677 | 0.677 | 0.676 | 0.676 | 0.676 | 0.675 |
| 120 | 0.682 | 0.681 | 0.681 | 0.681 | 0.680 | 0.680 | 0.680 | 0.679 | 0.679 | 0.679 | 0.679 | 0.678 | 0.678 |

$$hi = 0,023 * Re^{0,8} * Pr^{0,4} * \frac{K_w}{di} = 0,023 * 35565.35^{0,8} * 4,57^{0,4} * \frac{0,628}{0,025} = 4640.2$$

Por último, se calcula el área interior y exterior de los tubos, ya que son las superficies de intercambio de calor:

$$Ai = Nt * 2 * \pi * ri * Lt = 226 * 2 * \pi * 0,0125 * 16 = 284 m^2$$

$$Ae = Nt * 2 * \pi * re * Lt = 226 * 2 * \pi * 0,014 * 16 = 318.1 m^2$$

Recuperando la ecuación que se mostró anteriormente:

$$\begin{aligned} \frac{1}{UA} &= \frac{1}{\eta_{oi} * h_i * A_i} + \frac{R''f_i}{\eta_i * A_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}{N_t * 2\pi * Kt * Lt} + \frac{R''f_e}{\eta_e * A_e} + \frac{1}{\eta_{oe} * h_e * A_e} \\ &= \frac{1}{4.64 * 284} + \frac{0,0004 * 1000}{284} + \frac{\ln\left(\frac{0,014}{0,0125}\right)}{226 * 2\pi * 15 * 10^{-3} * 16} + 0 + \frac{1}{0.5 * 318.1} \\ &= 8.78 * 10^{-3} \end{aligned}$$

Por tanto,

$$UA = 113.8$$

Este valor sigue siendo inferior al definido UA = 118.2, por tanto, en la hipótesis siguiente se aumentará de nuevo la longitud de tubo.

HIPÓTESIS 3:

- L = 17 metros
- Re = 0,014 metros
- Ri = 0,0125 metros

Por tanto,

$$m_{\text{Agua}(1\text{Tubo})} = u * \rho * \pi * r_i^2 = 1 \frac{m}{s} * 1025 \frac{kg}{m^3} * \pi * 0,0125^2 m^2 = 0,5 \frac{kg}{s}$$

$$N_{\text{Tubos}} = \frac{m_{\text{AguaTOT}}}{m_{\text{Agua}(1\text{Tubo})}} = \frac{113,6 \frac{kg}{s}}{0,5 \frac{kg}{s}} = 225,78 \cong 226 \text{ Tubos}$$

A continuación, se comprueba el Reynolds de esta situación por tubo:

$$Re_{\text{Tubo}} = \frac{4 * m_{\text{Agua}(1\text{Tubo})}}{\pi * D_i * \mu_{\text{Agua}}} = \frac{4 * 0,5}{\pi * 0,025 * 0,000716 \frac{kg}{ms}} = 35565,35$$

Como $Re > 10000$, se cumple:

$$hi = 0,023 * Re^{0,8} * Pr^{0,4} * \frac{K_w}{di}$$

Siendo,

$$Pr = \frac{\mu}{\alpha}$$

Donde,

- "Nu" es la viscosidad cinemática del fluido
- "Alpha" es la difusividad térmica del fluido,

$$\alpha = \frac{k}{\rho * Cp}$$

"k" es la conductividad térmica del fluido, "ρ" es la densidad del fluido y "Cp" es el calor específico del fluido.

Por tanto, el número de Prandtl resulta:

$$Pr = \frac{\mu * Cp}{k} = \frac{0,000716 * 4011}{0,628} = 4,57$$

Dynamic viscosity of seawater x 10³, kg/m s

P = P0 (1 atm for t <=100°C, Seawater vapor pressure for t > 100 °C)

2

| Temp, °C | Salinity, g/kg | | | | | | | | | | | | | |
|----------|----------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | 0 | 10 | 20 | 30 | 35 | 40 | 50 | 60 | 70 | 80 | 90 | 100 | 110 | 120 |
| 0 | 1.791 | 1.820 | 1.852 | 1.887 | 1.906 | 1.925 | 1.965 | 2.008 | 2.055 | 2.104 | 2.156 | 2.210 | 2.268 | 2.328 |
| 10 | 1.306 | 1.330 | 1.355 | 1.382 | 1.397 | 1.412 | 1.443 | 1.476 | 1.511 | 1.548 | 1.586 | 1.627 | 1.669 | 1.714 |
| 20 | 1.002 | 1.021 | 1.043 | 1.065 | 1.077 | 1.089 | 1.114 | 1.140 | 1.168 | 1.197 | 1.227 | 1.259 | 1.292 | 1.326 |
| 25 | 0.890 | 0.908 | 0.928 | 0.948 | 0.959 | 0.970 | 0.993 | 1.016 | 1.041 | 1.068 | 1.095 | 1.123 | 1.153 | 1.184 |
| 30 | 0.797 | 0.814 | 0.832 | 0.851 | 0.861 | 0.871 | 0.891 | 0.913 | 0.936 | 0.960 | 0.984 | 1.010 | 1.037 | 1.064 |
| 40 | 0.653 | 0.667 | 0.683 | 0.699 | 0.707 | 0.716 | 0.734 | 0.752 | 0.771 | 0.791 | 0.812 | 0.833 | 0.855 | 0.878 |
| 50 | 0.547 | 0.560 | 0.573 | 0.587 | 0.594 | 0.602 | 0.617 | 0.633 | 0.649 | 0.666 | 0.684 | 0.702 | 0.721 | 0.740 |
| 60 | 0.466 | 0.478 | 0.490 | 0.502 | 0.508 | 0.515 | 0.528 | 0.542 | 0.556 | 0.571 | 0.586 | 0.602 | 0.618 | 0.635 |
| 70 | 0.404 | 0.414 | 0.425 | 0.436 | 0.441 | 0.447 | 0.459 | 0.471 | 0.484 | 0.497 | 0.510 | 0.524 | 0.538 | 0.553 |
| 80 | 0.354 | 0.364 | 0.373 | 0.383 | 0.388 | 0.393 | 0.404 | 0.415 | 0.426 | 0.437 | 0.449 | 0.462 | 0.474 | 0.487 |
| 90 | 0.315 | 0.323 | 0.331 | 0.340 | 0.345 | 0.349 | 0.359 | 0.369 | 0.379 | 0.389 | 0.400 | 0.411 | 0.422 | 0.434 |
| 100 | 0.282 | 0.289 | 0.297 | 0.305 | 0.309 | 0.313 | 0.322 | 0.331 | 0.340 | 0.350 | 0.359 | 0.369 | 0.380 | 0.390 |
| 110 | 0.255 | 0.262 | 0.269 | 0.276 | 0.280 | 0.283 | 0.291 | 0.299 | 0.308 | 0.316 | 0.325 | 0.334 | 0.344 | 0.354 |
| 120 | 0.232 | 0.238 | 0.245 | 0.251 | 0.255 | 0.258 | 0.265 | 0.273 | 0.280 | 0.288 | 0.297 | 0.305 | 0.314 | 0.323 |

| Temp, °C | Salinity, g/kg | | | | | | | | | | | | |
|----------|----------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | 0 | 10 | 20 | 30 | 40 | 50 | 60 | 70 | 80 | 90 | 100 | 110 | 120 |
| 0 | 0.572 | 0.571 | 0.570 | 0.570 | 0.569 | 0.569 | 0.568 | 0.568 | 0.567 | 0.566 | 0.566 | 0.565 | 0.565 |
| 10 | 0.588 | 0.588 | 0.587 | 0.587 | 0.586 | 0.585 | 0.585 | 0.584 | 0.584 | 0.583 | 0.583 | 0.582 | 0.582 |
| 20 | 0.604 | 0.603 | 0.602 | 0.602 | 0.601 | 0.601 | 0.600 | 0.600 | 0.599 | 0.599 | 0.598 | 0.598 | 0.597 |
| 30 | 0.617 | 0.617 | 0.616 | 0.616 | 0.615 | 0.615 | 0.614 | 0.614 | 0.613 | 0.613 | 0.612 | 0.612 | 0.611 |
| 40 | 0.629 | 0.629 | 0.628 | 0.628 | 0.628 | 0.627 | 0.627 | 0.626 | 0.626 | 0.625 | 0.625 | 0.624 | 0.624 |
| 50 | 0.641 | 0.640 | 0.640 | 0.639 | 0.639 | 0.638 | 0.638 | 0.637 | 0.637 | 0.636 | 0.636 | 0.635 | 0.635 |
| 60 | 0.650 | 0.650 | 0.649 | 0.649 | 0.648 | 0.648 | 0.647 | 0.647 | 0.647 | 0.646 | 0.646 | 0.645 | 0.645 |
| 70 | 0.658 | 0.658 | 0.658 | 0.657 | 0.657 | 0.656 | 0.656 | 0.655 | 0.655 | 0.655 | 0.654 | 0.654 | 0.653 |
| 80 | 0.665 | 0.665 | 0.665 | 0.664 | 0.664 | 0.663 | 0.663 | 0.663 | 0.662 | 0.662 | 0.661 | 0.661 | 0.661 |
| 90 | 0.671 | 0.671 | 0.670 | 0.670 | 0.670 | 0.669 | 0.669 | 0.669 | 0.668 | 0.668 | 0.667 | 0.667 | 0.667 |
| 100 | 0.676 | 0.675 | 0.675 | 0.675 | 0.674 | 0.674 | 0.674 | 0.673 | 0.673 | 0.673 | 0.672 | 0.672 | 0.672 |
| 110 | 0.679 | 0.679 | 0.679 | 0.678 | 0.678 | 0.678 | 0.677 | 0.677 | 0.677 | 0.676 | 0.676 | 0.676 | 0.675 |
| 120 | 0.682 | 0.681 | 0.681 | 0.681 | 0.680 | 0.680 | 0.680 | 0.679 | 0.679 | 0.679 | 0.679 | 0.678 | 0.678 |

$$hi = 0,023 * Re^{0,8} * Pr^{0,4} * \frac{K_w}{di} = 0,023 * 35565.35^{0,8} * 4,57^{0,4} * \frac{0,628}{0,025} = 4640.2$$

Por último, se calcula el área interior y exterior de los tubos, ya que son las superficies de intercambio de calor:

$$Ai = Nt * 2 * \pi * ri * Lt = 226 * 2 * \pi * 0,0125 * 17 = 301.8m^2$$

$$Ae = Nt * 2 * \pi * re * Lt = 226 * 2 * \pi * 0,014 * 17 = 338 m^2$$

Recuperando la ecuación que se mostró anteriormente:

$$\begin{aligned} \frac{1}{UA} &= \frac{1}{\eta_{oi} * h_i * A_i} + \frac{R''f_i}{\eta_i * A_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}{N_t * 2\pi * Kt * Lt} + \frac{R''f_e}{\eta_e * A_e} + \frac{1}{\eta_{oe} * h_e * A_e} \\ &= \frac{1}{4.64 * 301.8} + \frac{0,0004 * 1000}{308.1} + \frac{\ln\left(\frac{0,014}{0,0125}\right)}{226 * 2\pi * 15 * 10^{-3} * 17} + 0 + \frac{1}{0.5 * 338} \\ &= 8.24 * 10^{-3} \end{aligned}$$

Por tanto,

$$UA = 121.3$$

Estos valores si que se ajustan al UA = 118,2, que era el deseado.

6.1.1.1 Dimensiones finales intercooler

- L = 17 metros
- Re = 0,014 metros
- Ri = 0,0125 metros
- N(Tubos) = 226

6.1.2 Regenerador

El regenerador se encuentra entre la segunda fase de compresión y la primera cámara de combustión. Su función es calentar el aire comprimido antes de que entre en la cámara de combustión, para este calentamiento se utiliza la temperatura que tienen los gases de escape en la salida de la segunda turbina.

Para dimensionar este equipo se utilizan el caudal de gases y el caudal de aire, los cuales se calcularon en apartados anteriores y toman el valor de 85,86 kg/s.

Siendo los dos fluidos gases, este equipo es un intercambiador de calor de flujo cruzado de placas "Compacto". Se utilizará de la bibliografía "Thermal design and optimization – Adrian

Bejan, George Tsatsaronis and Michael Moran” en el proceso de cálculo indicado para su diseño.

A continuación, se muestra un esquema de la disposición:

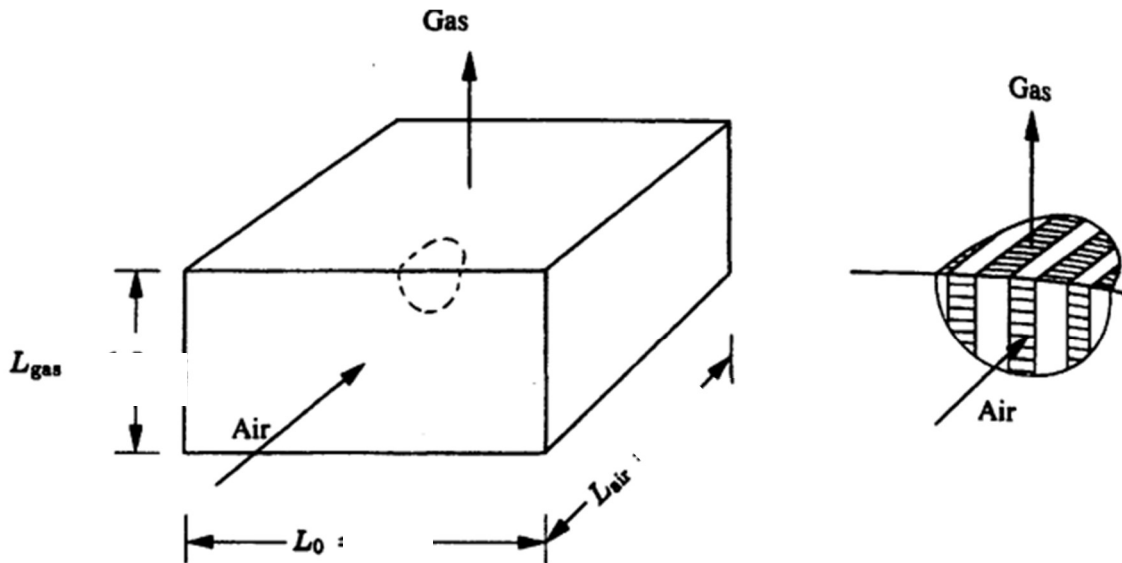


Figure 6.13 Plate-fin air preheater.

Ilustración 7: Esquema tipo de intercambiador utilizado para el regenerador

En este caso el fluido frío es el aire que se desea calentar y el fluido caliente son los gases de escape de la turbina.

$$m_{Aire} = 85,86 \frac{kg}{s}$$

$$m_{Gases} = 85,86 \frac{kg}{s}$$

Siendo,

$$\varepsilon = \frac{C_{Aire} * (T_2 - T_3)}{C_{Min} * (T_2 - T_{AguaIn})} = \frac{C_{Agua} * (T_{AguaOut} - T_{AguaIn})}{C_{Min} * (T_2 - T_{AguaIn})}$$

Siendo, $T_2 = 471$ K, la temperatura de entrada en el regenerador, definido en cálculos de apartados anteriores. La temperatura entrada y de salida del aire también se fijó en apartados anteriores, tomando los valores de 503,1 K y 910,4 K, respectivamente.

- Fluido caliente: $C_{Gases} = m_{Gases} * Cp_{Gases} = 85,86 \frac{kg}{s} * 1,15 \frac{kJ}{kgK} = 98,74 \frac{kJ}{sK}$
- Fluido frío: $c_{Aire} = m_{Aire} * Cp_{Aire} = 85,89 \frac{kg}{s} * 1,005 \frac{kJ}{kgK} = 86,32 \frac{kJ}{sK}$

Siendo, $C_{Min} = C_{Aire} = 86,32 \frac{kJ}{sK}$, entonces:

$$\varepsilon = \frac{C_{Gases} * (T_{GasesOut} - T_{GasesIn})}{C_{Min} * (T_4 - T_{GasesIn})} = \frac{98,74 \frac{kJ}{sK} * (690,3K - 1046K)}{86,33 \frac{kJ}{sK} * (503,1K - 1046)} = 0,74$$

A continuación, se definirán algunos parámetros necesarios para el diseño del intercambiador:

$$NUT = \frac{UA}{C_{Min}}$$

Para calcular NUT se realiza atendiendo a las correlaciones en función de la eficiencia del intercambiador y Cr, existentes en la bibliografía:

$$\varepsilon = 1 - \exp \left[\frac{1}{Cr} * NUT^{0,22} * [\exp(-Cr * NUT^{0,7})] - 1 \right]$$

Siendo, $Cr = \frac{C_{Min}}{C_{Máx}} = \frac{C_{Aire}}{C_{Gases}} = \frac{86,33}{98,74} = 0,87$ y $\varepsilon = 0,74$

$$0.74 = 1 - \exp \left[\frac{1}{0.87} * NUT^{0,22} * [\exp(-0.87 * NUT^{0,78})] - 1 \right]$$

Resultando,

$$NUT = 3.397$$

A partir de los valores calculados y la primera ecuación de NUT que aparece en el documento, se obtiene el UA:

$$NUT = \frac{UA}{C_{Min}} \rightarrow UA = NUT * C_{Min} = 3.397 * 86.33 = 293.26$$

Con este valor, se comprueba si con las dimensiones definidas al principio de este apartado se obtiene el UA deseado, que es el calculado en la ecuación anterior.

Siguiendo la bibliografía, tendremos algunas de las dimensiones del intercambiador:

| | Parte del aire | Parte del gas |
|---|----------------|---------------|
| Espaciado de placas (b) [mm] | 6,4 | 6,4 |
| Radio hidráulico (rh) [mm] | 1,11 | 0,77 |
| Espesor de aletas (delta) [mm] | 0,15 | 0,15 |
| Area de transferencia por volumen entre placas (beta) [m2/m3] | 840 | 1204 |
| Área de aletas por área total | 0,64 | 0,756 |

La placa entre la zona del aire y del gas tiene un espesor (a) de 3 milímetros. La conductividad térmica (k) del acero empleado es de 20,8 W/mK.

Del libro anteriormente nombrado se obtiene también los siguientes valores que se utilizaran a lo largo del proceso de cálculo:

$$h_{Aire} = 0.4$$

$$h_{Gas} = 0.2$$

$$\eta_{Aire} = 0.79$$

$$\eta_{Gas} = 0.89$$

$$\frac{A_{Gas}}{A_{Aire}} = 1.43$$

Entonces,

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{\eta_{Aire} * h_{Aire}} + \frac{1}{\frac{A_{Gas}}{A_{Aire}} * \eta_{Gas} * h_{Gas}} = \frac{1}{0.79 * 0.4} + \frac{1}{1.43 * 0.89 * 0.2} = 7.09$$

$$U = 0.141$$

$$A_{Aire} = NUT * \frac{c_{Min}}{U} = 3.397 * \frac{86.33}{0.141} = 2079.9 \text{ m}^2$$

$$A_{Gas} = A_{Aire} * \frac{A_{Gas}}{A_{Aire}} = 2079.9 * 1.43 = 2974.23 \text{ m}^2$$

A partir de estos datos, se buscan unas dimensiones del intercambiador que cumplan con estas áreas de transferencia calculadas:

HIPÓTESIS 1:

A partir de distintas dimensiones de intercambiadores que se varían, se pretende encontrar una configuración, con la cual resulten los siguientes valores obtenidos de la bibliografía:

$$\alpha_{Aire} = 400.3 \text{ m}^{-1}$$

$$\alpha_{Gases} = 574 \text{ m}^{-1}$$

| Ancho (L0) | Largo (Laire) | Alto (Lgas) | Volumen |
|------------|---------------|-------------|---------|
| 2 | 2 | 1.5 | 6 |

$$\alpha_{Aire} = \frac{A_{Aire}}{V} = \frac{2079.9}{6} = 346.7 \text{ m}^{-1}$$

$$\alpha_{Gases} = \frac{A_{Gases}}{V} = \frac{2974.23}{6} = 495.705 \text{ m}^{-1}$$

HIPÓTESIS 2:

| Ancho (L0) | Largo (Laire) | Alto (Lgas) | Volumen |
|------------|---------------|-------------|---------|
| 2 | 2 | 1 | 4 |

$$\alpha_{Aire} = \frac{A_{Aire}}{V} = \frac{2079.9}{4} = 520 \text{ m}^{-1}$$

$$\alpha_{Gases} = \frac{A_{Gases}}{V} = \frac{2974.23}{4} = 746.6 \text{ m}^{-1}$$

HIPÓTESIS 3:

| Ancho (L0) | Largo (Laire) | Alto (Lgas) | Volumen |
|------------|---------------|-------------|---------|
| 2.1 | 2.1 | 1 | 4.41 |

$$\alpha_{Aire} = \frac{A_{Aire}}{V} = \frac{2079.9}{4.41} = 471.63 \text{ m}^{-1}$$

$$\alpha_{Gases} = \frac{A_{Gases}}{V} = \frac{2974.23}{4.41} = 674.43 \text{ m}^{-1}$$

HIPÓTESIS 4:

| Ancho (L0) | Largo (Laire) | Alto (Lgas) | Volumen |
|------------|---------------|-------------|---------|
| 2.1 | 2.1 | 1.1 | 4.851 |

$$\alpha_{Aire} = \frac{A_{Aire}}{V} = \frac{2079.9}{4.851} = 428.8 \text{ m}^{-1}$$

$$\alpha_{Gases} = \frac{A_{Gases}}{V} = \frac{2974.23}{4.851} = 613.1 \text{ m}^{-1}$$

HIPÓTESIS 5:

| Ancho (L0) | Largo (Laire) | Alto (Lgas) | Volumen |
|------------|---------------|-------------|---------|
| 2.1 | 2.1 | 1.18 | 5.2 |

$$\alpha_{Aire} = \frac{A_{Aire}}{V} = \frac{2079.9}{5.2} = 400 \text{ m}^{-1}$$

$$\alpha_{Gases} = \frac{A_{Gases}}{V} = \frac{2974.23}{5.2} = 572 \text{ m}^{-1}$$

Esta es la hipótesis que se adapta a los valores indicados

6.1.2.1 Dimensiones finales regenerador

| Ancho (L0) | Largo (Laire) | Alto (Lgas) | Volumen | A_ aire | A_ gas |
|------------|---------------|-------------|---------|---------|---------|
| 2.1 | 2.1 | 1.18 | 5.2 | 2079.9 | 2974.23 |

7 COSTES

Los costes de los distintos equipos se estimarán a partir de ecuaciones cuyos términos han sido calculados anteriormente.

En primer lugar, se obtienen los datos de costes de cada equipo de la bibliografía, estos datos se escalan con un factor indicado también en la bibliografía, adaptando el coste para nuestro equipo. Por último, cabe indicar que los valores mostrados en la bibliografía son adecuados para años pasados, el coste ha aumentado debido a la inflación, por tanto, también habrá que adaptarlo a través de un segundo indicador. Estos indicadores se encuentran en Marschall and Swift Equipment cost index.

A continuación, se muestran los indicadores de inflación que se usarán a lo largo del apartado:

- Año 1991 → $X = 941.4$
- Año 1994 → $X = 993.4$
- Año 2002 → $X = 1104.2$
- Año 2003 → $X = 1123.6$
- Año 2022 → $X = 2171.6$

A través de este procedimiento se conocerá el coste aproximado de cada equipo de una forma adecuada.

7.1 Compresores

En el diseño de la planta elegido se muestran dos compresores con distintas potencias, por tanto, se realizarán dos cálculos distintos para estimar los costes.

En la bibliografía "Thermal design and optimization – Adrian Bejan, George Tsatsaronis and Michael Moran", el compresor de aire de 30 MW tiene un coste (C_c) de 3.735 millones de dólares. El índice de escalado para el compresor de aire es de $\alpha = 0.95$.

7.1.1 Compresor 1

El primer compresor tiene una potencia de 15360 kW, por tanto, primero se escala a partir de la variable potencia:

$$C_{C1} = C_c * \left(\frac{X_2}{X_1}\right)^\alpha = 3.735 * \left(\frac{15360}{30000}\right)^{0.95} = 1.98 \text{ millones de dolares}$$

Siendo,

- C_{C1} el coste del compresor 1, en el año 1994
- C_c el coste del compresor con las características de la bibliografía
- X_2 es la potencia del compresor 1, calculada en apartados anteriores del documento
- X_1 es la potencia del compresor de la bibliografía
- α índice de escalado del compresor

En segundo lugar, se adapta el coste al año 2022, para ello:

$$C_{2022} = C_{1994} * \frac{\text{Indice}_{2022}}{\text{Indice}_{1994}}$$

Siendo,

- Año 1994 → índice = 993.4
- Año 2022 → índice = 2171.6

El coste del primer compresor de la planta resulta, finalmente:

$$CC1_{2022} = 1.98 * \frac{2171.6}{993.4} = 4.33 \text{ millones de dólares}$$

7.1.2 Compresor 2

Para el compresor 2 se sigue el mismo procedimiento indicado en el apartado 7.1.1, pero en este caso la potencia es de 16408 kW.

$$C_{C2} = C_C * \left(\frac{X_2}{X_1}\right)^\alpha = 3.735 * \left(\frac{16408}{30000}\right)^{0.95} = 2.11 \text{ millones de dolares}$$

Siendo,

- Cc2 el coste del compresor 2, en el año 1994
- Cc el coste del compresor con las características de la bibliografía
- X2 es la potencia del compresor 2, calculada en apartados anteriores del documento
- X1 es la potencia del compresor de la bibliografía
- α índice de escalado del compresor

En segundo lugar, se adapta el coste al año 2022, para ello:

$$C_{2022} = C_{1994} * \frac{Indice_{2022}}{Indice_{1994}}$$

Siendo,

- Año 1994 \rightarrow índice = 993.4
- Año 2022 \rightarrow índice = 2171.6

El coste del segundo compresor de la planta resulta, finalmente:

$$CC2_{2022} = 2.11 * \frac{2171.6}{993.4} = 4.61 \text{ millones de dólares}$$

7.2 Turbinas

En la planta diseñada también existen dos turbinas, la primera que alimenta a los compresores de la propia planta y la segunda que alimenta al motor propulsor del buque y al resto de los consumidores.

El coste indicado en la bibliografía anteriormente nombrada para una turbina de gas de 30 MW es de 3.739 millones de dólares (CT). El índice de escalado (α) de la turbina de gas es 0.89.

7.2.1 Turbina 1

La primera turbina tiene una potencia de 31768 kW, por tanto, primero se escala a partir de la variable potencia:

$$C_{T1} = C_T * \left(\frac{X_2}{X_1}\right)^\alpha = 3.739 * \left(\frac{31768}{30000}\right)^{0.89} = 3.93 \text{ millones de dolares}$$

Siendo,

- CT1 el coste de la turbina 1, en el año 1994
- CT el coste de la turbina con las características de la bibliografía
- X2 es la potencia de la turbina 1, calculada en apartados anteriores del documento
- X1 es la potencia de la turbina de la bibliografía
- α índice de escalado de la turbina

En segundo lugar, se adapta el coste al año 2022, para ello:

$$C_{2022} = C_{1994} * \frac{Indice_{2022}}{Indice_{1994}}$$

Siendo,

- Año 1994 → índice = 993.4
- Año 2022 → índice = 2171.6

El coste de la primera turbina de la planta resulta, finalmente:

$$CT1_{2022} = 3.93 * \frac{2171.6}{993.4} = \mathbf{8.59 \text{ millones de dólares}}$$

7.2.2 Turbina 2

La primera turbina tiene una potencia de 31768 kW, por tanto, primero se escala a partir de la variable potencia:

$$C_{T1} = C_T * \left(\frac{X_2}{X_1}\right)^\alpha = 3.739 * \left(\frac{30000}{30000}\right)^{0.89} = 3.739 \text{ millones de dolares}$$

Siendo,

- CT1 el coste de la turbina 1, en el año 1994
- CT el coste de la turbina con las características de la bibliografía
- X2 es la potencia de la turbina 1, calculada en apartados anteriores del documento
- X1 es la potencia de la turbina de la bibliografía
- α índice de escalado de la turbina

En segundo lugar, se adapta el coste al año 2022, para ello:

$$C_{2022} = C_{1994} * \frac{Indice_{2022}}{Indice_{1994}}$$

Siendo,

- Año 1994 → índice = 993.4
- Año 2022 → índice = 2171.6

El coste de la segunda turbina de la planta resulta, finalmente:

$$CT2_{2022} = 3.739 * \frac{2171.6}{993.4} = \mathbf{8.17 \text{ millones de dólares}}$$

7.3 Cámaras de combustión

El diseño de la planta generadora escogida también cuenta con dos cámaras de combustión. La primera genera la expansión de la primera turbina y la segunda cámara genera la expansión en la segunda turbina.

El coste de la cámara de combustión (Ccc) que aparece en la bibliografía nombrada es de 338000 dólares para una potencia de 80 MW. El factor de escalado (α) que se utilizará es 0.8.

7.3.1 Cámara de combustión 1

La primera cámara de combustión tiene una potencia de 43406 kW, por tanto, primero se escala a partir de la variable potencia:

$$C_{CC1} = C_{CC} * \left(\frac{X_2}{X_1}\right)^\alpha = 338000 * \left(\frac{43406}{80000}\right)^{0.8} = 207245.2 \text{ dolares}$$

Siendo,

- Ccc1 el coste de la cámara de combustión 1, en el año 1994
- Ccc el coste de la cámara de combustión con las características de la bibliografía
- X2 es la potencia de la cámara de combustión 1, calculada en apartados anteriores del documento
- X1 es la potencia de la cámara de combustión de la bibliografía
- α índice de escalado de la cámara de combustión

En segundo lugar, se adapta el coste al año 2022, para ello:

$$C_{2022} = C_{1994} * \frac{Indice_{2022}}{Indice_{1994}}$$

Siendo,

- Año 1994 \rightarrow índice = 993.4
- Año 2022 \rightarrow índice = 2171.6

El coste de la primera cámara de combustión de la planta resulta, finalmente:

$$C_{CC1_{2022}} = 207245.2 * \frac{2171.6}{993.4} = \mathbf{453043.8 \text{ dólares}}$$

7.3.2 Cámara de combustión 2

La segunda cámara de combustión tiene una potencia de 31768 kW, por tanto, primero se escala a partir de la variable potencia:

$$C_{CC2} = C_{CC} * \left(\frac{X_2}{X_1}\right)^\alpha = 338000 * \left(\frac{31768}{80000}\right)^{0.8} = 161449.5 \text{ dolares}$$

Siendo,

- Ccc2 el coste de la cámara de combustión 2, en el año 1994
- Ccc el coste de la cámara de combustión con las características de la bibliografía
- X2 es la potencia de la cámara de combustión 2, calculada en apartados anteriores del documento
- X1 es la potencia de la cámara de combustión de la bibliografía
- α índice de escalado de la cámara de combustión

En segundo lugar, se adapta el coste al año 2022, para ello:

$$C_{2022} = C_{1994} * \frac{Indice_{2022}}{Indice_{1994}}$$

Siendo,

- Año 1994 \rightarrow índice = 993.4
- Año 2022 \rightarrow índice = 2171.6

El coste de la segunda cámara de combustión de la planta resulta, finalmente:

$$C_{CC2_{2022}} = 161449.5 * \frac{2171.6}{993.4} = \mathbf{351933 \text{ dólares}}$$

7.4 Intercooler

En la estimación de costes del intercooler se utiliza el libro “Perry’s Chemical engineer’s handbook – Don W. Green”. De la bibliografía se obtiene el coste de 21700 dólares para un intercooler (C_I) con un área de 9.3 m². El factor de escalado (α) indicado es de 0.59.

En la planta diseñada el intercooler tiene un área interior de 301.8 m² y un área exterior de 338 m². Por tanto, para realizar el escalado se utiliza con variable $A = 319.9$ m²

En primer lugar, se adapta este valor a las dimensiones del intercambiador que se instalará en la planta a bordo.

$$C_I = C_I * \left(\frac{X_2}{X_1}\right)^\alpha = 21700 * \left(\frac{319.9}{9.3}\right)^{0.59} = 174989.9 \text{ dólares}$$

Según se indica en la bibliografía nombrada, este valor es correspondiente al año 2002, por tanto, será necesario adaptar el coste al año 2022, como se realizó en los casos anteriores.

$$C_{2022} = C_{2002} * \frac{\text{Indice}_{2022}}{\text{Indice}_{2002}}$$

Siendo,

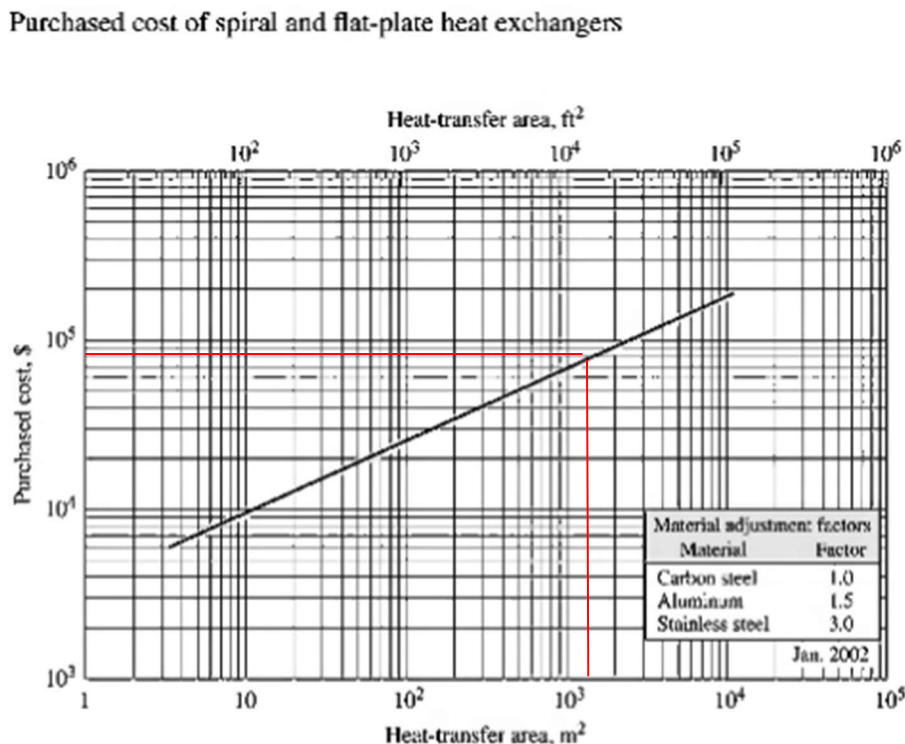
- Año 2002 → índice = 1104.2
- Año 2022 → índice = 2171.6

El coste del intercooler de la planta resulta, finalmente:

$$C_{I_{2022}} = 174989.9 * \frac{2171.6}{1104.2} = 344149 \text{ dólares}$$

7.5 Regenerador

Para llevar a cabo la estimación de costes del regenerador se utiliza el libro “Plant design and economics for chemical engineers - Max Peters, Klaus Timmerhaus”, página 687, figura 14.7. De esta bibliografía se obtiene la siguiente gráfica:



La variable de entrada en esta gráfica es el área de transferencia, calculado en el dimensionamiento del equipo. El dato de salida es el propio coste del intercambiador de calor, resultando:

$$C_R = 80000 \text{ dólares}$$

Según se indica en la bibliografía nombrada, este valor es correspondiente al año 2002, por tanto, será necesario adaptar el coste al año 2022, como se realizó en los casos anteriores.

$$C_{2022} = C_{2002} * \frac{Indice_{2022}}{Indice_{2002}}$$

Siendo,

- Año 2002 → índice = 1104.2
- Año 2022 → índice = 2171.6

El coste del regenerador de la planta resulta, finalmente:

$$C_{R2022} = 80000 * \frac{2171.6}{1104.2} = \mathbf{157333.82 \text{ dólares}}$$

7.6 Generador

Un generador transforma la energía mecánica de la turbina de gas en energía eléctrica, la cual pueden usar el motor eléctrico para la propulsión del buque y para la alimentación del resto de los consumidores.

El generador de la planta diseñada transforma la energía de la segunda turbina. Para la estimación de su coste se utiliza el artículo "Analysis on thermodynamic and economic performances of supercritical carbon dioxide Brayton cycle with the dynamic component models and constraint conditions" de Zhiyuan Liu , Peng Wang , Xiangyu Sun , Ben Zhao. La variable que define el coste es la potencia, que según los cálculos de apartados anteriores es 30000 kW, se sigue la siguiente función:

$$C_G = 2501.1 * [kW]^{0.5463} = 2501.1 * 30000^{0.5463} = 698204.1 \text{ dólares}$$

Según se indica en el artículo nombrado, este valor es correspondiente al año 2003, por tanto, será necesario adaptar el coste al año 2022, como se realizó en los casos anteriores.

$$C_{2022} = C_{2003} * \frac{Indice_{2022}}{Indice_{2003}}$$

Siendo,

- Año 2003 → 1123.6
- Año 2022 → 2171.6

El coste del generador de la planta resulta, finalmente:

$$C_{G2022} = 698204.1 * \frac{2171.6}{1123.6} = \mathbf{1.35 \text{ millones de dólares}}$$

7.7 Resumen de costes

En la siguiente tabla se muestra un resumen de costes de cada equipo de la planta, además se mostrará el coste total para así poder compararlo con los costes sin instalar esta planta generadora de potencia e instalando grupos electrógenos.

| EQUIPO | COSTE (\$ o €) |
|------------------------|------------------------------------|
| Compresor 1 | 4330000 |
| Compresor 2 | 4610000 |
| Turbina 1 | 8590000 |
| Turbina 2 | 8170000 |
| Cámara de combustión 1 | 453043.8 |
| Cámara de combustión 2 | 351933 |
| Intercooler | 344149 |
| Regenerador | 157333.8 |
| Generador | 1350000 |
| TOTAL | 27746082 =27.75 millón \$/€ |

Actualmente, un dólar equivale a un euro, por tanto, el resultado es tanto en dólares como en euros.

7.8 Comparativa costes totales

A continuación, se muestran los costes que se calcularon en el cuaderno 13 para los grupos electrógenos instalados y la maquinaria auxiliar para su correcto funcionamiento:

| Instalación | |
|-----------------------------|----------------------------------|
| Grupos electrógenos | 13102440,3 |
| Circulación y refrigeración | 69240 |
| Aire de arranque | 5616 |
| Sistema de combustible | 94973,9 |
| TOTAL | 13272270,2=13.3 millón \$ |

La instalación de la planta generadora de potencia a bordo del buque supone duplicar los gastos en cuanto a compra de equipos respecto a la instalación de motores generadores.

En el apartado conclusiones se comentará también su viabilidad teniendo en cuenta los consumos para los grupos electrógenos y para la planta propuesta.

8 CONCLUSIONES

En este apartado se concluirá a partir de los resultados obtenidos en el dimensionamiento de los equipos y en el cálculo de consumos si este sistema fuera o no viable para el buque presentado.

Se seguirán dos vías de análisis:

- Tamaño de los equipos frente al espacio disponible en la cámara de máquinas del buque
- Consumo de gas natural frente a la carga total de gas natural que transporta el buque, teniendo en cuenta su autonomía.

8.1 Viabilidad dimensional

En la cámara de maquinas del buque se dispone de un espacio de 28 metros de eslora, 30 metros de puntal y 41.9 metros de manga, en los cuales se dispone además de la planta generadora de potencia, el motor propulsor, la generación y distribución de agua dulce, gestión de sentinas, bombas de para distintos servicios y la gestión de aguas residuales.

El espacio dedicado a la generación de potencia tiene 41,9 metros de manga, 28 de eslora y 10 metros de puntal, este espacio es suficiente para albergar las turbinas, cámaras de combustión, compresores e intercambiadores de calor.

La eslora de este espacio podría verse ampliada en caso de ser necesario, ya que el almacén cuenta con 30 metros de eslora y en él se localizan además de agua de lastre, tanques de combustible que no serán necesarios con el uso de esta planta. El puntal de esta zona también se puede ver ampliado, ya que no serian necesarios los tanques de combustible ni de sedimentación de la siguiente cubierta de la cámara de máquinas.

Después de comprobar en la página web de Caterpillar las distintas configuraciones con tamaños estándar, se concluye que el espacio de la cámara de maquinas donde se instala la planta es suficiente.

8.2 Viabilidad económica

Tal y como fue comentado en el apartado de comparativa de costes totales, el coste de los equipos de la instalación de la planta generadora de potencia es el doble que es de la instalación convencional comentada en los cuadernos anteriores.

| COMPARATIVA COSTES TOTALES | |
|--------------------------------------|---------------------|
| Planta generadora de potencia | 27.75 millones \$/€ |
| Grupos electrógenos y sus auxiliares | 13.3 millones \$/€ |

Teniendo en cuenta la autonomía del buque proyectado, es adecuado tener en cuenta también el consumo de gas natural o combustible de cada caso, por tanto, a continuación, se realiza una estimación del coste a partir de datos calculados a lo largo del anteproyecto del buque y datos de la planta generadora.

8.2.1 Consumos planta generadora de potencia

El caudal de gas natural fue calculado en apartados anteriores, resultando:

$$\text{Caudal GN} = 1.503 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Teniendo en cuenta la autonomía y la velocidad de servicio del buque proyectado indicada en los requisitos previos del proyecto, se establece un tiempo de funcionamiento:

$$h_{Autonomia} = \frac{autonomia}{Velocidad} = \frac{10000}{17.2} = 581.4 \text{ horas} = 34884 \text{ min} = 2093040 \text{ segundos}$$

Utilizando el poder calorífico del gas natural y el caudal necesario:

$$1,503 \frac{kg}{s} * 50000 \frac{kJ}{kg} = 75150 \frac{kJ}{s} * 2093040 \text{ s} = 1,57 * 10^{11} \text{ kJ}$$

$$\frac{1,57 * 10^{11} \text{ kJ}}{2093040 \text{ s}} = 75150 \text{ kW} = 75,15 \text{ MW}$$

$$75,15 \text{ MW} * 581,4 \text{ h} = 43692,21 \text{ MWh}$$

A partir del valor del coste del megavatio hora, el cual se obtiene de la página web del Ministerio para la transición ecológica y el reto democrático, se obtiene el coste total del combustible gas natural para cada viaje:

$$Coste \text{ GN} = 43692,21 \text{ MWh} * 67,5 \frac{\text{€}}{\text{MWh}} = 2949224,2 \text{ €}$$

El buque transporta 140000 metros cúbicos de gas natural, por tanto, el consumo dedicado a la generación de potencia para el funcionamiento del buque presentará menos del 5% de gas natural.

8.2.2 Consumo combustible grupos electrógenos

En caso de no instalar esta planta generadora se emplearían motores generadores, este cálculo se llevó a cabo en el cuaderno 10 y 11 del anteproyecto del buque, a partir de los datos de los motores generadores seleccionados se conoce el combustible utilizado por estos grupos electrógenos. A continuación, se recuerdan los cálculos realizados:

| Wärtsilä 12V46DF | | ME CPP Variable Speed | | ME CPP Constant Speed | | DE DE Constant Speed | |
|-------------------------|-------|-----------------------------|----------------|-----------------------------|----------------|----------------------------|----------------|
| | | Gas mode | Diesel mode | Gas mode | Diesel mode | Gas mode | Diesel mode |
| Cylinder output | kW | 1145 | | 1145 | | 1145 | |
| Engine speed | rpm | 600 | | 600 | | 600 | |
| SFOC at 75% load - LFO | g/kWh | - | 189.1 | - | 193.0 | - | 193.0 |
| SFOC at 50% load - LFO | g/kWh | - | 192.3 | - | 198.5 | - | 198.5 |
| SFOC at 100% load - HFO | g/kWh | - | 186.3 | - | 186.3 | - | 185.3 |
| SFOC at 85% load - HFO | g/kWh | - | 177.2 | - | 180.1 | - | 180.1 |
| SFOC at 75% load - HFO | g/kWh | - | 191 | - | 195 | - | 195 |
| SFOC at 50% load - HFO | g/kWh | - | 197 | - | 203 | - | 203 |

$$Consumo = h_{Autonomia} \times n^{\circ} \text{generadores(operación)} \times regimen \times Pot(gen) \times Consumo$$

Resulta:

$$Consumo = 581.4 \times 3 \times 0.85 \times 14400 \times 177.2 = 3783044218 \text{ g} = 3783 \text{ toneladas}$$

Para conocer el volumen total del combustible, se utiliza la densidad del combustible diesel, resultando:

$$V_{Comb DM} = \frac{3783}{0.85} = 4450.6 m^3$$

El litro de Diesel marino cuesta actualmente en España 1.1 €, por tanto, el coste total resulta:

$$V_{DM} = 4450.6 m^3 * \frac{1000dm^3}{1m^3} * \frac{1Litro}{1m^3} = 4450600 Litros$$

$$Coste DM = 4450600 Litros * 1.1 \frac{\text{€}}{\text{Litro}}$$

$$Coste DM = 4895660 \text{ €}$$

8.2.3 Comparativa económica consumos e instalación

En la siguiente tabla se muestra la comparativa final de los costes que supone cada una de las instalaciones, además del coste que supone los consumos de combustible, ya que serán factores importantes en la amortización del buque.

| COMPARATIVA COSTES TOTALES | |
|--------------------------------------|---------------------|
| Planta generadora potencia | |
| Planta generadora de potencia | 27.75 millones \$/€ |
| Consumo gas natural | 2949224,2 € |
| TOTAL | 30,699,224 € |
| Grupos electrógenos | |
| Grupos electrógenos y sus auxiliares | 13.3 millones \$/€ |
| Consumo combustible | 4895660 € |
| TOTAL | 18,195,660 € |

Instalar una planta generadora de potencia sigue resultando más caro aun teniendo en cuenta los consumos de combustibles. A pesar de ello, existen otros factores a tener en cuenta que disminuirían el precio del buque proyectado con esta planta diseñada o con grupos electrógenos o que harían interesante hacer frente a esos costes.

En primer lugar, llevar a bordo esta planta hace que se pueda disminuir el espacio en cámara de máquinas y en el almacén, ya que no será necesario contar con tanques de diesel marino, lodos, etc. De forma sencilla, al disminuir el espacio necesario, se disminuye el tamaño del buque y con ello, el acero estructural empleado.

En segundo lugar, se debe tener en cuenta que estamos en una época en la que la inflación esta jugando un papel importante. En enero de 2021 el litro de combustible marino costaba 0.36 €, un año después ascendía a 0.50 €/litro, finalmente, en marzo del 2022 el precio es de 1,1 €/litro de combustible. Según se refleja en varios periódicos de la zona, la inflación en estos combustibles mantenía parados gran parte de la flota de barcos españoles. Además, no existe ningún indicio de que vaya a ser menor los costes.

Por último, cabe destacar que cada vez cobra más importancia que los buques sea "Eficientes energéticamente" y que con el paso de los años las penalizaciones por emisiones en la unión europea aumentarán en gran medida, lo que supondrá un coste añadido. Tal y como se comentó en la introducción del documento, el gas natural contamina menos que otros combustibles, por esa razón, la instalación de la planta generadora de potencia sería una forma de evitar estas penalizaciones económicas por emisiones a la atmósfera.

Las penalizaciones de la unión europea de las que se habla corresponden al Fitfor55, que trata de reducir en un 55% las emisiones respecto a las de 1990 hasta el 2030, y continuar logrando las cero emisiones para el año 2050. Por el momento, los combustibles como el gas natural no están penalizados.

Los precios para comprar derechos para la emisión de la unión europea evolucionan según se muestra en el siguiente gráfico, lo que indica que es inteligente pensar en reducir emisiones:



Ilustración 8: Evolución de los precios de derechos de emisiones

Dada la situación actual, se podría pensar que el precio del gas natural seguirá aumentando, pero debido a que es la única forma de reducir emisiones, es probable que la unión europea tome medidas para que su suministro sea posible y a un precio razonable, por esta razón, los en los cálculos del coste de combustible no se tuvieron en cuenta los costes actuales.

8.3 Transición energética

El paso al gas natural, tal como se indica en el artículo bibliográfico de S. Samuelsen , J. Brouwer, M. Kinnon y M. A., «The role of natural gas and its infrastructure in mitigating greenhouse gas emissions, improving regional air quality and renewable resource integration», significa un paso de la generación de potencia enteramente fósil a sistemas completamente renovables, que son los que existirán en el futuro.

Es importante pensar en el mercado energético futuro durante la toma de decisiones en el proyecto de buque, ya que este medio de transporte tienen un ciclo de vida largo, tanto el periodo de construcción como de amortización es largo, y por tanto, es muy sensible a las fluctuaciones económicas.

La razón por la cual el gas natural presenta un camino hacia las energías renovables es que este combustible permite la electrificación. Es decir, se puede pensar en una transición gas natural + energías renovables, siendo el gas natural una ayuda para aportar fiabilidad al sistema, pero no se podría pensar en una transición energética en la que el petróleo, por ejemplo, jugará un papel.

9 BIBLIOGRAFÍA

- [1] K. Thulukkanam, Heat exchanger design handbook.
- [2] V. D. Ingenieure, VDI Heat Atlas, Springer.
- [3] A. Bejan, G. Tsatsaronis y M. Moran, Thermal design & Optimization.
- [4] M. Peters, K. Timmerhaus y R. E. West, Plant design and economics for chemical engineers, Mc Graw Hill.
- [5] S. Kakaç, L. Hongtan y A. Pramuanjaroenkij, Heat Exchangers - Selection, rating and thermal design.
- [6] S. Samuelsen , J. Brouwer, M. Kinnon y M. A., «The role of natural gas and its infrastructure in mitigating greenhouse gas emissions, improving regional air quality and renewable resource integration».
- [7] Z. Liu, P. Wang, X. Sun y B. Zhao, «Analysis on thermodynamic and economic performances of supercritical carbon dioxide Brayton cycle with dynamic component models and constraint conditions».
- [8] «Turbinas a gas,» [En línea]. Available: http://eribera_bo.tripod.com/ciclo_brayton.html.
- [9] D. W. Green, Perry's Chemical engineer's handbook.
- [10] MITECO, Energía 2022 - Foro de la industria nuclear española.
- [11] «El paquete legislativo 'Objetivo 55' de la UE en el transporte marítimo,» [En línea]. Available: https://www.anave.es/images/tribuna_profesional/2022/tribuna_bia0122.pdf.

Fdo: Marina de la Peña Herrero



Ferrol, 15 de Septiembre de 2022